Pneumatyka

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA

4(59)2006
DWUMIESIĘCZNIK
cena 7,50 zł
(w tym VAT 7%)
ISSN 1426-6644
Indeks 337 323

Jesteśmy zaangażowani
w podnoszenie wydajności Waszych działań
poprzez współdziałanie i innowacje

www.atlascopco.pl

Atlas Copco

Konwertery – powietrze bezolejowe

Azot ze sprężonego powietrza

Outsourcing powietrza

Audyt systemu sprężonego powietrza

Badania napędów pneumatycznych

Zestawienie dostawców sprężarek

Zestawienie dostawców zaworów sterujących

wydawnictwo EKTORIUM

Klasa O dla sprężarek Z – str. 16

ISSN 1426-6644
04
9 771426 664602

Donaldson®
Filtration Solutions

Filtracja sprężonego powietrza, filtracja sterylna, filtracja procesowa, osuszanie ziębnicze, osuszanie adsorpcyjne, odprowadzanie kondensatu, systemy uzdatniania kondensatu, chłodziarki wody technologicznej, separatory wodno-olejowe, usuwanie pyłów i oparów, obróbka powietrza i gazów procesowych, separacja mgły olejowej

Donaldson. Wszystko stało się lepsze.

Donaldson®
Filtration Solutions

ultrafilter®

Technika uzdatniania sprężonego powietrza gazów i cieczy

Donaldson Polska Sp. z o.o.
ul. Marysińska 18
04-617 Warszawa
Tel./Fax: (022) 517 15 00/01
E-mail:ifs-pl@emea.donaldson.com
www.donaldson.com

Donaldson®
Filtration Solutions

Torit DCE

Separacja pyłów przemysłowych

Pneumatyka od projektu do wykonania

40-144 Katowice, ul. Józefowska 2
tel./fax 032 204 35 13
e-mail: italcom@italcom.com.pl, www.italcom.com.pl

italcom

Miss Afryki przejadły się banany

Mniej więcej za rok Polska ma przystąpić do układu z Schengen, co oznacza podróżowanie bez kontroli granicznej do krajów UE. To duża wygoda, ale zarazem problem, jak rozpoznać, w którym jesteśmy kraju. Niemcy mówią, że poznają Holandię, gdy krowy stają się ładniejsze od kobiet.

U nas kobiety są ładniejsze od krów, a ostatnio nawet z całego świata zjechały panny na Miss World. Jedna z afrykańskich piękności powiedziała, że najbardziej zachwyciła ją w naszym kraju nienaruszona przyroda i że wszędzie rosną jabłka. No ładnie! Po tylu latach dynamicznego rozwoju! To jeszcze bardziej zawstydzające niż Azjaci poszukujący w Polsce taniej siły roboczej.

Kiedyś komuniści twierdzili, że nasza gospodarka rozwija się szybciej i coraz szybciej, ale specjalnie zostajemy z tyłu za Zachodem, bo możemy uniknąć ich błędów. Chyba ta taktyka przynosi sukcesy. Nie robimy nic, czekamy, aż świat przyjdzie do nas i urządzi nam życie, i rzeczywiście cały czas słyszymy o wzroście PKD,o sukcesach gospodarczych, ożywieniu...

Owszem, to na nas czekają gospodynie z pękniętą rurą w Anglii i tureccy handlarze w niemieckich komisach. Serce rośnie, gdy widzi się kwitnący przemysł cofania liczników napędzający całą gospodarkę i tysiące świeżo upieczonych absolwentów ruszających na podbój Europy. Ci, którzy zostają w kraju, wyposażają się w gruchoty, i po dziurawych, zakorkowanych drogach przedzierają się w niedzielę do marketu, gdzie obejrzą najnowszą kolekcję obuwia z ceraty.

Rodzima siła nabywcza słabnie, ale przybywa kart kredytowych i kręci się biznes komorniczy. Wkrótce będą tu sami dłużnicy. Dobrze, że te słowa

są napisane po polsku, bo jeszcze przeczytałby je zagraniczny inwestor i zrezygnował z postawienia kolejnej fabryki pralek albo chusteczek papierowych.

To zrozumiałe, że mamy duże zaległości, ale chyba nie one są naszym głównym problemem. Polacy – naród walczący, przywykł do niedostatków i przeciwności losu. Niestety, chyba zbyt przywykł. Nie wygląda bowiem na to, że zależy nam na spokojnym, systematycznym rozwoju. Gdyby tak było, dawno już mielibyśmy Sejm i rząd, który to zapewni.

Tymczasem Polskę można rozpoznać po rozkwakanym ptactwie domowym tarasującym drogę.

To już chyba lepsze te jabłka.

Zdzisław Chrapkiewicz
redaktor naczelny

Pneumatyka

REDAKCJA
Zdzisław Chrapkiewicz
(redaktor naczelny)
Szymon Ciach
(zastępca redaktora naczelnego)
Marcin Kluziak
(redaktor techniczny)

Skład:
Wydawnictwo Lektorium

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

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

WYDAWCA
Wydawnictwo Lektorium
Kierownik Wydawnictwa:
Mariusz Makulski
Dział Prenumeraty:
Elżbieta Stasieńko

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

DRUKARNIA
Hector

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

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

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

Konwertery Boge Kompressoren ___12

Trendy serwisowe nowej generacji w mechatronice _____14

Klasa 0 dla sprężarek Z_____16

Azot ze sprężonego powietrza _____18

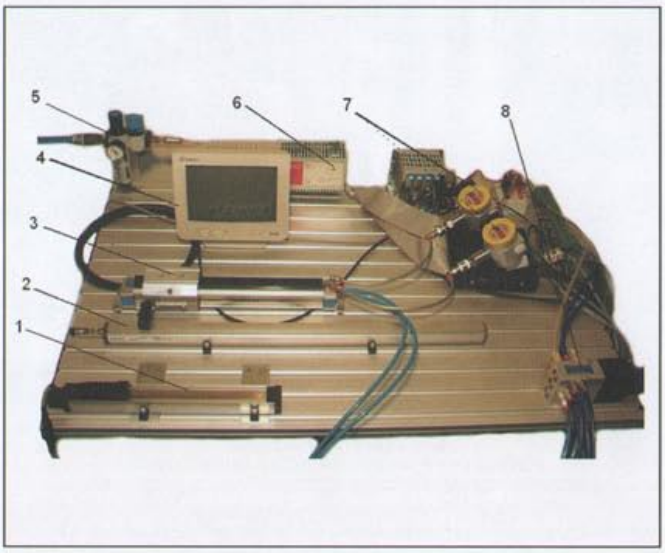
Outsourcing powietrza _____20

Tamsan- dobra oferta (wywiad) _____22

Audyt systemu sprężonego powietrza- klucz do oszczędności _____24

Badanie skuteczności nasad kominowych typu turbowent _____26

Badanie układu sterowania odtworzeniowego serwonapędu pneumatycznego _____29



Wpływ sposobu hamowania na przebiegi ciśnienia w pneumatycznych siłownikach hamulcowych _____32

Zmniejszenie energochłonności napędu pneumatycznego dzięki niepełnemu napełnieniu komór siłownika _____36

Zestawienie dostawców sprężarek __40

Wyróżnik efektywności strumienia powietrza chłodzącego w chłodni wentylatorowej _____45

Zestawienie dostawców zaworów sterujących do pneumatyki_____48

Fałszywa ekonomia _____54

INWET® Przedsiębiorstwo Wdrażania Innowacji Spółka Akcyjna

WIBRATORY PRZEMYSŁOWE
przedstawicielstwo firmy Netter GmbH

Nasza oferta obejmuje również:
PULSATORY PNEUMATYCZNE,
SYSTEMY AERACYJNE,
PODAJNIKI I PRZESIEWACZE WIBRACYJNE

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

PIAB
Innovators in Vacuum Technology

NOWOCZESNE I NIEZAWODNE
AKCESORIA PRÓŻNIOWE
POMPY, PRZYSSAWKI

Bovin

Bovin Sp. z o.o. 81-327 Gdynia, ul. Wolności 20
tel./fax: 0-58 621-98-24, 0-58 621-99-64
BOVIN - Południe: 0 502-422-300, e-mail: piab@bovin.com.pl

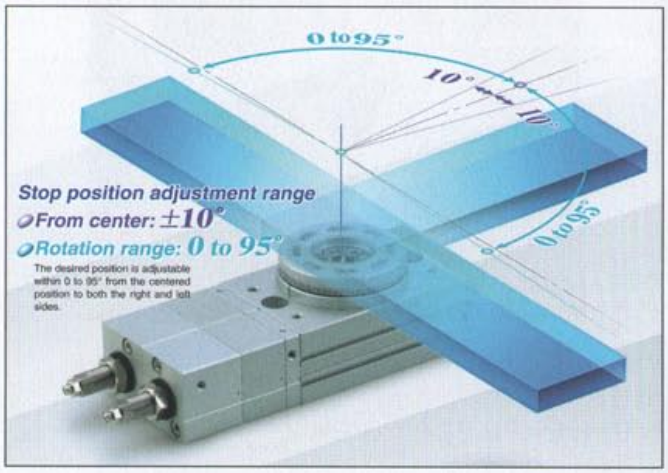
www.bovin.com.pl

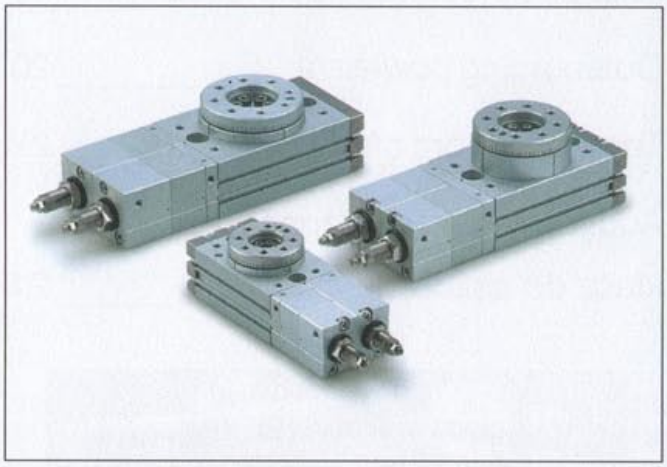
Nowość SMC – trójpołożeniowy, pneumatyczny napęd obrotowy

Nowy, 3-położeniowy napęd pneumatyczny serii MSZ, to więcej elastyczności w procesie automatyzacji dzięki indywidualnie nastawianym 3 położeniom oraz dzięki wygodnemu montażowi obciążenia na stole obrotowym.

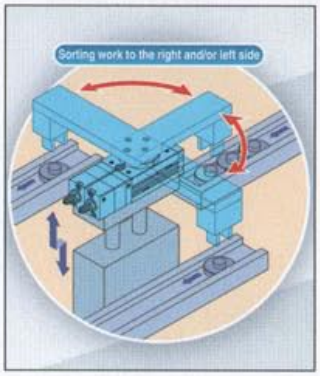
Najważniejsze zalety napędu:

- zwarta konstrukcja z mechanizmem zębnik-zębatka
- wałek ułożyskowany kulkowo z obrotowym stolikiem





- zakres regulacji pozycji pośredniej: ± 10°
- kąt obrotu: 0 ~ 190°
- dostępne 4 wielkości o momentach obrotowych od 1,10 do 5,74 Nm (przy ciśnieniu 0,6 MPa)
- proste sterowanie jednym zaworem 5/3
- ograniczniki położenia końcowego i środkowego regulowane centralnie po jednej stronie



Jubileusz SIMP

W bieżącym roku mija 80 lat od utworzenia Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników Polskich i 60 lat od zorganizowania działalności SIMP we Wrocławiu.

Konstytucyjne zebranie Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników Polskich odbyło się 26 czerwca 1926 r., a do jego założycieli należeli inż. Czesław Mikulski i prof. Henryk Mierzejewski.

20 lat później 13 czerwca 1946 r. powstał Wrocławski oddział SIMP, a pierwszym jego prezesem był Mikołaj Gutowski. W organizacji aktywnie działali inżynierowie z wrocławskich zakładów przemysłowych i z Politechniki Wrocławskiej, przyczyniając się do wykształcenia wielotysięcznej armii inżynierów.

Obecnie oddział wrocławski skupia 515 członków, a funkcję prezesa pełni od roku 1990 mgr inż. Andrzej Woźniacki, dyrektor wrocławskiego oddziału Urzędu Dozoru Technicznego. Największe Koło oddziału (będące zarazem największym w Polsce) jest umiejscowione przy Politechnice wrocławskiej i liczy 196 członków.

Mimo zmian ustrojowych dzia-łalność stowarzyszenia nie straciła na znaczeniu. Agendy SIMP wykonują współczesne zadania do których należy działalność rzeczoznawców (SIMP-ZORPOT), doskonalenie kadr (ZODOK), certyfikacja (CERT), kwalifikacja jakości wyrobów (SIMPLEST) i inne. Od roku 1964 przy wrocławskim oddziale istnieje Sekcja Hydrauliki i Pneumatyki. Od 1987 r. funkcję prezesa Sekcji pełni mgr. inż. Władysław Burzyński z PZL Hydral. Wiceprezesem jest dr inż. Henryk Chrostowski z Politechniki Wrocławskiej.

Redakcja „Pneumatyki" gratuluje szacownemu stowarzyszeniu wieloletniej działalności pełnej osiągnięć i życzy „sto lat" i więcej. Życzenia kierujemy także do zaprzyjaźnionego dwumiesięcznika „Hydraulika i Pneumatyka" – organu SIMP.

Delta Technika

Na mapce branży pneumatycznej, którą zamieszczamy zwykle na końcowych stronach widać jak mało firm z naszej branży jest rozmieszczonych we wschodnich województwach. Warto więc odnotować dziesięciolecie działalności firmy Delta-Technika Sp. z o.o. z Lublina, która rozwinęła swoją działalność w zakresie dostaw elementów pneumatyki przemysłowej i automatyki dla firm produkcyjnych oraz sprzedaży

hurtowej pneumatyki warsztatowej i urządzeń do spawalnictwa.

W pneumatycznej ofercie firmy znajdują się m.in

- zawory i elektrozawory do powietrza, pary i wody: CAMOZZI, ASCO/JOUCOMATIC
- siłowniki CAMOZZI
- pompy i przyssawki do próżni VUOTECNICA, PNEUMOFORE
- czujniki i przetworniki ELOBAU
- kompresory tłokowe i śrubowe: FINI, ABAC, FIAC
- łopatkowe MATTEI, HYDROVANE
- systemy uzdatniania powietrza: OMI, HIROSS, ULTRAFILTER
- narzędzia pneumatyczne: OBER, COMARIA, NIKEMA
- armatura pneumatyczna CAMOZZI, ANI, CKD

Na załączonym zdjęciu stoisko firmy podczas targów TAROPAK we wrześniu 2006 w Poznaniu.

BOGE KOMPRESSOREN

JAKOŚĆ KTÓRA PRZEBIJA

- Sprężarki śrubowe o wydajnościach od 0,2 do 50,0 m³/min i ciśnieniach do 13 bar
- Sprężarki tłokowe o wydajnościach od 125 do 6200 l/min i ciśnieniach do 35 bar
- Oczyszczanie sprężonego powietrza,
- Kompleksowy montaż

Centrala:
PNEUMATIK SA
Wysogotowo
ul. Kamienna 28
62-081 Przeźmierowo
tel. (061) 816 12 46, 816 12 55
fax (061) 816 17 71
e-mail: info@pneumatik.com.pl
Internet: www.pneumatik.com.pl

Oddziały:
Częstochowa (034) 322 06 26
Jarosław (016) 624 22 60
Serwis 24 h: 0 605 44 55 55

Pneumatik

Oficjalny przedstawiciel firmy BOGE KOMPRESSOREN

Polski Producent Siłowników Pneumatycznych

Wykonujemy siłowniki:
- ISO 6431
- Mini ISO 6432
- Kompaktowe
- Z zabezpieczeniem przed obrotem
- Ze stali nierdzewnej INOX na zamówienie

ZORIN

Kompletny cennik siłowników można zamówić wysyłając e-mail na adres:

zorin@zorin.pl

Ponadto oferujemy pełen asortyment elementów pneumatycznych.

Podczas składania zamówienia lub zapytania ofertowego proszę powołać się na hasło znajdujące się w prawym dolnym rogu.
Każdy zakup u nas premiowany jest firmowym upominkiem.*
* promocja trwa do 30 XI 2006

ZORIN Sp. z o.o.
ul. Dopiewska 60, Gołuski
62-070 Dopiewo
tel/fax: (061) 814 31 33

Hasło:
Siłowniki - Zorin

Święto w Bosch Rexroth

W bieżącym roku podwójną okazję do świętowania ma firma Bosch Rexroth Sp. z o.o. Po pierwsze - mija 15 lat obecności firmy Bosch Rexroth w Polsce, po drugie- w Warszawie przy ul. Jutrzenki 102/104 oddano do użytku nowo wybudowaną siedzibę firmy. W budynku tym mają swoje siedziby Bosch Rexroth Zarząd Regionalny Europa Środkowa i Wschodnia (ZOE) oraz polska spółka Bosch Rexroth. Ta ostatnia przeprowadziła się z dotychczasowej siedziby w Pruszkowie. Warto przy tej okazji przypomnieć najważniejsze fakty z historii firm Bosch i Rexroth, zanim

Fot. 1 Nowa siedziba Bosch Rexroth Polska i Zarządu Regionalnego Europa Środkowa i Wschodnia w Warszawie

Fot. 2 Manfred Grundke, Prezes Zarządu Bosch Rexroth AG, w trakcie uroczystego przemówienia z okazji otwarcia nowej siedziby Bosch Rexroth w Polsce

połączyły się one w jedną firmę Bosch Rexroth AG, która jest jednym ze światowych liderów w zakresie napędów i sterowań.

BOSCH

1886 – Robert Bosch zakłada warsztat mechaniki precyzyjnej i elektrotechniki

1902 – kamień węgielny Bosch Automationstechnik

1950 – podjęcie wytwarzania elementów hydraulicznych

1964 – przejęcie RB Maschinenbau Murrhardt GmbH i poszerzenie programu produkcyjnego o komponenty hydrauliczne Indramat GmbH

1972 – powiększenie firmy o Hydromat GmbH

1977 – zakup Lohman + Stolterfoht

1987 – poszerzenie programu produkcyjnego o technikę przemieszczeń liniowych przez kupno Deutsche Star GmbH

1989 – powiększenie firmy o Rexroth Pneumatik GmbH

1991 – powstanie polskiego oddziału Rexroth Sp. z o.o.

1969 – stworzenie technicznego centrum hydrauliki w Schieberdingen

1996 – stworzenie branży techniki automatyzacji

1997 – integracja Industriewerkzeug Schraub- i Einpresstechnik

REXROTH

1795 – rodzina Rexroth nabyła niewielki zakład hydrauliczny – kuźnię

1952 – podjęcie wytwarzania standardowych elementów hydraulicznych

1965 – wkroczenie w nową branżę technik sterowania poprzez przejęcie

2000 – nabycie REFU Elektronik GmbH

2001- wejście firmy Mannesmann Rexroth AG do grupy Robert Bosch GmbH i stworzenie nowej firmy Bosch Rexroth AG

2006- otwarcie nowej siedziby Centrali Bosch Rexroth Sp. z o.o. oraz Bosch Rexroth Regional Management Central and Eastern Europe w Warszawie.

Fot. 3 Uroczyste otwarcie nowej siedziby - na zdjciu (od lewej: dr Alfons Weber – Członek Zarządu Bosch Rexroth AG, dr Włodzimierz Bramowicz – Dyrektor Bosch Rexroth Sp. z o.o., Krystyna Boczkowska – Prezes Zarządu Robert Bosch Sp. z o.o., Manfred Grundke – Prezes Zarządu Bosch Rexroth AG, Friedrich Bader – Dyrektor Generalny Bosch Rexroth Zarządu Regionalnego Europa Środkowa i Wschodnia)

PNEUMATECHNIK

Firma Pneumatechnik z siedzibą w trójmieście (Rumia) oferuje wysokiej jakości asortyment oraz ser-

wis z zakresu pneumatyki i automatyki przemysłowej. Jest oficjalnym przedstawicielem firmy VTEC produkującej wysokiej jakości pompy próżniowe, urządzenia do transportu materiałów sypkich, przyssawki oraz wszelkie akcesoria pneumatyczne takie jak filtry próżniowe, elektrozawory, manometry, przełączniki próżniowe, itp.

Vacuum conveyors – urządzenia do transportu materiałów sypkich mają następujące zalety: eliminują zapylenie, eliminują pracę ręczną, wykonanie ze stali nierdzewnej AISI316L, łatwe do mycia, niski poziom hałasu, automatyczne czyszczenie filtra.

Pompy próżniowe (multieżektorowe) generują podciśnienie za pomocą wyłącznie sprężonego powietrza.

Najmocniejsze pompy multieżektorowe są w stanie zastąpić pompy elektryczne o mocy nawet 10kW.

Budowa nowej siedziby Pneumat System

Znana wrocławska firma Pneumat System wkrótce przeprowadzi się do nowej efektownej siedziby. Rozpoczęta w lipcu budowa postępuje bardzo szybko, lokalizacja w przemysłowej dzielnicy Wrocławia (ul. Paprotna) umożliwi łatwiejszy dojazd do firmy. Na fotografiach

przedstawiono przyszły wygląd firmy oraz moment położenia kamienia węgielnego przez właścicieli Bożenę i Ryszarda Pachurę.

W obiekcie znajdą miejsce biura salon, sprzedaży, magazyn oraz zaplecze produkcyjne.

CONTROL-TECH 2006

Wystawcy z 13 krajów, o ponad 30% większa niż przed rokiem powierzchnia wystawiennicza – tak wyglądała w liczbach tegoroczna, szósta już, edycja Targów Przemysłowej Techniki Pomiarowej CONTROL-TECH w Kielcach.

Ponad 130 wystawców zaprezentowało najnowocześniejsze urządzenia i narzędzia pomiarowe, techniczne środki automatyzacji, napędy stosowane w układach automatyzujących, układy automatyzacji maszyn, sprzęt i aparaty do wykrywania i diagnozowania instalacji podziemnych rurowych, kablowych, urządzenia do zdalnego sterowania maszynami. Targom towarzyszyło seminarium Głównego Urzędu Miar „Akredytacja laboratoriów urzędów administracji miar w Polsce" oraz konferencje i prezentacje zorganizowane przez wystawców. Medale Targów Kielce otrzymały: Carl Zeiss Warszawa, Centrum Techniki Pomiarowej FAKTOR oraz niemiecka firma Optasell Ltd. Wyróżnienia wręczono firmom: Feinmesstechnik GmbH, Olympus Polska oraz Przedsiębiorstwu Pomiarów i Automatyzacji MESKON.

Na VII Targi Przemysłowej Techniki Pomiarowej CONTROL-TECH organizatorzy zapraszają 26-28 września 2007 r.

VI MIĘDZYNARODOWE TARGI HYDRAULIKI, PNEUMATYKI, STEROWANIA I NAPĘDÓW

HPS 19 - 21.10.2006

KATOWICE Hala SPODEK
Al. W. Korfantego 35

★ 280 firm z 22 krajów!

★ Konferencja pod tytułem:
"CETOP - szansą dla krajowego sektora hydrauliki i pneumatyki"

PATRONATY HONOROWE:

cetop European Fluid Power

IZBA GOSPODARCZA KOMPONENTÓW I TECHNOLOGII
Korporacja Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych

Minister Gospodarki

PARTNERZY INTERNETOWI:
www.hydraulika.info.pl
www.energoelektronika.com.
www.iProdukcja.pl

PATRONI MEDIALNI:
napędy i sterowanie
Pneumatyka
HiP
mechanik
transport przemysłowy
Inżynieria Utrzymania Ruchu

www.hps.mtk.katowice.pl

TECHNIKA SPRĘŻONEGO POWIETRZA

ALUP Kompressoren

LIDER TECHNOLOGII

WARSZAWA
ALUP Kompressoren sp. z o.o.
ul. Krzysztofa Kolumba 22
02-288 Warszawa
tel./fax: (+48 22) 868 00 33, 846 62 54
alup@alup.pl

Oddziały Techniczno-Handlowe:

POZNAŃ
ul. Strzeszyńska 33
60-479 Poznań
tel./fax: (0 61) 656 70 22, 0 601 177 355

WROCŁAW
ul. Olszewskiego 23/B-3
51-642 Wrocław
tel./fax: (0 71) 348 32 91, 0 607 084 154

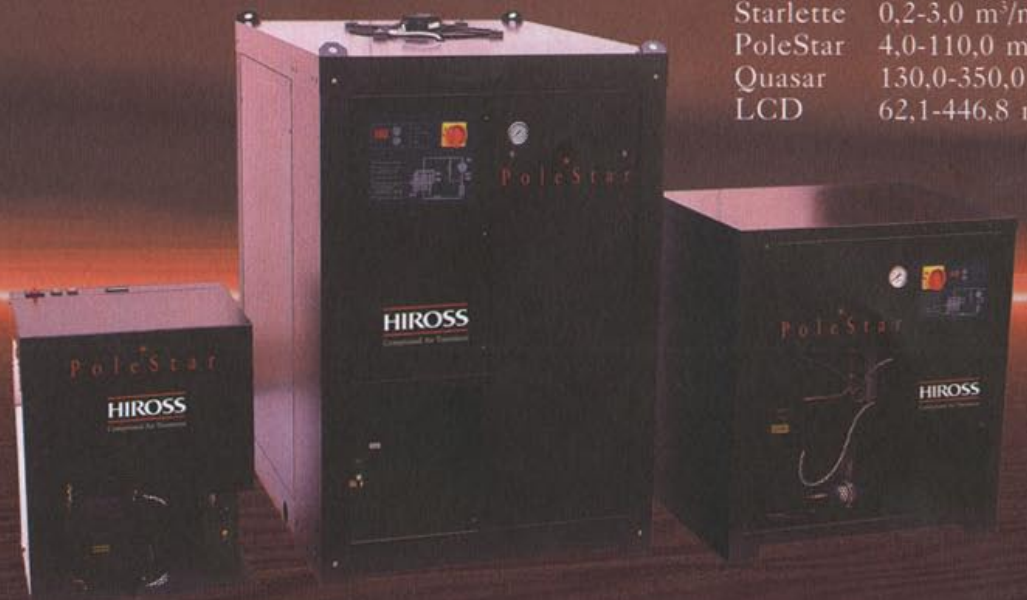
Serwis 24 godziny na dobę
tel./fax: (+48 22) 846 62 54
tel. kom: 0 601 303 804

www.alup.pl

HIROSS

Compressed Air Treatment
Osuszacze chłodnicze

Starlette	0,2-3,0 m³/min
PoleStar	4,0-110,0 m³/min
Quasar	130,0-350,0 m³/min
LCD	62,1-446,8 m³/min



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

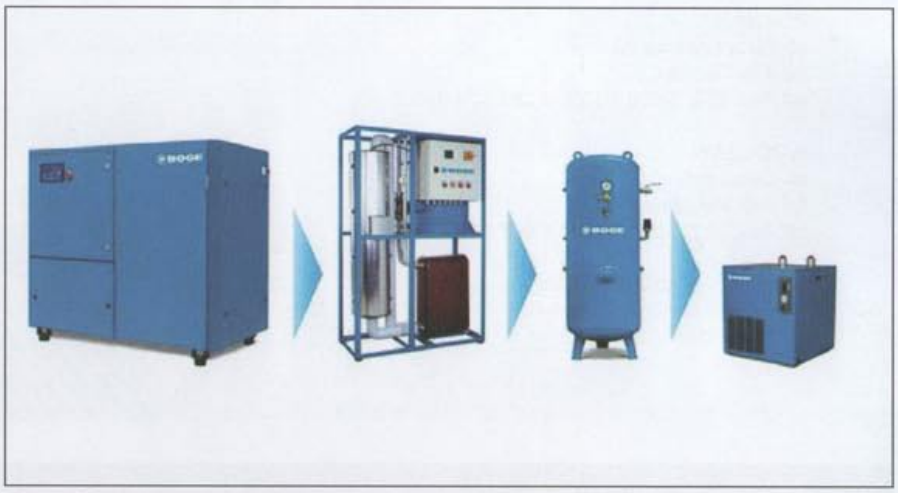
Konwertery BOGE KOMPRESSOREN

To łatwe – ekonomicznie, ekologicznie, bez oleju

Konwertery typoszeregu BC oferują całkowicie nowe możliwości wytwarzania bezolejowego sprężonego powietrza.

Jeżeli koszty dotychczasowych systemów jego wytwarzania lub bezpieczeństwo eksploatacji (gwarancja jakości powietrza) są niezadowalające, to konwerter jest idealnym trzecim rozwiązaniem dla wytwarzania absolutnie bezolejowego sprężonego powietrza. Korzystniejszym niż bezolejowa sprężarka czy zwykłe systemy oczyszczania sprężonego powietrza. A przy tym mamy pewność, że przedostawanie się oleju do sieci sprężonego powietrza jest wykluczone! Czy system zbiorników i wkładów konwertera przekonuje wysoką opłacalnością i przyjaznym serwisem? Nakłady inwestycyjne są stosunkowo nieduże, ponieważ odpadają kosztowne kontrole. Ryzyko w postaci wycieku oleju jest wyeliminowane. Podobnie jak częsta wymiana wkładów, tak jak ma to miejsce w przypadku systemu filtrów.

Rys. 1 Z zasady ekologicznie: katalizator zapewniający czyste, bezolejowe sprężone powietrze. Olej ulega rozkładowi na naturalne związki znajdujące się w powietrzu



Fot. 1 Trzecie rozwiązanie – obok bezolejowego sprężania i uzdatniania sprężonego powietrza: bezolejowe sprężone powietrze, klasa jakości 1 (wg ISO 8573-1) dzięki konwerterowi BOGE!

Fot. 2 Całkowicie bezolejowe sprężone powietrze, czysty kondensat: wydajność przepływu 1-54 m³/min

Usuwanie odpadów funkcjonuje bezproblemowo – kondensat ma nawet właściwości wody zdatnej do picia! W systemie katalizacji konwertera BOGE długie łańcuchy węglowodorowe oleju zawartego w sprężonym powietrzu ulegają rozszczepieniu na nieszkodliwy dwutlenek węgla oraz wodę, a więc na związki, które występują także w naszym naturalnym powietrzu.

Materiał katalityczny w postaci granulatu znajduje się w zbiorniku, przez który przepływa sprężone powietrze.

Zarówno krople, jak i opary oleju są „krakowane" i ulegają przekształceniu, w wyniku czego powstający kondensat jest całkowicie bezolejowy i może być usunięty bez ponoszenia kosztów dodatkowego oczyszczania.

