

# Pneumatyka

5(60)2006

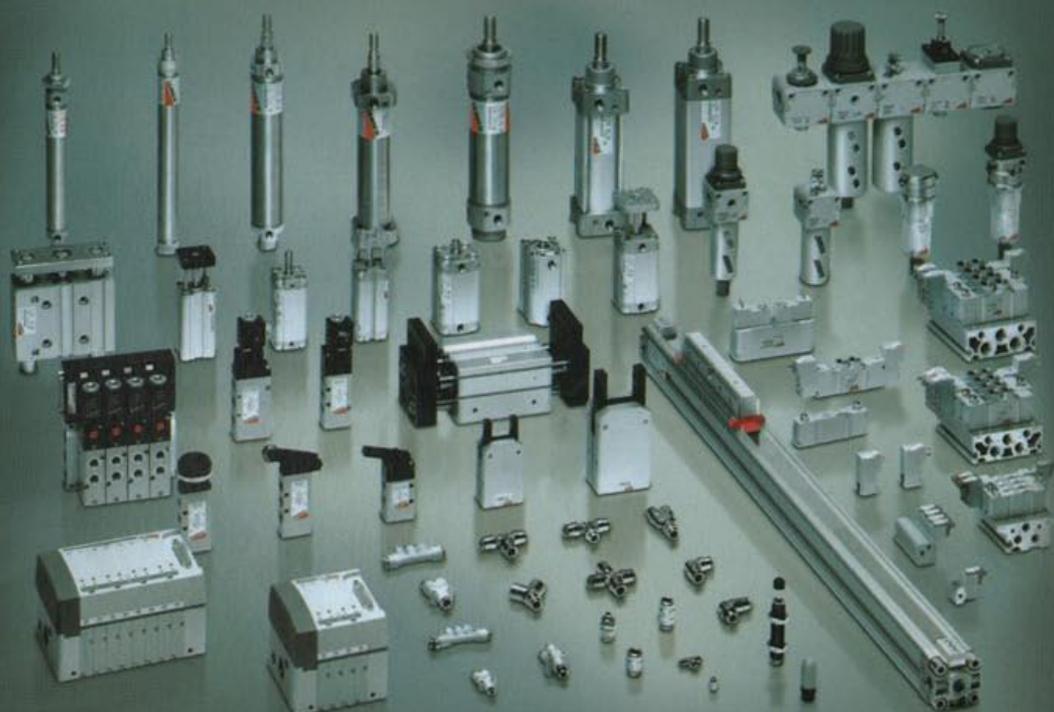
DWUMIESIĘCZNIK

cena 7,50 zł  
(w tym VAT 7%)

ISSN 1426-6644

Indeks 337 323

## Elementy pneumatyczne



**BIBUS MENOS**<sup>®</sup>

[www.bibusmenos.pl](http://www.bibusmenos.pl)

BIBUS MENOS Sp. z o.o. jest wyłącznym przedstawicielem  
firmy CAMOZZI w Polsce.

Łopaty czy śrubki?  
polemika

In-Tech – Donaldson  
wspólna propozycja

ELEM – TAMSAN  
czarno na żółtym

GUDEPOL  
kompaktowo

TECHEM  
Hydrovan  
Pneumofore

Mikropneumatyka

Badania, wdrożenia

Normalizacja  
w pneumatyce



GAST i JUN-AIR w jednej drużynie – str. 8





domnick hunter



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



Oczyszczanie sprężonego powietrza



# J.P. SAUER & SOHN

## MASCHINENBAU GMBH



30 bar 35 bar 40 bar 70 bar 100 bar 150 bar 200 bar 250 bar 350 bar



### do 400 bar

sprężarki wysokiego ciśnienia

**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

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

**WROCLAW**  
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](http://www.alup.pl)

## MARK TECHNIKA SPRĘŻANIA I UZDATNIANIA POWIETRZA



Sprężarki spiralne OFMS  
Sprężone powietrze  
całkowicie wolne od oleju  
Zakres mocy od 1,5 do 15kW  
Ciche i niezawodne  
Dostępne w wielu wersjach  
w tym z wbudowanym  
osuszaczem

**TECHNOLOGIA  
GODNA ZAUFANIA**

*MARK Polska życzy swoim Klientom i Partnerom  
wszelkiej pomyślności w Nowym 2007 roku*

- Sprzedaż i serwis w Polsce wyłącznie przez partnerów MARK
- Korzystne warunki współpracy dla dystrybutorów
- Zapraszamy do Renomowanego Klubu Sprężonego Powietrza

**MARK POLSKA**  
Al. Krakowska 61A  
Sękocin Nowy  
05-090 Raszyn

tel.: +48 22 720 96 00  
fax: +48 22 720 96 02  
e-mail: [info@mark-polska.pl](mailto:info@mark-polska.pl)  
[www.mark-compressors.com](http://www.mark-compressors.com)



## „Jestem piasku ziarenkiem w klepsydrze...”

z piosenki Anny Marii Jopek

Panie Kowalski, przecież pan już wie, że nie jest ziarenkiem, dlaczego pan się boi tej kury przy bramie? – Tak panie doktorze, ja wiem, ale ona nie wie.

Klepsydra odmierzyła kolejny rok. Chcąc z tej okazji nabrać dystansu do naszych spraw codziennych, zadałem sobie trud wyliczenia paru wielkości z mikro- i makrokosmosu.

Gdyby wyobrazić sobie jądro atomu wodoru wielkości ziarenka grochu, to cały atom będzie miał rozmiary stadionu sportowego. Trochę za duże, więc zmniejszymy cały stadion-atom do wielkości ziarenka i weźmy tyle ziarenek, ile atomów mieści się w 1 gramie wodoru. Wystarczy tego na pokrycie całej powierzchni Europy warstwą grubości 12 km. Gdyby wziąć tyle samo puszek groszku konserwowego, to pokryłyby one szczelnie kulę ziemską warstwą grubości prawie 300 km.

Gdyby z kolei Ziemię zmniejszyć do wielkości ziarenka grochu, to Słońce leżałoby w odległości 6 m i miało by średnicę 50 cm, co łatwo jeszcze sobie wyobrazić. Ale w tej skali np. Pluton leżałby w odległości 2,5 km, granice Układu Słonecznego (wyznaczone przez obłok Oorta) sięgałyby poza Europę, a najbliższej gwiazdy (Proxima Centauri) musielibyśmy szukać w Australii (w prawdziwej skali ok. 38 bilionów km). Przeciętna odległość między sąsiednimi gwiazdami we wszechświecie jest podobnego rzędu, przy czym tylko w naszej galaktyce (Droga Mleczna) jest kilkaset miliardów gwiazd. A przecież jest to tylko jedna ze 140 miliardów galaktyk, często znacznie większych od naszej.

Ale dość tej astronomii. Spróbujmy z historią życia na Ziemi. Jeżeli 4500 mln lat istnienia Ziemi przyjąć za 1 rok od stycznia do grudnia, to życie na naszej planecie zaczęło się w mar-



cu i przez 8 miesięcy miało jedynie formę najprostszych mikroorganizmów. Około 20 listopada pojawiły się rośliny morskie, a 25 listopada pierwsze meduzy. Pod koniec listopada zaczęły się pojawiać rośliny lądowe, a na początku grudnia również zwierzęta lądowe. W ciągu dwóch dni Ziemię opanowały lasy karbońskie, które dostarczyły dzisiejszych zasobów węgla, a w powietrzu pojawiły się latające owady. Od 13 do 25 grudnia na Ziemi panowały dinozaury, po których wkroczyły ssaki. Ludzie pojawili się 7 godzin przed końcem roku, a cała spisana historia naszej cywilizacji trwa mniej więcej od godziny 23.30 w sylwestrową noc. Przeciętnie każdy z nas bawi się na tym balu jakieś 20 sekund.

Życzę wszystkim „Czytelnikom”, Pneumatyki by nie zmarnowali tego czasu.

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 Siemiński

### 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.

GAST i JUN-AIR w jednej drużynie \_\_\_ 8



PNEUMATIK SA – propozycja nie do odrzucenia \_\_\_\_\_ 10

Łopaty czy śrubki? \_\_\_\_\_ 12

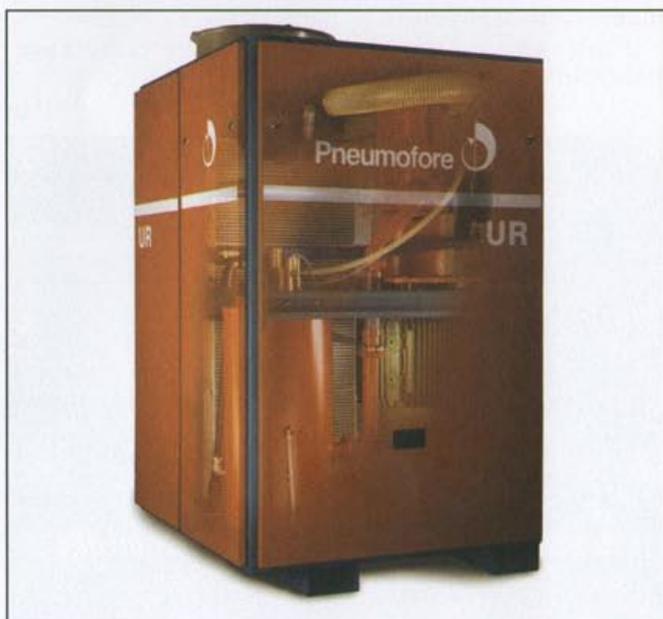
Polemika \_\_\_\_\_ 14

Dla firmy i dla środowiska  
– w zestawie najkorzystniej \_\_\_\_\_ 16

ELEM – potencjał Tamsana „czarno na... żółty” \_\_\_\_\_ 20

Spełniamy obietnice \_\_\_\_\_ 22

Oszczędność energii zaprojektowana w konstrukcji sprężarek \_\_\_\_\_ 23



Pneumatyczne absorbery energii \_\_\_ 24

Badania laboratoryjne hybrydowego układu zawieszenia pojazdu \_\_\_\_\_ 27

Mikroprocesorowy system diagnozowania pomp do silników wysokoprężnych \_\_\_\_\_ 30



Sterowanie pracą hydraulicznych wiertarek obrotowo-udarowych \_\_\_\_\_ 32

Współczynnik wnikania masy w wypełnieniu chłodni wentylatorowej \_\_\_\_\_ 36

Capacitance in Microfluidics Due to Wall Elasticity and Capillarity \_\_\_\_\_ 39

Normalizacja w pneumatyce na tle przemian w Polsce i rozwoju branży \_\_\_\_\_ 45

Wirtualne laboratorium pneumatyki \_ 48

Gudepol – nowa oferta sprężarek kompaktowych \_\_\_\_\_ 51

# GudePol®



**SPRĘŻARKI ŚRUBOWE**  
**SPRĘŻARKI TŁOKOWE**  
**OSUSZANIE POWIETRZA**

ul. Kołodziejska 38, 59-220 LEGNICA  
tel. 076 854 07 73, 854 07 74, fax 076 854 52 34  
e-mail: gudepol@gudepol.com.pl

Al. Krakowska 118, 02-256 WARSZAWA  
tel. / fax 022 846 53 61,  
e-mail: warszawa@gudepol.com.pl

ul. Rozdzieńskiego 206A, 40-315 KATOWICE  
tel. / fax 032 209 95 59,  
e-mail: katowice@gudepol.com.pl

[www.gudepol.com.pl](http://www.gudepol.com.pl)

*Firma In-Tech  
życzy Czytelnikom „Pneumatyki”  
sukcesów,  
samiych pogodnych dni  
oraz spełnienia marzeń  
w 2007 roku*



*Andrzej M. Araszkiewicz,  
Lucjan Graczyk,  
Wojciech Kwaśniewski*

## NOWOŚCI TECHNICZNE

### FUTURA

– nowa generacja jednostek FRL

Pneumat System poszerza swoją bogatą ofertę jednostek FRL o nowatorską, modułową rodzinę o nazwie FUTURA

Istotne zalety systemu FUTURA :

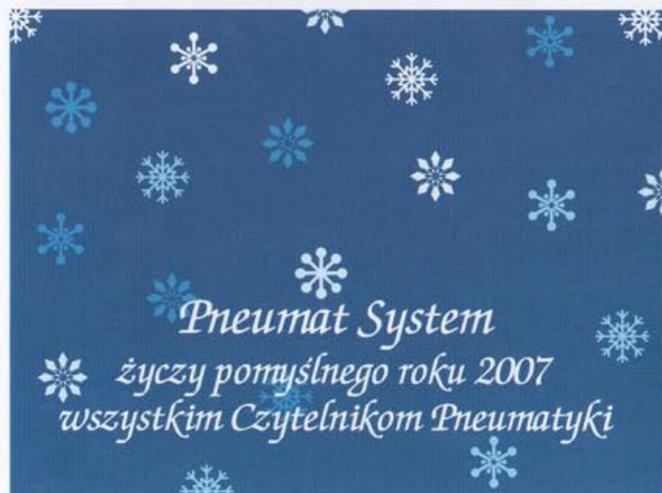
- wykonanie z wysokiej jakości tworzywa technicznego,
- wyjątkowo proste łączenie elementów oraz montaż nacienny,
- łatwe napełnianie olejem dzięki zastosowaniu dyszy Venturiego,
- dodatkowa osłona zbiorników w standardzie,
- półautomatyczny spust kondensatu w standardzie,
- blokada pokręta reduktora ciśnienia w standardzie.



### Bloki

Dwu- lub trzyczęściowe bloki FRL o dużym przepływie i nowoczesnym wyglądzie. Membranowy reduktor ciśnienia z blokadą pokręta oraz system napełniania olejem smarownicy bez przerywania prac bloku.

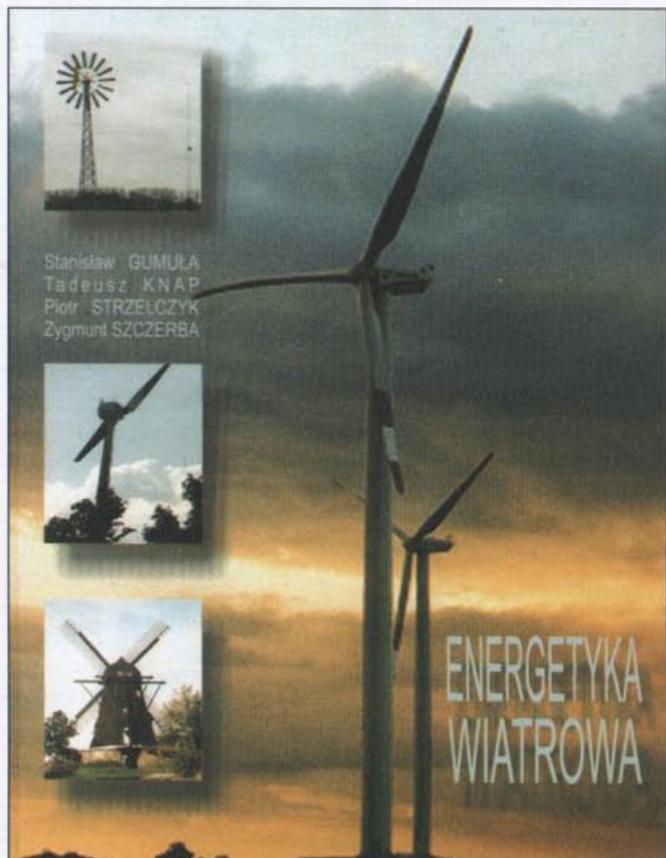
Ciśnienie zasilania:	1,5 do 16 bar
Zakres regulacji:	0,5 do 8 bar
Zakres temperatur:	od -10 °C do +50 °C
Materiał korpusu:	Grivory® (PA66)
Gwinty przyłączeniowe:	IXEF® 1022
Materiał zbiorników:	polikarbonat
Osłona zbiorników:	poliamid
Filtracja:	5µm
Przepływ podano przy:	P1=10 bar, P2=6,3 bar, histereza ciśnienia = 1 bar
Uszczelnienia i membrana:	NBR



**Książka**

Wydawnictwo AGH wydało interesującą książkę ze spółu autorów Politechniki Rzeszowskiej i AGH z Krakowa – S. Gumuła, T. Knapa, P. Strzelczyka, Z. Szczerby pt. „Energetyka wiatrowa”. Jest to w chwili obecnej jedyna pozycja, która w kompleksowy sposób omawia zagadnienia ener-

try i charakterystyki. Osobny rozdział poświęcony jest zagadnieniom elektrycznym - generatorom prądotwórczym, akumulacji energii, współpracy generatorów z siecią odbiorczą, układom regulacji itp. Ostatnie rozdziały poświęcone są projektowaniu elektrowni wiatrowych i analizie ekonomicznej inwestycji w elektrownie wiatrowe. Polska



Stanisław GUMUŁA  
Tadeusz KNAP  
Piotr STRZELCZYK  
Zygmunt SZCZERBA

getyki wiatrowej. Najpierw zajmuje się samym wiatrem jako zjawiskiem fizycznym i podaje jego charakterystyki, które decydująco wpływają na możliwości jego wykorzystania jako źródła energii w elektrowniach wiatrowych. Następnie opisuje eksperymentalne metody badawcze stosowane w energetyce wiatrowej, oparte o takie stanowisko badawcze jak tunel aerodynamiczny. Prezentując przegląd rozwiązań konstrukcyjnych elektrowni wiatrowych, zwraca szczególną uwagę na ich param-

etry i charakterystyki. Osobny rozdział poświęcony jest zagadnieniom elektrycznym - generatorom prądotwórczym, akumulacji energii, współpracy generatorów z siecią odbiorczą, układom regulacji itp. Ostatnie rozdziały poświęcone są projektowaniu elektrowni wiatrowych i analizie ekonomicznej inwestycji w elektrownie wiatrowe. Polska jest krajem, który ma warunki na powstanie elektrowni wiatrowych, a ta książka może być ze wszech miar przydatna dla tych, którzy mają coś wspólnego z energetyką wiatrową. Wprawdzie jest tu dużo aerodynamiki i pewna porcja matematyki, ale przyciąga duża ilość przykładów i dobór ilustracji.

Książkę poleca Łukasz N. Węsierski



Przedsiębiorstwo Wdrażania Innowacji  
Spółka Akcyjna



**PODAJNIKI I PRZESIEWACZE  
WIBRACYJNE**

Nasza oferta obejmuje również:  
**PULSATORY PNEUMATYCZNE,  
WIBRATORY PRZEMYSŁOWE I  
SYSTEMY AERACYJNE**

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

**JAKOŚĆ KTÓRA PRZEBIJA**

- Sprężarki śrubowe o wydajnościach od 0,2 do 50,0 m<sup>3</sup>/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](mailto:info@pneumatik.com.pl)  
Internet: [www.pneumatik.com.pl](http://www.pneumatik.com.pl)

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

**Oficjalny przedstawiciel firmy BOGE KOMPRESSOREN**

# GAST i JUN-AIR w jednej drużynie

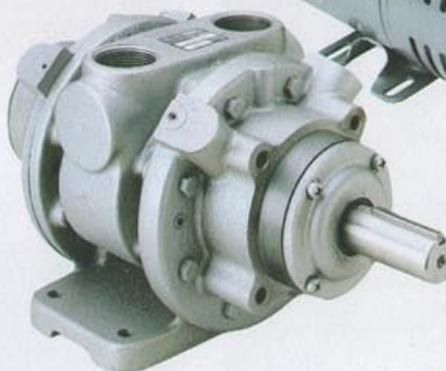
Istniejąca od 1921 r. firma GAST pod koniec lat 90. ubiegłego wieku weszła w skład amerykańskiej grupy kapitałowej IDEX, która jest notowana na giełdzie amerykańskiej jako IEX. Na początku roku 2006 GAST zakupił udziały firmy JUN-AIR, stając się jej właścicielem. W ten sposób powstała w Europie firma o nazwie GAST GROUP, w ramach której zachowano nazwy i logo obu firm wchodzących w jej skład: GAST i JUN-AIR. Połączenie obu firm zaowocowało zmianą struktury firmy w Europie. Główna siedziba i centralny magazyn firmy GAST, znajdujący się do tej pory w High Wycombe pod Londynem, zostały przeniesione na kontynent, do obecnej siedziby firmy JUN-AIR, mieszczącej się w Norresundby w Danii.

**W** Polsce, przed powstaniem GAST GROUP, obie firmy posiadały własnych dystrybutorów: GAST był reprezentowany przez firmę BIBUS MENOS Sp. z o.o. z Gdyni, a JUN-AIR – przez firmę OXYMED z siedzibą w Łodzi. W związku z powstaniem GAST GROUP konieczne było wypracowanie strategii sprzedaży obu gałęzi oferty w spójny sposób na rynku polskim. Dzięki błyskawicznemu porozumieniu się obu firm i ustaleniu warunków współpracy, zarówno BIBUS MENOS, jak i OXYMED mogą sprzedawać produkty z całego zakresu oferty GAST GROUP – GAST i JUN-AIR, bez istniejącego wcześniej podziału.

## BIBUS MENOS

Firma BIBUS MENOS Sp. z o.o. powstała w 1999 roku z połączenia dwóch firm funkcjonujących na rynku

polskim od kilku lat: BIBUS Polska Sp. z o.o. i MENOS Sp. z o.o. Działalność firmy to przede wszystkim dostarczanie rozwiązań technicznych i technologicznych dla szeroko pojętej dziedziny budowy maszyn. Oferta firmy składa się z czterech podstawowych filarów: pneumatyki, mechatroniki, hydrauliki siłowej oraz tzw. rapid prototyping (szybkie prototypo-



wanie, drukowanie 3D). Pneumatyka, jako jeden z najważniejszych działów firmy, jest przez cały czas rozwijana. Firma nieustannie poszukuje dostawców nowoczesnych rozwiązań z tej dziedziny, żeby sprostać oczekiwaniom rynku i klientów. Jednym z większych dostawców firmy BIBUS MENOS z zakresu urządzeń pneumatycznych jest amerykańska firma GAST, która działa już

## GAST

Od samego początku, od założenia w roku 1921, firma GAST rozwija technologie związane ze sprężaniem powietrza, wytwarzaniem podciśnienia, wykorzystaniem sprężonego powietrza w technice napędów. Kilkadziesiąt lat doświadczeń zaowocowało szeroką gamą produktów i bardzo wysoką jakością.

Firma GAST jest producentem szerokiej gamy sprężarek i pomp próżniowych (tłokowe, membranowe, z wahlwym tłokiem, łopatkowe), dmuchaw bocznokanałowych i silników pneumatycznych. Urządzenia produkowane przez GAST charakteryzują się wysoką jakością wykonania i niezawodnością działania.

Sprężarki i pompy próżniowe membranowe są przeznaczone przede wszystkim do pracy w laboratoriach. Znajdują zastosowanie w stacjonarnym, jak i przenośnym sprzęcie pomiarowym. Najmniejsza sprężarka tego typu jest mniejsza od pudełka zapalek, największa posiada wydajność ok. 6 m<sup>3</sup>/h.

Sprężarki i pompy próżniowe tłokowe przeznaczone są do cięższych zadań. Ich zwarta i solidna konstrukcja pozwala na stosowanie ich nawet w utrudnionych warunkach.

Sprężarki i pompy próżniowe z wahlwym tłokiem charakteryzują się stosunkowo niskim poziomem hałasu podczas pracy i imponującą żywotnością, sięgającą 20 000 godzin pracy do wymiany pierścieni tłoka. Te niezwykle parametry zawdzięczają doskonale dopracowanej konstrukcji i wysokiej jakości materiałom wykorzystanym w elementach eksploatacyjnych.

Silniki pneumatyczne pozwalają uniknąć stosowania silników elektrycznych specjalnych, które z reguły mają znacznie większe gabaryty i masę w stosunku do silników pneumatycznych o zbliżonych parametrach. Wszystkie silniki pneumatyczne GAST posiadają certyfikat ATEX i szeroki zakres temperatur otoczenia, w których mogą pracować (nawet do 120°C).

ponad 80 lat na swoim rodzimym rynku. W Polsce zaś GAST obecny jest od roku 1997, reprezentowany najpierw przez firmę BIBUS Polska, obecnie przez BIBUS MENOS Sp. z o.o.

## OXYMED

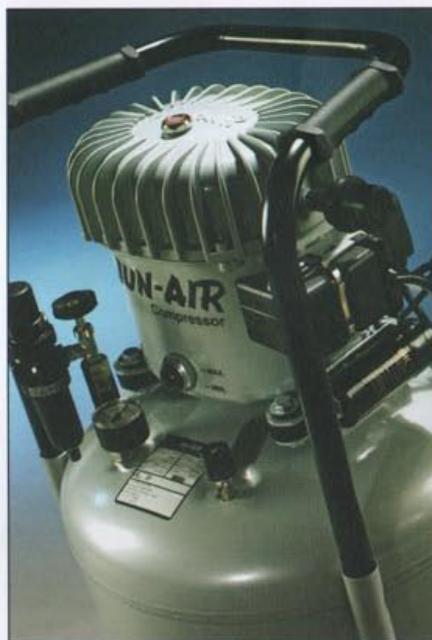
Firma OXYMED od 15 lat rozprawia w Polsce sprężarki JUN-AIR, znane ze swej legendarnej niezawodności. Jest przy tym również centrum serwisowym JUN-AIR w Polsce.

Konstruowane z myślą o najbardziej wymagających użytkownikach sprężarki JUN-AIR są idealnym rozwiązaniem dla instalacji, w których stabilność parametrów powietrza i niezawodność systemu mają zasadnicze



wodność systemu mają zasadnicze znaczenie. Przeznaczone do ciągłej pracy, wymagające minimalnych czynności obsługowych, dostarczają sprężone powietrze o najwyższych parametrach jakościowych. Dlatego też wśród użytkowników sprężarek JUN-AIR w Polsce znajdują się między innymi: szpitale, praktyki dentystyczne, laboratoria analityczne, zakłady naukowo-badawcze i karetki reanimacyjne. Modele o smarowaniu olejowym, z uwagi na swą cichą pracę i ogromną żywotność, znalazły zastosowanie również w firmach odzieżowych, gdzie pracując w trudnych warunkach, zasilają układy pneumatyczne maszyn szwalniczych. W biurze firmy OXYMED obejrzeć można sprężarkę wyprodukowaną w latach 1960-1965, która nadal zachowuje nominalne parametry użytkowe. W zależności od

potrzeb użytkownika OXYMED opracuje szczegółową konfigurację sprężarki i systemu uzdatniania powietrza – i chociaż możliwości łączenia poszczególnych podzespołów są praktycznie nieograniczone, to w większości przypadków zgłaszane wymogi



spełniają modele z katalogu podstawowego. Coraz częściej zadowoleni użytkownicy zamawiają kolejne modele sprężarek JUN-AIR lub je rekomendują następnym, potencjalnym klientom. Sytuacja taka pozwala z optymizmem oceniać przyszłość marki JUN-AIR w Polsce.



Obie firmy rozprawiające w Polsce produkty GAST GROUP – BIBUS MENOS i OXYMED – mają nadzieję, że ich wspólna polityka sprzedaży przyniesie dodatkowe korzyści i większą satysfakcję ze współpracy obecnym klientom oraz wpłynie na postrzeganie firm wchodzących w skład GAST GROUP jako nierozłącznej całości.

*Artykuł promocyjny  
BIBUS MENOS Sp. z o.o.  
OXYMED*

## JUN-AIR

Od czasu wprowadzenia w roku 1958 pierwszych sprężarek tłokowych olejowych, przeznaczonych do dziedzin o dużych wymaganiach, firma JUN-AIR stała się wiodącym dostawcą w tym segmencie rynku. Rozwój, jaki nastąpił w latach późniejszych, zagwarantował firmie JUN-AIR również wiodącą rolę jako dostawcy sprężarek tłokowych bezolejowych. Nieustanny rozwój koncepcji konstrukcyjnych produktów, technologii i metod produkcji sprawia, że produkty z logo JUN-AIR znane są powszechnie od wielu lat ze swojej wysokiej jakości i niezawodności. Pozwala to cieszyć się ich walorami grupie ponad 500 tys. użytkowników na całym świecie. Dbalność o środowisko naturalne i ekonomiczność własnych pro-

duktów doprowadziły firmę JUN-AIR do stworzenia najbardziej energooszczędnych sprężarek na rynku. Sprężarki JUN-AIR zaprojektowane są do niezliczonej liczby zastosowań i znaleźć je można w wielu szpitalach, klinikach dentystycznych, laboratoriach, drukarniach, zakładach poligraficznych i fotograficznych na całym świecie. Rozwój nowych zakładów produkcyjnych w ostatnich latach sprawił, że firma JUN-AIR może teraz sprostać oczekiwaniom rosnącej liczby najbardziej wymagających klientów, tworząc sprężarki dopasowane do ich indywidualnych potrzeb. Sprężarki i pompy próżniowe JUN-AIR dostępne są poprzez sieć dystrybutorów w ponad 100 krajach na całym świecie.

# PNEUMATIK SA – propozycja nie do odrzucenia

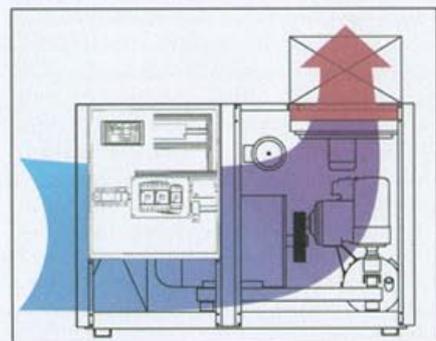
Na początku lat dziewięćdziesiątych firma Pneumatik nawiązała ścisłą współpracę z Boge Kompressoren, stając się jej autoryzowanym przedstawicielem. Pneumatik SA specjalizuje się w technice sprężonego powietrza i pomaga potencjalnym klientom w doborze urządzeń stacji sprężonego powietrza i poprzez projekt, dostawę i montaż buduje wiele stacji.

**F**achowe doradztwo i kompleksowa obsługa spowodowały, że sprężarki Boge mają znaczny udział w transformacji gospodarki i wymianie źródeł wytwarzania sprężonego powietrza.

Stacje Boge można spotkać m.in. w cementowniach Nowiny i Rudnik I, Hucie Szkła „Sława”, fabryce Volkswagena, stoczniach, odlewniach żelaza, zakładach samochodowych w Jelczu, Sanoku, Tczewie i wielu, wielu innych. Opiekują się nimi firma Pneumatik SA z centralą w Wysogotowie koło Poznania i przedstawicielstwami w Częstochowie i Jarosławiu.

## Cechy sprężarek Boge

**Przepływ powietrza chłodzącego.** Powietrze chłodzące przepływa przez szafę elektryczną i silnik napędowy, a następnie kierowane jest na chłod-



Rys. 1 Przepływ powietrza chłodzącego wewnątrz obudowy sprężarki BOGE



Fot. 1 Przekrój bezolejowej sprężarki SO 125

nice i wyrzucane przez wentylator. Dzięki temu silnik, szafa elektryczna i inne podzespoły są stale w strumieniu zimnego powietrza. Niska temperatura pracy podzespołów wiąże się z dużą trwałością całej sprężarki. Wylot do góry powietrza chłodzącego z wykorzystaniem naturalnego ciągu termicznego to dodatkowa zaleta. Dzięki temu nie występuje nagrzewanie elementów w czasie postoju, a zainstalowany kanał odbioru ciepła ułatwia przepływ powietrza chłodzenia (rys. 1).

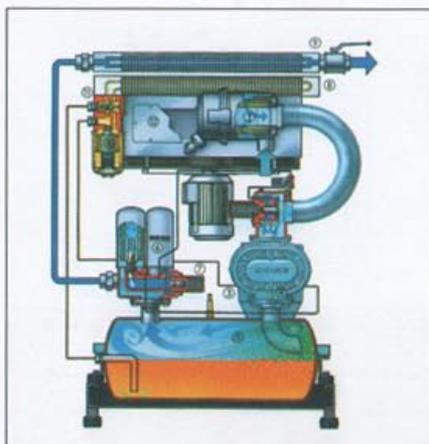
Stopień sprężania odpowiednio dobrany do wydajności. Dzięki współpracy z wybitnymi ośrodkami badawczo-naukowymi i użyciu do produkcji bardzo dokładnych maszyn sprężarki BOGE mają najlepszy z możliwych obecnie do uzyskania stopień sprężania z jednoczesnym wykorzystaniem optymalnych zakresów prędkości. Bezpośredni montaż stopnia sprężania na zbiorniku olejowo-powietrznym umożliwia eksploatację sprężarki bez zbędnych pośrednich połączeń.

**Innowacyjny układ wytrącania oleju – poziomy zbiornik.** Podstawowym elementem w systemie wytrącania oleju jest leżący poziomo,

który ma zamontowany bezpośrednio na nim separator do wytrącania resztek oleju. Dzięki takiemu rozwiązaniu osiąga się wytrącanie oleju praktycznie bez strat ciśnienia, a pozostałość oleju w sprężonym powietrzu w każdym momencie pracy sprężarki utrzymuje się na stałym poziomie i wynosi tylko 1–3 mg/m<sup>3</sup> (rys. 2).

**Napęd pasków systemu GM – patent Boge.** Zębaty pas klinowy o dużej mocy, dzięki geometrycznemu układowi napędu GM, jest w czasie postoju optymalnie naprężony wyłącznie ciężarem silnika. Podczas rozruchu i w trakcie normalnej pracy uwzględniane są różnice sił wywoływane ciężarem silnika i momentem obrotowym. Dzięki temu w każdej fazie pracy czy postoju zespół pasków jest optymalnie napięty, co redukuje do minimum efekt poślizgu i wydłuża żywotność pasków.

**Wielofunkcyjny regulator ssania.** Regulator zamyka absolutnie hermetycznie i uniemożliwia wystąpienie pary olejowej. Umożliwia on energooszczędny, bezobciążeniowy rozruch sprężarki. Praktycznie nie występują nieszczelności w systemie i możliwy jest bezzaworowy obieg oleju przy minimalnych stratach ciśnienia.



Rys. 2 Układ wytrącania oleju

**ARS – mikroprocesorowe sterowanie sprężarką.** Sterowanie ARS to ekonomiczny tryb pracy i system nadzoru i kontroli pracy każdej sprężarki. Sterowniki ARS, czyli Autotronic, Ratiotronic i Supertronic, we wszystkich sprężarkach śrubowych Boge są wyposażone zawsze w taki sam mikroprocesor. Za pomocą mikroprocesora przewidywany jest bieg jałowy i praca pod obciążeniem. ARS dąży do energooszczędnej eksploatacji, uwzględniając dopuszczalne obciążenie silnika. Sterowniki są samouczące się i dostosowują się dynamicznie do danych warunków. Przy tym sterownik, kierując się obciążeniem silnika, zawsze daje pierwszeństwo ekonomicznej pracy przerywanej. System Boge ARS działa tak, by oszczędzać silnik, obniża koszty biegu luzem do minimum i przedłuża czas eksploatacji sprężarki śrubowej. Sterowniki różnią się jedynie komfortem funkcjonowania. I tak Supertronic realizuje m.in. wskazania ciśnienia, temperatury sprężania, tryby pracy, godziny ruchu, nadzoruje pracę silnika głównego, silnika wentylatora, filtra ssania, filtra oleju, separatora oleju i wiele innych wg wyboru.

**MCS – nadrzędne systemy ekonomicznego sterowania wieloma sprężarkami.** MCS to sterownik nadrzędny do sterowania większą liczbą sprężarek w myśl zasady, że „kilka mniejszych sprężarek pracuje ekonomiczniej niż jedna duża”. MCS optymalnie steruje każdą sprężarką, uwzględniając kryteria ekonomiczne w ramach ogólnej, szczegółowo zaprogramowanej koncepcji pracy i regulacji zespołu sprężarek. MCS stara się o równomierne obciążenie sprężarek i przejrzyste informuje o pracy stacji

sprężonego powietrza. Dodatkowymi zaletami są: równomierne obciążenie sprężarek mocy podstawowej, średniej i szczytowej, stałe, równomierne ciśnienie w sieci, dzięki pasmowej regulacji nie potrzeba nadmiernie podnosić ciśnienia, oszczędność energii: obniżenie ciśnienia o 1 bar oznacza 6% energii mniej.

**Bezstopniowa regulacja wydajności – regulator proporcjonalny.** Regulator proporcjonalny montowany jest w układzie ssącym i steruje przepływem ilości powietrza zasysanego w zakresie regulacji 50–100% wydajności sprężarki. Większe ciśnienie w sieci oznacza mniejszy pobór powietrza, wtedy następuje przyknięcie kłapy na ssaniu – zmniejsza się pobór energii elektrycznej. W zakresie regulacji 50–100% następuje obniżenie poboru energii elektrycznej do 22%. W efekcie ciśnienie sprężania jest stabilne – nawet przy mocno zróżnicowanym poborze.

**EKO – zalety to:** prosty montaż bez fundamentu, praktycznie w każdym miejscu, osłona wyciszająca wykonana jest ze stabilnej powlekaną nylonem maty z włókna szklanego, przyjazny dla otoczenia poziom hałasu, szczelna wana jako uszczelniona rama służy do kontroli ewentualnych wycieków.