Artykuł promocyjny Pneumatik SA

CPP KIELCE PREMA SPÓŁKA AKCYJNA

CENTRUM PRODUKCYJNE PNEUMATYKI "PREMA" S.A. w KIELCACH

ISO 9000:2000

CPP PREMA S.A. OTWIERA NOWY SKLEP FIRMOWY WE WROCŁAWIU

ZAPRASZAMY DO ODWIEDZENIA NASZEGO

SKLEPU FIRMOWEGO

we Wrocławiu przy ulicy

Rybackiej 11

53-656 WROCŁAW

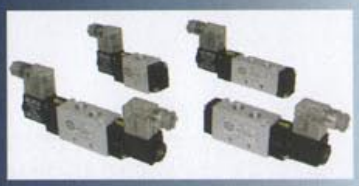
gdzie oferujemy pełny asortyment pneumatyki siłowej i sterującej.
Sklep czynny w godzinach:
poniedziałek - piątek
od 8.00 do 16.00

Tel./fax 071 359-09-43

- siłowniki pneumatyczne
D12÷D320
ISO i CNOMO
z elementami mocującymi

- narzędzia pneumatyczne
(szlifierki, wkrętaki, klucze)

SKLEP FIRMOWY



- zawroy rozdzielające
G1/8-G3/4 (ZMG, ZE, DTE)

- wyspy zaworowe
D-SUB (MULTIPOL)

- elementy przygotowania
powietrza G1/8-G3/4
(filtry, reduktory,smarownice,
bloki przygotowana powietrza

Ponadto oferta sklepu obejmuje:

- *elementy złączne, akcesoria dla pneumatyki, przewody, złączki i przyłącza*
- *doradztwo techniczne, dobór zamienników*
- *wyroby nie katalogowe na zamówienie Klienta*

SIEDZIBA

Ul. Wapiennikowa 90 25-101 Kielce
tel. 041 361-95-24, fax. 041 361-91-08
Marketing: 041 362-21-60
prema@prema.pl
www.prema.pl

PNEUMATYKA I AUTOMATYZACJA DLA WYMAGAJĄCYCH

www.prema.pl

Trendy serwisowe nowej generacji w mechatronice

Festo - HPS 2006

Olbrzymia różnorodność rozwiniętych obecnie przemysłowych technologii stała się dla Festo impulsem do przedstawienia i wdrożenia oferty nowej generacji mechatronicznych rozwiązań systemowych, będących integracją produktów i usług serwisowych.

W przestrzeni aplikacji przemysłowych mechatroniki Festo, można wyróżnić następujące obszary branżowe:

- przemysł samochodowy
- produkcja maszyn specjalizowanych
- handling i technologia montażu
- przemysł spożywczy i opakowalnictwo
- maszyny papiernicze i przemysł drukarski
- transport międzyoperacyjny
- przemysł elektroniczny i oświetleniowy
- obrabiarki i narzędzia
- przetwórstwo tworzyw sztucznych
- przemysł drzewny
- przemysł tekstylny
- procesy ciągłe i chemia
- przemysł hutniczy/aluminium
- biotechnologie i przemysł farmaceutyczny
- przemysł medyczny
- transport kolejowy, drogowy i morski

Festo wdrożyło ofertę mechatronicznych rozwiązań systemowych dla indywidualnych potrzeb poszczególnych segmentów rynku jako propozycję partnerskiej współpracy w sekwencji procesów: **Projektowanie – Dostawy – Montaż – Eksploatacja**

Serwis projektowy

Na etapie projektowania nie tylko chodzi o skonstruowanie maszyny lub linii spełniającej założone funkcje, ale również o to, aby wybrane struktury mechatroniczne zapewniły redukcję kosztów logistyki, montażu i eksploatacji.

Festo kieruje do partnerskiej współpracy w serwisach projektowych, kompetentnych specjalistów pneumatyki produktowej, którzy wspomagają konstruktorów przy konfigurowaniu mechatroniki uwzględniającym przepi-

sy i normy branżowe, bezpieczeństwo aplikacji, Deklaracje Zgodności, niskie koszty realizacji i energooszczędną eksploatację.

Narzędzia realizacji serwisów projektowych to:

Szybkie konstruowanie w środowisku elektronicznego Katalogu Festo *on-line* skupiającego niezbędne własności i dane techniczne o 18 000 produktach oraz rysunki w formatach 2D i 3D do tworzenia dokumentacji.

FluidDRAW® - biblioteka znormalizowanych wg. DIN symboli do budowania schematów pneumatycznych i generowania wykazu aparatury pneumatycznej

Software – Tools - zawiera oprogramowania obliczeń, doboru i symulację przebiegów dynamicznych:

- napędów pneumatycznych
- chwytaków pneumatycznych i podciśnieniowych
- napędów muskułowych
- osi pneumatycznych i elektrycznych
- napędów obrotowych
- przewodów pneumatycznych
- konfiguracji wysp zaworowych.

ProPneu – program symulacji subsystemów struktur mechatonicznych; np. czasów pozycjonowania napędu przy założonych parametrach, obciążeniu masowym (kg), skoku (mm), ciśnieniu pracy (bar).

FST - oprogramowanie do konfigurowania, programowania, uruchamiania i diagnostyki systemów sterowania FEC i CPX-FEC

Serwisowe projekty logistyczne

Wyzwania współczesnych realizacji projektów inwestycyjnych to optymalizacja sprawności ekonomicznej procesów, również procesów realizacji zamówionych dostaw.

Filozofia serwisów logistycznych sprowadza się do kształtowania już w procesie konstruowania, napędów zintegrowanych z zaworami sterującymi, wysp zaworowych z dołączonym osprzętem lub też całych jednostek sterujących gotowych do zabudowy. Cel ten realizuje Festo przez:

Serwis 24h – szybkie dostawy na terenie Europy wszystkich standardowych produktów pneumatycznych w ciągu 24 godzin.

Serwis SMS - produkcja i dostawy siłowników o nietypowych skokach oraz konfigurowalnych termina-

li zaworowych w ciągu 24 godzin.

Serwis on-line shop – zamówienia SA przez Klientów automatycznie transferowane do systemy SAP w Fe-

sto co ekstremalnie skraca czasy realizacji dostaw

Serwis PrePack - indywidualnie kolekcjonowane zestawy komponentów pneumatyki (siłownik-zawór-osprzęt-stacyjka) do bezproblemowej i szybkiej instalacji, zwłaszcza u producentów maszyn

Serwis LOS (Logistic Optimisation Service) - projekty organizacji i wyposażenia środowisk logistycznych zarówno u producentów maszyn jak i końcowych użytkownikóww celu ekstremalnej redukcji kosztów.

Chodzi optymalizację procesów zamawiania, składowania i wyznaczania ilości zasobów magazynowych z zastosowaniem nowoczesnych środków technicznych.

Projekty serwisowe: montaż i uruchomienie

Kluczem do uzyskania maksymalnej niezawodności w procesach montażu maszyny, lub linii zawierającej mechatronikę, jest stosowanie wielowariantowych, wysoce zintegrowanych, wstępnie prefabrykowanych i funkcjonalnie sprawdzonych sub-systemów napędowo-sterujących, gotowych do szybkiej instalacji.

Granice stopnia zawartości w maszynie indywidualnych komponentów i zintegrowanych sub-systemów wyznaczaja: przepisy technologiczne i normy branżowe, także normy bezpieczeństwa przypisane poszczególnym segmentom aplikacji przemysłowych.

Projekty serwisowe Festo z jednej strony to, partnerskie wspomaganie projektów, z drugiej zaś to, usługi instalacyjne i pomiarowe na montowanym obiekcie w zakresie wyznaczonym przez Klienta np.:

Serwis CONS - serwis planowania kosztów montażu i instalacji napędu i sterowania

Serwis PreAssebly – dostawa do montażu jednostek mechatroniki w uzgodnionej z odbiorcą wstępnie zmontowanej formie.

Serwis INST. & Serwis. COM – usługi montażowe i uruchomienie bardziej złożonych systemów mechatronicznych (pozycjonowanie, handling, muskuły).

Serwis MOD. – usługa modernizacji użytkowanych instalacji pneumatycznych w kierunku zwiększenia produktywności maszyn

Serwis Coca – usługa pomiarowa oraz analiza zużycia sprężonego powietrza, wraz z projektem: zwiększenia energetycznej sprawności maszyny, zmniejszenia kosztów wyposażenia aparatury pneumatycznej i kosztów instalacji.

Projekty serwisowe eksploatacyjne

Zwiększanie produktywności procesów wytwarzania wymaga stosowania w maszynach i liniach produkcyjnych najwyższej jakości produktów mechatronicznych i obecności nowej generacji serwisów zwłaszcza w eksploatacji ciągłej.

Pakiety Serwisów Eksploatacyjnych to rezultat 50-letnich doświadczeń zebranych przez specjalistów Festo na całym świecie.

W tej grupie projektów serwisowych obserwujemy obecnie tendencję tworzenia nowych specjalizowanych serwisów w ślad za potrzebami dynamicznie rozwijanych przez inwestorów współczesnych technologii.

Sztandarowym reprezentantem projektów serwisowych eksploatacyjnych jest sprzedawany od 4 lat serwis oszczędzania sprężonego powietrza FESS.

Serwis FESS – to usługa sesji pomiarowej na maszynie z pneumatyką w celu identyfikacji źródeł strat energetycznych i opracowania dla potrzeb służb utrzymania ruchu wniosków poprawienia produktywności. Dokumentacja sesji pomiarowej zapoznaje użytkownika z kosztami bieżącej eksploatacji, topografią źródeł „przecieków" i alternatywą likwidacji niesprawności.

Totalna zmiana, jaka się dokonała w automatyzacji linii produkcyjnych środkami mechatroniki a zwłaszcza konieczność permanentnego zwiększania produktywności wykreowała w firmie Festo najnowszą generację pakietów serwisowych.

Serwis Diagnostic – projekty i dostawa jednostek diagnostyki dla eksploatowanych maszyn z pneumatyką w celu predykcji stanu pracy układu i redukcji czasów przestoju.

Serwis EMC – usługa identyfikacji maszyny zgodnie dyrektywami elektromagnetycznej kompatybilności i propagacji zakłóceń zachodzących w układach

Serwis PROFIBUS – sesja pomiarowa parametrów w sieciach komunikacyjnych

Serwis AQT – analiza jakości sprężonego powietrza w instalacjach pneumatycznych.

Projekty te oferowane i uruchamiane w partnerskiej współpracy z naszymi klientami na całym świecie potwierdzają słuszność przyjętej przez Festo misji tworzenia **Indywidualnych Mechatronicznych Rozwiązań Systemowych** obejmującej produkty i serwisy.

Wystąpienie firmy FESTO na konferencji „CETOP – szansą dla krajowego sektora hydrauliki i pneumatyki" na targach HPS 2006 Katowice

mgr inż. Jerzy Horecki
Koordynator ds. Rozwoju
Festo Sp. z o. o.

Klasa O dla sprężarek Z

Atlas Copco było pierwszą firmą, która w 1957 roku wprowadziła na rynek sprężarki bezolejowe. Od tego czasu, dzięki nieustannym badaniom i rozwojowi, Atlas Copco utrzymuje pozycję światowego lidera w technologii bezolejowego wytwarzania sprężonego powietrza.

Ostatnim osiągnięciem i kamieniem milowym stało się przyznanie firmie – jako pierwszemu i jedynemu producentowi na świecie – certyfikatu potwierdzającego spełnianie kryteriów dotyczących czystości sprężonego powietrza wg ISO 8573-1 klasa 0.

Fot. 1 Sprężarka bezolejowa Atlas Copco typu Z

Korzyści z ISO 8573-1 klasa 0

Tylko bezolejowe sprężarki gwarantują bezolejowe rozwiązania! Bezolejowe sprężarki Atlas Copco są rozwiązaniem dla najbardziej wymagających aplikacji, w których wykorzystuje się sprężone powietrze o najwyższej czystości. Gdy mówimy o takich dziedzinach, jak produkcja leków, procesy związane z wytwarzaniem żywności, produkcja precyzyjnych części elektronicznych etc., brak oleju oznacza zero ryzyka – zero ryzyka zanieczyszczenia i uszkodzenia produktu, zero ryzyka kosztów.

Atlas Copco zawsze podąża krok dalej

Atlas Copco zwróciło się do niezależnej firmy certyfikującej TUV z prośbą o przeprowadzenie testów bezolejowych sprężarek typu Z. Wytypowane zostały różne rodzaje sprężarek i poddane najbardziej rygorystycznym testom. Przyjmowane były różne warunki pracy sprężarek, w całym zakresie temperaturowym. Nie znaleziono żadnych frakcji olejowych w strumieniu wylotowym sprężonego powietrza. W rezultacie TUV przyznała certyfikat ISO 8573-1 klasa 0 dla sprężarek bezolejowych typu Z Atlas Copco, dotyczący nowej klasy jakości.

Jakie są zasadnicze różnice między obecną a poprzednią wersją normy ISO 8573-1?

Poprzednia norma ISO 8573-1 z 1991 r. określała pięć klas czystości sprężonego powietrza – od 1 do 5. Wg niej mierzona była zawartość oleju i aerozoli. Para olejowa oraz kondensat na ściankach nie były uwzględniane. Rozważano jednak konieczność wprowadzenia wyższego poziomu czystości sprężonego powietrza w aplikacjach, takich jak produkcja farmaceutyków, żywności, precyzyjnych czystości elektronicznych.

Dlatego w 2001 roku nastąpiło zrewidowanie obowiązujących standardów. Została dodana nowa klasa czystości – klasa 0 wg ISO 8573-1, definiująca zawartość oleju poniżej 0,01 mg/m^3. Dodatkowo, pomiary objęły wszystkie trzy źródła koncentracji oleju – aerozole, parę i ciecz – dając teraz prawdziwy obraz koncentracji oleju.

Jakie rodzaje testów są wykonywane przy klasyfikacji 0 wg ISO 8573-1?

Część 2 (part 2) mówi o mierzeniu aerozoli i cieczy. Wykonuje się w niej badanie częściowego (B2) lub pełnego strumienia (B1) sprężonego powietrza. W części 5 (part 5) mierzona jest tylko para oleju. Obydwie części są konieczne do uzyskania klasy 0 wg ISO 8573-1. To oznacza, że są mierzone wszystkie trzy składniki: aerozole, ciecz i para oleju.

Jaka jest różnica między częściowym (B2) a pełnym (B1) przepływem sprężonego powietrza?

Metoda B2 mierzy zawartość oleju jedynie w środkowej części strumienia. Pozwala na mierzenie zawartości aerozoli, nie mierzy natomiast pary oleju oraz strumienia oleju na ściankach. Metoda B1 pozwala na pomiar aerozoli, pary oraz cieczy oleju. Taki pomiar był przeprowadzony podczas badania sprężarek serii Z Atlas Copco. Rezultatem był brak frakcji olejowych w strumieniu wylotowym.

Czy sprężarki z wtryskiem oleju wraz z filtrami usuwającymi olej mogą dostarczać bezolejowe sprężone powietrze?

Często słyszy się, że w efekcie otrzymujemy „technicznie" bezolejowe powietrze. Ale nawet w optymalnych warunkach taki układ nie jest w stanie zapewnić całkowicie bezolejowego powietrza. Przede wszystkim efektywność filtracji oleju gwałtownie spada wraz ze wzrostem temperatury. Dodatkowo, filtr jest pewnego rodzaju magazynem, pracuje poprawnie do momentu nasycenia. Potem nie pełni już swej funkcji. Ale jak uchwycić moment nasycenia? Co się stanie, jeśli ilość oleju niespodziewanie wzrośnie? Co się stanie, jeśli uszkodzeniu ulegnie wkład separatora oleju? W układzie ze sprężarką z wtryskiem oleju zawsze będzie istniało ryzyko zanieczyszczenia olejem i możliwość konsekwencji, również finansowych.

Wpływ temperatury otoczenia na „technicznie" bezolejowe powietrze

W układach ze sprężarkami z wtryskiem oleju i filtrami olejowymi, wraz ze wzrostem temperatury maleje skuteczność filtracji. Temperatura otoczenia w sprężarkowni często osiąga 30 °C, a temperatura sprężonego powietrza nierzadko wynosi około 40 °C. Skuteczność filtracji oleju jest w takim przypadku nawet 20-krotnie niższa niż podawana w warunkach odniesienia. Nie jest to sytuacja niecodzienna, nawet w krajach o klimacie umiarkowanym. Temperatura powietrza w sprężarkowni jest z reguły wyższa niż temperatura na zewnątrz. Wzrost temperatury powoduje również podniesienie zawartości pary oleju. Oprócz tego wyższe temperatury skracają żywotność wkładów filtracyjnych z węglem aktywnym. Podniesienie temperatury z 20 °C do 40 °C skraca żywotność filtra o 90%! W układach z bezolejowymi sprężarkami jakość dostarczanego powietrza jest niezależna od temperatury.

A co z zanieczyszczeniem otaczającego nas powietrza?

Powietrze atmosferyczne zawiera niewiele frakcji pochodzących z samochodów lub przemysłu ciężkiego. Są jednak tereny silnie uprzemysłowione, gdzie koncentracja osiąga wartość 0,003 mg/m^3. Takie wartości zostały zarejestrowane w czasie trwania testu TUV w okolicy fabryk, gdzie wykonywane były operacje wiercenia, frezowania, obróbki powierzchniowej oraz w pobliżu autostrady. Te nieznaczne ilości zanieczyszczeń powietrza zasysane były do sprężarek bezolejowych typu Z, ale większa część z nich została wyrzucona ze sprężarki wraz z kondensatem w chłodnicy międzystopniowej oraz końcowej. W rezultacie dostarczane było powietrze oczyszczone.

Czy sprężarki bezolejowe są bardziej kosztowne?

Nie, jeśli spojrzymy na aspekt eksploatacji. Redukcja kosztów odbywa się trzema drogami:

- przez oszczędności na wymianie elementów eksploatacyjnych, takich jak: wkłady separatora oleju, wkłady filtracyjne;
- poprzez redukcję kosztów obsługi układu;
- poprzez zmniejszenie ilości dostarczanej energii, a to przez brak konieczności pokonywania oporów na poszczególnych elementach (filtry, separator).

Co ze środowiskiem naturalnym?

Technologia bezolejowa Atlas Copco jest przyjazna dla środowiska – nie powoduje zanieczyszczeń i wpływa na redukcję zapotrzebowania na energię elektryczną. Nie ma konieczności stosowania separatorów oleju. Technologia ta pozwala na pozostawanie w zgodzie ze wszystkimi wymaganiami i regulacjami międzynarodowymi.

Artykuł promocyjny Atlas Copco

Azot ze sprężonego powietrza

Generatory azotu domnick hunter MAXIGAS

Azot jako gaz techniczny znajduje zastosowanie w wielu dziedzinach przemysłu. W związku z tym są różne wymagania jakościowe. Bardzo duże wymagania czystości musi spełniać azot stosowany np. w produkcji elementów elektronicznych, do atmosfery azotowej w piecach czy do użytku laboratoryjnego. W wielu procesach technologicznych, np. cięcie laserowe, azot jest stosowany pod ciśnieniem. Specjalne wymagania musi też spełniać do pakowania produktów spożywczych w atmosferze ochronnej.

Ogólnie stosowane sposoby dostawy azotu to wysokociśnieniowe butle gazowe lub zbiorniki kriogeniczne z azotem w postaci ciekłej. Alternatywą dla tych źródeł azotu są generatory gazowe.

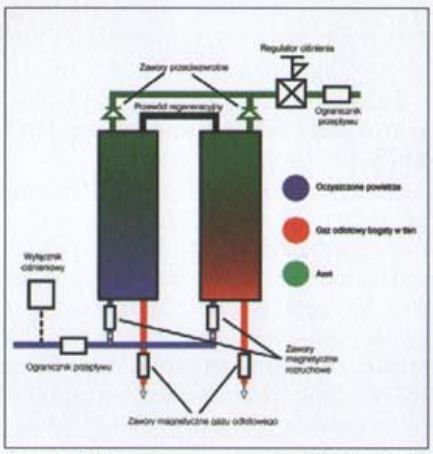
Fot.1 Przekrój przez MAXIGAS M2MAX 116

Fot. 2 Specjalne sito molekularne CMS (carbon molecular sieve)

Firma domnick hunter oferuje generatory MAXIGAS, które – w porównaniu z innymi systemami – wyróżniają się prostotą obsługi, małym zapotrzebowaniem na powierzchnię, pracą ciągłą i niezawodnością działania. Pozwalają uniknąć kłopotów związanych z magazynowaniem azotu, transportem butli itp. oraz zapewniają azot o odpowiedniej czystości.

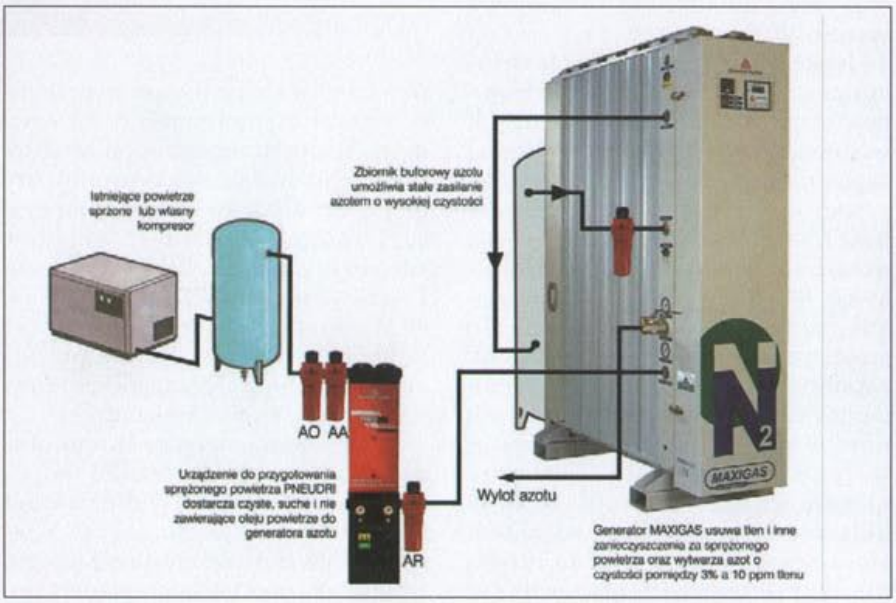
Działanie

Zasada działania generatorów domnick hunter MAXIGAS jest zbliżona do pracy osuszaczy adsorpcyjnych sprężonego powietrza. Sprężone powietrze, które jest w tym wypadku



Rys. 1 Schemat generatora MAXIGAS

źródłem azotu, przechodzi przez złoże składające się z odpowiednio dobranego sita molekularnego. Materiał ten, (fot. 2) charakteryzuje się odpowiednią, ściśle określoną wielkością porów, co zapewnia selektywną adsorpcję molekuł o odpowiedniej wielkości. Tlen i inne niepożądane składniki powietrza są zatrzymywane w złożu, a na zewnątrz wydostaje się prawie czysty azot. Po wypełnieniu złoża zaadsorbowanymi składnikami powietrza następuje jego wyłączenie z procesu i połączenie z atmosferą.



Rys. 2 Typowy układ wytwarzania azotu z generatorem MAXIGAS

Tabela 1. Wydajność różnych modeli generatorów MAXIGAS

	Model	Z kompresorem	Bez kompresora	Wydajność produkcji azotu - Nm³/h przy maks. zawartości tlenu						
				10ppm	100ppm	0.1%	0.5%	1%	2%	3%
MAXIGAS MIDI	N2MID350		•	0.6	1.0	1.6	2.6	3.1	4.0	N/a
	N2MID351	•								
	N2MID600		•	0.9	1.5	2.6	3.9	4.6	6.1	N/a
	N2MID601	•								
SINGLE BANK MAXIGAS	N2MAX104		•	1.3	2.2	4.5	7.6	9.0	11.8	13.8
	N2MAX106		•	1.9	3.2	6.7	11.4	13.5	17.7	20.7
	N2MAX108		•	2.6	4.4	9.0	15.3	18.0	23.6	27.6
	N2MAX110		•	3.2	5.3	11.3	19.1	22.6	29.5	34.5
	N2MAX112		•	5.2	8.4	18.4	30.8	36.4	41.2	47.8
	N2MAX116		•	6.9	11.2	24.5	41.1	48.5	52.9	61.4
DUAL BANK MAXIGAS	N2MAX206		•	3.9	6.4	13.5	22.9	27.1	35.4	41.4
	N2MAX208		•	5.2	8.8	18.0	30.6	36.1	47.3	55.2
	N2MAX210		•	6.5	10.6	22.6	38.2	45.2	59.1	69.0

Dane techniczne dotyczą ciśnienia 6 bar na wejściu i temperatury otoczenia 20-25 °C. Odnośnie danych technicznych dla innych warunków należy zwrócić się do domnick hunter.

Dochodzi wówczas do obniżenia ciśnienia i regeneracji złoża, czyli desorpcji gazów, które są usuwane do atmosfery.

Jak pokazano na rys.1, generator składa się z dwóch modułów pracujących na zmianę. Gdy jeden z nich pełni funkcję modułu produkcyjnego, drugi jest w trakcie regeneracji. W ten sposób urządzenie dostarcza azot w sposób ciągły.

Parametry techniczne

Generator azotu pracuje przy odpowiednim zasilaniu w sprężone powietrze. Jakość tego powietrza musi być następująca:

- ciśnienie na wejściu od 6 do 9,5 bar
- punkt rosy -40 °C,
- cząstki stałe <0,1 mm,
- zawartość oleju <0,001 mg/m³.

Odpowiedną jakość wejściowego powietrza zapewnić mogą urządzenia PNEUDRI, oferowane także przez firmę domnick hunter.

Na rys 2. przedstawiono typowy system do wytwarzania azotu z generatorem MAXIGAS.

Wydajność generatora zależy od wymaganej czystości azotu, tzn. od maksymalnej dopuszczalnej zawartości tlenu. W tabeli 1 podano wydajności dla różnych modeli generatorów przy różnych czystościach.

Kontrola procesu

Standardowo w skład urządzenia wchodzą: miernik zawartości tlenu pozwalający na bieżąco kontrolować czystość azotu, zestaw mierników przepływu do kontrolowania wydajności, zewnętrzny pakiet nadzoru składający się z wyjść analogowych (0,5 V lub 4-20 mA) i bezpotencjałowego zestyku alarmowego.

Modułowość

Jeżeli zużycie azotu przekracza moc jednego generatora MAXIGAS, wówczas odpowiednio łączone podwójne

Fot. 3 Generatory w zakładzie produkującym podzespoły elektroniczne

systemy zapewnią wymaganą wydajność. Dzięki dostawieniu drugiego modułu moc generatora ulega podwojeniu. Sterowanie procesu zostaje przy tym przejęte z pierwszego modułu. W ten sposób całą instalację można w łatwy sposób dostosować do zmieniającego się zapotrzebowania na azot. Na fot. 3 i 4 pokazano przykładowe instalacje generatorów MAXIGAS w przemyśle.

Fot. 4 Azot dla instalacji pakowania żywności

Artykuł promocyjny domnick hunter

Outsourcing powietrza

Jednym z najskuteczniejszych narzędzi zarządzania strategicznego jest outsourcing procesów przemysłowych. Zlecanie na zewnątrz (do firm wyspecjalizowanych) procesów lub zadań umożliwia firmom obniżanie kosztów, zachowanie kapitałów własnych do rozwoju „core-biznesu", wykorzystanie kapitału zewnętrznego do usprawnienia działalności operacyjnej czy strategicznej. Obecnie na świecie outsourcing procesów złożonych uważany jest za narzędzie transformacji lub wspomagające uzyskiwanie trwałej przewagi rynkowej w branży.

Działająca od 1994 roku, zabrzańska Spółka MARANI oferuje wyspecjalizowaną usługę outsourcingu w dziedzinie wytwarzania i zasilania dużych przedsiębiorstw przemysłowych w sprężone powietrze z własnych stacji sprężarek i dmuchaw.

Realizacja projektów inwestycyjnych odbywa się na zasadzie BOO (*Build – Operate-Own*), tj. MARANI buduje własną stację sprężarek lub dmuchaw, którą obsługuje na bieżąco lub na zasadzie BOOT (*Build – Own – Operate*

jako zestaw umiejętności i technologii specyficznych w swej dziedzinie. Najwyższy poziom kompetencji i profesjonalizmu działania firmy jest potwierdzony wdrożonymi przez MARANI: Systemem Zarządzania Jakością ISO 9001 w dziedzinie outsourcingu procesów przemysłowych, systemem zarządzania gospodarką i utrzymaniem ruchu klasy CMMS oraz platformą IT serwisową „Tornado" e-monitoring – opracowaną własnymi siłami MARANI w ramach Kredytu Technologicznego. Całość działań składa się na System Zapewnienia Ciągłości Działania, tj. system gwarantujący klientowi stałość dostaw.

Wieloletnie doświadczenie MARANI w zakresie outsourcingu dowodzi, że:

- outsourcing, tj. likwidacja starej sprężarkowni i budowa nowego źródła, pozwala oszczędzić do 50% dotychczasowych kosztów;
- outsourcing na bazie modernizacji, tj. częściowej likwidacji starej sprężarkowni i uzupełniania etapowego nowymi urządzeniami, daje oszczędności do 30% dotychczasowych kosztów;
- zarządzanie sprężarkownią, tj. przyjęcie serwisowania, remontów i etapowa wymiana sprzętu – do 10%.

Aby wykorzystanie outsourcingu mogło służyć wzrostowi konkurencyjności firmy klienta, jego zastosowanie winno przynieść w porówn[illegible]

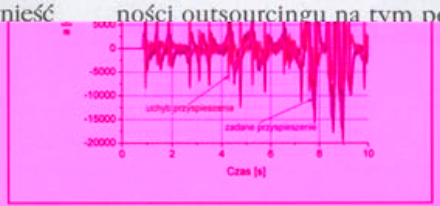
- dostosowanie wydajności źródła do rzeczywistych i okresowo zmiennych potrzeb produkcyjnych (wyeliminowanie strat);
- dostosowanie parametrów jakości sprężonego powietrza do rzeczywistych potrzeb procesu produkcyjnego (eliminowanie strat);
- identyfikowanie i eliminowanie strat na przesyle (decentralizacja źródła);
- zastosowanie urządzeń o najwyższych światowych standardach efektywności energetycznej (oszczędność zużycia energii do 25%);
- pełne dostosowanie do prawnych wymogów w zakresie ochrony środowiska (eliminowanie zagrożenia karami);
- zmniejszenie nieelastycznego majątku trwałego (zwolniony kapitał);
- zmniejszenie zatrudnienia i ograniczenie jego kosztów.

Outsourcing sprężonego powietrza jest działaniem zwiększającym konkurencyjność rynkową klienta, ponieważ:

- gospodarka sprężonym powietrzem jest systemem autonomicznym i można osiągnąć konkretne efekty, optymalizując ten obszar;
- wszelkie działania przygotowawcze (audyt) są dla klienta nieodpłatne;
- istnieją pełne możliwości zweryfikowania założonych korzyści;
- pozytywne zweryfikowanie użyteczności outsourcingu na tym polu po-

24 (Festo), o długość 224 mm
nicy tłoka 25 mm;
orcjonalny zawór regulacyjny
MPYE-5-1/8-HF-010-B (Festo),
ninalnym przepływie 700 l/min
totliwości przełączania 100 Hz,
wany sygnałem analogowym
ciowym 0-10 V;
ykowy przetwornik położenia
BTL5-A11-M0600-P-S32 (Bal-
z wyjściem analogowym napię-
m 0-10 V;
cjometryczny liniowy zadajnik
enia typu MLO-POT-225-TLF
o), napięcie zasilania 13-30 V,
ogowe napięcie wyjściowe
V, opór 5 kΩ, częstotliwość pra-
Hz-2 kHz;
pomiarowa AD/DA PCI-
1602/16 (*Measurement Computing*
oration), o 8 wejściach oraz 2
iach analogowych, 16-bitowa;
komputery klasy PC Host oraz

natomiast siłownik serwonapędu pneumatycznego odtwarzał te trajektorie w czasie rzeczywistym. Można je było odtwarzać dowolną ilość razy i zapisywać w programie sterującym. Jakość sterowania odtworzeniowego serwonapędu pneumatycznego z re-



Rys. 3 Charakterystyki dynamiczne: a) przemieszczenia x, b) prędkości v, c) przyspieszenia a suwaka siłownika serwonapędu pneumatycznego

szybkiego prototypowania w czasie rzeczywistym oraz symulacji *hardware-in-the-loop* umożliwia budowanie i testowanie rozmytego sterowania pozycyjnego serwonapędów pneumatycznych w manipulatorach wieloosiowych. Dużym atutem sterowania rozmytego jest jego dostosowanie do budowy i pracy serwonapędów pneumatycznych, w których można stosować siłowniki pneumatyczne w szerokim zakresie przemieszczeń i prędko-

-25-
i śre
- prop
typu
o no
i czę
ster
napi
- bezs
typu
luff)
ciow
- pote
poło
(Fes
ana
0-10
cy 5
- kart
DAS
Corp
wyjś
- dwa

Marani-firma

Marani Sp. z o.o. w Zabrzu funkcjonuje od 10 lat i jest wyspecjalizowanym przedsiębiorstwem typu ESCO (energy saving company) w zakresie modernizacji gospodarki sprężonym powietrzem w dużych przedsiębiorstwach przemysłowych

Marani-oferta

- outsourcing
- contracting

Świadczymy usługę dostaw sprężonego powietrza na zasadzie outsourcingu przejmując w całości lub w części zasilanie naszych Klientów w sprężone powietrze z własnych sprężarkowni zlokalizowanych na terenie Klientów lub odkupionych od nich i zmodernizowanych na własny koszt.