**Sprężarka śrubowa ze zintegrowaną regulacją częstotliwości.** Wyposażane seryjnie w regulację częstotliwości sprężarki śrubowe typoszerzegu SF dopasowują w sposób ciągły swoją wydajność do zapotrzebowania na sprężone powietrze poprzez bezstopniową regulację prędkości obrotowej silnika. Przetwornica częstotliwości z dzielnikiem mocy i oddzielnym sterowaniem zintegrowana z szafą rozdzielczą oszczędza miejsce. Użytkownik oszczędza w codziennej eksploatacji:

- na kosztach energii przy biegu jałowym,
- na kosztach wynikających z dużych przeciążeń rozruchowych,
- na zbędnym, nadmiernym sprężaniu dla uzyskania stałego ciśnienia,
- na kosztach konserwacji i zużycia urządzeń dzięki optymalnemu dopasowaniu do zmiennego zapotrzebowania na sprężone powietrze,
- system nie wymaga odpowietrzania. Modele typoszerzegu SF są dostarczane w zakresach ciśnienia 8, 10 i 13 barów. Przy płynnej regulacji wydajności w przedziale od 25% do 100% po-

krywają one moc w przedziale od 45 do 75 kW.

**Sprężarki bezolejowe SO, chłodzone powietrzem i wodą, w zakresie wydajności 5,12-50,0 m<sup>3</sup>/min, ciśnienie 8 i 10 barów.** W wielu „wrażliwych” gałęziach produkcji (przemysł farmaceutyczny, spożywczy, chemiczny, produkcja chipów i in.) bezolejowe sprężanie jest najlepszym rozwiązaniem dla uzyskania odpowiednio czystego sprężonego powietrza. Potrzebne jest absolutnie bezolejowe sprężone powietrze, które w trakcie procesu sprężania w ogóle nie wchodzi w kontakt z olejem. Bezolejowe sprężarki muszą – zarówno od strony technicznej, jak i jakościowej – spełniać najostrożniejsze wymogi, aby w trakcie całego cyklu życia urządzenia zachować jakość wytwarzanego powietrza na niezmiennym, stałym poziomie.

Boge oferuje sprężarki bezolejowe serii SO w zakresie wydajności od 5,12 m<sup>3</sup>/min do 50 m<sup>3</sup>/min, o mocy silnika od 45 do 355 kW, w wersji chłodzonej powietrzem lub wodą.

Maszyny bezolejowe mają modułową, przejrzystą budowę i zajmują minimum miejsca. W ich budowie można wyróżnić trzy podstawowe układy: chłodzenia, sprężania, napędu. Seria SO wyposażona jest w inteligentny sterownik Boge-Supertronic, który steruje maszyną bardzo energooszczędnie. Supertronic reaguje automatycznie, dostosowując się do zmieniających się warunków pracy. Z wyprzedzeniem oblicza przypuszczalne zapotrzebowanie sprężonego powietrza i na podstawie zmierzonych warunków elastycznie przyjmuje optymalny tryb pracy. Ponadto sprężarkę bezolejową można opcjonalnie wyposażyć w regulację częstotliwości, osuszacz adsorpcyjny, pracujący bez poboru dodatkowej energii, wykorzystujący jedynie ciepło powstałe w procesie sprężania.

**Stacje sprężonego powietrza.** Firma PNEUMATIK SA oferuje kompleksową realizację stacji od projektu, poprzez dostawę, serwis i montaż, do oddania „pod klucz”, z zastosowaniem całej gamy sprężarek śrubowych od 0,2 do 50 m<sup>3</sup>/min, osuszaczy ziębnicznych +3°C, osuszaczy adsorpcyjnych od -25 do -70°C, pełnego zestawu filtrów i sterowników.

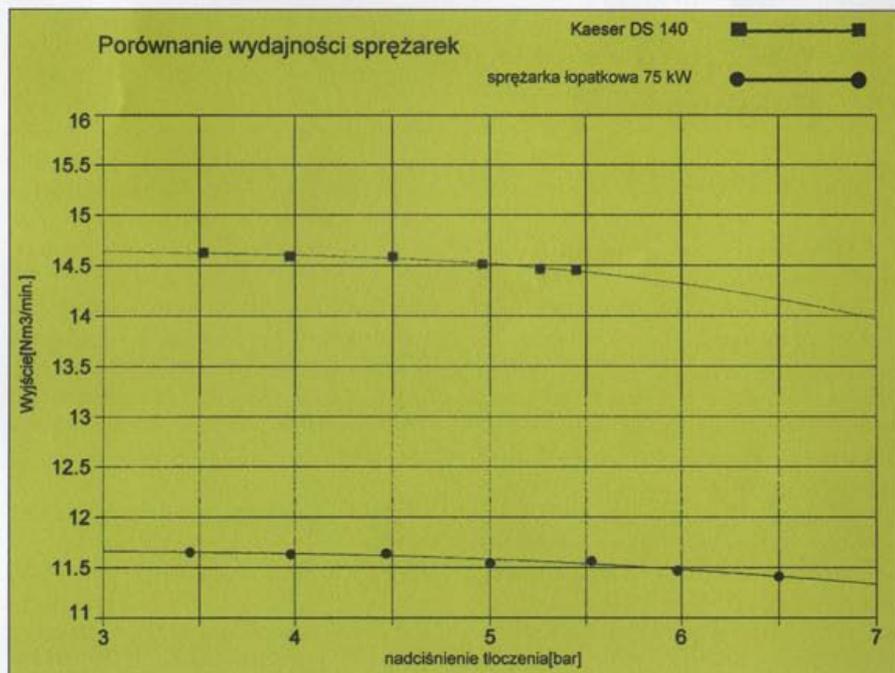
Artykuł promocyjny  
Pneumatik SA

# Łopaty czy śrubki?

Marka KAESER KOMPRESSOREN jest dobrze znana na rynku polskim. W naszej ofercie dominują sprężarki śrubowe. Zdarza się, że niektórzy dostawcy innych typów sprężarek świadomie dezinformują potencjalnych odbiorców co do parametrów technicznych czy eksploatacyjnych swoich i cudzych produktów. Co jakiś czas pojawiają się na przykład wystąpienia przedstawiciela sprężarek łopatkowych, wykazujące jakoby wyższość tej technologii nad śrubową. Rynek dość skutecznie weryfikuje te „rewelacje” i dlatego niechętnie wdajemy się w niniejszą dyskusję. Odpowiadając jednak na wzmożone ostatnio zainteresowanie tą tematyką, chciałbym przytoczyć (z minimalnymi zmianami) artykuł, jaki ukazał się w „Pneumatyce” nr 1/98, a więc ponad osiem lat temu, który zachował w pełni swą aktualność. Dzisiaj takie porównanie, jak opisane w tym artykule, przyniosłoby zapewne podobne wyniki.

**W** swoim czasie stanąłem przed koniecznością zakupu inwestycyjnego z mojego domowego budżetu; stara lodówka odmówiła posłuszeństwa, a remont w serwisie okazał się nieopłacalny.

No i wtedy się zaczęło. Na rynku można kupić produkty kilkunastu firm, a każdy jest lepszy, nowszy i po promocyjnej cenie. Żeby dokonać właściwego wyboru, odwiedziłem znane mi sklepy ze sprzętem AGD. Z każdego sklepu wychodziłem z przekonaniem, że wiem, co chcę kupić. Ale dobrze wyszkolony handlowiec z innego sklepu przekonywał mnie do in-



Rys. 1 Porównanie wydajności sprężarek

nego produktu. I tak, z im większą liczbą sprzedawców rozmawiałem, tym bardziej nie wiedziałem, co wybrać. Na szczęście poszedłem po rozum do głowy, przestałem słuchać handlowców, a zacząłem sprawdzać parametry oferowanych urządzeń. Zrobiłem tabelę, w której poza typem lodówki znalazła się informacja o poborze prądu z sieci, poziomie hałasu, dostępności serwisu, gwarancji i jej warunków, no i oczywiście cena. I tu dopiero zobaczyłem, że lodówki znacznie się różnią nie tylko kolorami i wyglądem. Jedne pracują głośniej, inne pobierają znacznie więcej prądu, co, jak wiadomo, podraża koszt ich eksploatacji. A jeszcze inne mają znacznie wydłużoną gwarancję (jak się okazało, nie za darmo). Sprawdziłem również w punktach serwisowych, jak jest z dostępnością części zamiennych, ile kosztują i jak długo trzeba na nie czekać. Może to przesada, przecież handlowcy zapewniają, że ich produkty się nie psują, ale wolałem sprawdzić przed wydaniem ładnych paru złotych, czy firma dziś sprzedająca lodówkę jutro nie zacznie sprzedawać

telewizorów albo garnków. I szukać wtedy wiatru w polu.

W efekcie kupiłem urządzenie firmy z wieloletnią tradycją w produkcji lodówek, mające najniższy pobór prądu oraz stabilną sieć serwisową.

Przed podobnym problemem, w nieco większej skali oczywiście, stało jedno z największych w Polsce Przedsiębiorstwo Przemysłu Betonów PREFABET KOZIENICE SA. Zarząd firmy, przeprowadzając akcję ofertową na modernizację sprężarkowni, zebrał oferty prawie wszystkich występujących na polskim rynku firm. Do końcowego etapu doszła firma KAESER KOMPRESSOREN oferująca sprężarkę śrubową z profilem SIGMA oraz firma oferująca sprężarki innego typu – łożatkowe.

PREFABET KOZIENICE SA był zainteresowany kupnem trzech sprężarek o łącznej wydajności 40 m³/min. Ale jak tu dokonać wyboru, gdy obie oferty są bardzo ciekawe, a handlowcy prześcigają się w elokwencji. I to sprężarka, i to sprężarka, którą wybrać?

Wtedy właśnie PREFABET KOZIENICE SA zdecydował się doko-

nać oceny sprężarek przez niezależnego eksperta. Jako parametr oceny przyjęto zużycie energii elektrycznej na wytworzenie 1 m<sup>3</sup> sprężonego powietrza, gdyż ogólnie wiadomo, że koszt energii elektrycznej stanowi prawie 80% wszystkich kosztów eksploatacji sprężarek. Pomiarzy zostały przeprowadzone na terenie zakładu w tych samych warunkach i tym samym urządzeniem pomiarowym. Pomiarzy zakończyły się zwycięstwem firmy KAESER KOMPRESSOREN. Z maszyny z silnikiem 75 kW przy ci-

śnieniu 5,5 bara otrzymaliśmy 14,5 m<sup>3</sup>/min sprężonego powietrza; sprężarka łopatkowa dostarczyła tylko 11,5 m<sup>3</sup>/min, czyli o 20% mniej.

W stosunku do sprężarki z wirującymi płytami sprężarka śrubowa z profilem SIGMA okazała się bardziej energooszczędna. Ponadto pracownicy PREFABET KOZIENICE SA mogli zobaczyć i porównać obie maszyny podczas pracy i eksploatacji. Wyniki pomiarów tylko potwierdziły ich odczucia, ujawniając przy okazji drobne nieścisłości w wydajności sprężarek

łopatkowych podawane w prospektach.

Dlatego też w PREFABET KOZIENICE SA zostały zainstalowane sprężarki firmy KAESER KOMPRESSOREN, czego Wam drodzy czytelnicy i sobie życzę.

Artykuł promocyjny  
KAESER KOMPRESSOREN  
Robert Ryt

## Forum Sprężarek Powietrznych

W dniach od 25 do 27 września 2006 r. w Łodzi odbyło się pierwsze Krajowe Forum Sprężarek KOMPRESOR 2006.

Zorganizowane przez Instytut Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej seminarium składało się z sześciu sesji plenarnych. Zaprezentowano na nich blisko dziesięć godzin referatów wybranych przez komitet

le emocji, gdyż porównano w nim różne typy sprężarek wyporowych. Jak zwykle po wystąpieniach tej firmy wywiązała się gorąca dyskusja dotycząca rzetelności i nierzetelności w przedstawianiu danych technicznych i ekonomicznych w celu osiągnięcia doraźnego efektu marketingowego. W kuluarowych dyskusjach poruszono też temat braku markowego polskiego produktu z zakresu sprężarek, który mógłby skutecznie konkurować z zagranicznymi konstrukcjami, zwłaszcza z coraz liczniejszymi na rynku produktami tanimi, nie najlepszej jakości. Nie zabrakło akcentów dydaktycznych i postulatów płynących z przemysłu, dotyczących kształcenia inżynierów w zakresie techniki sprężania powietrza i innych gazów technicznych.

Obie były próbą wrażliwości, której brak był atutem w tym drugim wypadku. Wszyscy uczestnicy zdali co najmniej jeden z tych egzaminów, co



z właściwym dla siebie poczuciem humoru odnotował gospodarz konferencji dr hab. inż. prof. PŁ. Władysław Kryłłowicz.



naukowy pod przewodnictwem prof. dr. hab. inż. Jana Krysińskiego z Łodzi.

Najliczniejsza grupa referatów dotyczyła wiedzy na temat sprężarek przepływowych. Sprężarki wyporowe były reprezentowane niestety nielicznie. Warto więc odnotować referat „Kierunki rozwoju sprężarek wyporowych” Z. Gnutka, P. Kolasińskiego z Politechniki Wrocławskiej oraz „Osuszanie sprężonego powietrza” W. Halkiewicza z firmy Vector i J. Walczaka z Politechniki Poznańskiej. Ponadto Firma In-Tech przedstawiła własne rozwiązania w referacie A. Araszkiewicza „Inteligentne energooszczędne systemy zasilania pneumatycznego”. Referat ten wzbudził wie-



Wśród imprez towarzyszących warto wspomnieć koncert piosenki francuskiej w wykonaniu Agnieszki Greinert z Teatru Muzycznego w Łodzi, której akompaniował Marcin Janiszewski, a także wycieczkę do Grupy wycieczek Oczyszczalni Ścieków w Łodzi.



Za fotografie dziękujemy Wojciechowi Kwaśnickiemu

## Od Czytelników



Redakcja „PNEUMATYKI”

Redaktor naczelny – Pan Zdzisław Chrapkiewicz

Szanowni Państwo,

zwracam się z uprzejmą prośbą o upublicznienie treści tego listu oraz, jeśli to możliwe, odpowiedzi, którą mam nadzieję otrzymać. Nie oczekuję z Państwa strony działań arbitrażowych ani wyjaśniających. Bardzo proszę o opublikowanie informacji, które wymagają rzetelnego traktowania w interesie czytelnika, użytkowników sprzętów oraz zapewnienia uczciwego prezentowania ofert sprzętów wyprodukowanych na polskim rynku.

List dotyczy referatu autorstwa Andrzeja M. Araszkiwicza (ze str. 19 Zeszytów Naukowych Politechniki Łódzkiej Nr 977 pt. „CIEPLNE MASZYNY PRZEPLYWOWE TURBOMACHINERY Numer 130 – I Krajowe Forum Sprężarek Powietrznych KOMPRESOR’2006”), a ściślej – umieszczonej na str. 21 tabeli 1. opatrzonej tytułem „Porównanie kosztów eksploatacji różnych sprężarek.”

Referatu, niestety, nie wygłaszał autor, ale Pan Wojciech Kwaśnicki – reprezentujący w dniu 26.10.2006 tę samą co Pan Araszkiwicz firmę In-Tech.

Referat pokazuje ciekawe aspekty budowy instalacji sprężonego powietrza, ale w pierwszej części, zaraz po wstępie, mówi o sprężarkach.

Co więcej, wskazuje tam, że koszty wytworzenia 1 m<sup>3</sup> sprężonego powietrza ze sprężarek śrubowych w cyklu ciągłej pracy (8000 godzin na rok), w ciągu 10 lat są do 100% wyższe od kosztów wytwarzania powietrza ze sprężarek łopatkowych. Tezę tę udowadnia za pomocą arkusza kalkulacyjnego zamieszczonego w wyżej wymienionej tabeli.

Danymi wyjściowymi są informacje o cenach urządzeń, kosztach i częstotliwości serwisu urządzeń, wydajnościach, mocach pobieranych, które, jak sądzę, porównał z danymi u poszczególnych dostawców.

Niestety, jedna z danych wyjściowych, która zmienia zasadniczo kształt całej kalkulacji, to założenie mówiące o tym, że sprężarki firm Atlas Copco i Kaeser (czytaj – sprężarki śrubowe) drastycznie tracą sprawność – w tempie 3% na 8000 h pracy.

Stan mojej wiedzy w dniu dzisiejszym, ponad 16-letnie doświadczenie oraz wykonane do tej pory pomiary wydajności sprężarek śrubowych każą mi stwierdzić kategorycznie, że jest to założenie fałszywe, a w tym zestawieniu jest argumentem marketingowym, mającym w złym świetle stawiać sprężarki śrubowe.

Podczas konferencji zadałem oficjalnie pytanie o źródło i dowodową podstawę tej tezy. Zostałem publicznie zapewniony, że taka odpowiedź zostanie mi udzielona. Ponieważ do dziś jej nie otrzymałem, a skądinąd dowiedziałem się, że podobne dane służą firmie In-Tech jako narzędzie marketingowe, uważam, że nie mogę tego pozostawić bez komentarza.

Takie działanie jest moim zdaniem bardzo nieuczciwe.

Nie jestem od osądzania osób i nie mam takich zamiarów, ale nie mogę obojętnie patrzeć na czyny, będące według posiadanej przeze mnie wiedzy w sprzeczności z prawdą, co więcej – takie, które krzywdzą niesprawdzonymi oskarżeniami. Nie mogę pozostać na to obojętny.

Państwa czasopismo chciałbym prosić jedynie o pozostanie neutralnym medium, które zechce lub nie opublikować ten list – jak i, mam nadzieję, odpowiedź firmy In-Tech.

Licząc na zrozumienie, z poważaniem

Wojciech Halkiewicz

20 listopada 2006

(autor reprezentuje jedną z firm z branży sprężonego powietrza. Nazwy firmy nie podajemy, gdyż nie jest to artykuł promocyjny)



Szanowny Panie Redaktorze!

Pragnę odnieść się do artykułu, który przeczytałem w „Pneumatyce” nr 4(59)2006 pt. „Fałszywa ekonomia”. „Pneumatykę” czytam od wielu lat i uważam, że są tam bardzo interesujące informacje dla ludzi, którzy zajmują się sprężonym powietrzem. Ja sam również mam do czynienia z różnymi urządzeniami pneumatycznymi i dlatego staram się być zorientowany w aktualnej ofercie różnych producentów. Niestety, nie wszystkie informacje są dla mnie wartościowe, gdyż już na pierwszy rzut oka widać, że jest to tylko przechwalanie się producentów, a nie rzeczowa informacja. Ze wspomnianego artykułu dowiaduję się, że sprężarki łopatkowe jednego producenta są doskonałe, a innego o wiele gorsze i że producenci sprężarek śrubowych to sami oszuści. Na dowód tego podane są tabele, w których szafuje się jakimiś liczbami, bez żadnej możliwości sprawdzenia, skąd się te liczby wzięły. Wnioski, jakie są na końcu przedstawione, są tak nonsensowne, że nawet „wysokie poczucie humoru” nie zmienia wrażenia, że wciśnięta się czytelnikom jakiś „kit”. Nie jestem jakimś przeciwnikiem takiego czy innego producenta, ale po przeczytaniu takiego artykułu, tracę zaufanie do jego autorów.