Naszymi Klientami są duże przedsiębiorstwa przemysłowe: kopalnie węgla kamiennego, huty, zakłady chemiczne, metalowe, energetyczne, przemysłu przetwórczego.

Marani-kontakt

Marani Sp. z o.o.
41-807 Zabrze
ul. Mickiewicza 66
tel/fax(32)274-01-13 do 16
strona: www.marani.pl
e-mail: marani@marani.pl

marani
OUTSOURCING COMPANY
OUTSOURCING

OUTSOURCING COMPANY · OUTSOURCING COMPANY · OUTSOURCING COMPANY · OUTSOURCING COMPANY

Fabryka Maszyn w Strzyżowie

Istnieje od 1972 roku

Oferujemy:
- *stacjonarne i przewoźne agregaty sprężarkowe*
- *filtry, osuszacze, separatory*
- *części zamienne*
- *serwis i remonty*
- *budowa stacji sprężonego powietrza*
- *obróbka metalu*

Fabryka Maszyn Sp. z o.o. w Strzyżowie; ul. 1 Maja 38A; 38-100 Strzyżów
tel. +48 17 27 61 086, +48 17 27 61 328; fax +48 17 27 61 533

www.fms.itl.pl; marketing@itl.pl

TAMSAN – dobra oferta

Rozmowa z Leszkiem Wodzińskim, właścicielem firmy ELEM z Opola

W związku z ciekawą nową ofertą sprężarek na polskim rynku, proszę o kilka słów o firmie ELEM

Początki firmy sięgają jeszcze lat siedemdziesiątych i przedsiębiorstwa BOMIS, w którym pracowałem. W czasie przemian ustrojowych wykorzystałem swoje doświadczenie i wiedzę, by założyć i zbudować firmę oferującą odbiorcom z Opola i regionu zaopatrzenie w określone grupy wyrobów przemysłowych. Obecnie w skład grupy ELEM wchodzą trzy podmioty: ELEM Power oferujący agregaty prądotwórcze, ELEM Machine – maszyny do obróbki metalu oraz drewna i ELEM Air – sprężarki powietrza. W Opolu mamy własny obiekt, w którym mieszczą się salon sprzedaży, biura i magazyn. Ostatnio rzeczywiście rozszerzyliśmy naszą ofertę o sprężarki tureckiego producenta TAMSAN.

Fot. 1 Jak widać, sprężarka jest wykonana bardzo porządnie – mówi Leszek Wodziński (po prawej)

Czy nie obawia się Pan, że polski rynek sprężarek jest już zbyt ciasny?

Polski rynek w ogóle jest ciasny, bo mamy gospodarkę rynkową, ale to nie znaczy, że wszystko jest ustalone raz na zawsze. Miejsce na rynku zawsze się znajdzie, pod warunkiem że oferta będzie konsekwentna i dostosowana do polskich warunków.

Jakie są te warunki?

Nasza firma jest obecna na rynku urządzeń przemysłowych od wielu lat. Jesteśmy znanym i cenionym dostawcą agregatów prądotwórczych, maszyn do metalu, narzędzi. Mamy wieloletnie doświadczenie w sprzedaży sprężarek różnych producentów. Mamy szeroki krąg odbiorców w przemyśle i w mniejszych zakładach wytwórczych. Rozumiemy specyfikę naszych odbiorców. Potrafią oni liczyć pieniądze i żądają produktów, które zapewnią im bezproblemową pracę. Dostawca, który oferowałby towar nie w pełni odpowiadający ich potrzebom, nie ma szans na utrzymanie się na rynku.

Czy sprężarki TAMSAN na pewno są w stanie spełnić te wymogi?

Wszyscy, którzy zajmują się sprzedażą sprężarek, wiedzą, że o ich użyteczności decyduje w równym stopniu zarówno konstrukcja, jak i niezawodny serwis. Wysoka jakość konstrukcji jest potwierdzona certyfikatami technicznymi i ISO. Główne podzespoły pochodzą od renomowanych firm (Rotorcomp, Simens). Sterownik mikroprocesorowy nawet w małych maszynach zapewnia optymalne sterowanie i zabezpieczenie sprężarki. Cała konstrukcja wykonana jest solidnie i elegancko. Producent zadbał o dobre rozłożenie elementów, ułatwiające dostęp obsługowy, oraz o dobre chłodzenie całego zestawu.

Do nas, czyli dystrybutora tych urządzeń, należy drugi element, czyli zapewnienie użytkownikom komfortu eksploatacji. Marka firmy ELEM zbudowana jest na poważnym traktowaniu klienta. Wszyscy nasi odbiorcy mogą potwierdzić, że z zasady sprzedając urządzenie, bierzemy za nie odpowiedzialność.

Decyzja o dystrybucji sprężarek TAMSAN nie jest więc przypadkową próbą, lecz przemyślanym, zakrojonym na szeroką skalę działaniem, uwzględniającym wszelkie organizacyjne rozwiązania dotyczące sieci dealerów, informacji ofertowej, dokumentacji technicznej, szkoleń (także dla klientów), gwarancji, serwisu itd.

Czy głównym atutem tych sprężarek ma być cena?

Wszyscy wiemy, że produkty tanie i bardzo tanie są zwykle marnej jakości. Tak więc zakup taniej sprężarki niesie za sobą ryzyko większych strat w czasie jej eksploatacji. My nie oferujemy tanich sprężarek. Oferujemy sprężarki wysokiej jakości w cenie niższej niż porównywalne wyroby innych producentów. Dlaczego możemy zaoferować niższą cenę? Jakość takich wyrobów, jak Atlas Copco, czy Kaeser, czy choćby producentów krajowych, jest dla użytkownika gwarantowana już przez samą markę. To kosztuje. Marka TAMSAN jest u nas na razie mniej znana i gwarancja satysfakcji opiera się na zaufaniu do nas – firmy ELEM, jako dystrybutora. Klienci, którzy nas znają, wiedzą, że można nam zaufać i spokojnie zaopatrzyć się w dobry wyrób bez dopłacania

Fot. 2 Siedziba firmy ELEM

za markę. Troską producenta sprężarek TAMSAN jest zaistnienie na polskim rynku i dlatego zrobi wszystko, by proporcja między jakością a ceną była właściwa.

W jaki sposób zainteresowani mogą poznać szczegóły oferty?

Przykładamy dużą wagę do wykorzystania Internetu jako współczesnego narzędzia kontaktu. Nasza interaktywna strona pozwala w niezwykle wygodny sposób porozumieć się z nami, zapoznać z firmą, z ofertą, przedyskutować wszelkie aspekty techniczne i ekonomiczne, a także dokonać zakupów. Klienci, preferujący bezpośredni kontakt lub prezentację wyrobów, mogą nas odwiedzić w salonie sprzedaży w Opolu. Bierzemy też udział w targach i konferencjach. Najbliższe targi to HPS w katowickim Spodku (19-21 października), gdzie będziemy obecni jako wystawca z naszymi sprężarkami. Będziemy też częściej widoczni w „Pneumatyce".

Serdecznie zapraszamy nie tylko użytkowników urządzeń, ale także firmy z terenu całego kraju, które chciałyby z nami współpracować.

Rozmawiał Zdzisław Chrapkiewicz

Audyt systemu sprężonego powietrza – klucz do oszczędności

Żaden zakład przemysłowy nie może się obejść bez sprężonego powietrza. System wytwarzania i rozprowadzania sprężonego powietrza jest często rozbudowywany przez wiele lat, w miarę jak rośnie zapotrzebowanie na to medium w zakładzie. Stosunkowo łatwo jest wymienić lub dołożyć kolejną sprężarkę, czy dobudować kolejne dziesiątki metrów rurociągów. Jednak ze względu na specyficzną naturę sprężonego powietrza, niezwykle trudno jest zrobić to optymalnie.

Wytwarzanie sprężonego powietrza jest energochłonne. Każdy błąd w konfiguracji systemu przynosi duże straty finansowe związane z niepotrzebnie marnowaną energią. Niestety, świadomość, jak duże mogą to być straty nie jest powszechna. Nieprawidłowa gospodarka sprężonym powietrzem powoduje także problemy związane z obniżoną trwałością elementów systemu i z utrzymaniem płynności produkcji w zakładzie. Wiele zakładów ma podpisane umowy serwisowe na swoje systemy sprężonego powietrza, ale nie są one zorientowane na optymalizację systemu.

Ingersoll Rand jako jedna z pierwszych firm produkuje i wyposaża zakłady w kompletne instalacje sprężonego powietrza, dysponując narzędziami i metodami pozwalającymi na optymalizację całego systemu. Z badań przeprowadzonych w Europie wynika, że w mniej niż 10% zakładów służby utrzymania ruchu zdają sobie sprawę z rzeczywistych możliwości oszczędzania dzięki usprawnieniom w systemie sprężonego powietrza. W ciągu ostatnich 7 lat tylko 17% zakładów przeprowadziło audyt swojego systemu sprężonego powietrza. Chociaż powszechne jest już badanie zmienności obciążenia sprężarek, inne czynniki wpływające istotnie na sprawność systemu są często pomijane.

Na czym można zaoszczędzić?

Na podstawie uśrednionej obserwacji wielu systemów ocenia się, że w kosztach wytwarzania sprężonego powietrza 15% to koszty inwestycji, 10% koszty eksploatacji i aż 75% to koszty energii. Pierwszym krokiem do oszczędności jest więc zakup właściwych, energooszczędnych urządzeń. Kolejny krok to właściwe gospodarowanie wytworzonym sprężonym powietrzem. Ocenia się, że użytecznie wykorzystywana jest od 20% do 60% sprężonego powietrza.

Znaczna ilość powietrza zużywana jest nieefektywnie lub na potrzeby samej instalacji:

- Nieefektywne zastosowania sprężonego powietrza, takie jak: przedmuchiwanie, pompy Venturiego, zraszanie (>10-40%);
- Nieszczelności: >10-35%;
- Niekontrolowane lub sztucznie zawyżone ciśnienie ponad wymogi produkcji: (>10-20%);
- Strata powietrza w spustach kondensatu (>3-15%);
- Powietrze regeneracyjne wymagane dla osuszaczy adsorpcyjnych (>3--14% lub 18-25% w osuszaczach -40°C PDP);
- Straty związane z oporami przepływu, niewłaściwym stanem filtrów, dysz itp (>3-10%).

Studium wykonalności

Identyfikacja wszystkich elementów mających wpływ na efektywność całego systemu wymaga szczegółowego audytu. Jednak audyt ten jest poprzedzony tzw. studium wykonalności. Jest to pierwsza analiza, oparta głównie na oględzinach systemu sprężonego powietrza oraz nawywiadzie przeprowadzonym z zarządem zakładu. Pozwala określić takie elementy jak:

- specyfika procesów produkcyjnych w zakładzie;
- wymagany poziom zabezpieczenia dostaw sprężonego powietrza możliwości przeprowadzenia modernizacji, uzupełnień;
- określenie zakresu wymaganego audytu;

Zakresy audytu

Na podstawie studium wykonalności zarząd zakładu wraz z przedstawicielem Ingersoll Rand mogą określić potrzebę przeprowadzenia szczegółowego audytu w jednym z trzech zakresów:

- Audyt IR-Intellisurvey obejmujący pomiary obciążenia sprężarek i ciśnienia na ich wylocie;
- Audyt strony zasilania, czyli systemu wytwarzania sprężonego powietrza, obejmujący poza sprężarkami także urządzenia uzdatniania, zbiorniki wyrównawcze, rurociągi itp.
- Audyt całego systemu obejmujący poza systemem wytwarzania sprężonego powietrza także część odbiorczą IntelliSurvey;
- Zautomatyzowany audyt sprężarek. Dokładny ciągły zapis ciśnienia i poboru energii elektrycznej co sekunda, za pomocą rejestratora, przez 7 dni;
- Szczegółowy profil parametrów sprężonego powietrza;
- Identyfikacja możliwości szybkiego uzyskania oszczędności (typowe możliwości są na poziomie 30-50%).

Audyt strony zasilania

- Nastawy, sygnały, różnice parametrów itp.
- Wartości i spadki ciśnień (poprawa w tym zakresie może przynieść obniżenie kosztów eksploatacyjnych w granicach 40-70%).
- Jakość powietrza (wpływa na produktywność zakładu).

Pełen audyt układu

- Wszystkie wcześniej zidentyfikowane elementy audytu uzupełnione poniższymi.
- Optymalizacja po stronie odbioru powietrza prowadząca do minimalnego zużycia.
- Wyeliminowanie wycieków oraz niewłaściwego wykorzystania powietrza.
- Przeprowadzenie szczegółowej analizy finansowej.

Korzyści z audytu

W wyniku audytu najczęściej stwierdza się następujące nieprawidłowości, powodujące nieuzasadnione straty:

- Nieprawidłowe zestawienie sprężarek;
- Przewymiarowane sprężarki;
- Niewłaściwe uzdatnienie powietrza
- Sporadyczne szczytowe zdarzenia powodujące mylne zawyżanie wymaganej wydajności wytwarzania sprężonego powietrza;
- Sztuczne zapotrzebowanie spowodowane zawyżonym ciśnieniem

Korzystając z wiedzy uzyskanej w procesie audytu, specjaliści z Ingersoll Rand mogą wskazać rozwiązania polegające na właściwym dobraniu elementów systemu i sposobu sterowania nimi. Do takich elementów należą np. zbiornik wyrównawczy i zawór sterujący ciśnieniem w sieci. Specjalny zawór, połączony z odpowiednim sterownikiem systemowym, pozwala ustabilizowanie ciśnienia z dużą dokładnością na właściwym, niezawyżonym poziomie +/- 0,05 bar (g). Jest to możliwe tylko dzięki uwzględnieniu danych z systemu, zarówno po stronie wytwarzania, jak i po stronie odbioru powietrza. W rezultacie z jednej strony uzyskuje się oszczędności energii, a z drugiej – dzięki większej precyzji zaopatrzenia w sprężone powietrze zwiększa się bezpieczeństwo produkcji i jakość wyrobów.

Najczęściej po przedstawieniu przez wykonawcę audytu analizy ekonomicznej zarząd zakładu decyduje się na dokonanie zaproponowanych zmian. Gwarantują one bowiem uzyskanie korzystnego efektu ekonomicznego.

Przykłady

Znany w Wielkiej Brytanii producent lodów Sidoli & Sons Ltd zgłosił problemy z optymalnym sterowaniem systemu sprężonego powietrza złożonego z kilku sprężarek o mocach od 15 kW do 30 kW, które dostarczały powietrze w dwóch zakresach ciśnień – 6,5 bara i 13 barów. W wyniku audytu, określono jako wystarczające poziomy wymaganych ciśnień 6 barów i 10 barów oraz niewielkie zapotrzebowanie na 13 barów. Zarząd zdecydował się na zaproponowaną modernizację, polegającą na zastąpieniu wszystkich sprężarek jedną o płynnie regulowanych obrotach NIRWANA 75, uzupełnioną doprężaczem do 13 barów i zamontowaniu systemowego sterownika ciśnienia PACE 2. Dzięki uzyskanym w nowym systemie oszczędnościom energii, koszt całej instalacji (ok. 37 000 euro) zwrócił się po 2,5 roku. Zwiększyła się przy tym nieporównywalnie niezawodność i łatwość obsługi całego systemu.

Producent wyrobów medycznych – firma Membrana wymaga w produkcji powietrza o wysokiej jakości i stabilnym ciśnieniu. W wyniku audytu, zaproponowano możliwość obniżenia sztucznego zapotrzebowania, stabilizacji ciśnienia i poprawy niezawodności i efektywności gwarantowanych 10-letnią umową. Poprzednie sprężarki zastąpiono dwiema SSR i jedną NIRVANĄ, zastosowano lepiej dobrany zbiornik wyrównawczy i zawór sterujący przepływem Intelliflow. Czas zwrotu inwestycji wyniósł 18 miesięcy.

Skuteczność działania systemu z Intelliflow została sprawdzona przez personel zakładu w prostym teście. Po otwarciu bocznika zaworu Intelliflow moc stale pobierana przez sprężarki wzrosła o 22 kW!

W firmie Premier Foods (producent żywności) dodanie zaworu Intelliflow do istniejącej instalacji (bez przerwy produkcyjnej) pozwoliło zredukować ciśnienie z 7 do 5,6 bara. Dzięki temu udało się uniknąć zakupu dodatkowej sprężarki i osiągnąć oszczędności na poziomie 22 500 euro rocznie. Nakłady zwróciły się w ciągu 18 miesięc

Zainteresowanych przeprowadzeniem audytu prosimy o kontakt z centralą w Warszawie pod numerem tel. 022 635 72 45 lub WWW.ingersollrand.pl, skąd zostaną Państwo skierowani do naszych autoryzowanych przedstawicieli. Gwarancją najwyższego poziomu audytu i skuteczności proponowanych rozwiązań są wiedza oraz kilkudziesięcioletnie doświadczenie firmy Ingersoll Rand.

Artykuł promocyjny Ingersoll Rand

Badanie skuteczności nasad kominowych typu *turbowent*

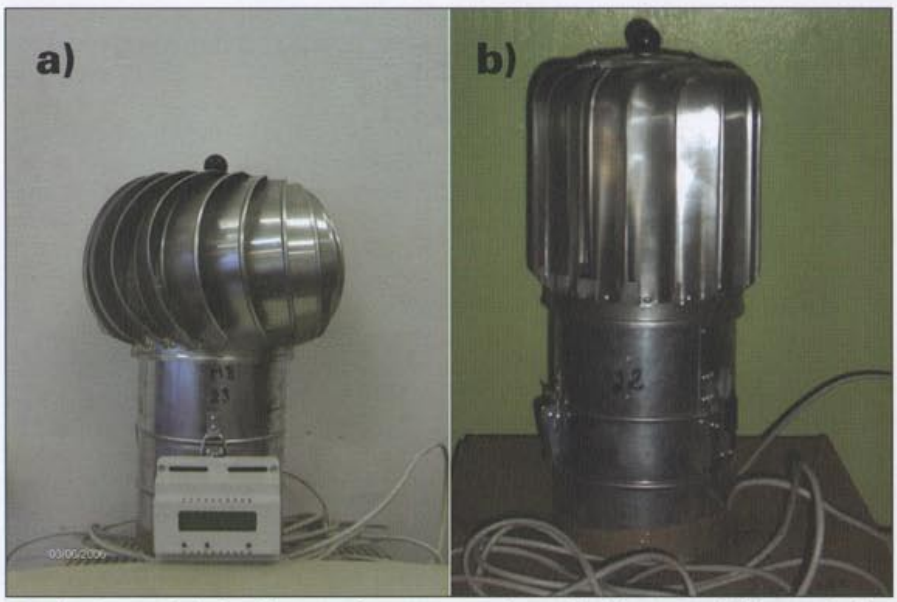
Zygmunt Szczerba,
Łukasz N. Węsierski

Nie ulega wątpliwości, że problemy energetyczne obecnego świata i perspektywa wyczerpujących się źródeł energii powodują nie tylko ekspansywne poszukiwania w zakresie nowych źródeł energii, ale także oszczędności w zakresie gospodarowania energią we wszystkich dziedzinach działalności ludzkiej. Bez wątpienia budownictwo jest jedną z tych dziedzin.

Powstałe nowe technologie, mające na celu obniżenie kosztów ogrzewania poprzez zmniejszenie strat ciepła oddawanego na zewnątrz i poprawienie szczelności budynków, stoją niekiedy w sprzeczności z zapewnieniem bezpieczeństwa ludzi w nich przebywających. Spowodowały one pojawienie się bardzo poważnych niedomogów oraz błędów konstrukcyjnych systemów wentylacji oraz kominowych odprowadzenia spalin. Przy uwzględnieniu faktu ekspansywnego rozwoju gazowych systemów grzewczych fakt powyższy staje się bardzo poważnym problemem. Użytkowanie gazu ze względu na swą specyfikę wiąże się z koniecznością zachowania szczególnych wymagań bezpieczeństwa. Tlenek węgla stanowi element najwyższego ryzyka w instalacjach wentylacyjnych i kominowych. Tym bardziej iż popularność gazu jako nośnika energii stale rośnie, obecnie jest w Polsce około 8 milionów odbiorców indywidualnych.

Nasady kominowe

Nasadami kominowymi (wywietrznikami) nazywamy urządzenia zwiększające wypływ zużytego powietrza z pomieszczenia przez wykorzystanie energii wiatru, który wytwarza dodatkowe podciśnienie w kanale wentylacyjnym. Wywietrznik osadzony na kanale wentylacji grawitacyjnej działa pod wpływem dwóch wielkości



Fot 1. a) nasada hybrydowa turbowent w wykonaniu klasycznych b) nasada hybrydowa turbowent typu tulipan

fizycznych: ciśnienia dynamicznego wiejącego wiatru oraz grawitacyjnego wyporu powietrza, przy czym obie te wielkości mają charakter zmienny w czasie.

Wytworzone podciśnienie całkowite ΔP_{cal} działające w wywietrzniku jest sumą podciśnienia generowanego przez nasadę ΔP_w i podciśnienia grawitacyjnego układu ΔP_{tem}, pomniejszoną o całkowite straty ciśnienia w układzie ΔP_{str}. Stąd całkowite podciśnienie działające na nasadę kominową można wyrazić wzorem:

$$\Delta P_{cal} = \Delta P_w + \Delta P_{tem} - \Delta P_{str} \quad (1)$$

w którym:

$$\Delta P_w = \frac{C \cdot w_w^2 \cdot \rho_z}{2} \quad (2)$$

$$\Delta P_{tem} = h_g (\rho_z - \rho_w) \quad (3)$$

$$\Delta P_{str} = \frac{\rho_w w_o^2}{2} \left(\lambda \frac{h_g}{d} + \sum \zeta\right) \quad (4)$$

gdzie:
ζ – współczynnik strat miejscowych,
λ – współczynnik strat liniowych,
w_w – prędkość wiatru [m/s],
w_o – prędkość powietrza w kanale [m/s],
ρ_w – gęstość powietrza wewnątrz kanału [kg/m^3],
ρ_z – gęstość powietrza wiejącego wiatru [kg/m^3],
C – całkowity współczynnik podciśnienia nasady,
h_g – wysokość przewodu wentylacyjnego [m].

Rodzaj użytej nasady nie ma w zasadzie wpływu na podciśnienie grawitacyjne związane z różnicą temperatur, ma natomiast decydujący wpływ na podciśnienie wytwarzane przez napływ wiatru. Podstawowym warunkiem prawidłowości funkcjonowania nasad kominowych jest to, aby niezależnie od kierunku napływu wiatru powodowały one efekt wysysania – ΔP_{cal} musi mieć wartość ujemną, czyli musi występować podciśnienie. Z uwagi na specyfikę wiatru, jego dynamikę, zależność od architektury otoczenia, a co się z tym wiąże – różnorodność kierunku napływu, wykonanie konstrukcji nasadki spełniającej powyższe założenie staje się zadaniem złożonym, wymagającym wbrew pozorom bardzo rzetelnej analizy opartej na szczegółowych badaniach w tunelu aerodynamicznym. Duży procent wypadków zatruciem tlenkiem węgla,

jakie zdarzają się w Polsce, to wypadki śmiertelne, które są efektem źle funkcjonującej instalacji wentylacyjnej. Dlatego też jest to problem bardzo poważny, którego nie można bagatelizować. Podstawowym wstępnym wymogiem nasady jest, aby dawała ona efekt wysysania przy nawiewie wiatru o kierunku od +90° do −60° do poziomu.

Powstające nowe konstrukcje, będące wielokrotnie odbiciem istniejących typów niezbyt dokładnie odwzorowanych, często nie spełniają tego podstawowego wymogu normy. Bardzo subtelne różnice w konstrukcji, nieznaczna zmiana profilu, wymiarów szczelin itd., pozornie nieistotnych, mają decydujący wpływ na charakterystykę efektywności nasady, uchwytną dopiero w czasie badań w tunelu aerodynamicznym. Podobne skutki mogą powodować źle dobrane elementy systemu wentylacji do architektury budynku, osiedla i otoczenia. Nie można przyjmować założenia, iż nasada jest panaceum na wszelkie niedomagania systemów wentylacyjnych.

Badanie i ocena nasad kominowych

W Polsce do 2004 roku, czyli do momentu wejścia w życie normy europejskiej EN-13141 precyzującej sposób badania nasad, nie było obowiązującej procedury badawczej nasad. Dlatego też prowadzone od kilku lat badania w tym zakresie w Zakładzie Mechaniki Płynów i Aerodynamiki Wydziału Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej opierały się na normie francuskiej P50-413 z 1993 r., która stanowiła podbudowę dla powstałej normy europejskiej. Norma określa metody pomiaru charakterystyk aerodynamicznych i akustycznych nasad kominowych i wyrzutni powietrza stosowanych zarówno w wentylacji naturalnej, jak i mechanicznej.

Z uwagi na rozległość i złożoność badań autor przedstawia tu tylko fragment dotyczący pomiaru charakterystyk aerodynamicznych, które to przekładają się na zdolności wysysania nasad. Badania wykonuje się w tunelu aerodynamicznym o współczynniku turbulencji poniżej 5%.

Pierwsza część dotyczy badania współczynników podciśnienia C, czyli zdolności ssących nasady w zależności od prędkości i kierunku wiejącego wiatru, natomiast druga – pomiaru współczynników strat lokalnych. Podstawowy wymóg jest taki, aby nasady niezależnie od kierunku nadmuchu wiatru generowały podciśnienie wewnątrz nasady, a tym samym wysysały powietrze z wentylowanego pomieszczenia.

Współczynnik podciśnienia C zdefiniowany jest jako iloraz różnicy pomiędzy ciśnieniem całkowitym pod nasadą a ciśnieniem statycznym otoczenia do ciśnienia dynamicznego wiejącego wiatru, dla ciśnienia dynamicznego pod nasadą równego zero, czyli przy zerowym wydatku. Współczynnik wyznaczany jest dla prędkości nadmuchu wiatru 7–9 [m/s] i wyraża się wzorem:

$$C=\frac{2\Delta_p}{\rho w^2} \qquad (5)$$

gdzie:
Δp – różnica ciśnień całkowitych pomiędzy przestrzenią pod nasadą a otoczeniem [Pa],
ρ – gęstość powietrza [kg/m^3],
w – prędkość nadmuchu [m/s].

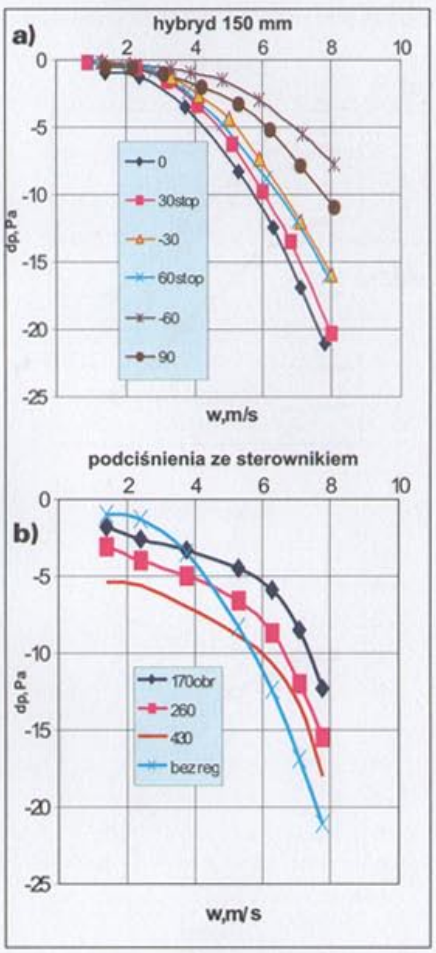
Dla wszystkich innych kątów nawiewu wiatru w obu przypadkach $C<0$.

Obecnie na rynku dostępnych jest wiele typów nasad różniących się kształtem, wielkością i zasadą funkcjonowania. Nasady pod względem konstrukcyjnym można podzielić najbardziej ogólnie na dwie podstawowe grupy:

- stałe, w których nie ma ruchomych części mechanicznych,
- obrotowe, tak zwane *rotowenty* oraz *turbowenty* (rys. 1), posiadające ruchome elementy obrotowe.

Nasady *turbowent* mogą być bierne, gdy głowice poruszają się tylko pod wpływem różnicy ciśnień, lub aktywne, w których głowice są napędzane i mogą pracować w trybie wentylatorowym.

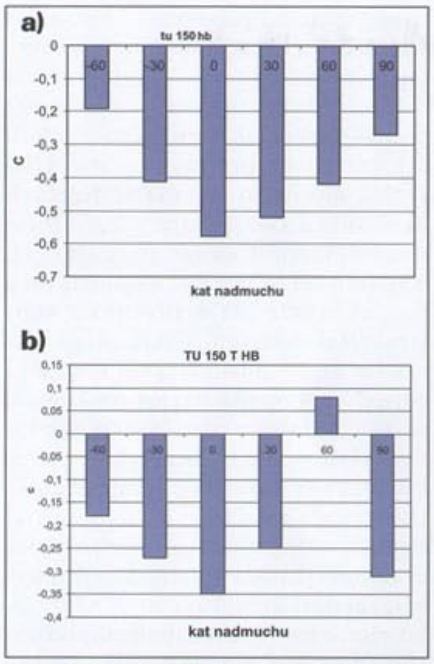
Idealna nasada to taka, która generuje stałe podciśnienie wysysania, niezależnie od prędkości i kierunku wiejącego wiatru. Ze względów oczywistych jest to nie do osiągnięcia bez napędu głowicy nasady, ponieważ podciśnienie, jak wynika to z wzoru (2), jest funkcją prędkości wiatru. Dlatego oprócz doskonalenia istniejących konstrukcji, poprawiających skuteczność działania nasad pracujących w sposób naturalny, bez wspomagania, poszukiwania idą w kierunku konstrukcji aktywnych. Takie układy aktywne nasad posiadają odpowiedni napęd i sterownie dające możliwość przejścia głowicy nasady w tryb pracy wentylatorowej. Układy takie potrzebują jednak określonej energii elektrycznej do zasilania. Należy zaznaczyć, że normy ustalające warunki pracy nie nadążają za współczesnymi wymaganiami i konstrukcjami. Klasy jakościowe nasad są ustalane na podstawie wielkości współczynnika podciśnienia C, którego badanie przeprowadza się przy prędkości wiatru około 8 m/s. Natomiast norma nie



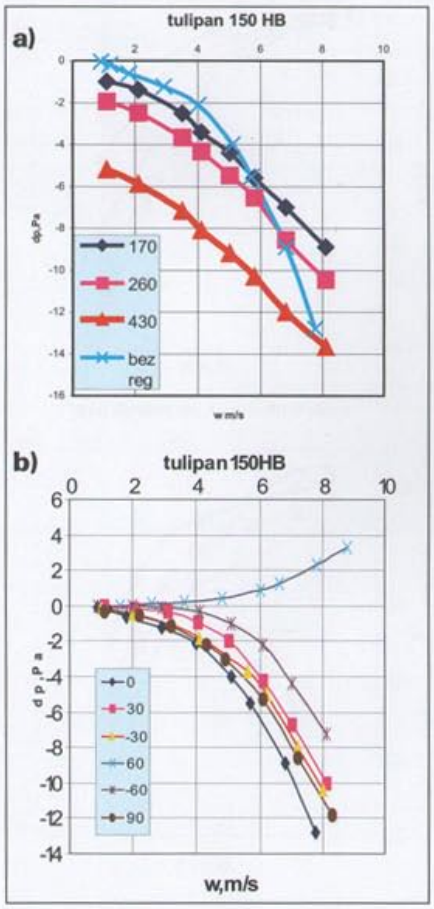
Rys. 1 Zależności podciśnienia w funkcji prędkości i kąta nadmuchu wiatru dla nasady w wykonaniu klasycznym, a) pracującej w trybie naturalnym b) pracującej w trybie aktywnym

Tabela 1 Norma klasyfikuje jakościowo nasady w sposób następujący

Klasa nasady	Kąt nawiewu -30° – +30°	Kąt nawiewu -60° – -30° i 30° – 60°
B	C < −0,65	C < −0,5
A	C < −0,5	C < −0,35



Rys. 2 Zależności współczynników ciśnienia C w funkcji kierunku nadmuchu a) dla nasadki w wykonaniu klasycznym, b) dla nasadki typu tulipan pracującej w trybie naturalnym



Rys. 3 Zależności podciśnienia w funkcji prędkości i kąta nadmuchu nasady typu tulipan a) pracującej w trybie naturalnym, b) pracującej w trybie aktywnym

precyzuje poziomu wysysania przy małych prędkościach.