Z poważaniem

(nazwisko i adres znane redakcji)



Redakcja czasopisma „Pneumatyka”

(...)

Uważam, że poziom czasopisma „Pneumatyka” był zawsze wysoki i że każda firma ma prawo się tam zareklamować z dobrej strony. Ale dlaczego Redakcja nie reaguje, jeżeli pojawiają się jakieś insynuacje na temat innych producentów, po to tylko, żeby wypromować własne sprężarki? Ostatnio wydrukowany artykuł zatytułowany „Fałszywa ekonomia” jest albo bardzo oszczerczy, albo jest to żart. Może tytuł trzeba rozumieć tak, że to właśnie treść tego artykułu jest fałszywa.

Łączę wyrazy szacunku

Wieloletni czytelnik i pracownik branży

(nazwisko i adres znane redakcji)

**Od redakcji**

Podzielamy opinie Czytelników, że materiałów, w których firmy promują własne rozwiązania, nie można wprost traktować jako obiektywnej informacji technicznej, zwłaszcza gdy oprócz prezentowania zalet własnego produktu omawiają one również inne, konkurencyjne. Na

konferencjach naukowych tego typu materiały powinny być wyraźnie oddzielane od wystąpień naukowych i jest to zadanie dla organizatorów i komitetów naukowych. Przy publikacjach prasowych takie materiały są z reguły wyraźnie oznakowane i taka zasada obowiązuje w „Pneumatyce”. Niestety, ingerencja redakcji w treść materiałów promocyjnych jest bardzo ograniczona i może dotyczyć jedynie treści wyraźnie zabronionych prawem. Przyjmując zlecenia na publikacje promocyjne, redakcja kieruje się dodatkowo własnym, uproszczonym kryterium – nie mogą padać nazwiska osób, nazwy firm i wyrobów stanowiących (według wiedzy redakcji) konkurencję dla zlecającego, ani żadne określenia jednoznacznie na nie wskazujące, bez potwierdzonej przez redakcję zgody tych osób lub firm. Jeżeli chodzi o przedstawianie cech technicznych, użytkowych czy ekonomicznych jakichkolwiek wyrobów lub klas wyrobów, zarówno własnych, jak i innych producentów, całkowitą odpowiedzialność za rzetelność informacji i prawo do ich publikacji biorą na siebie autorzy, co jasno wynika z adnotacji w stopce redakcyjnej i o czym autorzy są dodatkowo uprzedzeni przez redakcję. Każda firma lub osoba, która uważa publikację jakichś materiałów za niedozwolone działanie na jej szkodę, może wstąpić na drogę prawną przeciwko autorom.

Podkreślamy po raz kolejny, że w żadnym wypadku treści zawartych w publikowanych materiałach promocyjnych nie należy utożsamiać ze zdaniem redakcji na dany temat. Bywa, że opinia redakcji jest skrajnie odmienna lub całkowicie zgodna, ale zasadą jest, że redakcja nie komentuje konkretnych, zleconych odpłatnie publikacji.

Artykuły promocyjne mają swoją specyfikę i liczymy na zdrowy rozsądek Czytelników i ich własne zaufanie do autorów. Na końcu każdego artykułu promocyjnego jest wyraźna adnotacja, że jest to taki właśnie artykuł.

Dziękujemy za wszelkie uwagi. Są one ważnym sygnałem dla autorów i dla redakcji oraz przyczynkiem do dyskusji na łamach czasopisma, na której nam zależy.

### FARO oczyszczone z zarzutów

LAKE MARY, Floryda – 6 grudnia 2006 r. W dniu dzisiejszym spółka FARO Technologies, Inc. (indeks Nasdaq: FARO) ogłosiła, że sędzia przewodniczący toczącemu się postępowaniu - patent nr 148 - o naruszenie praw z patentu, wszczętemu przez Hexagon AB, głównego konkurenta FARO, orzekł unieważnienie procesu.

„Decyzja sądu jasno pokazuje, że Hexagon nie zdołał udowodnić stawianych zarzutów oraz naruszenia przez nas prawa” - powiedział prezes zarządu i dyrektor generalny FARO Jay Freeland. W przypadku, gdy Hexagon zdecyduje się nadal dochodzić swoich roszczeń, dalsze rozprawy, w sprawie patent nr 148 mogą być wyznaczone na połowę 2007 r.

Opatentowane przez spółkę w Stanach Zjednoczonych produkty FaroArm zostały wyposażone w cechę konstrukcyjną o drugorzędnym znaczeniu, która pozwala na nieograniczony mechanicznie obrót określonych przegubów. Romer-CimCore, spółka zależna od Hexagon, twierdząc, że ta cecha konstrukcyjna nieograniczonego obrotu narusza ich prawa z patentu, mianowicie patentu U.S. 5,829,148 (znanego również jako patent nr 148), w dniu 25 listopada

2003 wniosła przeciwko spółce FARO pozew do sądu. Patent konkurenta odnosi się do konstrukcji czteroprzegubowej w przeciwieństwie do trójprzegubowej konstrukcji, którą FARO sprzedaje od 24 lat.

Postępowanie w imieniu FARO prowadził William Cass z Cantor Colburn, spółka partnerska z ograniczoną odpowiedzialnością, przy wsparciu Richarda Clegga z Seltzer Caplan McMahon Vitek, spółka partnerska z ograniczoną odpowiedzialnością. Zdaniem Cassa: „W toku postępowania na jaw wyszły istotne dowody, które potwierdziły, że osoby z najwyższego kierownictwa Hexagon świadomie i celowo przedstawiały nieprawdziwe informacje o dokładności swoich przenośnych współrzędnościowych ramion pomiarowych. FARO zamierza skierować sprawę do dalszego rozpoznania przez odpowiednie władze. Dodatkowo FARO wykorzysta tę informację w tej oraz pozostałych będących w toku sprawach sądowych, które spółka wytoczyła firmie Hexagon”

„Celem FARO nadal pozostanie opracowywanie i dostarczanie rozwiązań technologicznych, dzięki którym proces wytwarzania i produkty naszych klientów są najlepsze na świecie” - podsumował Freeland. „Bez względu na to, jaka będzie odpowiedź konkurencji na ogłoszony wyrok, nic nie powstrzyma nas w naszym dążeniu, aby pozostać wiodącym dostawcą przenośnych, trójwymiarowych urządzeń pomiarowych”.

### Informacje dotyczące FARO:

Ponad 13000 instalacji i 5700 klientów na całym świecie. FARO Technologies, Inc. projektuje, rozwija i wprowadza na rynek przenośne, sterowane numerycznie urządzenia pomiarowe oraz oprogramowanie wykorzystywane do tworzenia cyfrowych modeli – lub oceny i porównania z istniejącym obiektem – do wszelkich zastosowań wymagających precyzyjnych i szczegółowych trójwymiarowych pomiarów, włączając w to kontrolę części i zestawów montażowych, planowanie produkcji i dokumentację zespołów, jak również zastosowań specjalistycznych, począwszy od miernictwa, odtwarzania miejsc wypadków i popełnienia przestępstwa, aż do cyfrowej ochrony miejsc historycznych.

Technologia FARO podnosi produktywność, znacząco redukując czas konieczny na wykonanie pomiarów, a gotowe pakiety oprogramowania opracowane z myślą o specyficznych wymaganiach poszczególnych gałęzi przemysłu, pozwalają użytkownikom na szybsze przetwarzanie i prezentację otrzymanych wyników w bardziej efektywny sposób.

Główne produkty obejmują najlepiej sprzedające się na rynkach światowych przenośne ramiona pomiarowe FaroArm; najlepiej sprzedające się na rynkach światowych urządzenie śledzące Laser Tracker X oraz Xi; FARO Laser ScanArm; FARO Laser Scanner LS; FARO Gage, Gage-PLUS oraz PowerGAGE, jak również rodzinę oprogramowania CAM2-zaawansowanych i opartych na CAD aplikacji pomiarowych i kontrolnych. FARO Technologies posiada certyfikat ISO-9001:2000 oraz akredytację dla laboratorium wzorującego w oparciu o wymagania normy ISO-17025.

Więcej informacji dostępnych jest na stronie [www.faro.com](http://www.faro.com)

(Materiał opublikowany na zlecenie Faro Technologies Polska Sp. z o.o.)

# Dla firmy i dla środowiska – w zestawie najkorzystniej

Najlepsze technologie – teraz dostępne w zestawach gotowych do zainstalowania i uruchomienia. Dzięki wspólnemu projektowi firm In-Tech oraz Donaldson Polska, przy współpracy z Europejskim Funduszem Leasingowym, mogą Państwo czerpać wymierne korzyści z zastosowania łopatkowej technologii sprężania i wysokiej klasy uzdatniania sprężonego powietrza na bardzo dogodnych warunkach zakupu.

**P**roponowane systemy są zdecydowanie bardziej energooszczędne, trwałe i niezawodne w odniesieniu do technologii śrubowej i tłokowej. Zestawy te oferują inwestorowi sprężone powietrze o śladowej pozostałości oleju równej 0,1 ppm i punkcie rosy +3°C przy najniższych nakładach na energię elektryczną i konserwację. Dzięki korzystnym parametrom energetycznym oraz wysokiej jakości sprężonego powietrza nasze produkty są bardzo przyjazne środowisku naturalnemu w porównaniu z innymi sprężarkami łopatkowymi, śrubowymi czy tłokowymi.

W tabeli 1 podano przykładowe raty leasingowe wyliczone dla warunków 15% wpłaty, 4-letniego okresu leasingu i wartości wykupu równej 7% ceny ofertowej (przy stałej umowie serwisowej).

## Sprężarka łopatkowa Gnutti system

- 60-miesięczna gwarancja na sprężarki łopatkowe (przy stałej umowie serwisowej)
- Energooszczędny, wysoce niezawodny, łopatkowy stopień sprężający koncepcji Wittiga z bezpośrednim napędem



Fot. 1 Zestaw: sprężarka, filtr, osuszacz

- Wysoka jakość sprężonego powietrza
- Obudowa dźwiękochłonna pozwala na ustawienie sprężarki bezpośrednio przy linii produkcyjnej

## Filtr odolejający sprężonego powietrza donaldson ultrafilter

- Z manometrem różnicowym do pomiaru zabrudzenia wkładu i spadku ciśnienia
- Z automatycznym pływakowym drenem kondensatu

## Osuszacz chłodniczy sprężonego powietrza Donaldson ultrafilter

- Osuszacz chłodniczy sprężonego powietrza z dwustopniowym wymiennikiem ciepła:
  - pierwszy stopień: powietrze – powietrze (osuszanie wstępne)
  - drugi stopień: powietrze – freon (osuszanie główne)



Fot. 2 Widok na osuszacz i filtr

- Wilgoć ze sprężonego powietrza podlega kondensacji i jest odprowadzana przez automatyczny dren kondensatu.

Artykuł promocyjny  
In-Tech  
Donaldson

**In-Tech,**  
ul. Potocka 4/1,  
01-652 Warszawa  
tel./fax 022 833 35 31,  
tel. 0503 123 320  
<http://www.intech.waw.pl>  
e-mail: [intech@intech.waw.pl](mailto:intech@intech.waw.pl)

**Donaldson Polska Sp. z o.o.**  
ul. Marysińska 18,  
04-617 Warszawa  
tel. 022 517 15 00,  
fax. 022 517 15 01  
<http://www.donaldson.com>  
e-mail: [IFS-pl@emea.donaldson.com](mailto:IFS-pl@emea.donaldson.com)

Tabela 1 Przykładowa rata leasingowa wyliczona dla warunków 15% wpłaty, 4-letniego okresu leasingu i wartości wykupu równej 7% ceny ofertowej (przy stałej umowie serwisowej)

Typ sprężarki	Ciśnienie	Wydatek przy 8/10 barach	Moc	Zestaw uzdatniania	Cena zestawu (netto)	Miesięczna rata leasingowa
ROL 2 baseline	10 barów	0,16 m <sup>3</sup> /min, zbiornik 50 l	1,5 kW	Filtr AG FF 0002 ST Osuszacz DC 0020 A	7360,- zł	167,- zł
ROL 4 baseline	10 barów	0,32 m <sup>3</sup> /min, zbiornik 150 l	3,0 kW	Filtr AG FF 0002 ST Osuszacz DC 0020 A	8720,- zł	198,- zł
ROL 5,5 baseline	8/10 barów	0,60/0,48 m <sup>3</sup> /min	4,0 kW	Filtr AG FF 0004 ST Osuszacz DC 0035A	15 330,- zł	348,- zł
ROL 7,5 baseline	8/10 barów	0,80/0,65 m <sup>3</sup> /min	5,5 kW	Filtr AG FF 0006 ST Osuszacz DC 0050 A	16 210,- zł	368,- zł
ROL 10 baseline	8/10 barów	1,10/0,85 m <sup>3</sup> /min	7,5 kW	Filtr AG FF 0006 ST Osuszacz DC 0065 A	17 770,- zł	404,- zł
ROL 15 baseline	8/10 barów	1,60/1,30 m <sup>3</sup> /min	11,0 kW	Cyklon AG Z 0125 ST Filtr AG FF 0012 ST Osuszacz SD 0100 AP	22 840,- zł	497,- zł
ROL 20 baseline	8/10 barów	2,10/1,60 m <sup>3</sup> /min	15,0 kW	Cyklon AG Z 0125 ST Filtr AG FF 0012 ST Osuszacz SD 0125 AP	24 820,- zł	539,- zł

Podane ceny obowiązują do 31.03.2007 r. Niniejsza publikacja nie jest ofertą w rozumieniu przepisów prawa handlowego

## Jesień, szkło, sprężarki

Corocznie jesienią odbywają się w Dusseldorfie największe w Europie targi przemysłu szklarskiego – Glasstec. W 2006 roku trwały w dniach od 24 do 28 października. Kilka ogromnych pawilonów wystawowych, kilkaset wystawców z branż bezpośrednio i pośrednio związanych z przemysłem szklarskim, długie 5 dni targów – to wszystko wskazu-



Fot. 1 Dwa sąsiadujące stoiska z ekspozycją sprężarek i pomp próżniowych: Wittig i Pneumofore

je na bardzo wysoką rangę targów szklarskich i znaczenie tej dziedziny przemysłu. A jest to przemysł w znacznym stopniu oparty na sprężonym powietrzu i próżni i mający specyficzne, bardzo wysokie wymagania dotyczące stosowanych w tym zakresie urządzeń. W typowych opakowaniowych

hutach szkła do 80% energii elektrycznej zużywają sprężarki. W związku z tym bardzo ważną ich cechą, mocno wpływającą na bezpośrednie koszty produkcji jest rzeczywista sprawność energetyczna. Ponadto muszą one wykazywać się najwyższą dyspozycyjnością i pracować praktycznie nieprzerwanie przez cały okres życia szklarskiej wanny gazowej, czyli średnio 12 lat (dla wanien elektrycznych nieco krócej). W Europie takie kryteria spełnia od dziesięcioleci tylko technologia łopatkowa. Dowodem na to jest zupełny brak przedstawicieli innych technologii na tak ważnych targach. Znamienny jest zwłaszcza brak technologii śrubowej. Ale i nie wszystkie sprężarki łopatkowe są tutaj jednakowo cenione. Jedynymi liczącymi się producentami są niemiecka firma Gardner Denver Schopfheim (WITTIG) i włoska Pneumofore.

WITTIG po raz pierwszy publicznie zaprezentował nową generację stopni sprężających. Zmiana geometrii stopnia, polegająca na powiększeniu średnicy roboczej (redukcji długości) oraz zmodyfikowaniu kąta pochylecia łopatek, zaowocowała dalszym wzrostem sprawności energetycznej procesu sprężania. Tym samym WITTIG umocnił jeszcze bardziej pozycję absolutnego lidera



Fot. 2 Nowa generacja stopni sprężających o jeszcze lepszych parametrach energetycznych

wśród producentów energooszczędnych agregatów.

Pneumofore zaprezentował między innymi nową serię niskociśnieniowych poziomych sprężarek powietrza. Bardzo charakterystycznym rysem targów Glasstec 2006 był znaczny udział firm azjatyckich. Praktycznie w każdej branży związanej z produkcją szkła można było znaleźć chińskie, koreańskie czy japońskie rozwiązania, od tych najprostszych do najbardziej technologicznie i konstrukcyjnie zaawansowanych. Polskich wystawców było dziewięciu.

Artykuł promocyjny  
In-Tech



MIĘDZYNARODOWE TARGI  
GÓRNICICTWA, ENERGETYKI I METALURGII

# KATOWICE 2007

## 11 - 14 września 2007



MIĘDZYNARODOWE TARGI KATOWICKIE  
GWARANTUJĄ NAJLEPSZE INTERESY  
W SERCU POLSKIEGO PRZEMYSŁU CIĘŻKIEGO



Międzynarodowe Targi Katowickie Sp. z o.o.  
ul. Bytkowska 1B  
40-955 Katowice  
tel. +48 32 7899194  
[www.katowice.mtk.katowice.pl](http://www.katowice.mtk.katowice.pl)

PATRONAT MEDIALNY

**napędy  
i sterowanie** miesięcznik  
techno-  
-informatyczny

**gigawat  
energia**

**UTRZYMANIE  
RUCHU** Instytut  
Przemysłowy

**produkcja** www.IProdukcja.pl  
portal praktycznego inżyniera

www.silmex.pl

Międzynarodowe Targi Przemysłu  
Wydobywczego, Metalurgicznego  
i Energetycznego

SILMEX 2007

11-14.09.2007



#### Na targach zostaną zaprezentowane:

- maszyny, urządzenia, sprzęt oraz nowoczesne technologie dla górnictwa i hutnictwa
- usługi okołobranżowe, związane z sektorem wydobywczym, metalurgicznym i energetycznym
- uczelnie i instytucje badawcze, prowadzące prace nad technologiami dla przemysłu ciężkiego
- wydawnictwa specjalistyczne

Miejsce targów:  
nowy obiekt wystawienniczy na Śląsku

**expo silesia**

Sosnowiec, ul. Braci Mieroszewskich 124

Lokalizacja to nasz atut:

- 10 minut jazdy - centrum Katowic
- 10 minut jazdy - autostrada A4
- 20 minut jazdy - lotnisko Pyrzowice
- 40 minut jazdy - lotnisko Balice
- 55 minut jazdy - centrum Krakowa

Podczas SILMEX 2007

będą Państwo mogli korzystać z:

- 13 tys. m kw. powierzchni targowej w nowoczesnym klimatyzowanym pawilonie, wyposażonym we wszystkie potrzebne Wystawcom media
- 25 tys. m kw. zewnętrznego terenu wystawienniczego
- parkingów na ponad 500 samochodów
- sal konferencyjnych od 30 do 400 osób, z możliwością dowolnej aranżacji

Więcej informacji o obiekcie na stronie [www.exposilesia.pl](http://www.exposilesia.pl)

Organizator:

**KOLPORTER** EXPO

[www.kolporterexpo.pl](http://www.kolporterexpo.pl)

Kontakt SILMEX 2007:

Sosnowiec  
Joanna Janusz, tel. 032 788 75 09, kom. 510 031 692  
Anna Opitek, tel. 032 788 75 10, kom. 510 031 698  
fax 032 788 75 02  
e-mail: [silmex@kolporter.com.pl](mailto:silmex@kolporter.com.pl)

# HIROSS

Compressed Air Treatment  
Filtry sprężonego powietrza



filtry Hyperfilter 2000  
odwadniacze Hypersep  
dreny kondensatu  
odolejające kondensatu  
chłodnice końcowe:  
chłodzone wodą i powietrzem

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](mailto:info@dhgroup.pl)

# ELEM – potencjał Tamsana „czarno na... żółtym”

Polski rynek nie jest łatwym rynkiem do wprowadzania nowych ofert. Przekonanie klienta do nieznanego produktu jest trudnym zadaniem. Jednak gdy wprowadzany produkt jest naprawdę dobry, śmiało można powiedzieć, że obroni się sam. Przykładem tego są tureckie sprężarki firmy Tamsan.

Gdy w połowie roku firma Elem z Opola podjęła decyzję o dystrybucji tych sprężarek, choć w pełni przekonana do jakości tego produktu, nie ukrywała swych obaw o powodzenie tego przedsięwzięcia. Już po niespełna trzech miesiącach okazało się jednak, że była to trafna decyzja. Elem od lat specjalizował się w sprzedaży kompresorów wielu uznanych firm. Mając już niezłe rozznane w branży sprężonego powietrza, zdecydował się postawić właśnie na firmę Tamsan. Jak wiadomo, głównym celem firmy Elem od zawsze było zadowolenie klienta. Wiąże się to nieodłącznie z dostarczaniem klientom towarów najwyższej jakości w jak najatrakcyjniejszej cenie. Pierwsza prezentacja produktów Tamsan odbyła się podczas wrześniowych targów „Eurotool” w Krakowie. Stoisko Elem, na którym wystawione zostały dwa przykła-



Fot. 2 Sprężarka Tamsan zabudowana na zbiorniku

dowe kompresory Tamsan, wzbudziło ogromne zainteresowanie odwiedzających. Następnym krokiem było uczestnictwo w październikowych targach HPS w Katowicach. Przygotowana specjalnie na targi oferta przyciągnęła wiele osób zainteresowanych kupnem lub nawiązaniem współpracy. Przez trzy dni wyspecjalizowani przedstawiciele firmy Elem prezentowali najistotniejsze cechy i walory śrubowych sprężarek Tamsan. Pokazy kompresorów charakteryzujących się wyjątkowo cichą pracą i niskim poziomem wibracji przyciągały uwagę zarówno przypadkowych zwiedzających, jak i zdecydowanych klientów oraz wystawców innych firm. Na dzień dzisiejszy niemałe zainteresowanie wzbudza również oferta sprężarek do rozładunku materiałów sypkich. Sprężarka – model Tamko 7200 do montażu na naczepach typu silos – jest bardzo atrakcyjnym rozwiązaniem dla wszystkich firm zajmujących się przewozem materiałów sypkich. Na tle innych produktów tego typu wyróżnia ją przede wszystkim najniższa cena zakupu, kosztów eksploatacji i serwisowania. Właśnie dzięki tej ofercie radomska firma Hydro-truck postanowiła niedawno nawiązać współpracę z firmą Elem. Hydro-truck od lat zajmuje się kompleksową obsługą transportu specjalizującego się w dziedzinie typu: silos materiałów sypkich i płynnych, w szczególności obejmując:

- sprzedaż, montaż oraz naprawę kompresorów do rozładunku materiałów sypkich oraz płynnych,



Fot. 1  
Firma P.H. Elem  
z ofertą sprężarek  
Tamsan na targach  
HPS 2006 w Katowicach



Fot. 3 Najłatwiej się przekonać zaglądając do środka

- sprzedaż nowych naczeł typu silos,
- produkcję agregatów sprężarkowych montowanych na pojazdach oraz stacjonarnych,
- produkcję oraz regenerację wałów kardana,
- sprzedaż oraz montaż układów hydrauliki siłowej do pojazdów użytkowych.

Podjęte wspólnie działania obu firm sprawiają, iż potencjalny klient może być pewny zarówno kompleksowej obsługi, jak i profesjonalnego serwisu oraz najniższej ceny na rynku. Widząc, jak kompresory Tamsan zdobywają rynek i zaufanie klientów, firma Elem postanowiła wyjść naprzeciw rosnącemu zapotrzebowaniu. Aby ułatwić decyzję nowym klientom, ogłasza promocję „Mocno Skompresowane Ceny”. Promocja potrwa do odwołania.

Artykuł promocyjny  
P.H. Elem

[www.tamsan-kompresory.pl](http://www.tamsan-kompresory.pl)

NOWE SKOMPRESOWANE CENY

NOWE SKOMPRESOWANE CENY

TVK 550 E - 3,600 €
**TVK 550 T - 4,160 €
TVK 800 E - 3,680 €
**TVK 800 T - 4,240 €
TVK 1100 E - 3,760 €
**TVK 1100 T - 4,320 €
*TVK 1100 TK - 5,040 €
TVK 1400 E - 4,784 €
**TVK 1400 T - 4,800 €
*TVK 1400 TK - 5,680 €
TVK 1800 E - 4,940 €
**TVK 1800 T - 4,960 €
*TVK 1800 TK - 5,840 €
TVK 2600 E - 5,344 €
TVK 3100 E - 5,728 €
TVK 3800 E - 6,112 €
TVK 5200 E - 8,910 €
TVK 6300 E - 9,540 €
TVK 7200 E - 10,260 €
TVK 8100 E - 12,510 €
TVK 9800 E - 15,865 €
TVK 12600 E - 18,050 €
TVK 12600 A - 20,330 €
TVK 15800 E - 23,845 €

\*\* Sprężarki oznaczone literką "T"

wyposażone są w zbiornik 500LT.

\* Sprężarki oznaczone literką "TK"

wyposażone są w osuszacz ziębniczy, filtr wstępny i zbiornik LT.



P.H. Elem, ul. Światowida 6, 45-325 Opole  
tel.: 077 455 97 02, fax. 077 455 97 03  
e-mail: [info@elem.com.pl](mailto:info@elem.com.pl)



ROK ZAŁOŻENIA 1950

**Spółdzielcza Wytwórnia Aparatów Natryskowych WAN**

81-963 Gdynia, ul. Łużycka 10

tel. cent. 058 622 60 26 ■ Dział handlowy 058 622 26 61

Dział marketingu 058 622 26 61 ■ Sklep 058 622 00 29

[www.wan-gdynia.pl](http://www.wan-gdynia.pl)

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

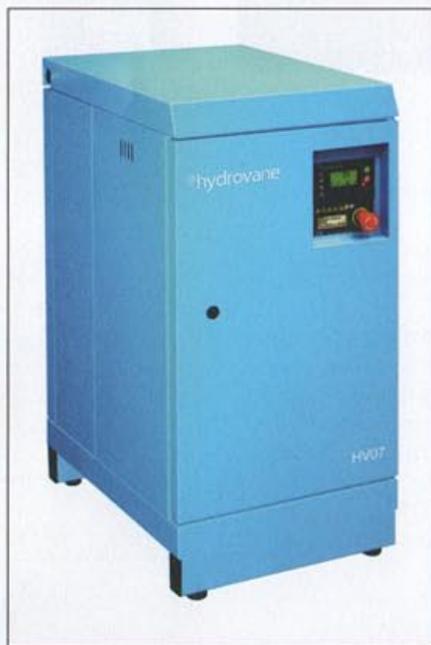


NIEZAWODNE

# Spełniamy obietnice

W dzisiejszych czasach każdy próbuje sprzedać swój produkt jak najlepiej. Na rynku rośnie liczba firm, ilość nowych produktów i opcji wyposażenia. Użytkownik, mimo że zna się na prowadzeniu swojej działalności, ze względu na wysoką specjalizację nie ma pełnej wiedzy o każdym aspekcie prowadzenia biznesu. Doskonale, jeżeli ma doradców w swojej firmie, ale jeżeli nie ma nikogo, kto zna się na szczegółach konstrukcyjnych sprężarek pochodzących od kilkunastu producentów, to musi polegać na słowach handlowców, opracowaniach technicznych i artykułach czasopism branżowych. W nich dużo jest informacji o wysokiej jakości produkcji, optymalizacji kosztów, konieczności stosowania oryginalnych części i wpływie zamienników na żywotność dokładnie wykonanych mechanizmów, o możliwościach przeprowadzania audytów w celu doboru słusznego rozwiązania i tabel przedstawiających teoretyczne koszty eksploatacji w przyszłości. Autorzy tych opracowań z reguły mają jedno na celu: przedstawienie swojej oferty w jak najlepszym świetle i wykazanie profesjonalizmu w tematyce sprężonego powietrza.

**R**ozpatrując na chłodno zalecenia handlowców, możemy mieć czasami wątpliwości: jak często występują te same warunki eksploatacji sprężarek, eksploatowane są takie samo maszyny, występuje takie samo zapotrzebowanie na sprężone powietrze w czasie jednej zmiany pracy itd.? Powtarzalność warunków jest znikoma. Dlatego czasami



Fot. 1 Sprężarka Łopatkowa Hydrovane 7 kW

warto popatrzeć na zakup sprężarki pod kątem aktualnej funkcjonalności użytkowania jej we własnym zakładzie bez oglądania się na precyzyjne wyliczenia, których nie można sprawdzić ze względu na zmienność wielu warunków w czasie.

Oferując naszym klientom sprężarki, obiecujemy, że nowe sprężarki Hydrovane o pionowym układzie zabudowy, wykorzystujące technologię sprawdzoną od ponad 50 lat, posiadają wiele cech technicznych i użytkowych przydatnych lub wręcz niezbędnych w ich zakładach:

- Moc silnika elektrycznego od 4 do 7 kW (ciśnienia sprężania 7 lub 10 barów) oraz 11 i 15 kW (ciśnienia 8 lub 10 barów), wydatek powietrza od 0,54 do 2,28 m<sup>3</sup>/min.
- Opcja regulowanej prędkości zapewniająca możliwość wyboru ciśnienia sprężania od 6 do 10 barów w połączeniu z minimalnym zużyciem energii elektrycznej.
- Napęd bezpośredni stopnia sprężającego przez silnik bez przekładni pasowych, sprzęgieł lub innych elementów przeniesienia napędu, które

mogą ulec awarii lub powodować stratę mocy z powodu poślizgów.

- System separacji oleju gwarantujący czyste sprężone powietrze spełniające najbardziej rygorystyczne normy, zawartość cząstek oleju <3mg/m<sup>3</sup>.
- Proste i pewne sterowanie i monitorowanie pracy sprężarki. Duży ciekłokrystaliczny wyświetlacz zapewnia doskonały odczyt monitorowanej temperatury oleju i ciśnienia powietrza, a panel sterowania ułatwia wybór parametrów i trybu pracy.
- Układ modulacji poboru powietrza pozwalający na dostosowanie pracy sprężarki do zmiennego zapotrzebowania na sprężone powietrze.
- Łatwy dostęp do elementów serwisowych ograniczający do minimum czas niezbędny do konserwacji.
- Doskonałe wyciszenie, miło zaskakujące niskim poziomem hałasu 66-70 dB. Sprężarka może stać blisko stanowisk pracy.
- Małe gabaryty pozwalające na transport sprężarek nawet przez bardzo wąskie drzwi – szerokość sprężarki 50 lub 70 cm.
- Nowoczesny wygląd sprawiający, że sprężarka pasuje niczym ładny mebel do najnowocześniejszych wnętrz.
- 10-letni program zaawansowanej opieki gwarancyjnej, dający użytkownikowi dokładną wiedzę dotyczącą kosztów serwisowych w całym okresie eksploatacji.

Z powyższych obietnic zawsze się wywiązujemy – proszę przekonać się o tym osobiście.

PS Jeżeli potencjalni użytkownicy mają wątpliwości, zapewniamy, że sprężarki Hydrovane cechują się wysoką jakością wykonania i trwałością. Możemy przedstawić wyliczenia niskich kosztów eksploatacji w przyszłości w Państwa zakładzie, ale najchętniej porozmawialibyśmy osobiście o naszej pasji – sprężarkach Hydrovane o mocy od 1 do 75 kW.

Artykuł promocyjny  
BP Techem SA

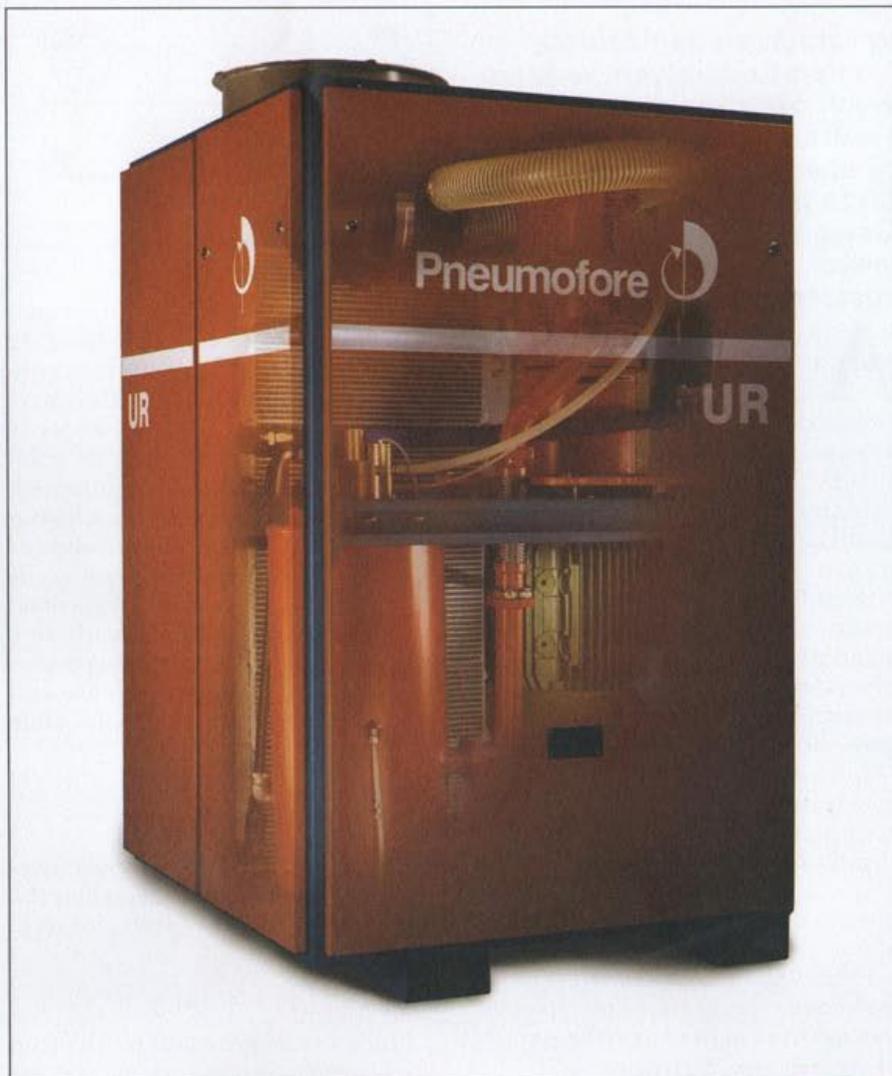
# Oszczędność energii zaprojektowana w konstrukcji sprężarek

Sprężarki Pneumofore serii UR o wydajnościach od 750 do 1500 m<sup>3</sup>/h zapewniają wysoką jakość wykonania i łatwość zastosowania w aplikacjach przemysłowych. Dodatkowo dzięki rozwiązaniom konstrukcyjnym gwarantują bardzo niskie koszty inwestycji w produkcję sprężonego powietrza.

Sprężarki te posiadają:

- łopatkowy układ sprężający z łopatkami wykonanymi z aluminium (lekкими, niezawodnymi i niepodlegającymi wymianie w całym okresie eksploatacji);
- łożyska toczne na wale stopnia sprężającego zmniejszające opory tarcia i wymogi smarowania podczas rozruchu i pracy w obciążeniu;
- opatentowany system wtrysku oleju do stopnia sprężającego zapewniający doskonałe smarowanie oraz obniżanie temperatury sprężonego powietrza;
- system smarowania pozwalający na obniżenie zużycia energii do 15% podczas pracy w obciążeniu (np. 14 kW przy mocy silnika 110 kW i ciśnieniu 8 bar lub 25 kW przy mocy silnika 160 kW i ciśnieniu 8 bar);
- napęd bezpośredni stopnia sprężającego przez niskoobrotowy silnik.

W efekcie sprężarki Pneumofore serii UR produkują sprężone powietrze wysokiej jakości. Jakości określonej niską temperaturą, wysoką czystością (filtracja z dokładnością do 3 mikronów) i pewnością produkcji przy ni-



Fot. 1 Sprężarka Pneumofore serii UR

skim zużyciu energii elektrycznej, a oszczędności energii są wręcz zaprojektowane w konstrukcji sprężarki.

Kupując sprężarkę w BP Techem SA zapewniamy obsługę gwarancyjną oraz serwis pogwarancyjny prowadzony przez wyszkolonych inżynierów. Serwis prowadzony jest z wykorzystaniem oryginalnych części zamiennych Pneumofore, zestawów obsługowych i oleju, które gwarantują pracę sprężarki na najwyższym poziomie.

Artykuł promocyjny  
BP Techem SA

Tabela 1 Parametry techniczne

Model		UR12		UR18		UR26	
Ciśnienie robocze	bar	8	10	8	10	8	10
Wydatek powietrza przy ciśnieniu roboczym	m <sup>3</sup> /h	755	752	1110	1105	1525	1518
Nominalna moc silnika	kW	75	90	110	132	160	200
Prędkość obrotowa	obr/min	1475		985		1480	

# Pneumatyczne absorbery energii

Wieżyczysław Kościelny,  
Mariusz Jurczyński

W latach siedemdziesiątych i osiemdziesiątych w krajowych ośrodkach opracowano i wdrożono szereg konstrukcji absorberów energii, w tym także pneumatycznych [1, 2]. Osiągnięcia te, jak i szereg innych z tamtego okresu, nie zostały wykorzystane.