Prezentowane tu wyniki badań dotyczą nasad aktywnych, będących nowym rozwiązaniem konstrukcyjnym ze względu na możliwość pracy w trybie wentylatorowym. Takie rozwiązanie zwane hybrydowym powoduje podwyższenie podciśnienia w zakresie małych prędkości wiatru. Napęd ten dzięki odpowiedniemu sterownikowi pracuje w trybie silnikowym a także hamulcowym, w celu ograniczenia wysysania dla skrajnie dużych prędkości wiatru. W ten sposób uzyskuje się obniżenie charakterystyki dla małych prędkości, a ograniczenie dla bardzo dużych prędkości wiatru.

Wyniki badań

W niniejszym artykule autor przedstawia skrócone wyniki badań dwóch nasad hybrydowych, czyli mających możliwość pracy w trybie wymuszonego wysysania.

W wyniku przeprowadzonych badań wyznaczono obszary prędkości obrotowej głowicy nasady, dla których uzyskano minimum bezpiecznego podciśnienia dla małych prędkości wiatru (rys. 2 i 4). Badania przeprowadzono dla dwóch nasad typu *turbowent* o różnych kształtach głowicy – *klasycznej* i *tulipan*. Użyty sterownik sterujący napędem głowicy nasady zapewnia przejście w obszar pracy wentylatorowej bądź hamulcowej w zależności od prędkości obrotowej głowicy nasadki. Moc elektryczna niezbędna do zapewnienia podwyższenia podciśnienia o 5 – 6 Pa, wynikającego z potrzeby pokrycia strat ciśnienia przeciętnego systemu wentylacji, mieściła się w granicach 5 W. Zależności współczynnika podciśnienia *C* dla obu kształtów nasadek przedstawiono na rys. 3.

Wnioski

Przeprowadzone badania dowodzą, że zastosowanie nasad hybrydowych poprawia jakość wentylacji, na co wskazują otrzymane charakterystyki. Przedstawione dwa przypadki obrazują duży zysk podciśnienia w zakresie małych prędkości wiatru, a tym samym zwiększenie skuteczności nasad i co ważniejsze, zapewnienie bufora bezpieczeństwa na ewentualne okresy bezwietrzne lub anomalie pogodowe. Należy zaznaczyć, że użyto tu prostego układu sterowania stabilizującego prędkość obrotową głowicy nasady. W dalszym ciągu badań dokonane zostaną zmiany w układzie sterowania, polegające na wprowadzeniu kontroli parametru regulowanego, czyli podciśnienia. Taka zmiana polegająca na pomiarze ciśnienia w kanale wentylacyjnym powinna zaowocować bardziej precyzyjnym uzupełnianiem aerodynamicznym wysysania przez obrotową nasadę w warunkach ekstremalnych. Jeszcze do niedawna zastosowanie takiego sterowania nie byłoby opłacalne ze względów ekonomicznych. W chwili obecnej ceny czujników ciśnienia, sensorów krzemowych i sterowników mikroprocesorowych do zastosowań przemysłowych nie stanowią bariery zaporowej w ich aplikacjach.

Literatura

[1] Norma francuska P 50-413 (Przewody wentylacji naturalnej i dymowe, zasady badania i klasyfikacji nasad), 1993.

[2] Sprawozdania z badań nasad kominowych w Zakładzie Mechaniki Płynów i Aerodynamiki Politechniki Rzeszowskiej, lata 1996-2006.

[3] Nowakowski Z.: Wywietrzniki dachowe. Wyd. Politechniki Wrocławskiej, 2000.

[4] Welsh P.A.: Testing the performance of terminals for ventilation systems, chimneys and flues. BRE Information's Paper 1995.

[5] Bukowski J.: Mechanika płynów. WNT, Warszawa 1976.

[6] Żurański J.: Śmiertelne zatrucia tlenkiem węgla w mieszkaniach z paleniskami gazowymi. III Ogólnopolskie Sympozjum „Wpływy środowiskowe na budowle i ludzi".

[7] Gonzalez M.A.: On the Aerodynamics of Natural Ventilators, Building and Environment, vol. 19, No. 3, 1984.

[8] Polska Norma PN-EN 13502: Kominy, wymagania i metody badań ceramicznych elementów zakończających. 2003.

[9] Katalogi firm: DARCO, MK ŻARY, UNIWERSAL.

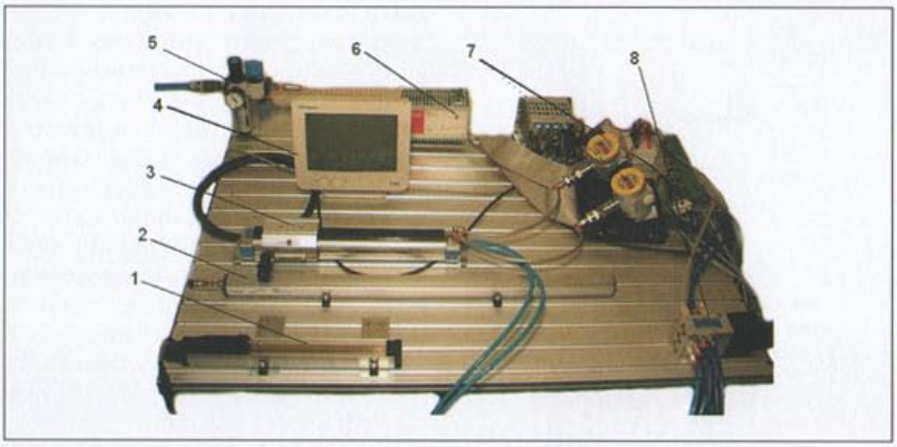
[10] Szczerba Z., Węsierski Ł.N.: Wybrane elementy z badań nasad kominowych. Prace XIV Konferencji Pneuma, Bydgoszcz 2004.

Zygmunt Szczerba
Łukasz N. Węsierski
Politechnika Rzeszowska

Badanie układu sterowania odtworzeniowego serwonapędu pneumatycznego

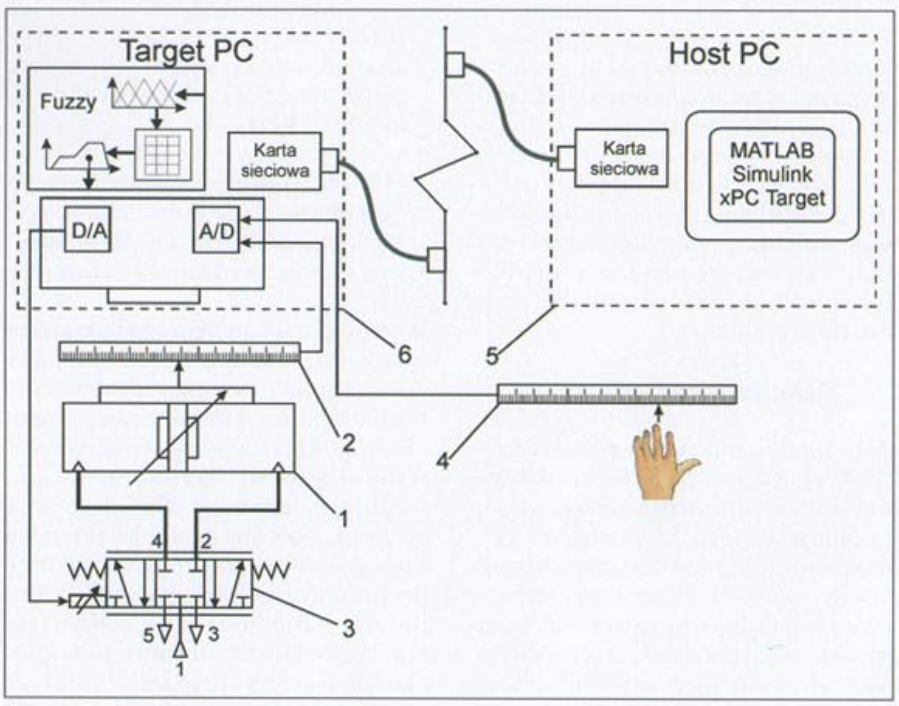
Ryszard Dindorf, Jakub Takosoglu

Zbudowano układ sterowania odtworzeniowego, w którym ruch potencjometru liniowego zadany ręcznie przez operatora jest odtwarzany przez siłownik pneumatyczny serwonapędu pneumatycznego. W tym układzie sterowania wykorzystano oprogramowanie z rozmytą regulacją typu PD, spełniające zadanie programu odtworzeniowego (*play-back*), uczącego ruchu serwonapęd pneumatyczny. Serwonapędy pneumatyczne z układem sterowania odtworzeniowego będą miały praktyczne zastosowanie w budowie wieloosiowych manipulatorów fizjoterapeutycznych i rehabilitacyjnych.

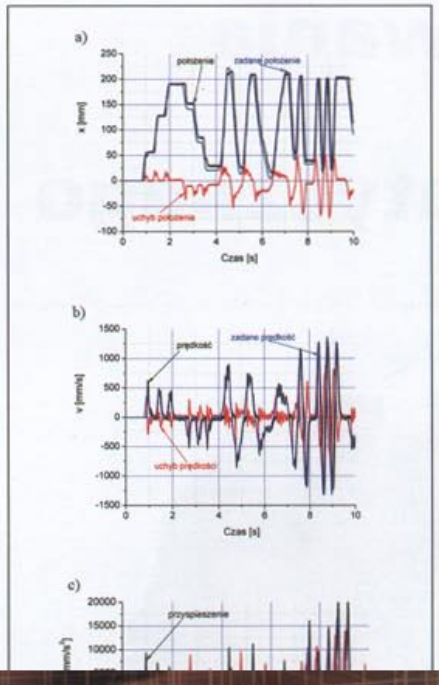


Rys. 1 Ogólny widok stanowiska badawczego układu sterowania odtworzeniowego serwonapędu pneumatycznego: 1 – potencjometr liniowy, 2 – przetwornik przemieszczenia suwaka siłownika, 3 – siłownik beztłoczyskowy, 4 – monitor komputera Target, 5 – zespół przygotowania powietrza, 6 – zasilacz impulsowy, 7 – przetworniki ciśnienia, 8 – proporcjonalny zawór regulacyjny

Szybki rozwój automatyki oraz rosnące wymagania użytkowe w praktyce przemysłowej stawiają przed regulatorami serwonapędów pneumatycznych szereg ważnych zadań. W związku z tym, do układów sterowania serwonapędów pneumatycznych wprowadza się nowe metody, oparte na sztucznej inteligencji. np. logice rozmytej (ang. *Fuzzy Logic*), sztucznych sieciach neuronowych (ang. *Artificial Neural Network*), systemach eksperckich (ang. *Experts Systems*), algorytmach genetycznych (ang. *Genetic Algorithms*). W tradycyjnych układach sterowania serwonapędów pneumatycznych algorytmy regulacji projektowane są przez operatorów intuicyjnie, na podstawie ich własnych doświadczeń. W układach regulacji rozmytej wiedza zakodowana w bazie reguł wynika z doświadczenia i intuicji operatora, a także z teoretycznego i praktycznego zrozumienia dynamiki działania serwonapędów pneumatycznych [1, 2, 3, 4]. Stosując metodę logiki rozmytej, wiedzę operatorów można zapisać logiką słowną, przetworzoną na działania matematyczne. Regulacja rozmyta umożliwia przejście z ilościowej do jakościowej regulacji serwonapędów pneumatycznych. Zastosowanie regulatora rozmytego daje możliwość odtwarzania dowolnych trajektorii ruchu serwonapędu pneumatycznego w czasie rzeczywistym. Rozwój oprogramowania do



Rys. 2 Schemat układu sterowania odtworzeniowego serwonapędu pneumatycznego: 1 – siłownik beztłoczyskowy, 2 – przetwornik przemieszczenia suwaka siłownika, 2 – proporcjonalny zawór regulacyjny, 4 – potencjometr liniowy, 5 – komputer Host, 6 – komputer Target



sie rzeczywistym dowolnej trajektorii ruchu siłownika serwonapędu pneumatycznego, zadawanej za pomocą potencjometru. Zaproponowany układ sterowania działa w ten sposób, że operator przesuwając ręcznie potencjometr liniowy, zadaje dowolną trajektorię ruchu, a siłownik serwonapędu pneumatycznego odtwarza tę trajektorię w czasie rzeczywistym. Podczas przesuwania potencjometru liniowego generowany jest sygnał analogowy napięciowy w cewce proporcjonalnego zaworu regulacyjnego, który steruje ruchem siłownika serwonapędu pneumatycznego. Widok stanowiska badawczego serwonapędu pneumatycznego przedstawiono na rys. 1, natomiast schemat jego układu sterowania odtworzeniowego przedstawiono na rys. 2 [5]. Do budowy stanowiska badawczego zastosowano:

• siłownik bezłoczyskowy typu DGP-

gowych oraz system Real--Time xPC Target, który akwizuje dane pomiarowe i steruje serwonapędem elektropneumatycznym. Komputery Host i Target komunikują się za pomocą protokołu TCP/IP. Praca z pakietem do szybkiego prototypowania polega na zbudowaniu modelu Simulinka. Następnym krokiem jest skompilowanie modelu oraz wysłanie go na komputer Target, który wraz z kartą wejść/wyjść analogowych i systemem Real-Time xPC Target pełni funkcję fizycznego sterownika. Na komputerach Host i Target, dzięki oprogramowaniu xPC Traget, możliwa jest wizualizacja analizowanego procesu regulacji.

Wyniki badań

Podczas przeprowadzonych badań zadawano dowolne trajektorie ruchu za pomocą potencjometru. Do kontrolowa
czystość azotu, zestaw mierników
przepływu do kontrolowania wydaj
ności, zewnętrzny pakiet nadzor

gulatorem rozmytym sprawdzano za pomocą podstawowych wskaźników jakości, takich jak:
uchyb położenia $\delta_x = |x_0 - x(t)|$,
uchyb prędkości $\delta_v = |v_0 - v(t)|$
i uchyb przyspieszenia $\delta_a = |a_0 - a(t)|$.
Dodatkowymi kryteriami były: bezwzględna odchyłka nadążania położenia $\Delta x(t)$, prędkości $\Delta v(t)$ i przyspieszenia $\Delta a(t)$:

$$\Delta x(t) = \frac{\sum_{i=1}^{N} |x_0[i] - x[i]|}{N} \quad (1)$$

$$\Delta v(t) = \frac{\sum_{i=1}^{N} |v_0[i] - v[i]|}{N} \quad (2)$$

$$\Delta a(t) = \frac{\sum_{i=1}^{N} |a_0[i] - a[i]|}{N} \quad (3)$$

gdzie:
N – ilość punktów pomiarowych.

Charakterystyki dynamiczne przemieszczenia i uchybu położenia, prędkości i uchybu prędkości oraz przyspieszenie i uchybu przyspieszenia suwaka siłownika serwonapędu pneumatycznego podczas odtwarzania zasadnej trajektorii ruchu przedstawiono na rys. 3. Natomiast zmiany bezwzględne odchyłek nadążania przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia suwaka siłownika serwonapędu pneumatycznego przedstawiono na rys. 4.

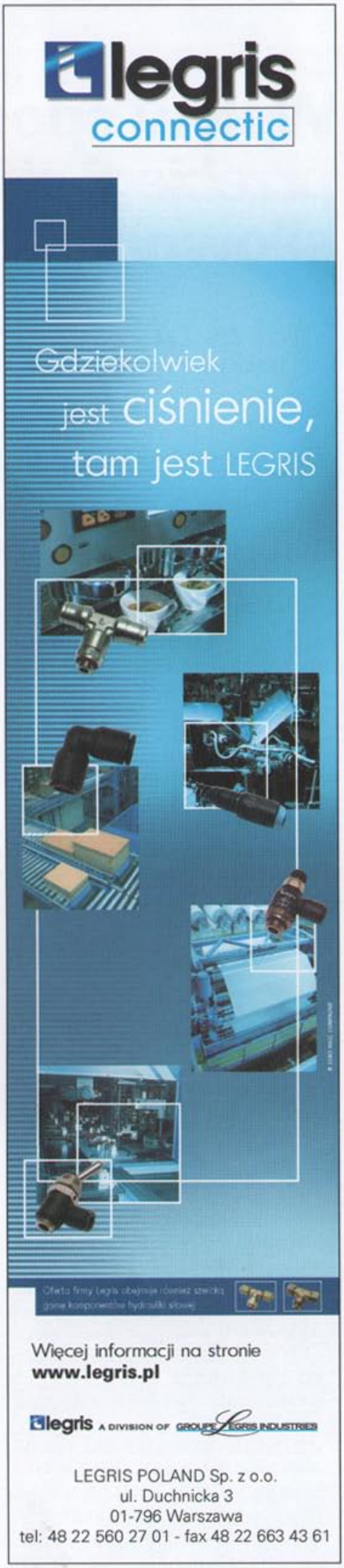
Podsumowanie

W pracy zaproponowano zastosowanie rozmytego regulatora typu PD do sterowania odtworzeniowego serwonapędu pneumatycznego. Zbudowano układ sterowania, w którym ruch potencjometru liniowego zadawany ręcznie przez operatora jest odtwarzany przez siłownik pneumatyczny serwonapędu pneumatycznego. W układzie sterowania wykorzystano oprogramowanie z rozmytą regulacją typu PD, spełniające zadanie programu *play-back*, uczącego ruch serwonapędu pneumatycznego. W serwonapędzie pneumatycznym elementem wykonawczym był beztłoczyskowy siłownik pneumatyczny, a elementem sterującym proporcjonalny zawór regulacyjny. Zastosowany układ sterowania zapewnia płynne i dokładne odtwarzanie ruchu potencjometru liniowego przez siłownik serwonapędu pneumatycznego. Pomimo że zadawane sygnały wejściowe były obarczone znacznym szumem z przetwornika potencjometrycznego, sterowanie pozycyjne serwonapędu pneumatycznego przebiegało poprawnie. Dalsze prace ukierunkowane zostaną na poprawę jakości sterowania serwonapędów pneumatycznych. Następnym etapem będzie zaprojektowanie i sprzętowa implementacja rozmytego sterowania serwonapędów pneumatycznych z większą bazą reguł rozmytych. Rozwinięcie bazy reguł umożliwi sterowanie pneumatycznych manipulatorów o różnych strukturach kinematycznych: szeregowych, równoległych oraz szeregowo-równoległych. Zaproponowany w pracy układ sterowania odtworzeniowego serwonapędu pneumatycznego może być zastosowany w wieloosiowych manipulatorach fizjoterapeutycznych. Konstrukcja takiego manipulatora fizjoterapeutycznego, jego kinematyka i układ sterowania muszą uwzględniać indywidualne potrzeby ruchowe pacjenta, fizjologiczny zakres ruchu ręki lub nogi, a także wielkość siły nacisku na kończyny.

Literatura

[1] Dindorf R., Takosoglu J.: Analiza serwonapędu pneumatycznego z regulatorami rozmytymi, Pneumatyka 1/2005.
[2] Dindorf R., Takoshoglu J.: Szybkie prototypowanie układu sterowania rozmytego serwonapędu elektropneumatycznego, Pneumatyka 1/2006,
[3] Takosoglu J., Dindorf R.: Analiza serwonapędu elektropneumatycznego z regulacją rozmytą, Hydraulika i Pneumatyka 6/2004.
[4] Takosoglu J., Dindorf R.: Sterowanie rozmyte serwonapędu elektropneumatycznego, XV Krajowa Konferencja Automatyki, tom II, Instytut Badań Systemowych Polskiej Akademii Nauk, Warszawa 2005.
[5] Takosoglu J.: Analiza i synteza wieloosiowego serwonapędu pneumatycznego z regulacją rozmytą, Rozprawa doktorska, Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2005.

dr hab. inż. Ryszard Dindorf, prof. PŚk, kierownik Zakładu Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach,
mgr Jakub Takosoglu doktorant w Zakładzie Mechatroniki



Wpływ sposobu hamowania na przebiegi ciśnienia w pneumatycznych siłownikach hamulcowych

Zbigniew Kulesza, Łukasz Czapko, Franciszek Siemieniako

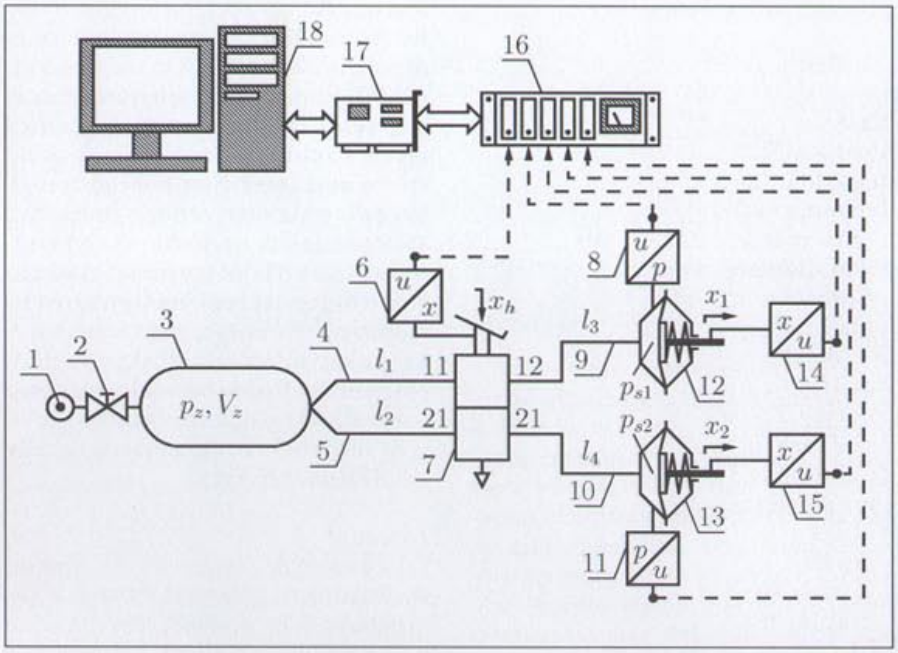
Jednym z najważniejszych elementów pneumatycznego układu hamulcowego współczesnych pojazdów jest dwuobwodowy zawór hamulca głównego [6]. Pełny model matematyczny i symulacyjny zaworu zostały przedstawione w dwóch artykułach [4,5].

W niniejszym artykule zostanie przedstawiona metodyka badań eksperymentalnych zaworu hamulca głównego. Celem tych badań jest weryfikacja opracowanego modelu symulacyjnego oraz ocena wpływu sposobu hamowania, a zwłaszcza prędkości nacisku kierowcy na pedał hamulca na uzyskiwane przebiegi dynamiczne ciśnienia i przemieszczenia siłowników hamulcowych. Uzyskane wyniki będą mogły być wykorzystane przy wyznaczaniu czasu hamowania pojazdu, w zależności od sposobu hamowania, co może mieć zastosowanie w diagnostyce układu, hamulcowego do oceny poprawności działania poszczególnych jego elementów.

Zakres i metodyka badań zaworu hamulca głównego

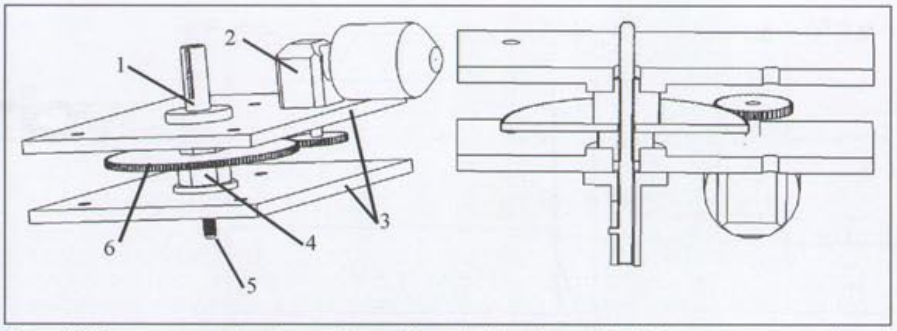
W celu weryfikacji opracowanego modelu symulacyjnego zaworu hamulca głównego, przeprowadzono wszechstronne badania eksperymentalne zaworu. Zakres badań obejmował:

- wyznaczenie charakterystyk statycznych ciśnienia p_{12} i p_{22} w kanałach wylotowych sekcji pierwszej i drugiej, w zależności od przemieszczenia x_h popychacza;
- wyznaczenie charakterystyk dynamicznych zmian ciśnienia p_{12} i p_{22} w kanałach wylotowych sekcji pierwszej i drugiej zaworu hamulca dla różnych prędkości hamowania; badania te przeprowadzono w układzie ze zbiornikiem zasilającym i zaworem hamulca głównego bez dołączonych elementów wykonawczych układu hamulcowego;
- wyznaczenie charakterystyk dynamicznych zmian ciśnienia p_{k1} i p_{k2} w komorach elementów wykonawczych połączonych z kanałami wylotowymi sekcji pierwszej i drugiej zaworu, dla różnych prędkości hamowania; badania te przeprowadzono w układzie ze zbiornikiem zasilającym, zaworem hamulca głównego oraz dołączonymi elementami wykonawczymi o stałej objętości komory (w tym wypadku zastosowano zbiorniki ciśnieniowe o stałej objętości $V_{k1}=V_{k2}=5$ dm^3); badania wykonano w kilkunastu układach różniących się parametrami geometrycznymi (długością i średnicą) zastosowanych przewodów połączeniowych;
- wyznaczenie charakterystyk dynamicznych zmian ciśnienia p_{s1}, p_{s2} w komorach oraz przemieszczenia x_1, x_2 trzpieni membranowych siłowników hamulcowych połączonych z kanałami wylotowymi sekcji pierwszej i drugiej zaworu, dla różnych prędkości hamowania; badania te przeprowadzono w układzie ze zbiornikiem zasilającym, zaworem hamulca głównego oraz dołączonymi siłownikami membranowymi; badania wykonano w kilkunastu układach różniących się parametrami geometrycznymi (długością i średnicą) zastosowanych przewodów połączeniowych.



Rys. 1 Schemat stanowiska pomiarowego do wyznaczania charakterystyk dynamicznych zaworu hamulca głównego w układzie z dwoma siłownikami membranowymi

Badania eksperymentalne przeprowadzono na specjalnym stanowisku pomiarowym, które po odpowiednim skonfigurowaniu umożliwia wykonanie każdego, omówionego powyżej etapu badań. W dalszej części przedstawiono konfigurację stanowiska oraz przykładowe wyniki badań w układzie ze zbiornikiem zasilającym, zaworem hamulca głównego oraz dwoma siłownikami membranowymi. Po wykonaniu badań eksperymentalnych ich wyniki zostały porównane z wynikami obliczeń symulacyjnych opracowanego modelu zaworu hamulca głównego.



Rys. 2 Schemat mechanizmu do realizacji różnej prędkości wysuwu popychacza zaworu hamulca głównego

Stanowisko pomiarowe

Na rys. 1 przedstawiono schemat stanowiska pomiarowego, przeznaczonego do wyznaczania charakterystyk dynamicznych zaworu hamulca głównego w układzie z dwoma membranowymi siłownikami hamulcowymi.

Sprężone powietrze ze źródła zasilania 1 trafia poprzez zawór odcinający 2 do zbiornika sprężonego powietrza 3 o pojemności 40 dm^3. Zawór odcinający 2 umożliwia odcięcie układu od zasilania po rozpoczęciu badań. Ze zbiornika 3 przewodami 4 i 5 sprężone powietrze jest doprowadzane na wejścia sekcji pierwszej i drugiej zaworu hamulca głównego 7.

Kanały wylotowe sekcji pierwszej i drugiej połączono przewodami 9 i 10 z komorami membranowych siłowników hamulcowych 12 i 13. Siłowniki wyposażono w przetworniki ciśnienia 8 i 11, służące do pomiaru wartości ciśnienia p_{s1}, p_{s2} w komorach siłowników, oraz w przetworniki przemieszczenia 14 i 15, służące do pomiaru wartości przemieszczenia x_1, x_2 trzpieni siłowników. Do popychacza zaworu hamulca przymocowano końcówkę pomiarową przetwornika przemieszczenia 6, przeznaczonego do pomiaru wartości przemieszczenia x_h popychacza zaworu.

Sygnały z przetworników trafiają do wzmacniacza pomiarowego 16. Zadaniem wzmacniacza jest wzmocnienie i dostosowanie sygnałów z przetworników do współpracy z kartą pomiarową 17. Karta pomiarowa wyposażona jest w przetworniki analogowo-cyfrowe przekształcające analogowy sygnał z przetworników ciśnienia na sygnał cyfrowy, możliwy do obróbki w komputerze 18.

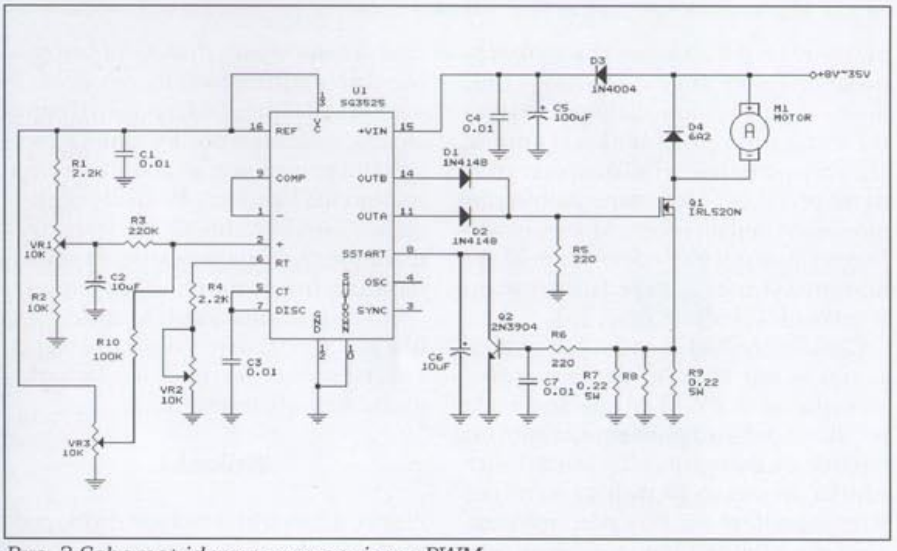
Popychacz zaworu nie jest naciskany bezpośrednio pedałem hamulca, jak to ma miejsce w rzeczywistym układzie hamulcowym, lecz za pomocą specjalnego mechanizmu umożliwiającego realizację zadanej prędkości przesuwu. Zastosowanie tego mechanizmu umożliwia badanie zachowania się układu hamulcowego dla różnych prędkości przesuwu pedału hamulca przez kierowcę. Dzięki temu możliwe jest uzyskanie charakterystyk dynamicznych układu hamulcowego w różnych warunkach hamowania (np. dla hamowania łagodnego, gwałtownego itd.). Na rys. 2 przedstawiono schemat mechanizmu.