**A**ktualnie problemy związane z wyhamowywaniem ruchomych elementów maszyn i urządzeń produkcyjnych są rozwiązywane za pomocą hydraulicznych absorberów energii, oferowanych przez szereg wyspecjalizowanych zagranicznych firm. Ostatnio pojawiły się handlowe pneumatyczne absorbery japońskiej firmy METROL Ltd. [3], przeznaczone do zastosowań w systemach produkcji półprzewodników, żywności i innych, w których konieczna jest eliminacja zagrożenia wyciekami oleju.

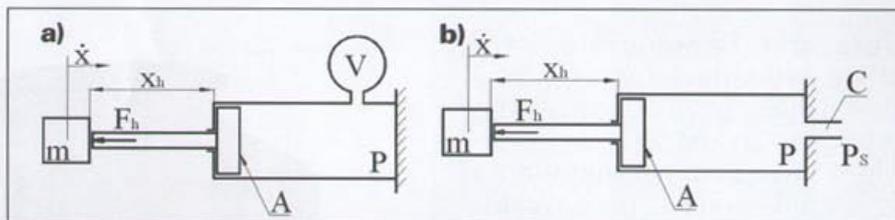
Podstawowymi rodzajami pneumatycznych absorberów energii są sprężyny pneumatyczne i pneumatyczne absorbery wyporowe.

Sprężyna pneumatyczna (rys. 1a) zawiera sztywną komorę sprężania zamkniętą tłokiem lub nurnikiem. Pneumatyczny absorber wyporowy (rys. 1b) ma komorę sprężania, z której powietrze może wypływać na zewnątrz poprzez opór pneumatyczny.

Poniżej przedstawiono zależności umożliwiające dobór parametrów absorberów pneumatycznych oraz zależności, na podstawie których opracowano komputerowy program symulacyjny, umożliwiający badanie procesów hamowania obiektów o różnych właściwościach. Przedstawiono także wybrane wyniki badań symulacyjnych.

## Zależności matematyczne

Właściwości użytkowe absorberów energii ocenia się na podstawie przebiegu procesów wyhamowywania obiektów o określonych właściwościach dynamicznych, poruszających



Rys. 1 Pneumatyczne absorbery energii: a – sprężyna pneumatyczna, b – pneumatyczny absorber wyporowy

się wzdłuż osi tłocznika nieruchomego absorbera. Zwykle zakłada się, że jest to obiekt o charakterze masy swobodnej, zbliżający się do absorbera z prędkością  $\dot{x}_0$ . Wyhamowywany obiekt od chwili zetknięcia się z tłoczyskiem absorbera powoduje ruch tłoka i sprężanie powietrza w komorze absorbera. Absorber oddziałuje na wyhamowywany obiekt o masie  $m$  siłą hamującą  $F_h$ . Równanie równowagi sił między obiektem i absorberem w trakcie procesu hamowania, przy założeniu, że masa wprawionych w ruch elementów absorbera jest pomijalnie mała, ma postać

$$m \cdot \ddot{x} + F_h = 0 \quad (1)$$

gdzie:

$x$  – droga przebyta przez wyhamowywany obiekt od punktu zderzenia z tłoczyskiem absorbera (przesunięcie tłocznika absorbera)

$$F_h = A \cdot (p - p_a)$$

Ponieważ w przypadku urządzeń pneumatycznych korzystnie jest posługiwać się ciśnieniami absolutnymi, wartość siły hamującej  $F_h$  zostanie przedstawiona w postaci (założono brak sił tarcia)

$$\ddot{x} = d^2x / dt^2 \quad (2)$$

gdzie:

$A$  – powierzchnia czynna tłoka sprężyny pneumatycznej,  
 $p$  – ciśnienie absolutne w komorze sprężania w trakcie hamowania,  
 $p_a$  – ciśnienie atmosferyczne.

Ciśnienie  $p$  zmienia się w funkcji przemieszczenia  $x$  tłoka; charakter tej zmienności zależy od rodzaju przemiany gazowej. Zakładając brak przecieków z komory sprężania i wy-

stąpienie przemiany politropowej o wykładniku  $n$  oraz traktując początkową objętość komory sprężania jako objętość walca o wysokości  $H$  ( $H$  – zastępcza długość komory sprężania) i przekroju poprzecznym  $A$ , można napisać, że

$$p = p_0 \cdot \left( \frac{H}{H-x} \right)^n \quad (3)$$

Na podstawie zależności (1), (2) i (3) otrzymuje się charakterystykę przyspieszenia wyhamowywanego obiektu w funkcji drogi

$$\ddot{x} = -\frac{A}{m} \cdot \left[ p_0 \cdot \left( \frac{H}{H-x} \right)^n - p_a \right] \quad (4)$$

oraz całkując równanie (4) przy założeniu, że dla  $x=0$  prędkość obiektu jest równa  $\dot{x}_0$ , charakterystykę prędkości w funkcji drogi

$$\dot{x} = \sqrt{\dot{x}_0^2 + 2 \cdot \frac{A \cdot p_a}{m} \cdot x - \frac{2}{n-1} \cdot \frac{A \cdot p_0 \cdot H}{m} \cdot \left[ \left( \frac{H}{H-x} \right)^{n-1} - 1 \right]} \quad (5)$$

Równanie (5) umożliwia wyznaczenie długości drogi hamowania  $x_h$ , tj. drogi, po przebyciu której (od początku hamowania) prędkość osiągnie wartość zero. W praktyce, ze względów konstrukcyjnych, zakłada się maksymalną wartość  $p_m$  ciśnienia w komorze sprężania, osiąganą w stanie gdy  $x=x_h$ . Założenie to implikuje zależność zastępczej długości komory sprężania  $H$  od drogi hamowania  $x_h$ , wynikającą z równania (3).

$$H = x_h \cdot \left(\frac{p_m}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}} : \left[\left(\frac{p_m}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}} - 1\right] = x_h \cdot a \quad (6)$$

Wykorzystując wprowadzony w równaniu (6) współczynnik proporcjonalności  $a$ , na podstawie równania (5) można wyznaczyć długość drogi hamowania obiektu o masie  $m$  i prędkości  $\dot{x}_0$ , dla założonej wartości  $A$  powierzchni tłoka absorbera

$$x_h = m \cdot \dot{x}_0^2 : \left\{ \frac{2 \cdot A \cdot p_0 \cdot a}{n-1} \cdot \left[ \left(\frac{a}{a-1}\right)^{n-1} - 1 \right] - 2 \cdot A \cdot p_a \right\} \quad (7)$$

lub powierzchnię tłoka dla założonej wartości  $x_h$  długości drogi hamowania

$$A = m \cdot \dot{x}_0^2 : \left\{ \frac{2 \cdot p_0 \cdot a \cdot x_h}{n-1} \cdot \left[ \left(\frac{a}{a-1}\right)^{n-1} - 1 \right] - 2 \cdot p_a \cdot x_h \right\} \quad (8)$$

Głównym zadaniem absorberów energii jest minimalizacja tzw. przeciążeń dynamicznych – sił oddziałujących na wyhamowywany obiekt w trakcie hamowania. W przypadku sprężyny pneumatycznej siła hamująca osiąga największą wartość  $F_{hm}$  na końcu drogi hamowania

$$F_{hm} = A \cdot p_m \quad (9)$$

Zależności wyprowadzone dla sprężyny pneumatycznej są przydatne przy projektowaniu absorberów woporowych. Mianowicie, do wyhamowania obiektu o masie  $m$  i prędkości  $\dot{x}_0$  na drodze hamowania  $x_h$  należałoby wykorzystać sprężynę pneumatyczną z tłokiem o powierzchni  $A$ , wyznaczonej na podstawie wzoru (8) i z komorą sprężania o zastępczej długości  $H$ , wyznaczonej na podstawie wzoru (6). W przypadku zastosowania do realizacji tego samego zadania absorbera woporowego o takiej samej powierzchni tłoka zastępcza długość jego komory sprężania musi być mniejsza (ale większa od  $x_h$ ). Możliwości doboru zastępczej długości komory sprężania zbadano metodą symulacji komputerowej. Program symulacyjny został opracowany na podstawie modelu matematycznego procesu hamowania, obejmującego zestaw równań:

- równanie równowagi sił (1),
- równanie charakterystyki przepływu-

wej oporu dławiącego (odpowiednio wykorzystane w zależności od aktualnej wartości  $\epsilon$ )

$$G = C \cdot p \cdot \rho_N \cdot \sqrt{\frac{T_N}{T}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\epsilon - b}{1 - b}\right)^2} \quad (10)$$

- równanie prędkości zmian ciśnienia w komorze o zmiennej objętości z wypływem

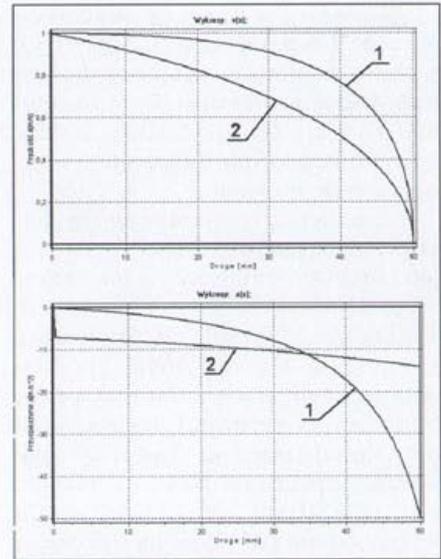
$$\frac{dp}{dt} = \frac{n}{H-x} \cdot \left[ p \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{R \cdot T_0 \cdot G}{A} \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (11)$$

W równaniach (10) i (11) oznaczają:  $G$  – strumień masy powietrza wypływającego z komory sprężania do przestrzeni splywu o ciśnieniu  $p$ ,  $C$  – przewodność dźwiękowa otworu dławiącego,  $p$ ,  $T$  – bieżące wartości ciśnienia i temperatury w komorze sprężania,  $p_0$ ,  $T_0$  – początkowe wartości ciśnienia i temperatury w komorze sprężania,  $T_N$  – temperatura znormalizowanej atmosfery odniesienia,  $\rho_N$  – gęstość powietrza w warunkach znormalizowanej atmosfery odniesienia,  $\epsilon$  – stosunek ciśnień  $p/p_0$ ,  $b$  – rzeczywisty krytyczny stosunek ciśnień dla oporu dławiącego,  $R$  – stała gazowa powietrza.

Opracowany program umożliwia między innymi wyznaczenie przebiegów czasowych przemieszczenia, prędkości, przyspieszenia, ciśnienia w komorze sprężania, przebiegów prędkości, przyspieszenia, ciśnienia w funkcji drogi, a także wskaźników równomierności hamowania [4, 5] dla zadanych parametrów wyhamowywanego obiektu i absorbera woporowego lub sprężyny.

### Badania symulacyjne procesów hamowania

Właściwości absorberów pneumatycznych przedstawiono, posługując się przykładami liczbowymi. Załóżmy, że: masa wyhamowywanego obiektu  $m=100$  kg, prędkość obiektu  $\dot{x}_0=1$  m/s, długość drogi hamowania  $x_h=0,05$  m, początkowe ciśnienie w komorze absorbera  $p_0=p_a=1$  bar, maksymalna wartość ciśnienia w komorze sprężania  $p_m=11$  barów, temperatura początkowa w komorze sprężania  $T_0=293$  K, rzeczywisty krytyczny stosunek ciśnień oporu dławiącego  $b=0,3$ , wykładnik przemiany  $n=1,4$ . Wyznaczone na tej podstawie parametry sprężyny pneuma-



Rys. 2 Przykładowe przebiegi w funkcji drogi:  $a$  – prędkości,  $b$  – przyspieszenia w procesie hamowania z wykorzystaniem sprężyny pneumatycznej dla  $p_0=1$  bar (linie 1) oraz dla  $p_0=6$  barów (linie 2)

tycznej to: średnica tłoka  $d=79,76$  mm, zastępcza długość komory sprężania  $H=61$  mm. Przebiegi prędkości i przyspieszenia w funkcji drogi pokazano na rys. 2 (linie 1).

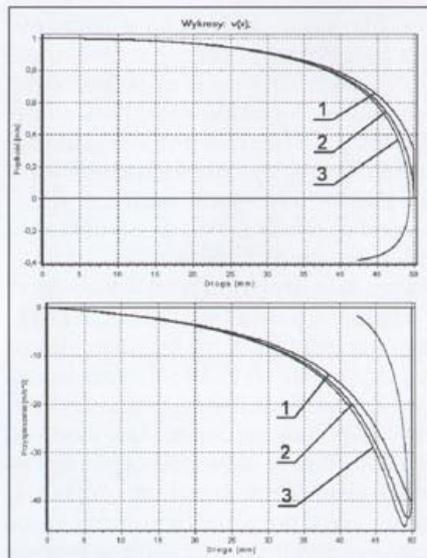
Możliwości zastosowań absorberów w postaci sprężyny pneumatycznej są ograniczone ze względu na siłę zwrotną, powodującą odbicie obiektu po jego wyhamowaniu.

W szeregu zastosowań pożądaną cechą absorbera jest łagodne narastanie siły hamującej. Taką właściwość ma sprężyna z początkowym atmosferycznym ciśnieniem w komorze sprężania. Najczęściej jednak pożądanym przebiegiem procesów hamowania jest ruch jednostajnie opóźniony. Zapewnia on minimalizację przeciążeń dynamicznych przy założonej długości drogi hamowania. Szybkie narastanie siły hamującej w końcowej fazie hamowania i w efekcie narastanie wartości opóźnienia jest niekorzystną cechą sprężyny pneumatycznej. Zmniejszenie maksymalnej wartości siły hamującej można uzyskać przez zwiększenie wartości początkowego ciśnienia w komorze sprężania, co wymaga połączenia komory sprężania ze źródłem sprężonego powietrza. Przykładowo na rys. 2 pokazano także charakterystyki hamowania (linie 2) tego samego obiektu na takiej samej drodze hamowania, uzyskane w przypadku wykorzystania sprężyny z ciśnieniem początkowym  $p_0=6$  barów ( $d=42,4$  mm,  $H=142,3$  mm).

Zastosowanie podwyższonego ciśnienia początkowego umożliwiło wyhamowanie na tej samej drodze przy kilkakrotnie mniejszej maksymalnej wartości opóźnienia, a więc i odpowiednio mniejszej sile zwrotnej po wyhamowaniu.

Eliminację siły zwrotnej po wyhamowaniu można uzyskać, wykorzystując absorber waporowy z początkowym atmosferycznym ciśnieniem w komorze sprężania. W przypadku zastąpienia w rozważanym przykładzie sprężyny pneumatycznej absorberem waporowym o takiej samej średnicy tłoka, zastępczą długość  $H$  jego komory sprężania należy dobrać z zakresu  $50 \text{ mm} \leq H < 61 \text{ mm}$  i w celu wyhamowania obiektu na założonej drodze hamowania ustawić odpowiednie dławienie oporu. Na rys. 3 pokazano przebiegi prędkości i przyspieszenia w funkcji drogi w trakcie hamowania dla  $H=55 \text{ mm}$ , przy trzech różnych nastawach dławienia: linie 1 – dławienie za małe (po przebyciu założonej drogi hamowania obiekt nie osiąga prędkości zerowej), linie 2 – dławienie właściwe, linie 3 – dławienie za duże (występuje odbicie).

W przypadku komory o długości nieco tylko mniejszej od  $H=61 \text{ mm}$  proces hamowania będzie zbliżony do hamowania z wykorzystaniem sprężyny; opór otworu wylotowego musi być bardzo duży. Wraz ze zmniejszaniem długości komory dławienie zapew-



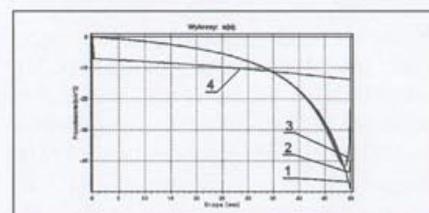
Rys. 3 Przebiegi w funkcji drogi: a – prędkości, b – przyspieszenia w procesie hamowania z wykorzystaniem absorbera waporowego; 1 – dławienie za małe, 2 – dławienie dobrane właściwie, 3 – dławienie za duże (występuje odbicie)

niające wyhamowanie na założonej drodze jest coraz mniejsze. Wpływ długości komory sprężania na przebieg procesu hamowania ilustruje rys. 4. Przedstawia on przebiegi przyspieszenia (linie 1, 2, 3) podczas hamowania dla trzech wartości zastępczej długości komory sprężania z odpowiednio dobranymi wartościami dławienia. Można zauważyć, że wraz ze zmniejszaniem objętości komory sprężania polepsza się nieco przebieg procesu hamowania, co wyraża się zmniejszaniem maksymalnej wartości opóźnienia, a więc i siły hamującej. Przy dalszym zmniejszaniu objętości komory sprężania wyhamowanie obiektu na założonej drodze staje się niemożliwe – występuje albo odbicie, albo zatrzymanie po przebyciu krótszej drogi niż założona.

Wykorzystując absorber waporowy z początkowym ciśnieniem atmosferycznym, odpowiednio dobranej objętości komory i odpowiednim dławieniu, można uzyskać wyhamowanie na założonej drodze bez odbicia. Brak siły zwrotnej powoduje konieczność mechanicznego doprowadzenia tłoka do pozycji początkowej lub przez poddmuch.

Jak wynika z porównania przebiegów na rys. 4 i 2b ( $p_0 = p_a$ ), podczas hamowania z wykorzystaniem absorbera waporowego maksymalne wartości opóźnienia, a więc i siły hamującej, są tylko nieco mniejsze niż w przypadku sprężyny. Podobnie jak w przypadku sprężyny radykalne polepszenie równomierności hamowania można uzyskać przez zastosowanie podwyższonego ciśnienia początkowego. Linia 4 na rys. 4 przedstawia przebieg przyspieszenia w trakcie hamowania, uzyskany w wyniku zastosowania absorbera z ciśnieniem początkowym  $p_0 = 6 \text{ barów}$ .

Porównując właściwości obu rodzajów absorberów pneumatycznych, na-



Rys. 4 Przebiegi przyspieszenia w procesach hamowania dla różnych wartości zastępczej długości komory sprężania absorbera waporowego przy właściwie dobranych dławieniach: 1 –  $H=60 \text{ mm}$ , 2 –  $H=55 \text{ mm}$ , 3 –  $H=52,5 \text{ mm}$ , 4 – hamowanie z podwyższonym ciśnieniem początkowym

leży zauważyć, że sprężyna o danych parametrach wyhamowuje obiekty o jednakowej energii kinetycznej na jednakowej drodze hamowania, niezależnie od relacji między masą i prędkością tych obiektów. W przypadku absorbera waporowego niezbędna do wyhamowania na założonej drodze nastawa dławienia zależy od masy i prędkości obiektu. Absorber waporowy umożliwi wyhamowanie na założonej drodze obiektów o różnych parametrach dynamicznych.

## Podsumowanie

Pneumatyczne absorbery energii mogą stanowić korzystną alternatywę dla absorberów hydraulicznych, szczególnie w zakresie niewielkich energii pochłanianych na jeden skok. Zapewniają one eliminację zagrożenia wyciekami oleju w zastosowaniach tego wymagających. Przytoczone w niniejszej pracy rozważania umożliwiają dobór głównych parametrów absorberów pneumatycznych oraz obrazują możliwości kształtowania ich właściwości. Odrębną sprawą, wykraczającą poza założenia niniejszej pracy, są zagadnienia konstrukcyjne oraz układowe metody korekcji właściwości absorberów pneumatycznych [6], umożliwiające dostosowanie działania absorberów pneumatycznych do realizowanych cykli pracy urządzeń.

## Literatura

- [1] Olszewski M. i inni: *Pneumatyczne i hydrauliczne jednostki napędowe maszyn i robotów przemysłowych*. Praca A 376 Instytutu Automatyki Przemysłowej Politechniki Warszawskiej (1986–1990).
- [2] Barczyk J., Kościelny W.: *Amortyzator pneumatyczny*. Patent PRL nr 151361 (1991).
- [3] <http://www.metrol.co.jp>.
- [4] Kościelny W.: *Určenie kvality hydraulických tláčiv nárazov*. *Hydraulika a Pneumatika*, 2/2001.
- [5] Kościelny W., Jurczyński M.: *Badanie jakości hydraulicznych absorberów energii*. Konferencja „Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne” Wrocław 2005.
- [6] Филипов И.Б.: *Тормозные устройства пневмоприводов*. *Машиностроение, Ленинград* (1987)

Wieżysław Kościelny  
Mariusz Jurczyński  
Instytut Automatyki i Robotyki  
Politechniki Warszawskiej

# Badania laboratoryjne hybrydowego układu zawieszenia pojazdu

Roman Korzeniowski,  
Janusz Pluta

Pneumatyczne i hydrauliczne, a także pneumohydrauliczne elementy wykonawcze są od dawna stosowane w konstrukcji urządzeń zapewniających rozpraszanie energii drgań przenoszonych od ich źródła do obiektu chronionego. Do rozwiązań takich należą amortyzatory hydrauliczne i gazowe oraz tzw. sprężyny pneumatyczne.

Od samego początku dostrzeżono ograniczenia w ich zastosowaniach. Ograniczenia te są związane m.in. z brakiem możliwości dostosowywania się tych układów do zmian wartości masy chronionej oraz brakiem możliwości sterowania jej położeniem. Wad takich nie posiadają układy aktywne, które generują przemieszczenie lub siłę przeciwną do przemieszczenia lub siły generowanej przez źródło drgań mechanicznych. Skuteczna eliminacja drgań przez tego typu układy wymaga zużycia znacznych ilości energii, co uniemożliwia ich szersze zastosowanie w urządzeniach mobilnych. Pojawienie się tzw. hybrydowych układów zawieszeń pozwoliło na połączenie cech dobrej wibroizolacji z niewielkim zużyciem energii. Prezentowane w artykule urządzenie jest autorskim rozwiązaniem hybrydowego elektro-pneumohydraulicznego układu redukcji drgań mechanicznych.

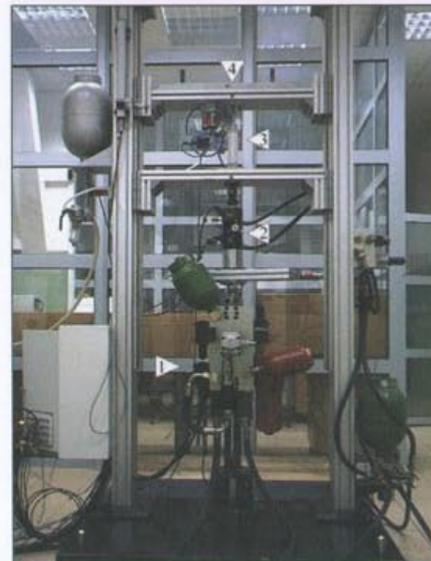
Opracowanie urządzenia zostało poprzedzone szerokim przeglądem elementów płynowych i elektro-płynowych, z których wytypowano grupę elementów, która może znaleźć zastosowanie w układach redukcji drgań mechanicznych [5]. Przeprowadzono także szereg badań symulacyjnych na modelach matematycznych zespołów płynowych i elektro-płynowych, zastosowanych jako układy redukcji drgań typu pasywnego, aktywnego lub semiaktywnego. W oparciu o wyniki tych badań wybrano zespoły, które

zostały wykonane w wersji doświadczalnej i poddane badaniom laboratoryjnym. Opierając się na kilkuletnich doświadczeniach z badań tego typu urządzeń, opracowano układ hybrydowy, zbudowano jego model matematyczny, a następnie przeprowadzono badania symulacyjne.

Niniejszy artykuł poświęcony jest badaniom laboratoryjnym, które przeprowadzono w celu określenia właściwości dynamicznych zaprojektowanego układu i zweryfikowania założeń przyjętych podczas analizy teoretycznej.

## Stanowisko badawcze

Prototyp hybrydowego układu redukcji drgań mechanicznych (URDM), zainstalowanego na stanowisku laboratoryjnym, pokazano na fot. 1. Jest to układ o dwóch stopniach swobody. Szczegółowy opis tego stanowiska można znaleźć w pracy [4]. Drgania mechaniczne w postaci przemieszczenia, generowane przez elektrohydrauliczny wzbudnik 1, oddziałują kolej-



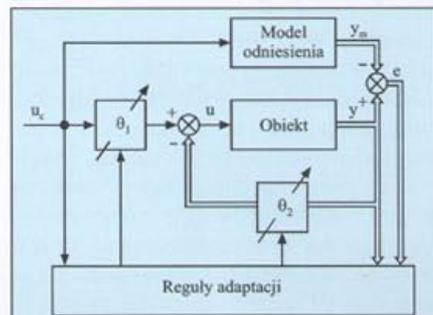
Fot. 1 Stanowisko laboratoryjne z zainstalowanym hybrydowym układem redukcji drgań mechanicznych: 1 – wzbudnik drgań, 2 – elektrohydrauliczny zespół aktywny, 3 – elektro-pneumatyczny zespół semiaktywny, 4 – masa wibroizolowana

no przez zespół elektrohydrauliczny 2, a następnie przez zespół elektro-pneumatyczny 3 na obiekt wibroizolacji 4. Z punktu widzenia efektu końcowego, związanego z redukcją drgań masy wibroizolowanej 4, kolejność zastosowanych zespołów na drodze propagacji drgań nie ma znaczenia. Ze względu na ochronę poszczególnych podzespołów pracujących w ramach układu hybrydowego korzystniej byłoby odwrócić tę kolejność. W ten sposób można lepiej chronić konstrukcję elektrohydraulicznego zespołu aktywnego, a zwłaszcza jego przyłączy i przewodów, przed wpływem drgań o wyższych częstotliwościach. Ustalona na stanowisku kolejność zespołów podyktowana była przede wszystkim wielkością dostępnego siłownika pneumatycznego, którego siła użyteczna była mniejsza niż obciążenie związane z masą siłownika hydraulicznego wraz z dwoma postami i dodatkowym osprzętem.

## Sterowanie badanym układem

Właściwości dynamiczne elektro-pneumatycznego czy elektrohydraulicznego zespołu zmieniają się wraz ze zmianą masy, ciśnienia zasilania w czynnik roboczy, temperatury otoczenia, czy wreszcie pod wpływem występującego w węzłach uszczelniających tarcia. Stosowanie regulatorów pracujących w ustalonym punkcie pracy w przypadku występowania tego typu problemów nie jest możliwe. Dodatkowo pojawienie się w układzie zakłócenia w postaci zmiennych wymuszeń kinematycznych praktycznie uniemożliwia skuteczne i stabilne sterowanie elektro-płynowymi układami redukcji drgań. Ze względu na potencjalne zastosowanie tego typu układów w zawieszeniach pojazdów, gdzie zmienia się masa, charakter wymuszeń, wysokość zawieszenia, obiecujące wydaje się być stosowanie algorytmów sterowania adaptacyjnego. Świadczy o tym spora liczba różnego rodzaju publikacji, opisujących zastosowanie tych algorytmów do stero-

wania układami elektrohydraulicznymi. Algorytmy sterowania adaptacyjnego pozwalają na kompensację wpływu zmian czynników opisanych powyżej, dzięki możliwości wyznaczania na bieżąco nowych wartości wzmacnień regulatora. Szczególnie interesujące wydaje się być zastosowanie układów sterowania adaptacyjnego z modelem odniesienia w elektrohydraulicznych układach redukcji drgań. Schemat takiego układu sterowania zaprezentowano na rys. 1.



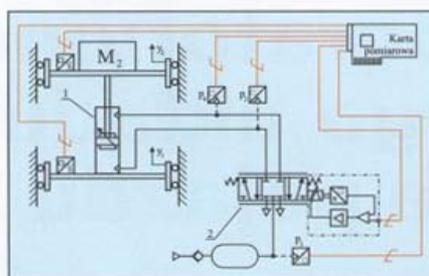
Rys. 1 Układ sterowania adaptacyjnego z modelem odniesienia:  $u_c$  – wartość zadana,  $u$  – sygnał sterujący,  $y_m$  – odpowiedź modelu odniesienia,  $y$  – odpowiedź obiektu,  $\theta_1$  i  $\theta_2$  – wzmacnienia regulatora

Syntezę układu sterowania poprzedzono przygotowaniem analitycznych modeli serwonapędu elektropneumatycznego i elektrohydraulicznego. Dodatkowo strukturę układu sterowania serwonapędu elektrohydraulicznego zmodyfikowano poprzez dodanie układu kompensacji w celu zmodyfikowania charakterystyki jego pracy. Wykorzystując znane techniki szybkiego prototypowania, z użyciem środowiska MATLAB-Simulink z biblioteką RTW i RTWT, wygenerowano kod regulatora pracującego w trybie czasu rzeczywistego. Układ regulacji adaptacyjnej z modelem odniesienia wymagał przeprowadzenia tzw. procesu „uczenia”, w celu dostrojenia regulatora. Dostrajanie powtórzone kolejno dla części elektrohydraulicznej, a następnie elektropneumatycznej. Szerzej właściwości oraz syntezę układu regulacji dla hybrydowego układu redukcji drgań zaprezentowano w publikacji [1].

### Badania

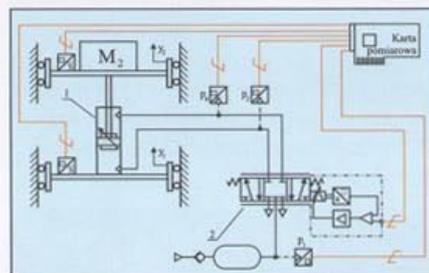
#### Przedmiot badań

Badany hybrydowy układ redukcji drgań zbudowano w oparciu o dwa zespoły. Pierwszy z nich to serwonapęd elektrohydrauliczny (rys. 2), składający



Rys. 2 Schemat elektrohydraulicznego zespołu redukcji drgań mechanicznych: 1 – siłownik hydrauliczny, 2 – źródło drgań mechanicznych, 3 – serworozdzielacz elektrohydrauliczny 4/3,  $M_2$  – masa skupiona,  $p_r$ ,  $p_A$  i  $p_B$  – ciśnienie zasilania i ciśnienia w komorach siłownika

się z siłownika hydraulicznego 1 i serworozdzielacza elektrohydraulicznego 3 ze sprzężeniem mechanicznym. Drugi to serwonapęd elektropneumatyczny (rys. 3) zbudowany w oparciu o siłownik pneumatyczny 1 i serworozdzielacz elektropneumatyczny 2. W układzie pomiarowym zastosowano przetworniki przemieszczeń, mierzące położenie  $y_0$ ,  $y_1$ ,  $y_2$ , co kolejno odpowiada: przemieszczeniu cylindra siłownika hydraulicznego,



Rys. 3 Schemat elektropneumatycznego zespołu redukcji drgań mechanicznych: 1 – siłownik pneumatyczny, 2 – serworozdzielacz elektropneumatyczny 5/3,  $M_2$  – masa skupiona,  $p_r$ ,  $p_2$  i  $p_4$  – ciśnienie zasilania i ciśnienia w komorach siłownika

przemieszczeniu tłoczyska siłownika hydraulicznego sztywno zamocowanego z cylindrem siłownika pneumatycznego i wreszcie przemieszczeniu tłoczyska siłownika pneumatycznego. Sztywne zamocowanie tłoczyska siłownika hydraulicznego z cylindrem siłownika pneumatycznego, konieczne z punktu widzenia działania układu, daje możliwość badania każdego z zespołów niezależnie. Każdy z badanych zespołów wyposażono dodatkowo w komplet przetworników mierzących ciśnienia w komorach siłowników oraz w linii zasilania w olej hydrauliczny i sprężone powietrze.

### Program badań

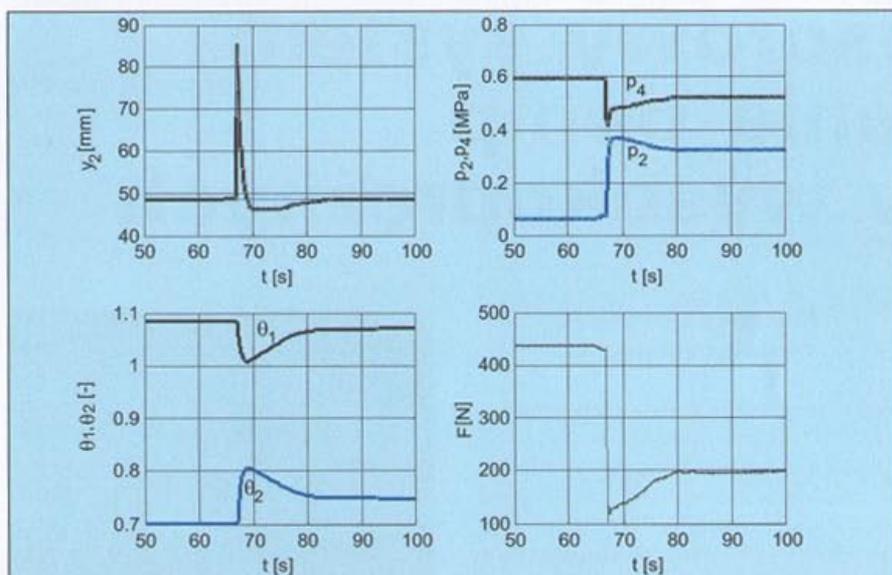
Ze względu na szeroki zakres prac związanych z prototypowaniem, modelowaniem i implementacją układu sterowania dla hybrydowego URDM badania laboratoryjne ograniczono wyłącznie do wyznaczenia niezbędnych parametrów i charakterystyk elementów i zespołów wchodzących w skład prototypowanego układu. W harmonogramie badań laboratoryjnych wyszczególniono następujące etapy:

- identyfikacja parametrów tarcia dla płynowych elementów wykonawczych,
- określenie właściwości sterowania adaptacyjnego dla zmiennych warunków pracy zespołu elektropneumatycznego,
- wyznaczenie charakterystyki przeniesienia drgań dla zespołu elektropneumatycznego,
- określenie właściwości sterowania adaptacyjnego dla zmiennych warunków pracy zespołu elektrohydraulicznego,
- wyznaczenie charakterystyki przeniesienia drgań zespołu elektrohydraulicznego,
- uruchomienie układu sterowania strukturą o dwóch stopniach swobody i wyznaczenie charakterystyki przeniesienia układu hybrydowego.

### Rezultaty badań

Badania laboratoryjne, mające na celu określenie oporów tarcia w węzłach uszczelniających płynowych elementów wykonawczych, zostały omówione szerzej m.in. w pracach [2 i 3]. Kolejny eksperyment polegał na określeniu możliwości adaptowania się elektropneumatycznego i elektrohydraulicznego zespołu do zmiennego obciążenia. Przebadano zachowanie się układu przy skokowym wzroście, jak i zmniejszeniu obciążenia. Na rysunku 4 pokazano charakterystyczne zmiany zachodzące w układzie pneumatycznym. Podczas zdejmowania obciążenia o masie 25 [kg] położenie  $y_2$  tłoka zmieniło się o 37 [mm], natomiast przy nakładaniu tego samego obciążenia zmiana ta wyniosła 5 [mm]. Istotny jest również czas, w jakim układ regulacji zapewnił powrót tłoka do ustalonej pozycji. Przy zdejmowaniu obciążenia czas ten mieścił się w granicach 20 [s], natomiast przy nakładaniu obciążenia czas ustalania odpowiedzi był nie dłuższy niż 7 [s].

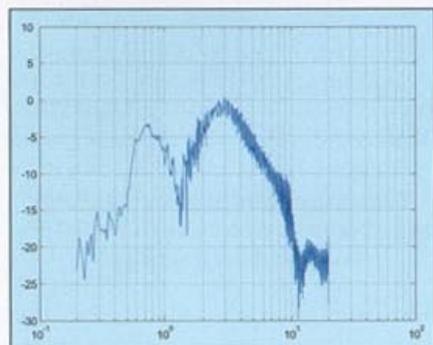
Rysunek 4 przedstawia dodatkowo przebiegi zmian ciśnienia  $p_2$ ,  $p_4$  w komorach siłownika oraz odpowiadają-



Rys. 4 Odpowiedź zespołu elektropneumatycznego po skokowym zdjęciu obciążenia o masie 25 kg

cy im wykres siły użytecznej  $F$ . Proces adaptacji układu regulacji w warunkach zaistniałych zmian można prześledzić na przebiegach wartości wzmacnień  $\theta_1$  i  $\theta_2$  regulatora, wyznaczonych zgodnie z regułą adaptacji.

Następnym etapem badań laboratoryjnych było przeprowadzenie kilku serii pomiarów mających na celu wyznaczenie charakterystyki przenoszenia drgań badanego układu. Kolejne próby przeprowadzono dla różnych nastaw kompensatora zespołu aktywnego, stosując wymuszenie kinematyczne harmoniczne o modulowanej częstotliwości do 20 [Hz]. Wynik jednej z prób zamieszczono na rys. 5. Dla zastosowanego w kompensatorze regulatora PI przyjęto następujące wartości wzmacnień:  $K_p = 0,01$  i  $K_i = 3$ . Środek pasma aktywnej eliminacji drgań przypada na częstotliwość 1,3 [Hz]. Badania wykazały, że zmiana nastaw parametru  $K_i$  powoduje przesuwanie tej częstotliwości. Przykładowo dla  $K_i = 2$  ustala się ona na poziomie 1 [Hz].