Mechanizm został zamontowany na dwóch płytach tekstolitowych 3, pełniących funkcję podstawy. Do górnej płyty przymocowany jest silnik elektryczny prądu stałego 2, z wbudowaną wewnętrzną przekładnią redukcyjną. Na osi silnika jest osadzone małe koło zębate napędzające duże koło 6. Duże koło jest osadzone w specjalnej nakrętce 4. Nakrętka ta jest gwintowana od wewnątrz i osadzona między płytami mocującymi 3. Nakrętka 4 współpracuje z gwintowanym trzpieniem 5. Jeden koniec trzpienia opiera się o popychacz zaworu hamulca. Z drugiej strony trzpień ma specjalny wypust, który osadzony jest w blokadzie 1. Blokada ta uniemożliwia obracanie się trzpienia względem nakrętki, nie blokując jednak jego ruchów wzdłużnych. Trzpień 5 wraz z nakrętką 4 tworzą przekładnię śrubową, umożliwiającą zamianę ruchu obrotowego wirnika silnika napędowego 2 na ruch posuwisty trzpienia. Przesuwający się trzpień 5 wytwarza siłę niezbędną do przemieszczenia popychacza i sterowania zaworem hamulca. Regulacja prędkości obrotowej silnika i kierunku jego obrotów umożliwia sterowanie prędkością i kierunkiem przesuwu popychacza zaworu.

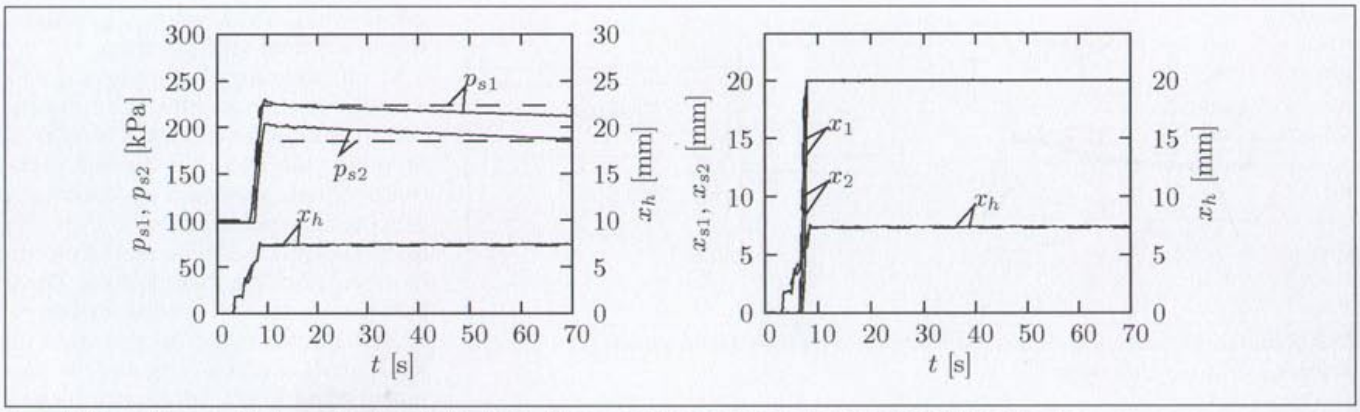
Silnik napędowy mechanizmu jest sterowany za pomocą wzmacniacza szerokości impulsów (tzw. wzmacniacza PWM – ang. *Pulse Width Modulation*) [1, 7]. Wzmacniacz umożliwia ustawianie częstotliwości i czasu wypełnienia impulsów prostokątnych napięcia zasilającego podawanego na silnik 3, co pozwala zmieniać jego prędkość wirowania. Wzmacniacz PWM wyposażono w woltomierz i przełącznik umożliwiający zmianę polaryzacji napięcia wyjściowego. Pozwala to na zmianę kierunku wirowania silnika 3.

Na rys. 3 przedstawiono schemat ideowy zbudowanego wzmacniacza PWM.

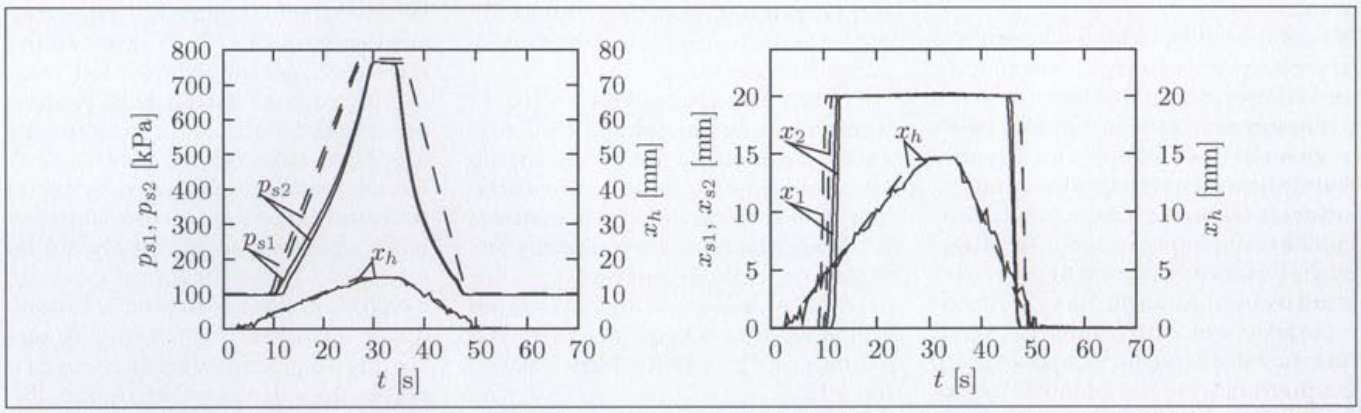
Sercem układu jest scalony układ modulatora SG3525, w którym zintegrowane są wszystkie układy zabezpieczeń oraz pozostałe elementy sterujące. Całość umożliwia regulację współczynnika wypełnienia i częstotliwości pracy za pośrednictwem potencjometrów VR1, VR2, VR3. Wejściowe napięcie zasilania może przyjmować wartości od 8 VDC do 35 VDC. Sterowany silnik jest dołączony do tranzystora mocy IRLS20 N. Dodatkowo zastosowano przełącznik umoż-



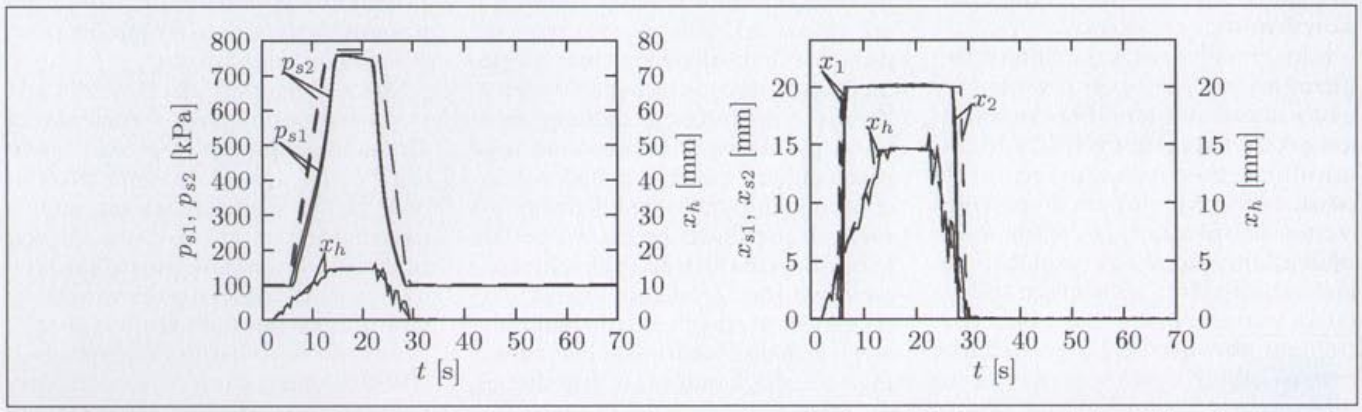
Rys. 3 Schemat ideowy wzmacniacza PWM



Rys. 4 Charakterystyki dynamiczne: a) ciśnienia, b) przemieszczenia trzpieni; szybkie hamowanie



Rys. 5 Charakterystyki dynamiczne: a) ciśnienia, b) przemieszczenia trzpieni; wolne hamowanie i szybkie odhamowanie



Rys. 6 Charakterystyki dynamiczne: a) ciśnienia, b) przemieszczenia trzpieni; szybkie hamowanie i szybkie odhamowanie

liwiający zmianę polaryzacji napięcia wyjściowego.

Wyniki badań

Na rys. 4, 5 i 6 przedstawiono przykładowe wyniki badań zaworu hamulca głównego w układzie ze zbiornikiem zasilającym i dwoma siłownikami membranowymi. W układzie zastosowano zawór hamulca głównego typu 4110 oraz dwa identyczne siłowniki membranowe typu 7420. Wszystkie elementy są produkcji zakładów POLMO w Praszce [2]. Parametry siłowników podano w pracy [3], a parametry zaworu hamulca w artykule [5]. Parametry zbiornika zasilającego oraz przewodów połączeniowych są następujące: V_z=40 dm^3, l_1=l_2=l_3=l_4=1 m, d_1=d_2=d_3=d_4=12 mm. Liniami ciągłymi oznaczono przebiegi otrzymane eksperymentalnie, a liniami przerywanymi przebiegi otrzymane z obliczeń modelu symulacyjnego. Model symulacyjny powstał na podstawie modelu matematycznego, przedstawionego w artykule [5] oraz w pracy [3].

Charakterystyki dynamiczne wyznaczano w ten sposób, że za pomocą wzmacniacza PWM ustawiano stałą prędkość posuwu popychacza zaworu hamulca, a następnie włączano obroty silnika, wsuwano popychacz na odpowiednią odległość, po czym wyłączano obroty silnika. Odpowiadało to procesowi hamowania. Podobnie postępowano przy odhamowaniu, tzn. po ustawieniu stałej prędkości posuwu popychacza, włączano obroty silnika i wysuwano popychacz, aż do całkowitego zwolnienia hamulca. W każdym przypadku zastosowano zatem stałą, lecz różną prędkość hamowania oraz odhamowania (różne przebiegi przemieszczenia x_h popychacza). Charakterystyki z rys. 4 otrzymano dla hamowania, a charakterystyki z rys. 5 i 6 – dla hamowania oraz odhamowania.

Wnioski

Na rys. 4, 5 i 6 widoczna jest duża zgodność charakterystyk otrzymanych na

drodze eksperymentalnej oraz w wyniku symulacji modelu matematycznego. Dotyczy to zwłaszcza przemieszczeń trzpieni siłowników. Widoczne na rys. 4 powolne spadki ciśnienia p_{s1} i p_{s2} w komorach siłowników, po zatrzymaniu ruchu popychacza, wynikają z istniejących w układzie nieszczelności, którymi powietrze powoli wypływa do atmosfery. Wydaje się, że nieszczelności te występują głównie w zaworze hamulca głównego, gdyż autorzy w poprzednio prowadzonych pracach, gdzie zawór taki nie był stosowany, nie obserwowali tych zjawisk. Wskazuje to na konieczność uwzględnienia tych nieszczelności w opracowywanym modelu zaworu hamulca.

Otrzymane wyniki świadczą o poprawności przyjętego modelu symulacyjnego i wskazują na to, że po uwzględnieniu stosownych poprawek będzie mógł on być używany do obliczeń pneumatycznych układów hamulcowych.

Za wskaźnik skuteczności hamowania można przyjąć czas od momentu rozpoczęcia nacisku na pedał hamulca do momentu, gdy przemieszczenie x_1 oraz x_2 trzpieni siłowników hamulcowych osiągnie wartość s pełnego skoku (w tym wypadku s=20 mm). Przeprowadzone badania umożliwiają wyznaczenie tego czasu w zależności od prędkości przesuwu popychacza zaworu hamulca. Z przedstawionych wykresów można odczytać w przybliżeniu, że czasy te wynoszą odpowiednio: 8 s – przy prędkości przesuwu x_h=1,2 m/s, 11 s – przy prędkości przesuwu x_h=0,6 m/s oraz 6 s – przy prędkości przesuwu x_h=1,3 m/s. Podobnie można określić czasy potrzebne do odhamowania hamulców. Należy mieć nadzieję, że po ostatecznej weryfikacji modelu wyznaczenie tych czasów będzie możliwe wyłącznie na drodze symulacyjnej, co pozwoli np. na przewidywanie zachowań nowo projektowanych układów.

Abstract

The preliminary results of the experimental verification of the mathematical model of the pneumatic brake (treadle) valve are presented. The model was presented in the two previous articles. In this article the specialized test stand is described. It is equipped with a special mechanism allowing us to determine the static and dynamic characteristic of the valve for the different velocities of the treadle movement. Various ways of the brake system operation can be simulated and tested this way. The mechanism is controlled by the designed PWM amplifier. The results are promising and they prove the correctness of the model.

Literatura

[1] Górski K.: Timer 555 w przykładach, Wydawnictwo BTC, 2005.

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

[3] Kulesza Z.S.: Modelowanie wielo-obwodowych pneumatycznych układów napędowych, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 2003.

[4] Kulesza Z.S., Siemieniako F.: Równania ruchu elementów ruchomych pneumatycznego zaworu hamulca głównego, Materiały w przygotowaniu do publikacji.

[5] Kulesza Z.S.: Modelowanie pneumatycznego zaworu hamulca głównego, Materiały w przygotowaniu do publikacji.

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

[7] Pietraszek J.: Mikroprocesory jednoukładowe PIC, Helion, Gliwice 2002.

Zbigniew Kulesza
Łukasz Czapko
Franciszek Siemieniako
Politechnika Białostocka
Wydział Mechaniczny
Katedra Automatyki i Robotyki

Zmniejszenie energochłonności napędu pneumatycznego dzięki niepełnemu napełnianiu komór siłownika

Tomasz Staniszewski

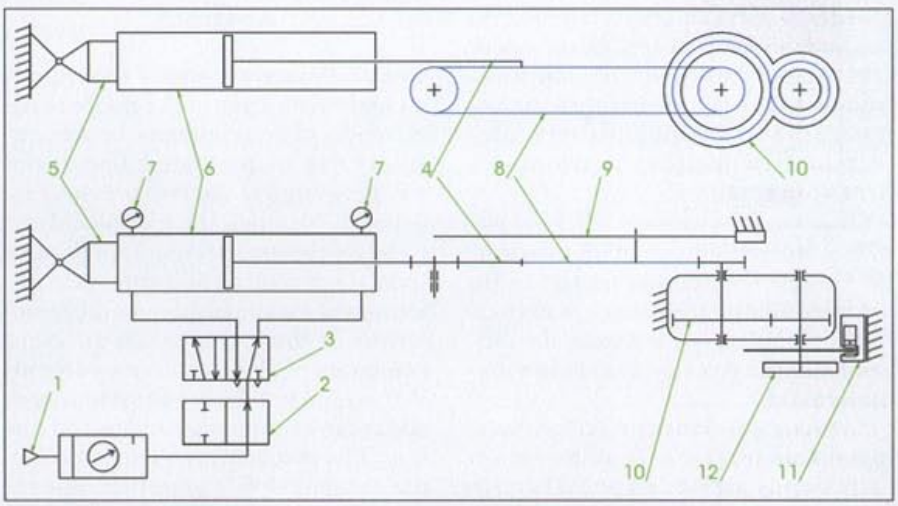
Siłownik może być zasilany na krótszym odcinku niż cały skok. Aby to uzyskać, dodatkowy łącznik drogowy umieszcza się na drodze tłoczyska Powoduje to odcięcie dopływu powietrza do komory. Dalszy ruch odbywa się dzięki energii rozprężającego się powietrza w komorze uprzednio napełnianej.

Mankamentem układów pneumatycznych jest wysoki koszt energii sprężonego powietrza. Podejmuje się wiele prac [2] [3], mających na celu obniżenie kosztów i poprawę konkurencyjności pneumatycznych układów napędowych w porównaniu z innymi napędami, np. elektrycznym lub hydraulicznym. Elementem wykonawczym w układach pneumatycznych jest siłownik o postępowo-zwrotnym ruchu tłoka. Najczęściej jeden kierunek ruchu tłoka jest roboczy – wykorzystywany do przemieszczenia masy i pokonania siły, a drugi jest jałowy – powrotny.

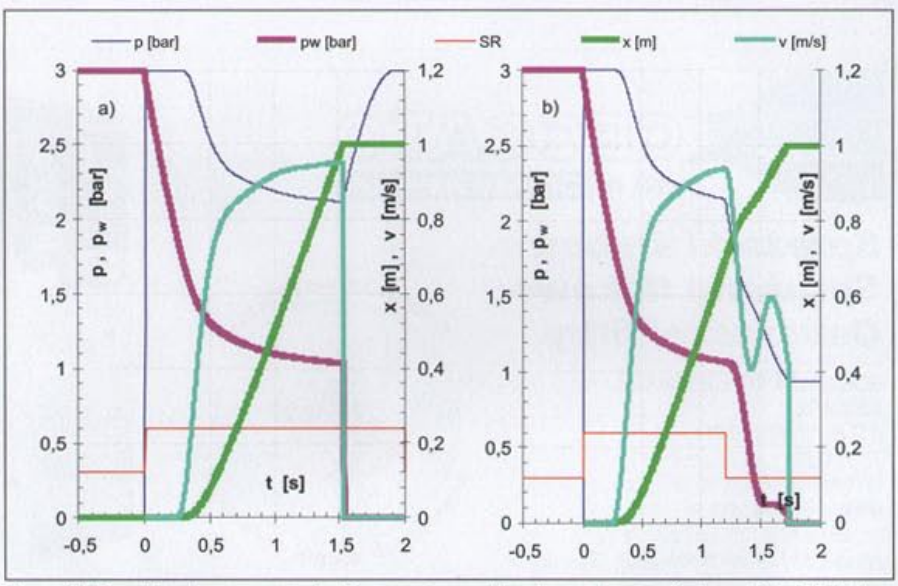
Głównym źródłem oszczędności energii w układach pneumatycznych jest zmniejszenie jej zużycia w trakcie ruchów jałowych (bez obciążenia), dzięki obniżeniu ciśnienia zasilania przy ruchu jałowym. Wynikające z tych przypadków oszczędności, przy zróżnicowaniu ciśnień dla ruchów roboczych i jałowych, dochodzą nawet do 70-80% [1].

Dodatkowy łącznik drogowy

Dodatkowy łącznik drogowy umieszcza się na drodze tłoczyska. Tym łącznikiem może być element pneumatyczny, kontaktron albo łącznik wirtualny. Wirtualny można zrealizować za pomocą czujnika – przetwornika drogi tłoka. Działanie układu z dodatkowym łącznikiem drogowym polega na tym, że w czasie ruchu powietrze podawane jest tylko na początkowym odcinku drogi tłoka, później dopływ czynnika roboczego jest odcinany [1]. Powietrze z drugiej komory jest natomiast cały czas kierowane do atmosfery. Odcięcie może być realizowane dwojako. Poprzez zastosowanie rozdzielacza czterodrogowego trójpołożeniowego, który w jednym



Rys.1 Schemat stanowiska badawczego: 1 – źródło sprężonego powietrza, 2 – zawór odcinający, 3 – rozdzielacz, 4 – tłoczysko, 5 – siłomierz, 6 – siłownik, 7 – czujniki ciśnienia, 8 – łańcuch, 9 – czujnik położenia tłoka (programowalny łącznik dodatkowy), 10 – przekładnia zębata, 11 – hamulec tarczowy, 12 – tarcze obciążające



Rys. 2 Przykładowa symulacja procesu dla danych: p_z=4 bar, M=37,5 kg, F_1=450 N, K_v=1,1, K_{vw}=1,1, T_p=30 N, s=1m, D=0,08 m, d=0,022 m; a) bez przerywania dopływu, b) dopływ powietrza do komory napełnianej przerwany po przebyciu przez tłok 0,7 skoku – x_{odc}/s=0,7

	p_z [bar]																				
F [N]	2	2,2	2,4	2,6	2,8	3	3,2	3,4	3,6	3,8	4	4,2	4,4	4,6	4,8	5	5,2	5,4	5,6	5,8	6
0	20,2	12,8	10,3	23,1	17,6	14,8	13,1	12,0	11,2	10,6	10,3	10,1	10,1	10,1	10,2	10,3	10,4	10,4	10,5	10,5	10,6
50	4,7	22,9	13,6	10,8	24,6	18,5	15,5	13,6	12,4	11,6	11,1	10,7	10,5	10,5	10,5	10,6	10,7	10,7	10,8	10,8	10,8
100	6,6	4,9	27,9	14,4	11,3	26,3	19,3	16,1	14,1	12,9	12,0	11,5	11,1	11,0	10,9	10,9	11,0	11,1	11,1	11,1	11,1
150	0,7	6,7	5,1	4,4	15,0	11,7	28,5	20,0	16,6	14,6	13,3	12,5	11,9	11,6	11,4	11,3	11,3	11,4	11,4	11,4	11,5
200	0,9	0,7	6,8	5,3	4,6	15,4	12,0	10,0	20,9	17,2	15,1	13,8	12,9	12,3	12,0	11,8	11,7	11,8	11,8	11,8	11,8
250	1,3	0,9	12,5	6,9	5,5	4,7	15,7	12,1	10,2	21,7	17,8	15,6	14,2	13,4	12,8	12,4	12,2	12,2	12,2	12,2	12,2
300	2,4	1,2	0,9	11,6	7,0	5,6	4,9	15,9	12,3	10,4	22,7	18,4	16,1	14,7	13,8	13,2	12,9	12,7	12,6	12,6	12,6
350	0	1,8	1,1	0,9	11,0	7,1	5,7	5,0	15,9	12,4	10,5	24,0	19,1	16,7	15,2	14,3	13,7	13,3	13,1	13,0	13,0
400	0	4,4	1,5	1,0	0,8	10,7	7,1	5,8	5,1	15,9	12,5	10,6	26,0	19,8	17,3	15,8	14,8	14,2	13,8	13,6	13,5
450		0	2,5	1,4	1,0	0,9	10,3	7,2	5,9	5,1	15,9	12,6	10,7	9,5	20,7	17,9	16,3	15,3	14,7	14,3	14,1
500		0	0	2,0	1,3	1,0	0,9	10,1	7,2	6,0	5,2	15,8	12,6	10,8	9,7	21,8	18,6	16,9	15,9	15,2	14,8
550			0	4,4	1,7	1,2	1,0	0,9	9,9	7,2	6,0	5,3	15,7	12,6	10,9	9,8	23,4	19,5	17,6	16,5	15,8
600			0	0	2,8	1,6	1,2	1,0	0,9	9,7	7,2	6,1	5,4	15,6	12,6	10,9	9,8	26,3	20,5	18,4	17,2
650				0	0	2,3	1,5	1,1	1,0	0,9	9,5	7,2	6,1	5,4	15,5	12,7	11,0	9,8	9,1	21,8	19,3
700				0	0	5,3	2,0	1,4	1,1	1,0	0,9	9,3	7,2	6,1	24,1	15,4	12,7	11,1	10,0	9,2	23,4
750					0	0	3,2	1,8	1,3	1,1	1,0	0,9	9,1	7,2	6,2	22,7	15,2	12,7	11,1	10,1	9,3
800					0	0	0	2,6	1,7	1,3	1,1	1,0	0,9	9,0	7,2	6,2	21,7	15,1	12,6	11,1	10,1
850						0	0	0	2,3	1,6	1,3	1,1	1,0	13,8	8,8	7,1	6,2	20,9	15,0	12,6	11,2
900						0	0	0	3,7	2,1	1,5	1,3	1,1	1,0	12,7	8,7	7,1	6,2	20,4	14,9	12,6
950		oznacz	x_{odc}/s				0	0	0	3,0	1,9	1,5	1,2	1,1	1,0	11,9	8,5	7,1	6,3	19,8	14,9
1000		10,6	0,6				0	0	0	0	2,6	1,8	1,4	1,2	1,1	1,0	11,3	8,4	7,1	6,3	19,4
1050		9,3	0,7					0	0	0	4,8	2,4	1,7	1,4	1,2	1,1	1,1	10,8	8,3	7,1	6,3
1100		6,3	0,8						0	0	0	3,6	2,2	1,7	1,4	1,2	1,1	1,1	10,4	8,2	7,0
1150		1,2	0,9						0	0	0	0	3,0	2,1	1,6	1,4	1,2	1,1	1,1	10,0	8,1
1200		0	nps							0	0	0	0	2,7	2,0	1,6	1,4	1,2	1,2	15,8	9,7
1250			nps							0	0	0	0	4,5	2,5	1,9	1,5	1,4	1,2	1,2	13,6
1300											0	0	0	0	3,6	2,3	1,8	1,5	1,4	1,3	1,2

Rys. 3 Maksymalny przyrost w % czasu wysunięcia się tłoka siłownika, w zależności od zastosowanego ciśnienia zasilania p_z, przy różnych wartościach sił F obciążających tłok dla danych: M=37,5 kg, Kv=1,1, Kvw=1,1, Tp=30 N, s=1 m, D=0,08 m, d=0,022 m, nps – niepełny skok tłoka

z położeń ma zamkniętą drogę napełniającą siłownik, a drugą drogę wolną, umożliwiającą opróżnienie przeciwległej komory. Drugi sposób realizacji to zastosowanie dodatkowego zaworu odcinającego w linii zasilającej. W przypadku schematu na rys.1, w chwili osiągnięcia przez tłoczysko położenia zaprogramowanego w komputerze następuje przesterowanie zaworu odcinającego (poz. 2). Na stanowisku badawczym odczyt położenia tłoka odbywa się na całej długości skoku siłownika za pomocą czujnika położenia (poz. 9). W warunkach przemysłowych można stosować odczyt położenia tłoka, umieszczając w przestrzeni roboczej tłoczyska łączniki drogowe lub inne czujniki sygnalizujące położenie tłoczyska. W przypadku siłowników z tuleją cylindra wykonaną ze stopów aluminium i zabudowania w tłoku elementu magnetycznego, możliwe jest stosowanie kontaktronowych czujników położenia (tzw. BSPT – bezdotykowa sygnalizacja położenia tłoka). Dodatkowy łącznik drogowy można zastosować zarówno w trakcie ruchu roboczego, jak i powrotnego. Wielkość nastawionego ciśnienia za pomocą zaworu redukcyjnego również ma duży wpływ na własności użytkowe siłownika. Zastosowanie zbyt małego ciśnienia zasilania i dużych obciążeń tłoka przy krótkim odcinku zasilania siłownika spowodowałoby zatrzymanie się tłoka przed wykonaniem całego skoku. Z uwagi na duże podobieństwo zagadnienia w cyklu roboczym i jałowym, w niniejszym artykule rozpatrzono tylko pierwszy przypadek. Ruch tłoka siłownika po odcięciu przez dodatkowy łącznik drogowy dopływu powietrza do napełnianej komory odbywa się dzięki energii powietrza rozprężającego się. Zastosowanie tego układu zasilania sprawia, że zapotrzebowanie energetyczne układu spada, pozwalając na znaczne oszczędności.

Model matematyczny

Celem podjętych prac jest badanie wpływu następujących parametrów: długości początkowego zasilania siłownika powietrzem, ciśnienia zasilania siłownika, siły obciążającej tłoczysko, napędzanej masy na właściwości użytkowe siłownika.

Model matematyczny [4], pozwalający na przewidywanie przebiegu parametrów charakteryzujących procesy zachodzące w siłowniku podczas jego pracy, został szczegółowo opisany w [5]. Zmianie ulega tylko równanie opisujące ciśnienie w dodatkowym zbiorniku oraz warunek: gdy x=s i SR=(1) i m=0, to $p_w=p_a$, gdzie:

SR – stan rozdzielacza; *SR*=0,6= (stan logiczny 1) – rozdzielacz łączy źródło z napełnianą komorą; *SR*=0,3=(stan logiczny 0) – rozdzielacz odcina zasilanie, wartości liczbowe dobrane tak, aby nie zaciemniać wykresów na rys. 2; *m* – natężenie przepływu powietrza między źródłem z komorą siłownika; m_w – między komorą siłownika a otoczeniem.

Warunki początkowe: gdy t = 0, to $p = p_a$, $p_w = p_z$, v=0, x=0.

Wyniki obliczeń

Wartości niektórych danych do obliczeń uzyskano doświadczalnie na stanowisku, wg rys. 1 [6]. Powstające w wyniku rozwiązywania równań (1) minus (2) oraz (3) - (4) [4] wykresy obrazują przebieg poszczególnych parametrów w czasie pracy siłownika. Przykładowy wykres przedstawiono na rys. 2. Po lewej stronie (a) przedstawiono wyniki dla układu zasilającego komorę napełnianą na całej długości skoku tłoka – $x_{odc}/s>1$, zaś po prawej (b) dla zasilanego tylko na początkowej części 0,7 skoku. Na pionowej osi z lewej strony wykresów przedstawione są podziałki nadciśnień panujących w komorze beztłoczyskowej (p), tłoczyskowej (p_w). Na prawej osi są podziałki położenia (x) tłoka w metrach oraz jego prędkości (v) w metrach na sekundę.

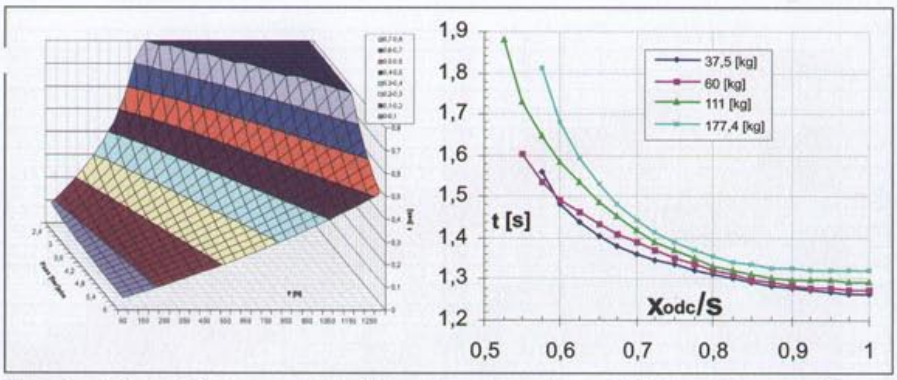
W chwili t=0 następuje przesterowanie rozdzielacza i do komory beztłoczyskowej ze źródła napływa sprężone powietrze. Ciśnienie narasta w komorze do chwili, gdy różnica ciśnień spowoduje ruszenie tłoka po czasie t=0,25 s. Ruch tłoka powoduje wolniejsze zmniejszanie się ciśnienia w komorze tłoczyskowej połączonej z atmosferą. Obciążenie masowe M i siłowe F_1 oraz tarcie sprawiają, że prędkość tłoka początkowo powoli narasta. Wskutek oporów przepływu ciśnienie w komorze tłoczyskowej jest większe niż atmosferyczne. W chwili t=1,53 s tłok kończy ruch na pokrywie tłoczyskowej. Ciśnienie w komorze tłoczyskowej szybko wyrównuje się z atmosferycznym. Ciśnienie w komorze beztłoczyskowej cały czas rośnie do wartości ciśnienia zasilania. Od tej chwili może już odbywać się operacja technologiczna. Ustalone w chwili t=1,93 s ciśnienia nie zmieniają się do końca taktu. Na prawym wykresie sytuacja do chwili t=1,21 s przedstawia się identycznie. Po przebyciu przez tłok drogi równej 0,7 skoku zostaje odcięty dopływ powietrza. Brak dopływu powietrza po odłączeniu komory beztłoczyskowej od źródła powoduje, że ciśnienie w niej wraz z trwającym ruchem tłoka zaczyna spadać. Na początku szybko, a po zmniejszeniu prędkości tłoka wolniej. W chwili t=1,73 s różnica ciśnień powoduje zakończenie ruchu roboczego tłoka i umożliwia wykonanie operacji tech-

nologicznej. Potem następuje przesterowanie rozdzielacza i koniec cyklu roboczego, gdy tłok zatrzymuje się w swoim końcowym położeniu. Układ jest gotowy do wykonania taktu powrotnego.

Czas wykonania skoku, liczony od przesterowania rozdzielacza, wydłużył się z 1,53 s do 1,73 s, a więc o 13%. Natomiast czas ruchu tłoka wzrósł z 1,28 s do 1,48 s, czyli o 16%. Gdy siła czynna znacznie się zmniejszy na końcu skoku, siła zewnętrzna może spowodować cofnięcie (wepchnięcie do wnętrza) tłoczyska, o ile siła zewnętrzna nadal działa. Gdy siłownik jest ustawiony pionowo i używany jako podnośnik przy wysuwaniu tłoczyska, siła zewnętrzna działa cały czas – jest to ciężar. Siła wywierana przez tłok po zakończeniu ruchu jest mniejsza dla przykładowej symulacji ponad 3-krotnie. Dalsze zmniejszanie długości drogi zasilania siłownika dla tych warunków obciążenia nie zapewnia wykonania przez tłok całego skoku.

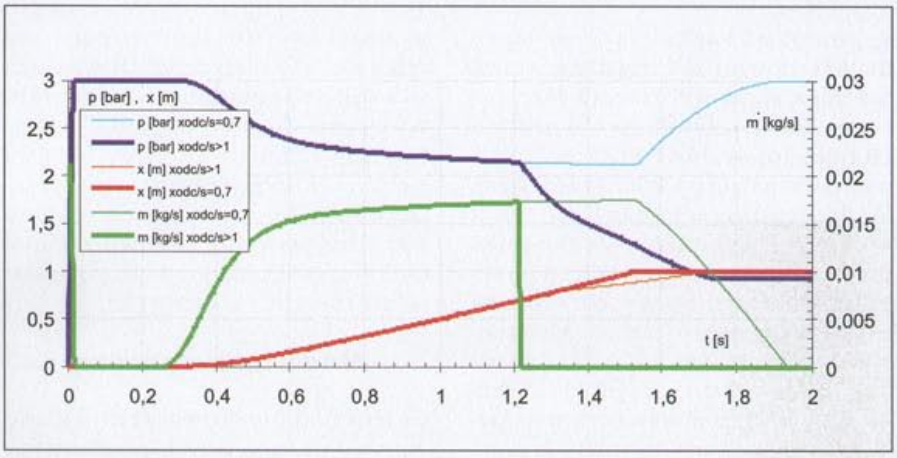
Na rys. 3 przedstawiono maksymalny przyrost czasu wysunięcia się siłownika, po zastosowaniu łącznika drogowego, w stosunku do siłownika zasilanego na pełnej długości skoku. Kolorami zaznaczono poszczególne długości odcięcia zasilania siłownika. Kolor biały obrazuje wartości dla różnych sił i ciśnień zasilania przy umieszczeniu łącznika drogowego w odległości x_{odc}/s=0,6 (przy zasilaniu na odcinku 0,6 długości skoku), zgodnie z legendą na rys. 3. Zastosowanie krótszych odcinków zasilania zmniejsza zakres zastosowania tej metody oszczędzania sprężonego powietrza. Siłownik może realizować swoje zadanie tylko przy określonej parze parametrów, jakim są siła i ciśnienie zasilania. W innym przypadku tłok nie pokona drogi równej skokowi. Przypadek ten obrazuje kolor niebieski x_{odc}/s=0,9 oraz różowa kratka przy zasilaniu na całej długości skoku.

Dla rozpatrywanych tu układów transportujących, czas realizacji taktu jest sumą dwóch odcinków czasowych. Pierwszy upływa od chwili przesterowania rozdzielacza do chwili ruszenia tłoka, a drugi jest czasem ruchu. Na rys.4a przedstawiono zależność tego pierwszego odcinka od sił obciążających tłoczysko oraz ciśnienia zasilania. Całkowity czas taktu, będący sumą wcześniej wspomnianych czasów, zmienia się. Ma to specjalne znaczenie w układach pracujących sekwencyjnie z innymi urządzeniami.



Rys.4: a) Wartości czasu od chwili przesterowania rozdzielacza do początku ruchu tłoka dla danych: M=37,5kg, x_{odc}/s=0,7; b) Zależność czasu ruchu od długości zasilania siłownika dla różnych obciążeń masowych dla danych: p_z=6 bar, F_1=600 N, K_v=1,1, K_{vw}=1,1, T_p=30 N, s=1 m, D=0,08 m, d=0,022 m

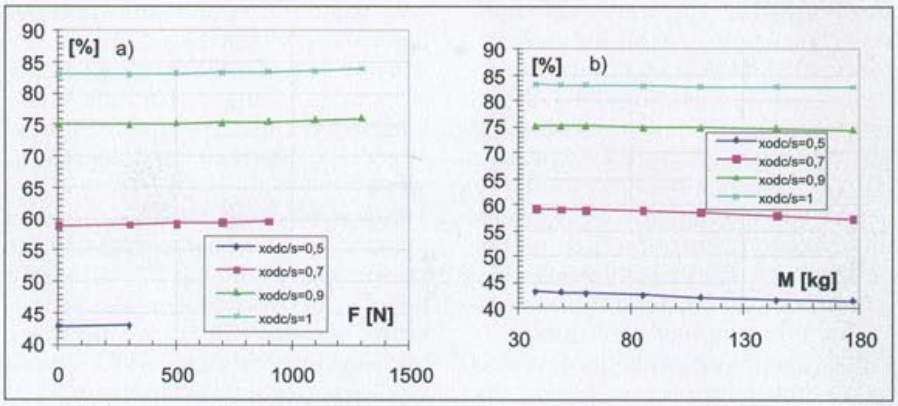
Rys. 4b przedstawia wykresy czasu ruchu tłoka w zależności od długości odcinka zasilania siłownika dla różnych obciążeń masowych. Im masa wielkości przemieszczanej masy. Zasilanie na krótszych odcinkach skoku nie zapewnia wykonania przez tłok pełnego skoku.



Rys. 5 Przebieg ciśnienia, drogi i natężenia przepływu dla danych: p_z=4 bar, F_1=600 N, K_v=1,1, K_{vw}=1,1, T_p=30 N, s=1m, D=0,08 m, d=0,022 m

transportowana przez tłoczysko jest większa, tym czas ruchu się zwiększa. Przypadki niewystąpienia pełnego skoku nie są zależne bezpośrednio od

Rys. 5 przedstawia przebiegi ciśnienia w komorze napełnianej, drogi tłoka oraz natężenia przepływu powietrza ze źródła do komory napełnianej



Rys. 6 Procent zużytego powietrza w stosunku do braku odcięcia zasilania ($x_{odc}/s>1$) dla danych: p_z=6 bar, M=37,5 kg; (a) F=450 N, (b) K_v=1,1, K_{vw}=1,1, T_p=30 N, s=1 m, D=0,08 m, d=0,022 m

dla dwóch przypadków jednocześnie: $x_{odc}/s=0,7$ oraz $x_{odc}/s>1$. Po scałkowaniu pola pod krzywą $\dot{m}$ dla obu przypadków można wyliczyć stosunek zużytej energii sprężonego powietrza na podstawie ilości zużytego gazu. Uzyskane dzięki temu wyliczenia ilości zaoszczędzonego gazu dla różnych wartości obciążeń przedstawiono na rys. 6. Jak widać, ilość zużytego powietrza mało zależy od obciążenia. Dla rosnących wartości sił siłownik zużywa coraz więcej powietrza. Dla zwiększających się mas siłownik zużywa mniej powietrza.

Wnioski

Podsumowując, układ z dodatkowym łącznikiem drogowym cechuje się zmniejszonym zapotrzebowaniem na czynnik roboczy, umożliwia zastosowanie w ruchu roboczym oraz powrotnym. Długość odcinka zasilania można zmieniać prawie do połowy długości skoku. Odcięcie zasilania dla $x_{odc}/s=1$ zapobiega wzrostowi ciśnienia w komorze napełnianej do wartości ciśnienia zasilania. Pozwala to na zaoszczędzenie około 16% powietrza. W następnym cyklu spadek ciśnienia w opróżnianej komorze następuje szybciej, dzięki czemu ruch tłoka trwa krócej. Po kilku kolejnych cyklach stabilizuje się ciśnienie na poziomie zapewniającym realizację zadania roboczego. Wszelkie te działania pozwalają na oszczędności zużycia sprężonego powietrza.

Literatura

[1] Szenajch W.: Napęd i sterowanie pneumatyczne, WNT, 1997.

[2] Lasek D.: Energooszczędne napędy pneumatyczne manipulatorów przemysłowych, Automatyka, Politechnika Śląska, z.110, Gliwice 1992.

[3] Köhler E., Zipplies E.: Pneumatische Antriebskonzepte unter dem Gesichtpunkt der Energieoptimierung und der Verbesserung der Dynamik, Trzecie Polsko-Niemieckie Seminarium „Innowacje i postęp w hydraulice i pneumatyce", Zakopane, 16-17 września 1999.

[4] Iwaszko J.: A computer program to determine the piston speed in pneumatic cylinder, Czwarte Polsko-Niemieckie Seminarium „Innowacje i postęp w hydraulice i pneumatyce", Sopot, 20-21 września 2001, str. 241 – 254.

[5] Staniszewski T.: Siłownik pneumatyczny z powietrzną „sprężyną" powrotną, Pneumatyka 6/2005, str. 20 -22.

[6] Staniszewski T.: Stanowisko do badań pneumatycznego napędu energooszczędnego, Hydraulika i Pneumatyka 5/2002, str. 42–44.

mgr inż. Tomasz Staniszewski
Politechnika Warszawska
Wydział Inżynierii Produkcji
Instytut Technologii Maszyn

Abstract

Pneumatic cylinder can be supplied on shorter section than whole stroke. To achieve this, directional switch is placed on the piston rod's way. It causes the air inflow to the chmber is cut off. The piston movement is continued due to energy stored in chamber previously supplied.

Zestawienie dostawców sprężarek

Poniżej zamieszczamy listę firm, które zajmują się w Polsce dostawą sprężarek przemysłowych i odpowiedziały na naszą ankietę. Zestawiania nie należy traktować jako klasyfikacji firm wg wielkości czy innych kryteriów. Dokładniejsze dane zainteresowani mogą uzyskać na stronach internetowych poszczególnych firm.

Dostawca	Producent	Rodzaje sprężarek	Zakres mocy [kW]	Zakres wydajności [m^3/min]	Zakres ciśnień [bar]	Dodatkowe cechy
1	2	3	4	5	6	7
ALUP Kompressoren Polska	**Alup Kompressoren GmbH -Niemcy**	Śrubowe	2,2-400	0,28-65,94	5-13	Napęd 1:1. Zmienna wydajność
	Sauer & Sohn GmbH-Niemcy	Wysokociśnieniowe	4 – 55	0,23 – 4,25	30 – 420	Napęd 1:1
ATLAS COPCO Polska	**Atlas Copco**	Tłokowe	0,55-15	0,06-1,44	4-30 nadciśnienie	Chłodzone powietrzem; Olejowe/bezolejowe
		Spiralne	1,5-15	0,2-1,5	4-10 nadciśnienie	Chłodzone powietrzem; Bezolejowe
		Z wirującym zębem	15-50	2,3-7,6	4-10	
		Śrubowe	2,2-900	0,25-148	1-13 nadciśnienie	Chłodzone powietrzem/wodą; Olejowe/bezolejowe
		Odśrodkowe (Procesowe)	355-5000 (500-15000)	71-433 (8,4-3350)	1,5-10 (5-80) nadciśnienie	Chłodzone wodą; Bezolejowe
		Wysokociśnieniowe-PET	45-1230	1,67-101,7	15-90	Chłodzone wodą; Bezolejowe
		Śrubowe-przewoźne	18,5-328	2-32,7	5-30	Chłodzone powietrzem; Olejowe
AERZEN POLSKA	**Aerzener Maschinenfabrik GmbH**	Śrubowa powietrza, typ Delta Screw	18,5-710	4,48-250	3,5	Bezolejowa, chłodzona powietrzem, sterowanie wydajnością
		Śrubowa powietrza, typ Delta Twin	75-200	11,83-33,3	10	Bezolejowa, chłodzona wodą lub powietrzem, sterowanie wydajnością
		Śrubowa powietrza, typ VMT		10-150	10,5	Bezolejowa
		Śrubowa do gazów procesowych, typ VMY		do 148,3	20 jednostopniowo	Z wtryskiem oleju
		Śrubowa do gazów procesowych typ VR		do 2 000	12 jednostopniowo, 40 wielostopniowo	Bezolejowa
		Śrubowa chłodnicza, typ Variscrew		do 48,8	16	Z wtryskiem oleju
		Śrubowa chłodnicza typ VMY		do 165,6	20	Z wtryskiem oleju
	Boge Kompressoren	Śrubowe	45-355	5,11-50	10	Bezolejowa, chłodzona wodą lub powietrzem
		Śrubowe	2,2-355	0,21-43,7	13	Z wtryskiem oleju, chłodzone wodą lub powietrzem
		Tłokowe	1,5-5,5	0,15-0,76	10	Bezolejowe
		Tłokowe	0,75-37	0,125-4,83	max. 40	Z wtryskiem oleju
AIRPOL Sp. z o.o. Przedsiębiorstwo Produkcji Sprężarek	**Przedsiębiorstwo Produkcji Sprężarek Airpol Sp. z o.o.**	Śrubowe bezolejowe w obudowie dźwiękochłonnej, z napędem bezpośrednim i przetwornicą częstotliwości, typ Airpol BS PR	37-400	2,14-51,76	8-10	Sprężarki bezolejowe, dwa stopnie sprężania, napęd bezpośredni, płynna regulacja wydajności
		Śrubowe bezolejowe w obudowie dźwiękochłonnej, z napędem bezpośrednim, typ Airpol BS	37-400	4,27-51,76	8-10	Sprężarki bezolejowe, dwa stopnie sprężania, napęd bezpośredni

1	2	3	4	5	6	7
PNEUMAPOL – FRIPOL Grupa AIRPRESS	**Airpress Holandia**	Sprężarki śrubowe i tłokowe	1-200	0,1-29	1-15	Większość urządzeń wyposażona w inteligentne systemy sterowania z systemami ENERGY SAVING, sprężarki z INVERTEREM
PNEUMAT SYSTEM	**Orlik**	Tłokowe	1,5-7,5	0,07-0,85	8-10 10-12	Chłodzone olejem, zabudowa na zbiorniku poziomym, pionowym lub wolno stojące agregaty
		Śrubowe	2,2-45	0,23-6,55	6-8 8-10 10-13	Chłodzone olejem. Wersje z wbudowanym osuszaczem ziębniczym. Wersje z przemiennikiem częstotoliwości
	ReLo	Śrubowe	3-132	0,21-21,65	6-7,5 8-10 10-13 12-15	Chłodzone olejem. Wersje zabudowane na zbiorniku poziomym. Wersje z wbudowanym osuszaczem ziębniczym. Wersje z przemiennikiem częstotliwości. Wersje z wbudowanym systemem katalitycznego oczyszczania powietrza
POLMOCON	**Abac Polmocon**	B4900 – tłokowa 1JS60 LZA – tłokowa 1JS60 J – tłokowa	3-4 1,5 1,5	8,33 2,25 2,25	12 8 8	Dwustopniowa
RENNER KOMPRESORY	**Renner Kompressoren GmbH**	Śrubowe	3-160kW	0,4-20	7,5-15	Smarowane olejem, bezolejowe, ze zmienną Prędkością obrotową, 24 msc. gwarancja,
TECOM POLSKA	**Tecom Compressor**	Śrubowe	5,5-400	0,5-65	8-13	11-400 kW sprężarki z falownikiem
UNIGOODS	**Ceccato**	Śrubowe Spiralne bezolejowe Tłokowe	2-220 2-18,5 0,8-11	0,3-30 0,3-30 0,25-1,2	4-13 0,3-3	Gwarancja 2 lata bez limitu. Bardzo cicha praca.
WAN GDYNIA	**WAN Gdynia**	Tłokowe	3-11	0,25-1,33	7-10	Olejowe, jednostopniowe, chłodzone powietrzem na zbiorniku, żeliwne, wolnoobrotowe.
			11-15	1,33-1,66	12-15	Olejowe, dwustopniowe, chłodzone powietrzem na zbiorniku, żeliwne, wolnoobrotowe.
			11-15	1,16-2,83	25-40	Olejowe, doprężające, chłodzone powietrze / woda, obudowa dźwiękochłonna, na zbiorniku, wolnoobrotowe.
	Rotorcomp	Śrubowe, serii NK	4-45	0,4-7,5	7-15	Olejowe, obudowa dźwiękochłonna, wolno stojące i na zbiorniku, sterownik mokroprocesorowy w standardzie, *opcja z przetwornicą częstotliwości (od 0,1 do 4 m^3/min)
VECTOR Sp. z o.o. Technika Sprężonego Powietrza	**Europejskie fabryki firmy Gardner Denver**	Śrubowe, ze stałą prędkością obrotową	3-500	0,3-73,5	3,0 – 14,5	Maszyny jednostopniowe. Wykorzystano w nich stopień śrubowy ENDURO z 5-letnią gwarancją bez limitu godzin.
		Śrubowe, ze zmienną prędkością obrotową	11-320	1,5-58,0	3,5-13	Od 90 kW w górę także dwustopniowe. Gwarancja na 5 lat!
ZBMIAP KRAKÓW	**ZBMIAP Kraków**	Śrubowe jednostopniowe seria asp 40 seria asp 60 seria asp 100 seria asp 160 seria asp 250 seria asp 260	 4-7,5 11-15 18,5-30 37-55 75-110 132	 0,32-0,9 1,08-2,20 2,18-4,37 4,40-9,0 9,45-17,05 18-21	 7-13 7-13 7-13 7-13 7-13 7-10	

1	2	3	4	5	6	7
		Śrubowe z wtryskiem oleju – napęd pasowy	2,2 – 90	0,24 – 15 (FAD)	4-13 bar (e)	Regulacja wydajności: pełne dociążenie /odciążenie, modulacja lub zmienno-obrotowe. Dostępne wersje nabudowane na zbiorniku ze zintegrowanym osuszaczem ziębniczym i filtrami.
		Śrubowe z wtryskiem oleju – napęd bezpośredni	30-160	5,58-28,33 (FAD)	4-13 bar (e)	Regulacja wydajności: pełne dociążenie /odciążenie, modulacja lub zmienno-obrotowe. Dostępne w wersji z wbudowanym osuszaczem ziębniczym.
		Bezolejowe z wirującą spiralą	1,5-15	0,162-1,56 (FAD)	4-10 bar (e)	Dostępne w wersjach nabudowanych na zbiorniku oraz z wbudowanym osuszaczem ziębniczym
PASCAL	**Fiac**	Tłokowe, bezolejowe	0,56-1,1	0,103-0,205	6-8	Jednostopniowe
		Tłokowe,dentystyczne (bezolejowe)	0,75-2,0	0,105-0,200	6-8	Jednostopniowe
		Tłokowe, olejowe, napęd bezpośredni	0,56-1,8	0,17-0,244	6-15	Jednostopniowe
		Tłokowe, olejowe, napęd pasowy	1,5-7,5	0,240-1,095	8-14	Jednostopniowe -dwutłokowe, Dwustopniowe -dwutłokowe
		Śrubowe, olejowe seria SILVER, SILVER D,	4-11	0,41-1,34	8-13	Ze stałą wydajnością, zabudowane na zbiorniku lub nie, z systemem uzdatniania sprężonego powietrza (zespół filtrów i osuszacz ziębniczy) lub nie
		Seria CRS	4-30	0,42-3,98	8-13	Ze stałą wydajnością, bez zbiornika
		Seria CRS, CRSD	4-15	0,42-2,09	8-13	Ze stałą wydajnością, zabudowane na zbiorniku lub nie, z systemem uzdatniania sprężonego powietrza (zespół filtrów i osuszacz ziębniczy) lub nie,
		Seria AIRBLOK	7,5-200	0,81-2,09	8-13	Ze stałą wydajnością lub z automatycznie, płynnie regulowaną wydajnością bez zbiornika,
PH ELEM	**Tamsan**	Śrubowe Tłokowe Przewoźne	4 - 250 2,2 - 18 18	0,55-43,5 6,66-50 2400	8-13 8 - 15 8 - 12	Pasy POLY V Belts o zwiększonej żywotności
PHU TOMPRESS	**Sullair**	Śrubowe	7,5-450	1,1,3-87	7-12	Od 75 kW mechaniczna regulacja wydajności tzw. zaworem spiralnym, od 75 kW możliwy dwustopniowy system sprężania, dwa sposoby chłodzenia (powietrzem oraz wodą), sprężarki zaopatrzone w panel sterowniczy Supervisor z funkcją nadrzędnego sterowania, 10 lat gwarancji na moduł śrubowy
PNEUMATIK SA	**Boge Kompresoren**	Śrubowe olejowe	2,2-250	0,231-43,7	do 13 bar	Chłodzone powietrzem lub wodą jednostopniowe, napęd pasowy lub bezpośredni sterowanie wydajnością (opcja)
		Śrubowe bezolejowe	45-355	5,95-50,0	do 10 bar	chłodzone powietrzem lub wodą dwustopniowe, sterowanie wydajnością
		Tłokowe olejowe	0,75-37,0	0,125-6,20	do 40 bar	chłodzenie powietrzem, jednostopniowe, na zbiorniku (opcja)
		Tłokowe bezolejowe	1,5-5,5	0,26-0,768	do 15 bar	chłodzone powietrzem,jednostopniowe, na zbiorniku (opcja)

1	2	3	4	5	6	7
		Śrubowe, w obudowie, dźwiękochłonnej, z napędem bezpośrednim i przetwornicą częstotliwości, typ Airpol NB PR	30-250	1,83-33,31	7,5-15	Napęd bezpośredni, płynna regulacja wydajności
		Śrubowe, w obudowie dźwiękochłonnej, z napędem bezpośrednim, typ Airpol NB	30-250	3,65-33,31	7,5-15	Napęd bezpośredni
		Śrubowe, w obudowie dźwiękochłonnej, z przetwornicą częstotliwości,typ Airpol PR	5,5-90	0,14-11,70	8-15	Napęd przez przekładnię pasową, płynna regulacja wydajności
		Śrubowe, w obudowie dźwiękochłonnej, typ Airpol	5,5-90,0	0,28 - 11,70	8-15	Napęd przez przekładnię pasową
		Śrubowe, w obudowie dźwiękochłonnej, ze zbiornikiem, typ Airpol K	5,5-15	0,28-1,58	8-15	Napęd przez przekładnię pasową, sprężarka na zbiorniku 400 l
		Śrubowe górnicze typ S85g	11	0,76-1,17	10-15	Sprężarki przeznaczone do pracy pod ziemią
		Śrubowe kolejowe typ Airpol SK	4-7,5	0,33-0,83	8	Sprężarki przeznaczone do lokomotyw, jednostek elektrycznych i szynobusów
		Śrubowe przewoźne typ Airpol SP	35-70	4,13-8,26	5-8	Sprężarki na podwoziu przewoźnym, silnik spalinowy Deutz
		Doprężacze, typ ADP	7,5-22	1,24-4,13	25-40	Ciśnienie max. 40 bar, doprężacz typu ADP300-150, na zbiorniku 150 l
		Tłokowe bezolejowe, typ AB	1,5-11	0,07-1,10	4-20	Możliwość wykonania na zbiorniku lub na ramie
		Tłokowe olejowe, typ N	4-11	0,41-0,96	10-15	Możliwość wykonania na zbiorniku lub na ramie, sprężarki 2-stopniowe
		Tłokowe olejowe typ A	2,2-22	0,20-2,34	8-15	Możliwość wykonania na zbiorniku lub na ramie
ATMOPOL	**Atmos, Orlik**	Śrubowe	4-200	0,5-50	5-15	Również sprężarki zmiennoobrotowe z falownikiem
BP TECHEM	**Hydrovane**	Łopatkowa	1,1 2,2 1,1 2,2 4,0	0,12 - 0,24 0,12 - 0,54	10 10	HV01 i HV02 mocowana na trójnogu HV01RM, HV02RM, HV04RM mocowane na zbiorniku
			4,0 5,0 7,0 11,0 15,0	0,54 - 2,27	7/8 i 10	HV04, HV05, HV07, HV11, HV15 pionowe w obudowie
			18,0 22,0	2,51 - 3,58	8 i 10	HV18-HV22 poziome na ramie z możliwością obudowania
			30,0 37,0 45,0	4,30 – 6,81	8 i 10	HV30, HV37, HV45 poziome mocowane na trójnogu
			55,0 75,0 7,0 15,0 22,0	9,44 – 12,60	7,5	HV55, HV75 poziome obudowane
			37,0 75,0	0 – 12,30	do 10	HV07RS, HV15RS, HV22RS, HV37RS, HV75RS z falownikiem
	Pneumofore	Łopatkowa	75,0; 90,0 110,0; 132,0 160,0; 200,0	12,53 – 25,42	8 i 10	UR12, UR18, UR26 Wszystkie sprężarki posiadają łopatkowy stopień sprężający z jednym wirnikiem, napędzany bezpośrednio przez silnik elektryczny oraz są chłodzone powietrzem.
COMPAIR POLSKA	**CompAir DLT**	Śrubowe	4-250	0,5-42,7	5-13	Przemysłowe śrubowe sprężarki powietrza: olejowe i bezolejowe, o stałej i zmiennej wydajności, chłodzone powietrzem lub wodą
	CompAir UK	Tłokowe	4-450	0,2-45	3-414	Przemysłowe tłokowe sprężarki powietrza i innych gazów. Sprężarki wysokociśnieniowe Stacje CNG

1	2	3	4	5	6	7
	Cameron Compression Systems	Turbosprężarki	110-1700	15-340	3,8-10,3	Przemysłowe odśrodkowe sprężarki powietrza: bezolejowe, chłodzone powietrzem lub wodą
	CompAir DLT	Tłokowe	1,1-7,5	0,2-1,2	5-11	Przemysłowe i warsztatowe tłokowe sprężarki powietrza: olejowe i bezolejowe, chłodzone powietrzem
COMPROT	**CompRot**	Śrubowe	4-400	0,3-199,5	2-13	Olejowe, bezolejowe, jednostopniowe, dwustopniowe
FABRYKA MASZYN W STRZYŻOWIE	**Fabryka Maszyn w Strzyżowie**	Śrubowe: stacjonarne, przewoźne	2,2-160	0,25-25,5	5-12	Sterowniki mikroprocesorowe (możliwość pracy w kaskadzie), osuszacze powietrza, separatory kondensatu, wymienniki ciepła, falowniki, podgrzewacze zimnego startu, zbiorniki
GUDEPOL	**Gudepol**	Tłokowe	1,1-7,5	0,2-1,2	6-10	
		Śrubowe	5,5-37	0,8-5,6	8-15	
INGERSOLL RAND	**Ingersoll Rand**	Tłokowe (małe)	1-15	0-2,5	od 4	Olejowe, bezolejowe, z płynnie regulowaną
		Śrubowe	4-350	0-70		wydajnością, różne systemy sterowania
		Turbo(odśrodkowe)	250-2 MW	0-850	do 345	
IN-TECH	**Wittig**	Łopatkowe jednostopniowe	22-630	3,3-100	1,5-10	Również do gazów kopalnianych, petrochemicznych i procesowych. Chłodzenie powietrzne i wodne. Wszystkie typy dostępne w wersji zmiennoobrotowej
	Gnutti	Łopatkowe, jednostopniowe	1,5-15	0,15-2,1	6-12	Chłodznie powietrzne, układ pionowy
KAESER KOMPRESSOREN	**Kaeser Kompressoren**	Śrubowe	2,2 - 450	0,2-79,2	3,5 - 15	Blok śrubowy o profilu Sigma, sterowanie Sigma Control
	GmbH	Tłokowe	1,7-7,5	0,1-1,05	10-15	Typ EUROCOMP
		Tłokowe	1,1-2,2	0,2-0,46	10	Typ CLASSIC
		Tłokowe	0,7-3	0,13-0,66	10 / 20 / 25	Typ PREMIUM
		Tłokowe	2,2-45	0,28-15,4	10-45	Typ BOOSTER (doprężacze)
		Tłokowe	1,4-4,4	0,07-1,19	7	Typ DENTAL
KUPCZYK	**Kupczyk**	Tłokowe	1,1 – 2,2	0,23 – 0,34	8-10	Sprężarki tłokowe jednocylindrowe, jednostopniowe
		Tłokowe	1,5 – 3	0,23 – 0,47	10	Sprężarki tłokowe dwucylindrowe,jednostoniowe
		Tłokowe	3 – 15	0,51 – 2,42	10	Sprężarki dwucylindrowe , dwustopniowe
		Śrubowe	2,2 – 11	0,28 – 1,66	8 -10	Seria sprężarek śrubowych wolnostojących lub zamontowanych na zbiorniku
		Śrubowe	5,5 - 55	0,78 – 9,3	8 -13	Seria wolnostojących przemysłowych sprężarek śrubowych, wyposażonych w mikroprocesorowy panel sterowania
		Śrubowe	5,5 – 22	0,78 – 3,32	8 - 15	Seria sprężarek śrubowych zamontowanych na zbiorniku 270 lub 500 l., wyposażonych w osuszacz ziębniczy oraz dwa filtry: 1 i 0,1mikrona, mikroprocesorowy panel sterowania
MARK Polska	**Mark**	Tłokowe	1,5 – 7,5	0,23 do 1,1	do 10 bar(e)	

Wyróżnik efektywności strumienia powietrza chłodzącego w chłodni wentylatorowej

Jerzy K. Mikołajczak, Piotr Jadwiszczak, Marcin Klimczak

W pracy wyprowadzono zależność umożliwiającą ocenę efektywności strumienia powietrza biorącego udział w procesie chłodzenia wody w chłodni wentylatorowej. Nazwano ją wyróżnikiem efektywności strumienia powietrza.

W artykule [7] wykazano, że istnieje taki strumień powietrza, który wywołuje największy przyrost strumienia ciepła, przekazywanego w wypełnieniu chłodni wentylatorowej. Zmierzając do ilościowego określenia efektywności strumienia powietrza, można przyjąć za punkt wyjścia równanie bilansu energii w następującej postaci [6]

$$\dot{M}_P dH_P = \beta_X dF\,[\Theta''(t_W) - \Theta] \tag{55}$$

Jak już wykazano w [6], wyrażenie $\Theta''(t_W) - \Theta$ jest uproszczonym zapisem matematycznym rzeczywistej siły motorycznej procesu. Nietrudno zauważyć, że maksimum zależności

$$\Delta\dot{Q} = f(\Delta\dot{M}_P)$$

występuje wówczas, gdy wyrażenie $\Theta''(t_W) - \Theta$ niezależnie od wysokości położenia przekroju przepływowego przyjmuje stałe wartości.

Wyróżnik efektywności strumienia powietrza

W dalszym toku rozważań trzeba wziąć pod uwagę dwa swobodne przekroje przepływowego wypełnienia 2-2 i 1-1, przedstawione na rys. 1. Parametry termodynamiczne stanu powietrza w warstwie granicznej i strumieniu podstawowym, występujące w tych przekrojach, można wyrazić zależnościami (53) i (54) [6]. Tak więc w przekroju 2-2, będącym przekrojem wylotowym wypełnienia, wielkości $\Theta''(t_W)$ i Θ można wyrazić następującymi zależnościami

$$\Theta''(t_{W1}) = \frac{\alpha_P}{\beta_X C_{PM}} \cdot [H_P''(t_{W1}) - X''(t_{W1}) \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W1})] + X''(t_{W1}) \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W1}) \tag{56}$$

oraz

$$\Theta_2 = \frac{\alpha_P}{\beta_X C_{PM}} \cdot [H_{P2} - X_2 \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W1})] + X_2 \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W1}) \tag{57}$$

Natomiast analogiczne wielkości w przekroju 1-1, będącym przekrojem wlotowym strumienia powietrza, zależnościami

$$\Theta''(t_{W2}) = \frac{\alpha_P}{\beta_X C_{PM}} \cdot [H_P''(t_{W2}) - X''(t_{W2}) \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W2})] + X''(t_{W2}) \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W2}) \tag{58}$$

oraz

$$\Theta_1 = \frac{\alpha_P}{\beta_X C_{PM}} \cdot [H_{P1} - X_1 \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W2})] + X_1 \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W2}) \tag{59}$$

Odejmując stronami wyrażenie (56) od (57), a (58) od (59), otrzymamy odpowiednio

$$\Theta''(t_{W1}) - \Theta_2 = \frac{\alpha_P}{\beta_X C_{PM}} \cdot [H_P''(t_{W1}) - X''(t_{W1}) \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W1})] + X''(t_{W1}) \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W1}) - \frac{\alpha_P}{\beta_X C_{PM}} \cdot [H_{P2} - X_2 \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W1})] + X_2 \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W1}) \tag{60}$$

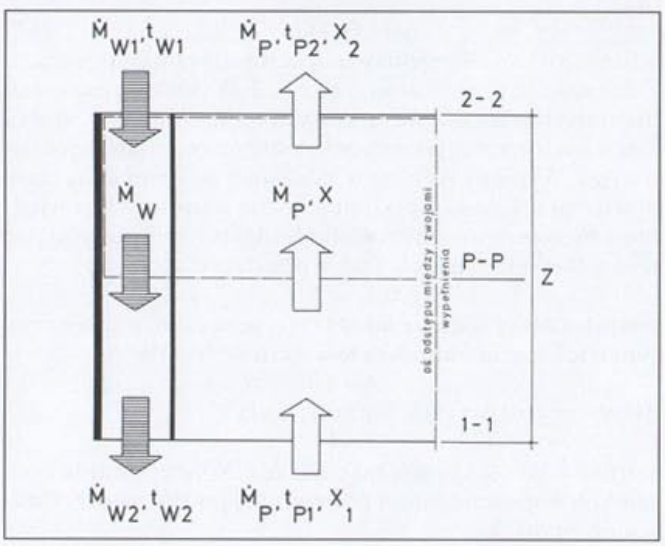
oraz

$$\Theta''(t_{W2}) - \Theta_1 = \frac{\alpha_P}{\beta_X C_{PM}} \cdot [H_P''(t_{W2}) - X''(t_{W2}) \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W2})] + X''(t_{W2}) \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W2}) - \frac{\alpha_P}{\beta_X C_{PM}} \cdot [H_{P1} - X_1 \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W2})] + X1 \cdot (L_O + C_{PV} \cdot t_{W2}) \tag{61}$$

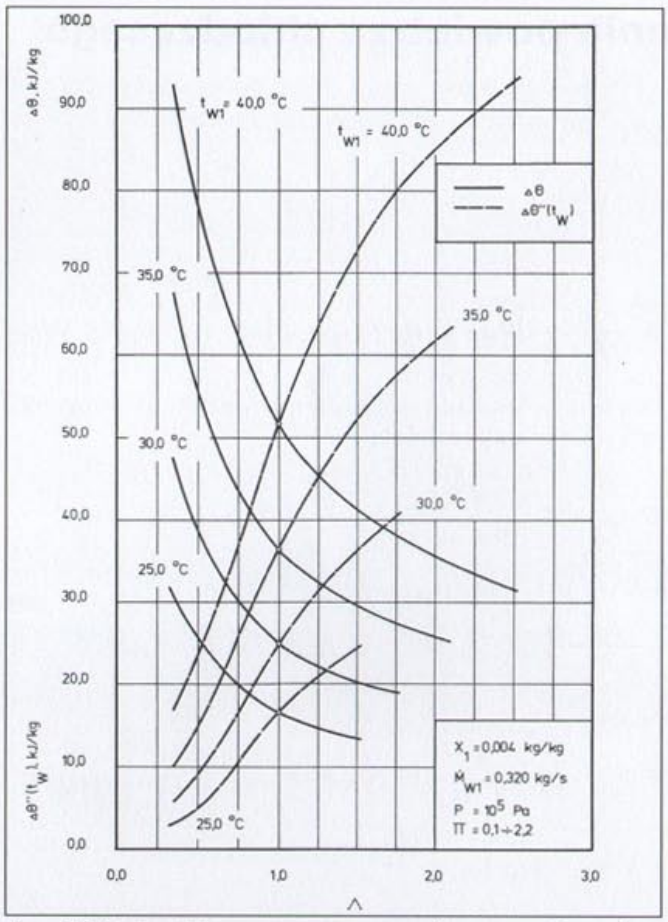
Równania (60) i (61) określają siły motoryczne procesu równoczesnej wymiany ciepła i masy w przekroju wylotowym i wlotowym wypełnienia. Dzieląc lewe strony równań(60) i (61), otrzymamy

$$\Lambda = \frac{\Theta''(t_{W1}) - \Theta_2}{\Theta''(t_{W2}) - \Theta_1} \tag{62}$$

Powyższe wyrażenie określa się mianem WYRÓŻNIKA EFEKTYWNOŚCI STRUMIENIA POWIETRZA, a jego wartość liczbowa jest miarą tej efektywności. Z przepro-



Rys. 1 Schemat strumienia wody i powietrza w całkowitym obszarze wypełnienia



Rys. 2 Zależność przyrostu parametrów termodynamicznych stanu powietrza $\Delta\Theta''(t_W)$ i $\Delta\Theta$ od wyróżnika efektywności Λ przy stałej wartości $X_1 = 0{,}004$ kg/kg i różnych wartościach t_{W1}

wadzonych dotychczas rozważań wynika, że dla wartości $\Lambda = 1{,}0$, krzywe obrazujące przebiegi zmienności $\dot{Q} = f(\Delta M_P)$ osiągają maksimum, a odpowiadające tym punktom strumienie masy powietrza są strumieniami efektywnymi.

Kontynuując powyższe rozważania, sporządzono wykresy zależności

$$\Delta\Theta''(t_W) = \Theta''(t_{W1}) - \Theta''(t_{W2}) \tag{63}$$

oraz

$$\Delta\Theta = \Theta_2 - \Theta_1 \tag{64}$$

w funkcji wyróżnika efektywności strumienia masy powietrza. Zależności te przedstawiono na rys. 2. Wykresy opracowano dla stałych wartości początkowych strumieni masy wody i zmiennych wartości początkowych wilgotności właściwych powietrza. Wynika z nich, że w zależności od strumienia masy powietrza wielkość Λ przyjmuje różne wartości. Odpowiednio do wartości Λ również i wielkości $\Delta\Theta''(t_W)$ i $\Delta\Theta$ zmieniają się w określonych granicach. I tak w przedziale

$$0 < \Lambda < 1$$

wartości $\Delta\Theta$ są większe od $\Delta\Theta''(t_W)$, przy czym różnice te są tym większe, im mniejsza jest wartość Λ. Dla

$$\Lambda = 1$$

$\Delta\Theta$ równe jest $\Delta\Theta''(t_W)$. Natomiast dla

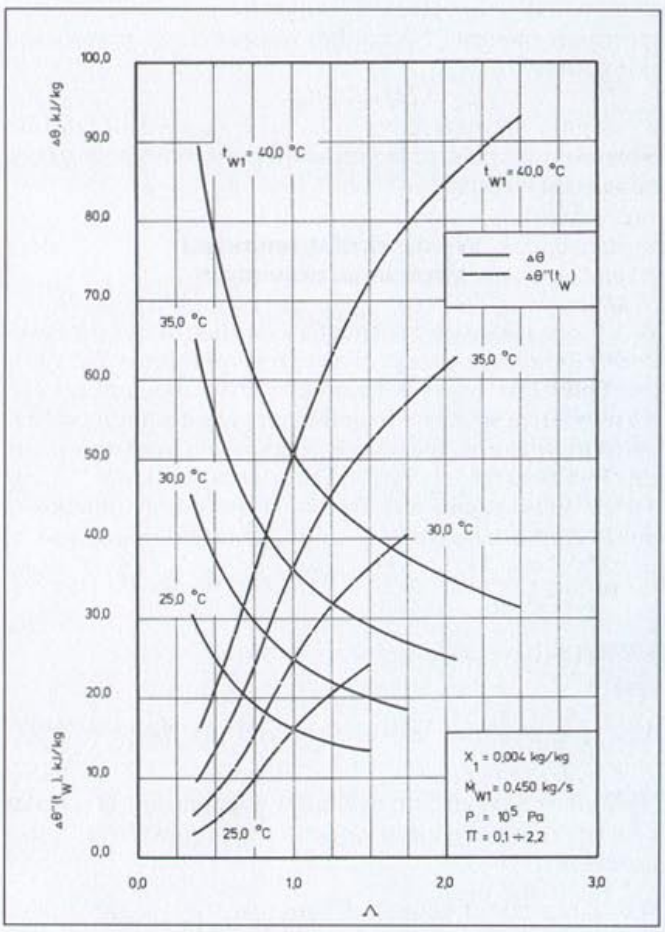
$$\Lambda > 1$$

wartości $\Delta\Theta''(t_W)$ są większe niż $\Delta\Theta$. Występowanie tych samych współzależności potwierdzają wykresy przedstawione na rys. 3.

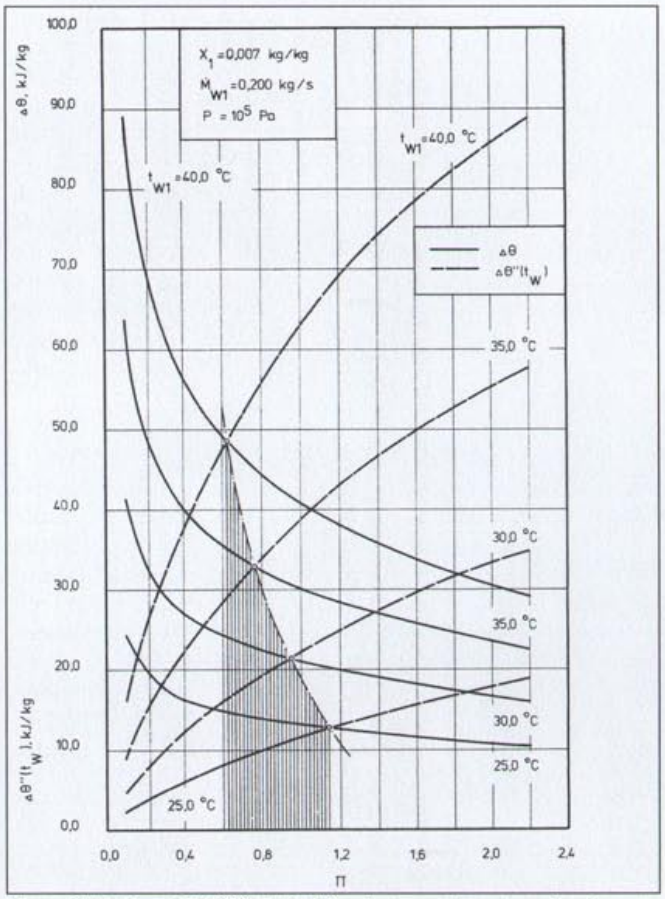
Następnym etapem niniejszych rozważań będzie wyznaczenie efektywnego stosunku strumienia masy powietrza i masy wody. W tym celu sporządzono wykresy wspomnianych wyżej wielkości $\Delta\Theta''(t_W)$ i $\Delta\Theta$, w zależności od stosunku strumienia masy powietrza i masy wody. Przedstawione na rys. 4 i 5 wykresy opracowano dla jednakowego strumienia masy wody, różnych jej temperatur początkowych oraz zmiennych początkowych wartości wilgotności właściwej powietrza. Z połączenia punktów przecięcia krzywych $\Delta\Theta''(t_W) = f(\Pi)$ i $\Delta\Theta = f(\Pi)$ otrzymano graficzną zależność efektywnego stosunku strumieni masy powietrza i masy wody w funkcji temperatury początkowej wody. Zaznaczono to na rysunkach cienką przerywaną linią. Z przebiegu tej krzywej wynika, że efektywny stosunek strumieni masy przyjmuje tym mniejsze wartości, im wyższa jest temperatura początkowa wody.

Podsumowanie

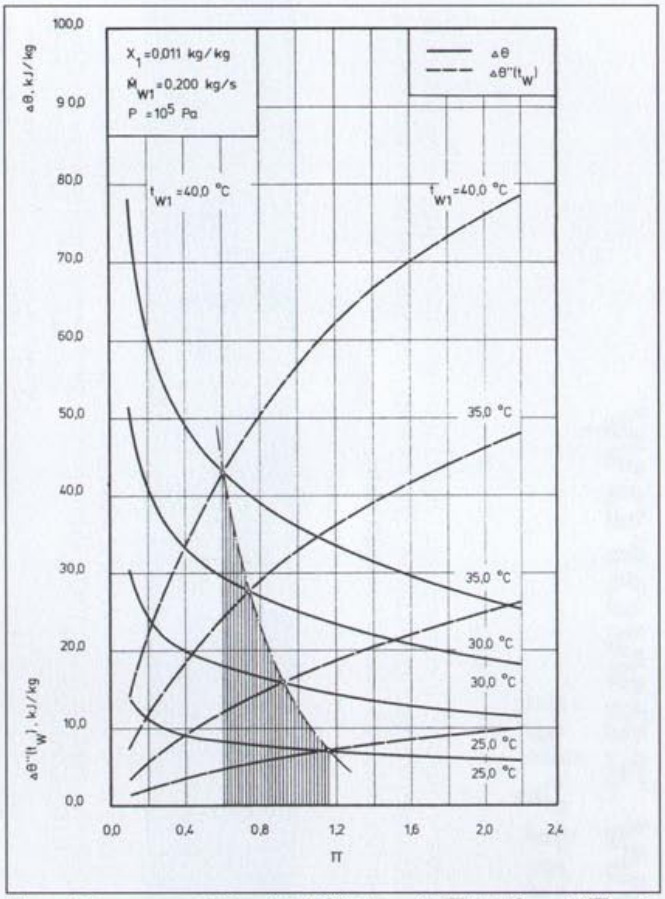
Posługując się wyróżnikiem efektywności, można ocenić przydatność strumienia powietrza w procesie chłodzenia wody. Obliczenie jego wartości wymaga jednak znajomości wartości liczbowych parametrów termodynamicznych stanu powietrza i wody w przekroju wlotowym i wylotowym wypełnienia chłodni wentylatorowej. Można je wyznaczyć, rozwiązując równania modelu matematycznego procesu [3] i [4]. W przypadku gdy analiza dotyczyć będzie rzeczywistej chłodni wentylatorowej, można także zmierzyć parametry termodynamiczne stanu.



Rys. 3 Krzywe wartości $\Delta\Theta''(t_W)$ i $\Delta\Theta$ jako funkcje wyróżnika efektywności Λ przy stałej wartości $X_1 = 0{,}004$ kg/kg i różnych wartościach t_{W1}



Rys. 4 Zależność $\Delta\Theta''(t_W)$ i $\Delta\Theta$ od stosunku strumieni masy Π, przy różnych początkowych temperaturach wody t_{W1} i stałej wartości $X_1 = 0{,}007$ kg/kg



Rys. 5 Krzywe zależności $\Delta\Theta''(t_W) = f(\Pi)$ i $\Delta\Theta = f(\Pi)$, dla różnych wartości początkowej temperatury wody t_{W1} i stałej wartości $X_1 = 0{,}011$ kg/kg

Literatura

[1] Mikołajczak J.K.: Chłodnie wentylatorowe w systemach sprężonego powietrza, Pneumatyka 6/2004.

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

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

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

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

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

[7] Mikołajczak J.K., Jadwiszczak P., Klimczak M.: Efektywny strumień powietrza chłodzącego w chłodni wentylatorowej, Pneumatyka 3/2006.

Oznaczenia i wymiary ważniejszych wielkości

C – ciepło właściwe, kJ/(kg K)
C_{PM} – ciepło właściwe powietrza wilgotnego, kJ/(kg K)
H – entalpia właściwa, kJ/kg
L – ciepło parowania, kJ/kg
Ṁ – strumień masy, kg/s
P – ciśnienie, Pa
Q̇ – strumień ciepła, kJ/s
t – temperatura względna, °C
X – wilgotność właściwa, kg/kg
α – współczynnik wnikania ciepła, kJ/(s m^2 K)
β_X – współczynnik wnikania masy, kg/(s m^2)
θ – parametr termodynamiczny stanu powietrza, kJ/kg
Π – stosunek strumienia masy powietrza do strumienia masy wody

Wykaz stosowanych indeksów

O – wartość w temperaturze 273 K
P – powietrze, powietrze wilgotne
V – para wodna
W – woda
1 – wartość początkowa
2 – wartość końcowa
'' – nasycenie, wielkość w warstwie granicznej

Jerzy K. Mikołajczak
Piotr Jadwiszczak
Marcin Klimczak
Katedra Klimatyzacji i Ciepłownictwa
Politechnika Wrocławska

Effectiveness identifier of the cooled air mass volume in cooling tower

Abstract

In the paper has been introduced the derivation of a formula which enable to estimate effectiveness of the air volume in water cooling process in cooling tower. This formula has been named „effectiveness identifier".

Zestawienie dostawców zaworów sterujących do pneumatyki

Poniżej przedstawiamy zestawienie działających na polskim rynku dostawców zaworów sterowanych elektrycznie lub pneumatycznie i wysp zaworowych mających zastosowanie w pneumatyce. Parametry urządzeń podano w sposób uproszczony. Dokładniejsze dane zainteresowani otrzymają bezpośrednio od dostawców, których bez trudu odnajdą w internecie. W zestawieniu uwzględniono tylko firmy, które zechciały odpowiedzieć na naszą ankietę.

Dostawca	Producent	Rodzaje i funkcje zaworów	Rodzaje i parametry sterowania	Zakres przepływów i ciśnień roboczych	Parametry dynamiczne cas, przełącze, trwałość (ilość cykli)	Rodzaje przyłączy	Cechy, właściwości
1	2	3	4	5	6	7	8
ARA PNEUMATIK	HOERBIGER ORIGA	5/2 5/3 3/2 2×3/2 mono i bistabilne I P65	Multipol D-SUB PROFIBUS DP 12Mbit/sek CANopen	2-8 bar 800 NL/min 1200 NL/min	Żywotność zaworów $10x10^7$ cykli	mufowe lub złącza wtykowe ϕ6mm ϕ8mm 1/8", 1/4"	Modułowa budowa pozwala na dowolną konfigurację wyspy zaworowej do 22 zaworów. Zasilanie różnymi ciśnieniami.
ASCO/ JOUCOMATIC POLSKA	Joucomatic	3/2 NC, NO 4/2 5/2 mono i bista 5/3 W1, W2, W3	Pneumatyczne, Multipol, Profibus-DP, DeviceNet, InterBus-S, FIPIO, MODBUS, Asi	Od 8 do 35000 Nl/min od 0,95 do 12 bar	Do 30 milionów	Od M3 do G1.1/2	
	Numatics	3/2 NC 4/2 5/2 mono. i bista. 5/3 W1, W2, W3	Pneumatyczne, Multipol, Profibus-DP, DeviceNet, Interbus-S, ControlNet, CAN open	Od 10 do 16300 Nl/min od 0,95 do 21 bar	Do 200 milionów	Od M5 do G1.1/2	
BIBUS MENOS	CKD Corporation	3/2 NC 3/2 NO 5/2 monostabilne 5/2 bistabilne 5/3 all close 5/3 PAB 5/3 ABR	Okablowanie indywidualne, multi-pin Protokoły przesyłania danych: devicenet, cc-link, inne	Przepustowość do 850 Nl/min, ciśnienie robocze: 2-7 bar, poniżej 2 bar zewnętrzne zasilanie pilotów	Czas przesterowania: 8-30 ms, w zależności od typu zaworu, żywotność: gwarantowane 60 milionów cykli	Złącza wtykowe na przewody ϕ4, ϕ6, ϕ8, ϕ10	Elastyczna konstrukcja umożliwiająca dowolność konfiguracji oraz rozbudowy, wygodne przesterowanie ręczne z blokadą i sygnalizacją optyczną, specjalne wersje materiałowe na życzenie, czas dostawy do 3 dni roboczych
BOSCH REXROTH	Bosch Rexroth	5/2, 5/3, 2x3/2, 5/4	Pneumatyczne, elektryczne standardowe i sieciowe Profibus DP, ASi, Interbus, Can Open, Device Net	20-10500 NL/min, pmax=16 bar (1,6Mpa)	t=9-50ms, min 50mln cykli	4,6,8,10 mm M5, G1/8, 1/4,1/2,3/4,1	Wykonania clean, do szybkiego montażu, przyjazne w montażu i obsłudze, wyposażone w złącz sieciowe

1	2	3	4	5	6	7	8
PNEUMAT SYSTEM	Vesta	Seria E Kompletny typoszereg zaworów i elektrozaworów 3/2, 5/2, 5/3 Seria K Kompletny typoszereg zaworów i elektrozaworów 3/2, 5/2, 5/3	Sterowanie elektryczne: 24 VDC/AC, 110 VAC, 220 VAC Sterowanie pneumatyczne: Ciśnienie min od 1,3 do 4 bar Sterowanie elektryczne: 24 VDC/AC, 110 VAC, 220 VAC Sterowanie pneumatyczne: Sterowanie pneumatyczne: Ciśnienie min. od 1,3 do 4 bar	Przepływy: od 530 do 3500 Nl/min Ciśnienia robocze: do 10 bar Przepływy: od 552 do 3500 Nl/min Ciśnienia robocze: do 9 bar	Częstotliwość pracy: od 6 do 42 Mz Trwałość: min. 30 000 000 cykli Częstotliwość pracy: od 8 do 42 Hz Trwałość: min. 30 000 000 cykli	Gwintowane: G1/8, G1/4, G1/2' Gwintowane: G1/8, G1/4, G1/2'	Dostępne wykonanie ATEX
		Zintegrowana wyspa zaworowa 4HF Kompletny typoszereg elektrozaworów 3/2, 5/2, 5/3	Sterowanie elektryczne: 24 VDC/AC, Przyłącza SUB-D25 i SUB-D37	Przepływ: 850 Nl/min Ciśnienia robocze: od 0,9 do 10 bar	Częstotliwość pracy: od 22 do 35 Hz Trwałość: min. 30 000 000 cykli	Gwintowane: G1/8 lub złącza wtykowe ϕ 8 mm	
		Zintegrowana wyspa zaworowa 4HF Netlogic Kompletny typoszereg elektrozaworów 3/2, 5/2, 5/3	Sterowanie elektryczne: 24VDC. Protokoły transmisji: PROFIbus, DeviceNet, Ethernet, CANopen	Przepływ: 850 Nl/min Ciśnienia robocze: od 0,9 do 10 bar	Częstotliwość pracy: od 22 do 35 Hz Trwałość: min. 30 000 000 cykli	Gwintowane: G1/8 lub złącza wtykowe ϕ 8 mm	Możliwość rozbudowy systemu do 128 sygnałów I/O
RECTUS POLSKA	PNEUMAX Seria ECO	Montaż indywidualny lub wyspowy 5/2 monostabilny 5/2 bistabilny 5/3 z zamkniętą/otwartą pozycą środkową lub pod ciśnieniem	Różne napięcia (wersje z tworzywa sterowane również powietrzem)	Przepływ 650Nl/min Ciśnienie do 10 bar	Trwałość: 50 000 000 cykli,	G1/8", G1/4"	Szerokość modułów 25mm, bazy od 2 do 10 zaworów; wersje w wykonaniu tworzywowym; wersje ATEX
	PNEUMAX Seria 2000	Montaż indywidualny lub wyspowy 5/2 monostabilny 5/2 bistabilny 5/3 z zamkniętą/otwartą pozycą środkową lub pod ciśnieniem 2×3/2 N.Z./N.Z	Różne napięcia	Przepływ 250 Nl/min (seria 2100), 800 Nl/min (seria 2400), 1500 Nl/min (seria 2600) Ciśnienie do 10 bar	Trwałość: 50 000 000 cykli,	M5, M7 G1/8", G1/4", pod przewód ϕ6, ϕ8,	Szerokość modułów 10, 18, 26 mm, dostępna wersja zaworów do wyspy z wszystkimi przyłączami na bazie; wersje ATEX
	PNEUMAX ENOVA	Montaż wyspowy 5/2 monostabilny 5/2 bistabilny 5/3 z zamkniętą pozycą środkową 2×3/2 N.Z./N.Z. (5/3 z otwartą pozycją środkową) 2×3/2 N.O./N.O. (5/3 z pozycją środkową pod ciśnieniem) 2×3/2 N.Z./N.O. 2×2/2 N.Z./N.Z.	24VDC, 0,9W, PNP, NPN, złącze SUB-D 25	Przepływ 700Nl/min Ciśnienie od próżni do 10 bar	Trwałość: 50 000 000 cykli	Pod przewód ϕ4, ϕ6, ϕ8,	Szerokość modułów 12,5mm, do 22 elektropilotów w wyspie
	ACL (zawory procesowe)	Różne wykonania (mosiądz, stal nierdzewna, tworzywo), 2/2, 3/2, bezpośredniego działania, ze wspomaganiem, różne media	Elektryczne, cewki zwykłe i w wykonaniu ATEX	Ciśnienia od próżni do 80 bar, temperatury do 180°C	b.d.	Przyłącza od M5 do 3"	Wykonania do tlenu (odtłuszczone), do próżni, wersje ATEX, uszczelnienia EPDM, VITON, NBR

1	2	3	4	5	6	7	8
					Czas przełączania przy wyłączaniu TRR: 6÷60 ms w zależności od wielkości zaworu i rodzaju sterowania.		
		Zawory ISO 5599 Funkcje: 5/2; 5/3.	Pneumatyczne, elektryczne. Profibus-DP, Interbus-S.	Przepływ nominalny przy 6 bar i Δp=1 bar=1100÷2700 Nl/min. Zakres ciśnień roboczych: 0÷10 bar.	Czas przełączenia przy załączaniu TRA: 12÷78 ms w zależności od wielkości zaworu i rodzaju sterowania. Czas przełączania przy wyłączaniu TRR: 20÷180 ms w zależności od wielkości zaworu i rodzaju sterowania.	Do montażu płytowego, przyłącza zgodne z ISO 5599 w wielkościach ISO 1 oraz ISO 2.	Dodatkowo wersja z złączem elektrycznym M12.
		Zawory serii MACH Funkcje: 5/2; 5/3.	Pneumatyczne, elektryczne, Profibus-DP, Interbus-S.	Przepływ nominalny przy 6 bar i Δp=1 bar=400÷750 Nl/min. Zakres ciśnień roboczych: 0÷10 bar.	Czas przełączenia przy załączaniu TRA: 4÷22 ms w zależności od wielkości zaworu i rodzaju sterowania. Czas przełączania przy wyłączaniu TRR: 4÷45 ms w zależności od wielkości zaworu i rodzaju sterowania.	Gwintowe: M7-1/8". Do montażu płytowego, przyłącza zgodne z VDMA 24563-02.	Możliwość zabudowy zaworów serii MACH 16 na wyspach zaworowych typu MULTIPOL.
		Wyspy zaworowe serii MULTIMACH Funkcje: 3/2; 5/2; 5/3.	Elektryczne (MULTIPOL), Profibus-DP, Interbus-S, Can-Open, Device-Net, AS-Interface.	Przepływ nominalny przy 6 bar i Δp=1bar= 200÷800 Nl/min. Zakres ciśnień roboczych: 0÷10 bar.	Czas przełączenia przy załączaniu TRA: 8÷20 ms w zależności od rodzaju sterowania. Czas przełączania przy wyłączaniu TRR: 20÷45 ms w zależności od rodzaju sterowania.	Złącza wtykowe: ϕ4; ϕ6; ϕ8.	Wyspy o budowie modułowej, dowolna konfiguracja liczby oraz funkcji zaworów: wersja MM- 1÷24 zaworów; wersja HDM- 1÷16 zaworów; możliwość zabudowy zaworów o różnych rozmiarach w jednej wyspie zaworowej. Odmiana HDM podwyższona odporność na uderzenia oraz wibracje (16g 0÷55Hz) o stopniu ochrony IP 65. Bezpośrednia zabudowa modułu AS-Interface w korpusie wyspy zaworowej
PARKER HANNIFIN	Parker Lucifer div.	Zawory pneumatyczne do sterowania napędami pneumatycznymi	Profibus DP				Wyspa przeznaczona do sterowania napędami pneumatycznymi w strefach przeciwwybuchowych (strefa 1 i 2) EEx p [ia] m II C T5

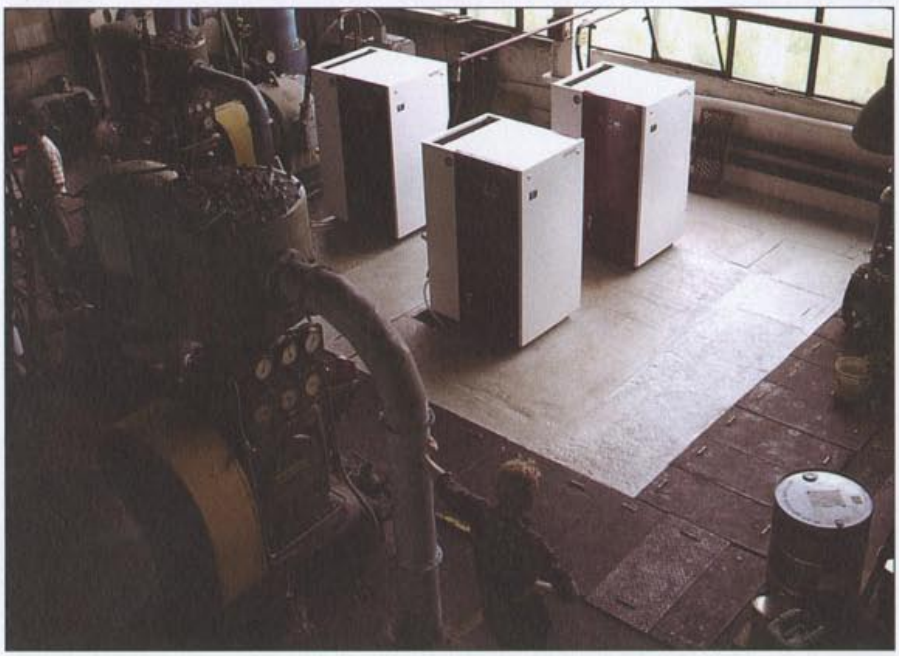
1	2	3	4	5	6	7	8
		Zawory elektromagnetyczne (96000, 95000)	3/2; 2/2	Elektromagnetyczne, 12VD, 29VD, 29 VAC, 18 VAC, 10 VAC, 230, DW4360)			
		Zawory pneumatyczne (V60-V63)	3/2; 5/2; 5/3				
		Zawory mechaniczne (Super X)	3/2; 5/2; 5/3				
		Zawory proporcjonalne (VP50, XP10, VP51)	3/2; 5/2; 5/3				
		Zawory specjalne (XSZ zawory bezpieczeństwa do pras)	3/2; 5/2;				
		Inne zawory, dławiące T1100, dławiąco-zwrotne T15, 10K51, 10TA, T1000, M/800, C/800, T51, T52, T53 T70, zawory szybkiego spustu, T55/t50 – zawory zwrotne				ϕ3-12 mm ϕ 4-12 mm M5, G1/8-G1/2 inne	
		Zawory procesowe 2/2 (Buschjost) Elektromagnetyczne (82510, 825340, 85720, 82560, 85100)		12VCD, 29 VDC, 12VCD, 29 VDC, 48 VDC, 110 VAC, 230 VAC, i inne napięcie W klasie IP65 lub EEx (ATEX)			
		Pneumatyczne	do DN100				
		Pośredniego działania					
		Bezpośredniego działania					
		Kołnierzowe	do DN100				
		Z przyłączem gwintowym	do G2				
		Do mediów neutralnych					
		Do mediów agresywnych					
		Do mediów o tem. +200					
METAL WORK POLSKA	Metal Work Pneumatic	Mini-zawory serii VME Funkcje: 3/2.	Bezpośrednie ręczne oraz mechaniczne.	Przepływ nominalny przy 6 bar i Δp=1 bar = 60 Nl/min. Zakres ciśnień roboczych: 0,5÷10 bar			
		Zawory serii 70 Funkcje: 3/2; 5/2; 5/3.	Mechaniczne, ręczne, pneumatyczne, elektryczne. Profibus-DP, Interbus-S.	Przepływ nominalny przy 6 bar i Δp=1 bar =550÷4600 Nl/min Zakres ciśnień roboczych: 0÷10 bar.	Czas przełączenia przy załączaniu TRA: 6÷36 ms w zależności od wielkości zaworu i rodzaju sterowania.	Gwintowe: 1/8"-1/4"-1/2"	Dostępna wersja z przyłączami wykonanymi wg NAMUR do bezpośredniego montażu na napędach obrotowych.

1	2	3	4	5	6	7	8
CPP PREMA	Bosch-Rexroth	Zawory sterowane elektromagnetycznie 5/2, 5/3, 3/2, 2/2 z jednym bądź dwoma elektromagnesami	Sterowanie za pomocą przyłącza wielostykowego 25 pin D-sub napięciem 24V DC	Zakres ciśnień roboczych 0,3-0,8 MPa, przepływ nominalny 400 l/min	Trwałość: 6 000 000 cykli	Przyłącze Dn=6mm do przewodu pneumatycznego, zakończone przyłączkami wtykowymi	Elastyczna konfiguracja wyspy zaworowej z możliwością podłączenia sterownika PLC, wysoka niezawodność oraz trwałość zaworów, łatwość montażu i małe gabaryty
FESTO	Festo AG&Co.KG	Zawory 5/2 monostabilne Zawory 5/2 bistabilne Zawory 2x3/2 nz Zawory 2×3/2 no Zawory 2×3/2, 1 nz, 1 no Zawory 5/3G, w poł. środkowym drogi odcięte Zawory 5/3E, w poł. środkowym drogi odpowietrzone Zawory 5/3B, w poł. środkowym drogi zasilone Zawory 2×2/2, nz Zawory 2×2/2, no Zawory 2×2/2, 1 no, 1 nz Zawory 4/2, monostabilne Zawory 4/2, bistabilne Moduły ezektorów	Wyspy do zastosowań uniwersalnych Wyspy zaworowe z zaworami ISO Wyspy do określonych zastosowań, wersje: miniaturowe, z szybkimi zaworami, Clean Design, z zintegrowanym sterownikiem FEC Liczba cewek do wysterowania od 8 do 512 Liczba wejść cyfrowych od 8 do 512 Moduły: wejść/wyjść cyfrowych, wejść/wyjść analogowych	Przepływy od 20 l/min do 4500 l/min Ciśnienia robocze: od -0,9 do +10 bar Możliwość tworzenia kilku stref ciśnienia na jednej wyspie Odpowietrzenie poprzez tłumik powierzchniowy lub zbiorczo przez przewody	Czasy przełączania zaworów od 2 ms do 40 ms Liczba przełączeń zaworów do 250 mln cykli Zawory szybkie od 500 do 1000 mln cykli	Przyłącza elektrycz.: Multipin AS-Interface DeviceNet Profibus Interbus CANOpen CC-Link Ethernet Przyłącza indywidualne Przyłącza pneumatyczne gwintowane lub z zintegrowanym i złączam i wtykowym i typu QS	Stopnie ochrony: IP20 IP65 IP69K Wykonania dla przemysłu spożywczego Clean Design. Rozbudowana diagnostyka Zdalny dostęp przez Web-Monitor Wersje zgodne z dyrektywą ATEX Zintegrowany sterownik FEC z przyłączem Ethernet. Moduły do współpracy z czujnikami temperatury Pt, Ni Konstrukcje modułowe: łatwa rozbudowa, zmiana konfiguracji Możliwość integracji zaworów z regulatorami ciśnienia Funkcja „Hot swap" – wymiana zaworu bez wyłączania ciśnienia zasilania wyspy Możliwość podłączenia ręcznej jednostki diagnostycznej MMI bezpośrednio na obiekcie
IMI International Oddział Norgren	NORGREN	Wyspy zaworowe (VM10, VM15, VS18/26, V22	3/2; 5/2; 5/3	Elektromagnetyczny, 24IVDC, 230VAC MULTIPOL, INTS		Multipol fieldbus,	
Herion		Zawory na płytach (MIDI*STAR, MINI*STAR; ISO, V44 Mini ISO)	3/2; 5/2; 5/3	Elektromagnetyczne, 12VD, 24VD, 24 VAC, 48 VAC, 110 VAC, 230 VAC	DIN	M12×1	
		Zawory elektromagnetyczne	(V60-V63)	3/2; 5/2; 5/3 12VD, 29VD, 29 VAC, 18 VAC, 10 VAC, 230, DW4360)	Elektromagnetyczne		

1	2	3	4	5	6	7	8
SMC	SMC	5/2 5/3 2×3/2 Sterowane elektrycznie Na napięcie stałe i przemienne	Przewodowe, do montażu płytowego, kasetowe, z okablowaniem wewnętrznym, wyspy zaworowe, technologia Fieldbus (Profibus, DeviceNet, CAN Open, AS-I, Interbus etc.)	Przepływ od 98 l/min do 5300 l/min (ISO3). Ciśnienie robocze w zależności od serii 0,7 MPa, 1 MPa, 1,6 MPa	W zależności od serii i uszczelnienia 50-200 mln cykli	Przyłącza gwintowe: M5, G1/8"-1", Złącza wtykowe: 4-6-8-10-12mm	Uszczelnienia gumowe, stalowe, mały pobór mocy 0,3-0,5 W, minimalny czas przełączania od 10 ms, wyspy zaworowe ze stopniem ochrony IP67
		2/2, 3/2 sterowane elektrycznie na napięcie stałe i przemienne	Sterowane bezpośrednio, ze wspomaganiem	Przepływ od 6 do 42000 l/min, ciśnienie do 1 MPa		Przyłącza wtykowe i gwintowe Od M5 do 2"	Zawory 2/2 mogą mieć mocowanie kołnierzowe. Możliwe opcje materiałów uszczelnień i korpusów
		5/2, 5/3 sterowane pneumatycznie	Przewodowe, do montażu płytowego	200-3150 l/min, ciśnienie do 1 MPa		Przyłącza gwintowe M5-3/4". Przyłącza wtykowe	
		3/2, 2/2 sterowane pneumatycznie	Przewodowe, do montażu płytowego	200-98000 l/min (2/2), ciśnienie do 1 MPa M5-2"		Przyłącza gwintowe Przyłącza wtykowe	Zawory 2/2 mogą mieć mocowanie kołnierzowe, możliwe opcje materiałów uszczelnień
		3/2, 2/2 do wysokiego ciśnienia	Sterowanie elektryczne, zawór, pilot	5 MPa, 7 MPa		Przyłącza gwintowe 1/8"-1/4" (7MPa), 1/2"-1" (5MPa)	
ZORIN	AZ Pneumatica	2/2, 3/2, 5/2, 5/3	Sterownie: mechaniczne, elektryczne 12V DC, 24V AC/DC, 110V AC, 220V AC, pneumatyczne 1-10 bar ręczne nożne	Zakres przepływów 100-4600 l/min przy 6 bar ciśnienia robocze 1-10 bar	Czasy przyłączeń: sterowanie pneumatyczne: 1/8"monostabilne 6/15ms 1/4"monostabilne 7/15ms 1/4", 1/8" bistabilne 7/7ms sterowanie elektrycz.: 1/8" monostabilne 15/35ms 1/4" monostabilne 19/45ms 1/8" bistabilne 20/20ms 1/4" bistabilne 22/22ms Ilość cykli: do 10 000 000	Przewodowe Fi 4 m5 1/8" 1/4" 1/2" Płytowe Namur ISO 1 Namur ISO 2	Wykonanie EX przeciwwybuchowe
	BAR GmbH	Zawory kulowe z napędem pneumatycznym lub elektrycznym 2/2, 3/2	Sterowanie: pneumatyczne 1-10bar elektryczne 12-48 V AC+DC 80-240 V AC+DC	Gwint wewnętrzny: 17-810 m^3/h Kołnierzowe: 5,5 - 2024 m^3/h		Gwint wew.: 1/2", 3" Kołnierzowe: 1/2" 8" Klapowe 50-300 (DN)	Wykonanie specjalne stal nierdzewna. Wykonanie EX przeciwwybuchowe

Fałszywa ekonomia

Nadspodziewanie często podczas rozmów z naszymi obecnymi lub potencjalnymi kontrahentami słyszymy pytanie: „Jak to było z tymi sprężarkami za darmo?" Dotyczy to sprawy, która w naszym dość hermetycznym środowisku „sprężarkowców" jest znana. Ale czemu jest to wiedza tak rozpowszechniona na rynku? Czyżby znów zemsta agentów byłych WSI?



Powtarzana historia brzmi tak: pewna firma, mająca już od lat sprężarki śrubowe znanego producenta, stanęła przed koniecznością remontu stopnia sprężającego bądź zakupu nowej maszyny. W wyniku przeprowadzonych analiz techniczno-ekonomicznych, wytypowano, jako najlepsze rozwiązanie, zakup sprężarki łopatkowej WITTIG. W odpowiedzi na to przedstawiciel producenta sprężarek śrubowych zaproponował wstawienie swojego nowego agregatu za darmo, by nie dopuścić do zadomowienia się u inwestora technologii łopatkowej.

Generalnie nie zaprzeczamy ani nie potwierdzamy zaistnienia takiej sytuacji, którą nazwalibyśmy „gestem rozpaczy", choć z naszych informacji wynika, że sprężarka nie miała być za darmo, lecz za 1 euro.

Opłacalność inwestycji

Powyższa historia zaowocowała jednak pomysłem pewnej bardzo zaskakującej w wynikach symulacji, o której wspominamy później. Opłacalności jakiejkolwiek inwestycji nie da się ocenić bez odpowiednich wyliczeń uwzględniających w należytym stopniu wszystkie ważne parametry. Ogólnie wiadomo, że najważniejszym czynnikiem, jaki należy uwzględnić przy wyborze dostawcy sprężarek, jest cena wyprodukowania 1 m^3 powietrza liczona w dłuższym okresie. Niestety, wiele firm sprężarkowych stosuje praktykę celowego ukrywania prawdziwych danych energetycznych i kosztów serwisowych, by szafować wyłącznie ceną urządzeń i w ten sposób zwiększyć szansę wygrania kontraktu. Inwestor kieruje się różnymi kryteriami i ma prawo do każdej de-

Parametr	Opis	Śrubowa	Łopatkowa	WITTIG ROL 85
Cena maszyny nowej		60 000 zł	65 000 zł	75 000 zł
Wydajność przy ciśnieniu 7 barów	m3/h	615,6	582,6	535,2
Pobór energii (katalogowo sprężarki 55 kW)	KW	67,08	64,86	55,23
Współcz. sprawn. Energetycznej	kWh/m3	6,538	6,680	6,192
Cena kWh		0,30 zł	0,30 zł	0,30 zł
Praca: godzin rocznie		8000	8000	8000
Użytkowanie	Lat	10	10	10
Serwis	Godzin	2000	2000	6000
Serwis	Cena za przegląd	3 250 zł	3 850 zł	5 280 zł
Ilość serwisów w okresie użytkowania		40	40	13
Koszt za serwis łącznie		130 000 zł	154 000 zł	68 640 zł
Gwarancja na maszynę	Lat	2	6	5
Gwarancja na stopień	Lat	2	6	10
Koszt napraw pogwarancyjnych w eksploatacji		36 000 zł	19 500 zł	9 375 zł
Utrata sprawności	% / 8000 h	3,00	0,00	0,00
Remont stopnia	Po tyś. godzin	24 000	40 000	60 000
Koszt jednego remontu	% ceny zakupu	40	15	20
Ilość remontów w okresie eksploatacji		3	2	1
Koszty remontów stopnia w okresie eksploatacji		72 000 zł	19 500 zł	15 000 zł
Podsumowanie kosztów		Śrubowa	Łopatkowa	WITTIG ROL 85
Zakup		60 000 zł	65 000 zł	75 000 zł
Koszt serwisu+remont+naprawy		238 000 zł	193 000 zł	93 015 zł
Koszt energii		2 092 896 zł	1 556 640 zł	1 325 520 zł
Koszty zsumowane		2 390 896 zł	1 814 640 zł	1 493 535 zł
Koszt 1 m3 powietrza		0,0694 zł	0,0389 zł	0,0349 zł

Tabela 1 Koszty wytworzenia 1 m^3 powietrza dla nominalnie 55-kW. sprężarek w ciągu 10 lat eksploatacji

Podsumowanie kosztów		Śrubowa	Łopatkowa	WITTIG ROL 85
Zakup		-1 128 000 zł	-125 000 zł	75 000 zł
Koszt serwisu+remont+naprawy		238 000 zł	193 000 zł	93 015 zł
Koszt energii		2 092 896 zł	1 556 640 zł	1 325 520 zł
Koszty zsumowane		1 202 896 zł	1 624 640 zł	1 493 535 zł
Koszt 1 m3 powietrza		0,0349 zł	0,0349 zł	0,0349 zł

Tabela 2 Opłacalność inwestycji w sprężarki przy jednakowym koszcie wyprodukowania 1 m³ powietrza, przy założeniach jak w poprzedniej tabeli

cyzji, ale faktem jest, że taka fałszywa ekonomia na dłuższą metę prowadzi tylko do strat.

Kiedy WITTIG jest lepszy?

Nasza firma, oferując sprężarki łopatkowe WITTIG, nieustannie analizuje wszystkie aspekty ekonomiczne ich eksploatacji i z pełnym przekonaniem przedstawia obszary zastosowań, w których wyroby te są bezkonkurencyjne. Są to głównie zastosowania z ciągłym wieloletnim obciążeniem sprężarek.

Dla przykładu przedstawiamy symulację kosztów 10-letniej eksploatacji przez trzy zmiany, dla sprężarki łopatkowej WITTIG ROL 85 *topline*, w porównaniu ze sprężarką łopatkową innej markowej firmy i sprężarką śrubową jednego z czołowych producentów. Liczby w tej tabeli są na tyle wymowne, że nie ma potrzeby dodatkowego ich omawiania. Warto jednak zwrócić uwagę na to, że największą rolę w tych wyliczeniach odgrywa współczynnik sprawności energetycznej, który to parametr jest najczęściej marginalizowany przez handlowców. Czasami wynika to z niewiedzy, ale wydaje się, że częściej jest działaniem świadomym.

Przez wiele lat skutecznej obecności na rynku zgromadziliśmy i ciągle gromadzimy pokaźną wiedzę o danych technicznych różnych sprężarek (częściowo dostępną na naszej stronie internetowej). Wiedza ta służy nam do szacowania efektów ekonomicznych w różnych rozwiązaniach inwestycyjnych. Nie znaczy to, że zawsze urządzenia z naszej oferty są rozwiązaniem najkorzystniejszym. Gdy nasze symulacje wskazują, że do określonego zastosowania można znaleźć inne rozwiązanie, korzystniejsze finansowo dla inwestora, sugerujemy zakup sprężarek innych producentów. Zdarzało się tak już niejednokrotnie i na pewno będzie miało miejsce w przyszłości. Najważniejsze jest dla nas, żeby nasze sprężarki były instalowane tam i tylko tam, gdzie bez żadnych wątpliwości przyniesie to pozytywne efekty ekonomiczne w porównaniu z innymi rozwiązaniami.

Sprężarka za darmo...?

Wracając do historii o darmowej sprężarce i do zainspirowanego nią pomysłu na symulację, wykonaliśmy kalkulację kosztów, wstawiając wartość 0 w miejsce ceny sprężarki śrubowej i łopatkowej. Rezultaty okazały się ciekawe, ale na tym nie poprzestaliśmy. Trochę z dociekliwości i, przyznajemy, trochę z przekory przeprowadziliśmy dalsze, bardziej obrazowe porównania. Postanowiliśmy, licząc jakby w drugą stronę, sprawdzić, ile musiałyby kosztować konkurencyjne sprężarki, żeby w ciągu 10 lat eksploatacji średni koszt wytworzenia 1m³ (z uwzględnieniem wszystkich kosztów, w tym inwestycji) był taki sam, jak dla naszej sprężarki (WITTIG ROL 85 *topline*). Liczby, które ujrzeliśmy jako wyniki obliczeń, nie tylko nas zaskoczyły, ale wręcz rozbawiły. My w firmie In-Tech mamy wysokie poczucie humoru i liczymy na to, że Czytelnicy również je mają. Dlatego dzielimy się tymi wynikami, które są zawarte w tabeli 2.

Okazuje się, że aby te inne porównywane sprężarki były tak samo opłacalne dla użytkownika jak nasza, powinny być oddane nie tylko za darmo, ale z ogromną dopłatą 125 tys. zł do sprężarki łopatkowej lub ponad1 mln zł – do śrubowej.

Artykuł promocyjny
In-Tech
Andrzej M. Araszkiewicz
Wojciech Kwaśnicki

Seminarium In-Tech - SEP

W dniu 27 września 2006 firma In-Tech wzięła udział w spotkaniu wałbrzyskiego koła Stowarzyszenia Elektryków Polskich, gdzie wygłosiła prelekcję pt. „Ekonomia zasilania w sprężone powietrze". Kilkudziesięciu słuchaczy pracujących na co dzień w zakładach przemysłowych regionu miało możliwość zapoznania się z podstawami funkcjonowania sprężarek łopatkowych i różnicami (konstrukcyjnymi i energetycznymi) pomiędzy technologią śrubową i łopatkową. Przestawiono systemowe podejście do układów zasilania w sprężone powietrze oparte na patencie firmy In-Tech i wdrożonych przez nią rozwiązaniach.

Prelekcja przekształciła się w rzeczową, profesjonalną dyskusję, na temat pokutujących w środowisku technicznym, bezpodstawnych mitów dotyczących energetycznych i konstrukcyjnych aspektów sieci zasilających.

Największe zainteresowanie wzbudziły przestawione przez firmę In-Tech dane o oszczędnościach energetycznych uzyskanych w wykonanych przez nią instalacjach w polskim przemyśle.

Sprężarki CRS 132

CompRot Sp. z o.o. od lat utrzymuje czołową pozycję w branży pneumatycznej i ochrony środowiska na rynku polskim. To zasługa nie tylko wysokiej klasy oferowanych produktów, ich trwałości oraz umiarkowanie niskich cen, lecz przede wszystkim stałej gotowości do dzielenia się z klientami naszą wiedzą i doświadczeniem.
Od roku 1991 produkujemy i dostarczamy urządzenia do sprężania powietrza i gazów:

- kompresory śrubowe olejowe z urządzeniami do kompleksowego uzdatniania powietrza
- kompresory śrubowe bezolejowe
- kompresory do przetłaczania gazu ziemnego, biogazu itp.
- osłony i obudowy dźwiękochłonno-izolacyjne dla wszelkiego typu urządzeń
- dmuchawy

www.comprot.com.pl

CompRot

PRODUKCJA I SPRZEDAŻ
CompRot Sp. z o.o.
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław
tel. 071 798 59 00, fax 798 59 09
e-mail: comprot@comprot.com.pl
www.comprot.com.pl

SERWIS
CompRot-Serwis
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław
tel. 071 798 59 00, fax 798 59 09
e-mail: serwis@comprot.com.pl
www.comprot.com.pl

Medale i wyróżnienia

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

Okładka

I ---------- Atlas Copco
II ---------- Donaldson
III ---------- domnick hunter
IV ---------- Metal Work

Alup ---------- 11
Bovin ---------- 6
CompRot ---------- 56
Elem ---------- 23
FM Strzyżów ---------- 21
Hiross ---------- 11, 39
Inwet ---------- 6
Italcom ---------- 3
John Guest ---------- 9
Legris ---------- 31
Marani ---------- 21
Pneumatik S.A. ---------- 7
Polix ---------- 9
Prema ---------- 13
Unigoods ---------- 35
Zorin ---------- 7

Artykuły promocyjne

Atlas Copco ---------- 16
domnick hunter ---------- 18
Ingersoll-Rand ---------- 24
In-Tech ---------- 54
Marani ---------- 20
Legris ---------- 20
Pneumatik S.A. ---------- 12

Zapraszamy do prenumeraty dwumiesięcznika „Pneumatyka"

Poniższy druk polecenia przelewu/wpłaty gotówkowej służy do zapłaty za prenumeratę dwumiesięcznika „Pneumatyka" oraz jego archiwalnych egzemplarzy. Prosimy o wycięcie i uważne wypełnienie druków.
Prenumerata może być rozpoczęta w dowolnym momencie.
Cena prenumeraty: prenumerata roczna (6 egz.) 45,00 zł, prenumerata półroczna (3 egz.) 22,50 zł, wydanie bieżące 7,50 zł, wydanie archiwalne 5,00 zł.Wszystkie ceny zawierają VAT i obejmują koszty wysyłki.
Wystawienie faktury i wysyłka zamówionych egzemplarzy następuje po wpłynięciu na nasze konto należnej kwoty lub po otrzymaniu potwierdzenia zapłaty.
Wydawnictwo Lektorium, ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław, tel. (071) 798 59 46, fax (071) 798 59 47 e-mail: prenumerata@lektorium.pl.

Uprzejmie informujemy, że prenumeratę oprócz naszej redakcji przyjmują: RUCH SA, SIGMA-NOT Sp. z o. o., KOLPORTER SA, GARMOND Ltd. W sprzedaży detalicznej czasopismo dostępne jest w „empikach", salonach prasowych oraz w siedzibie naszego wydawnictwa.

Bank Przemysłowo-Handlowy PBK SA
w Krakowie III o/Wrocław
95106000760000409910133389

Wydawnictwo Lektorium
53-608 Wrocław, ul. Robotnicza 72

zł gr

Zamawiam prenumeratę "Pneumatyka"

- ☐ roczną (6 egz.) od nr .....
- ☐ półroczną (3 egz.) od nr .....
- ☐ wydanie bieżące nr.....
- ☐ wydanie archiwalne nr.....

☐ Jestem płatnikiem VAT. Proszę o wystawienie faktury VAT bez podpisu odbiorcy.
☐ Wyrażam zgodę na przetwarzanie moich danych osobowych w celach marketingowych, zgodnie z Ustawą 29.08.1997 r. o Ochronie Danych Osobowych (Dz.U. nr 133, poz. 883) przez Wydawnictwo Lektorium.

podpis

Adres zamawiającego:

tel.

NIP

stempel dzienny

opłata

Polecenie przelewu / wpłata gotówkowa

nazwa odbiorcy: WYDAWNICTWO LEKTORIUM

nazwa odbiorcy cd.: 53-608 WROCŁAW ROBOTNICZA 72

T.k. | nr rachunku odbiorcy: 95 1060 0076 0000 4099 1013 3389

waluta: WP* PLN | kwota

nr rachunku zleceniodawcy (przelew) / kwota słownie (wpłata)

nazwa zleceniodawcy

nazwa zleceniodawcy cd.

tytułem

tytułem cd.

pieczęć, data i podpis(y) zleceniodawcy

Opłata:

Bank Przemysłowo-Handlowy PBK SA
w Krakowie III o/Wrocław
95106000760000409910133389

Wydawnictwo Lektorium
53-608 Wrocław, ul. Robotnicza 72

zł gr

Zamawiam prenumeratę "Pneumatyka"

- ☐ roczną (6 egz.) od nr .....
- ☐ półroczną (3 egz.) od nr .....
- ☐ wydanie bieżące nr.....
- ☐ wydanie archiwalne nr.....

☐ Jestem płatnikiem VAT. Proszę o wystawienie faktury VAT bez podpisu odbiorcy.
☐ Wyrażam zgodę na przetwarzanie moich danych osobowych w celach marketingowych, zgodnie z Ustawą 29.08.1997 r. o Ochronie Danych Osobowych (Dz.U. nr 133, poz. 883) przez Wydawnictwo Lektorium.

podpis

Adres zamawiającego:

tel.

NIP

stempel dzienny

opłata

Polecenie przelewu / wpłata gotówkowa

nazwa odbiorcy: WYDAWNICTWO LEKTORIUM

nazwa odbiorcy cd.: 53-608 WROCŁAW ROBOTNICZA 72

T.k. | nr rachunku odbiorcy: 95 1060 0076 0000 4099 1013 3389

waluta: WP* PLN | kwota

nr rachunku zleceniodawcy (przelew) / kwota słownie (wpłata)

nazwa zleceniodawcy

nazwa zleceniodawcy cd.

tytułem

tytułem cd.

pieczęć, data i podpis(y) zleceniodawcy

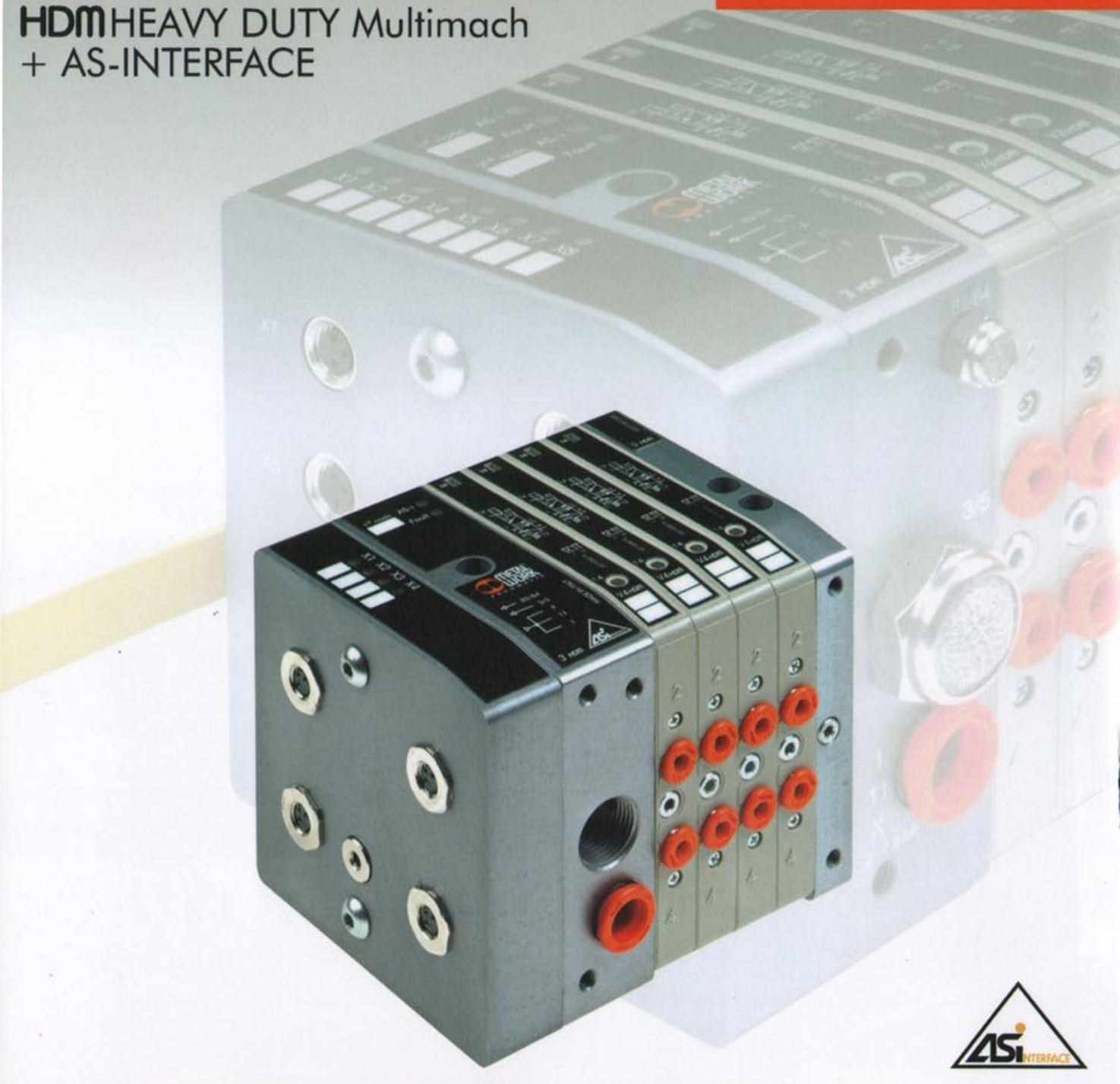
Opłata:

domnick hunter

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

Oczyszczanie sprężonego powietrza

HDM HEAVY DUTY Multimach + AS-INTERFACE



IMPROVED PNEUMATIC TECHNOLOG

Produkt

METAL WORK oferuje innowacyjne produkty, których konstrukcja pozwala zoptymalizować wykonanie oraz obsługę Twoich maszyn

Proces

Technologia produkcji Metal Work i system jakości gwarantują stałe parametry oraz wzrost niezawodności maszyn

Serwis

Zadaniem międzynarodowej sieci oddziałów Metal Work jest spełnianie Państwa codziennych potrzeb

METAL WORK® PNEUMATIC

Metal Work Sp. z o.o.
ul. Bystra 15 A, 61-366 Poznań
Tel. +48 61/ 650 18 40 - Fax +48 61/ 650 18 49
www.metalwork.pl - e-mail: metalwork@metalwork.pl

Australia • Austria • Belgia • Brazylia • Chiny • Dania • Finlandia • Francja • Niemcy • Holandia • Malezja • Polska • Portugalia • Hiszpania • Szwecja • Tajlandia • Ukraina • UK • U