Rys. 5 Charakterystyka przenoszenia drgań układu hybrydowego dla wartości nastaw regulatora  $K_p = 0,01$  i  $K_i = 3$

Badania wykazały, że wartości nastaw mają istotny wpływ na kształt charakterystyki przenoszenia układu dla częstotliwości poniżej 3 [Hz]. Powyżej tej częstotliwości obserwuje się wyłącznie wpływ zespołu elektropneumatycznego na redukcję drgań mechanicznych. We wszystkich przypadkach kształt tej charakterystyki powyżej 3 [Hz] był taki sam.

### Podsumowanie

Niniejsza praca rozwija problematykę płynowych układów redukcji drgań mechanicznych pod kątem praktycznego wykorzystania w nowo projektowanych układach zawieszonych pojazdów, jak i innych obiektów chronionych w przypadku wibroizolacji siłowej i przemieszczeniowej.

Wyniki badań laboratoryjnych wykazały, że zaproponowane rozwiązanie hybrydowego układu wibroizolacji charakteryzuje się znacznie lepszymi właściwościami wibroizolacyjnymi w porównaniu z układami pasywnymi i semiaktywnymi.

Celem pracy było opracowanie nowego typu układu hybrydowego, zapewniającego skuteczną wibroizolację obiektu w szerokim zakresie częstotliwości. Cel pracy osiągnięto poprzez opracowanie koncepcji, zaprojektowanie i fizyczną realizację prototypu oryginalnego rozwiązania układu elektropneumatycznego, łączącego zalety elektropneumatycznego układu semiaktywnego i elektrohydraulicznego układu aktywnego. Przeprowadzona analiza literatury utwierdza w przekonaniu, że opracowana i wy-

konana konstrukcja układu, po odpowiednim udoskonaleniu, może z powodzeniem znaleźć zastosowanie przede wszystkim w układach zawieszonych pojazdów.

### Literatura

- [1] Korzeniowski R., Kowal J., Pluta J.: *Modelling, Simulations and Experimental Investigation of a Hybrid, Electrofluid Vehicle Suspension*. Archives of Control Sciences, Volume 15(LI), 2005, No. 2, pp. 217-232.
- [2] Korzeniowski R., Pluta J.: *Identyfikacja sił tarcia w serwonapędzie elektropneumatycznym*. Pneumatyka nr 4(53)2005, ISSN 1426-6644, s. 2-5.
- [3] Pluta J., Korzeniowski R.: *Friction identification in hydraulic cylinders*. Proceedings of International Conference Hydraulika i Pneumatika 2004, Slovak Republic, ISBN 80-968961-2-1, pp. 133-139.
- [4] Koniczny J., Ornacki R., Pluta J.: *Stanowisko do badań sterowanych układów redukcji drgań*. IV Napędy i Sterowanie nr 5/99. Racibórz, maj 1999, s. 12-15.
- [5] Korzeniowski R., Pluta J., Kowal J.: *Fluid Power Elements in Active Mechanical Vibration Reduction Systems*. Society of Automotive Engineers, SAE Technical Paper Series, SAE 2002-01-1385 NCFP 102-1.8. Hydraulic Fluids, Systems, and Components (SP-1708) USA 2002. ISSN 0148-7191, s. 1-6.

Roman Korzeniowski, Janusz Pluta  
AGH, Katedra Automatykacji  
Procesów

### Summary

In this paper a description of the laboratory researches has been run, carried out over prototype of 2DOF hybrid vibration reduction system. Tested system has been built with two serially connected systems where first one belongs to actively operated electrohydraulic system, and second one works as semiactive electropneumatic system. In separate chapter Model Referenced Adaptive Controller used to control the hybrid vibration reduction system has been described. Then the schedule of laboratory researches has been announced. At the end some results of researches concerning behaviour of the system for step changes of load as well as vibration transmissibility characteristics obtained for proposed values of control system parameters have been presented.

# Mikroprocesorowy system diagnozowania pomp do silników wysokoprężnych

Roman Wrona, Eugeniusz Ziółkowski, Janusz Kalandyk

Proces diagnozowania i regulacji pomp zasilających silniki wysokoprężne odbywa się na niezależnych stanowiskach pomiarowych. Podstawowym wyposażeniem takiego stanowiska są: mechanizm napędu pompy, system wtryskiwaczy oraz system pomiaru wydatku pompy.

Sprawność procesu diagnozowania oraz dokładność regulacji zależą głównie od systemu pomiaru wydatku paliwa z poszczególnych sekcji pompy. W urządzeniach aktualnie stosowanych metodyka pomiaru polega na okresowym odczycie ilości paliwa gromadzonego w cylindrach z podziałką. Na podstawie tablic i zmierzonej objętości określa się wydatek pompy. Pomiar tą metodą jest bardzo czasochłonny i obciążony szeregiem błędów, wynikających z niedokładności wyskalowania cylindrów pomiarowych, jak również odczytu na podziałce objętości paliwa w cylindrach. Według tej metody działają urządzenia krajowe, które nie mogą konkurować z nowoczesnymi urządzeniami zagranicznymi. Urządzenia firm zagranicznych są wyposażone w komputerowe systemy pomiaru i rejestracji. Ze względu na ich wysoką cenę nie są dostępne dla większości serwisów diagnostycznych w Polsce.

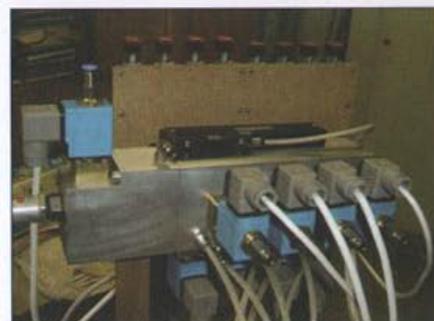
Intencją autorów jest opracowanie urządzenia, które z powodzeniem mogłoby konkurować z urządzeniami zagranicznymi. Nowość proponowanego rozwiązania dotyczy zastosowania metody pomiaru objętości paliwa w jednym cylindrze zintegrowanym z przetwornikiem przemieszczenia liniowego. Przetwornik ten współpracuje z mikroprocesorowym układem pomiarów wielkości charakteryzujących pracę pomp oraz z układem sterowania elementami wykonawczymi.

## Metodyka pomiaru wydajności pompy

Wydajność pomp do silników wysokoprężnych określa się objętością jednej dawki (wtrysku) na cykl zasilania. W zależności od typu pompy objętość ta może wynosić od kilku do kilkunastu  $\text{mm}^3/\text{1 cykl}$ . Pomiar objętości pojedynczej dawki ze względu na małą dokładność nie jest praktykowany, a nawet trudny do realizacji. W związku z powyższym stosuje się pomiary określające objętość sumaryczną z określonej wielokrotności dawki z każdej sekcji pompy. Objętość jednej dawki przyjmowana do regulacji jest w takim przypadku wartością średnią objętości całkowitej. Przyjęcie takiej metody pomiaru wymaga zastosowania cylindra pomiarowego o dużej dokładności działającego w układzie zamkniętym. Oznacza to, że poszczególne dawki wtłaczane są do zamkniętej komory cylindra, co gwarantuje osiągnięcie przepływu laminarnego strugi paliwa bez zapowietrzenia. Zasada działania cylindra zamkniętego ruchomym tłokiem odpowiada działaniu siłowników hydraulicznych, w których oprócz objętości istotne znaczenie ma parametr skoku tłoka; przemieszczenie w wyniku naporu wtłaczanego paliwa. Zmiana położenia tłoka jest funkcją ilości podawanego paliwa. Od dokładności pomiaru zmiany położenia tłoka oraz od konstrukcji komory pomiarowej cylindra będzie zależała dokładność określenia objętości jednej dawki.

W omawianym rozwiązaniu zastosowano przetwornik przemieszczenia liniowego zintegrowany z tłokiem cylindra i elektronicznym systemem rejestracji przesunięć. Przetwornik ten należy do grupy optoelektronicznych przetworników przemieszczenia. Układ taki tworzy blok pomiarowy, wyposażony w elementy wykonawcze i przewody zasilające w paliwo. Prototypowe rozwiązanie bloku pomiarowego przedstawiono na fot. 1.

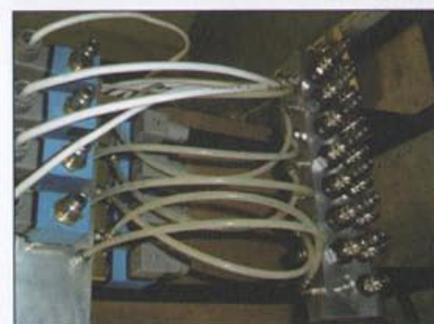
Ponieważ pompy przeznaczone do diagnozowania i regulacji są dostar-



Fot. 1 Widok prototypu bloku pomiarowego

Fig. 1 View of a measurement block prototype

czane w różnym stanie czystości i stopniu zużycia, stąd wprowadzono dodatkowy moduł wstępnego rozruchu pomp w celu zabezpieczenia zasadniczego bloku pomiarowego przed ewentualnymi uszkodzeniami spowodowanymi cząstkami stałymi



Fot. 2 Widok prototypu modułu wstępnego rozruchu pompy

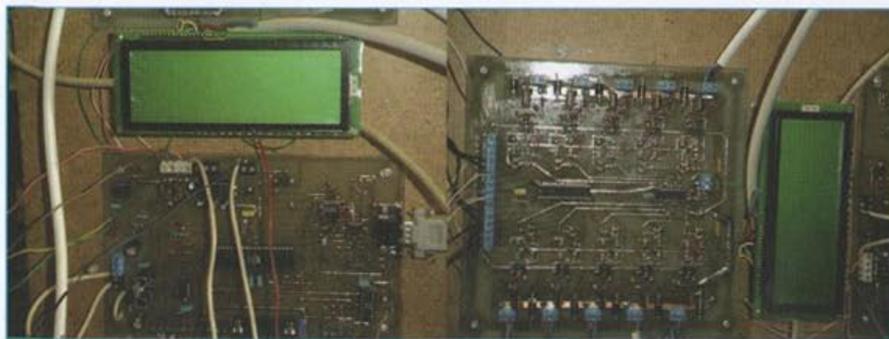
Fig. 2 View of a pump starting module prototype

nagromadzonymi w sekcjach pompy i elementach wtryskowych. Widok prototypu tego modułu przedstawiono na fot. 2.

## Mikroprocesorowy system sterowania procesem pomiaru wydajności pompy

Mikroprocesorowy układ sterowania został zaprojektowany jako połączenie następujących modułów:

- modułu głównego, w którym znajduje się mikroprocesor ATMega32 firmy



Fot. 3 Widok prototypu systemu elektronicznego  
Fig. 3 View of fan electronic system prototype

Atmel [1] wraz z niezbędnymi elementami dodatkowymi, takimi jak: oscylator kwarcowy, układ pamięci itd.,

- modułu wyboru aktywnych sekcji (kanałów) pomiarowych,
- modułu sterowania elektrozaworami,
- modułu kontroli napięć zasilających i poprawności funkcjonowania sterowania,
- modułu kontroli temperatury i ciśnienia oleju w zbiorniku i bloku pomiarowym,
- modułu sterowania i odczytu wartości przetwornika przemieszczenia liniowego,
- modułu zegara czasu pracy bloku pomiarowego.

Wyboru aktywnych sekcji pomiarowych dokonuje się poprzez ustawienie w stan logiczny „0” lub „1”, za pomocą odpowiednich przełączników, wejść specjalizowanego układu scalonego MAX7300 firmy Maxim [2]. Mikroprocesor dokonuje odczytu aktualnego położenia przełączników w celu uruchomienia właściwych elektrozaworów w bloku pomiarowym.

Cewki elektrozaworów w wykonanym urządzeniu są zasilane napięciem stałym +24 V, stąd sygnały sterujące pochodzące z mikroprocesora są przesyłane za pomocą interfejsu I<sup>2</sup>C do specjalizowanego układu scalonego, przełączającego układ wykonawczy każdego kanału do zadanego stanu logicznego. Elementy wykonawcze sterowania elektrozaworami są galwanicznie odprężone od układu mikroprocesorowego w celu zabezpieczenia systemu w stanach awaryjnych.

System pomiarowy wyposażono w układ kontroli napięć zasilających +5 V i +24 V oraz poprawności funkcjonowania sterowania elektrozaworami. Kontrola stanu napięcia zasilania modułu mikroprocesora została zrealizowana na bazie dyskryminatora okienkowego MAX923 firmy Maxim [2]. Każdy ewentualny stan awaryjny powoduje natychmiastową reakcję systemu i prze-

ście w stan bezpieczny dla obsługi. Temperatura i ciśnienie oleju w zbiorniku i bloku pomiarowym są mierzone za pomocą czujników cyfrowych o dobrej precyzji. Pomiar temperatury zrealizowano z zastosowaniem cyfrowych czujników DS18B20 firmy Dallas, które zapewniają pomiar z dokładnością do 0,1°C w zakresie do 120°C. Wyniki pomiarów tych wielkości są przesyłane za pomocą interfejsu 1-Wire do mikroprocesora i odpowiednio przetwarzane przez program obsługi. Program obsługi systemu jest zapisany w pamięci mikroprocesora i realizuje wszystkie funkcje wynikające z procedury pomiarowej.

W celu przeprowadzenia regularnych czynności konserwacyjnych bloku pomiarowego system wzbogacono o specjalizowany zegar czasu pracy układu DS2404 firmy Dallas [3].

Widok prototypu systemu elektronicznego pokazano na fot. 3.

### Podsumowanie

Przedstawione prototypowe rozwiązanie jest wykładnikiem możliwości wprowadzenia nowoczesnych systemów mikroprocesorowych do pomiaru wydajności szybkozmiennych procesów dozowania cieczy, w tym przypadku paliwa do silników wysokoprężnych. Przyjęta metoda objętościowego pomiaru, realizowana w cylindrze pomiarowym o konstrukcji siłownika hydraulicznego, umożliwia sprawdzenie procesu szybkozmiennego o dużej dynamice przepływu do procesu stabilnego z przepływem laminarnym. Zastosowanie przetwornika przemieszczenia liniowego w połączeniu z cylindrem pomiarowym ma na celu zliczanie wielokrotnej objętości paliwa na pojedynczą dawkę przypadającą na 1 cykl pracy określonej sekcji pompy. Wielkość ta jest parametrem świadczącym o stanie i jakości pompy. Zintegrowany blok po-

miaru hydraulicznego, sterowany systemem mikroprocesorowym, spełnia zasadnicze wymogi dotyczące regulacji i diagnostyki pomp. Zastosowanie dodatkowych układów testowania i kalibrowania bloku pomiarowego sprawia, że całość rozwiązania jest pewna i przyjazna dla obsługi. Podawanie wyników pomiarów na wyświetlaczu LCD dodatkowo zwiększa sprawność całego układu diagnostowania i regulacji pomp.

### Literatura

- [1] [www.atmel.com](http://www.atmel.com)  
[2] [www.maxim.com](http://www.maxim.com)  
[3] [www.dallas.com](http://www.dallas.com)

### Streszczenie

Proces diagnostowania i regulacji obejmuje pomiary wydatku paliwa z kolejnych sekcji pompy. Opracowana metoda bazuje na pomiarze wydatku z wtryskiwaczy pompy w cylindrze zintegrowanym z przetwornikiem przemieszczenia liniowego. Przetwornik współpracuje z mikroprocesorowym układem pomiarów i sterowania elementami wykonawczymi. Wyniki jako parametry regulacji są podawane na wyświetlaczu LCD. System jest wyposażony w układy testowania i kalibrowania bloku pomiarowego.

### Diagnostic microprocessor system for oil engine's pumps

### Summary

The diagnostic and regulation process includes measurement of the fuel delivery of the consecutive sections of a pump. The developed method is based on the measurement of the fuel delivery of the pump injectors in a cylinder integrated with a linear encoder. The encoder collaborates with a microprocessor measurement system and control executive elements. The regulation parameters, as the result, are shown on the LCD panel. The system is equipped with the modules of testing and calibrating measurement blocks.

prof. dr hab. inż. Roman Wrona,  
dr inż. Eugeniusz Ziółkowski,  
Janusz Kalandyk  
Akademia Górniczo-Hutnicza,  
Katedra Mechanizacji, Automatykacji  
i Projektowania Odlewni  
Wydział Odlewnictwa

# Sterowanie pracą hydraulicznych wiertarek obrotowo-udarowych

Jan Marianowski

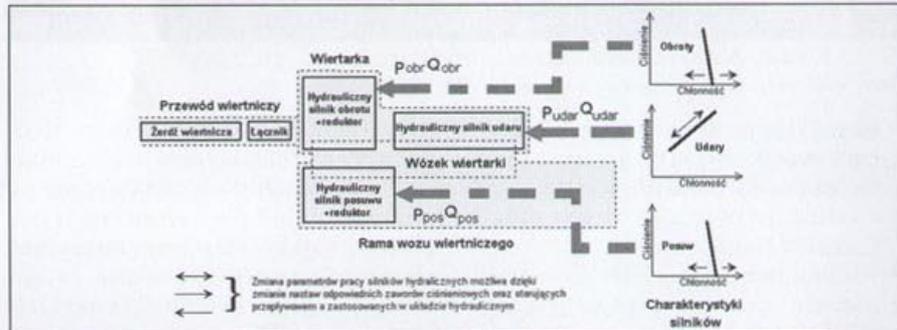
Automatyzacja wiercenia wiertarką obrotowo-udarową tak w pracach górnictwa odkrywkowego, jak i podziemnego związana jest z koniecznością uwzględnienia i rozwiązania bardzo wielu zagadnień o znaczeniu podstawowym. Tylko takie podejście do rozważanego problemu gwarantuje sukces w postaci zwiększonej wydajności prac wiertniczych, ale i znaczące podwyższenie trwałości całej maszyny, co zresztą jest elementarnym celem wprowadzania automatyzacji we wszystkich gałęziach przemysłu.

Zagadnienie sprowadza się do rozwiązania w trzech ściśle ze sobą współzależnych obszarach: I. Dobór głównych parametrów mechanizmów składających się siłami roboczymi układu wierzącego:

- mechanizmu udarowego:
  - energii uderzenia,
  - liczby uderzeń,
- mechanizmu obrotów:
  - momentu obrotowego,
  - liczby obrotów,
- mechanizmu posuwu:
  - siły docisku,
  - prędkości posuwu.

II. Dobór i wybór rodzajów energii służącej do napędu poszczególnych mechanizmów. Dawniej był to napęd elektryczny, później napęd pneumatyczny, a współcześnie jest to napęd hydrauliczny. Jest to przede wszystkim wynikiem kompromisu pomiędzy ograniczeniami gabarytowymi maszyn w kopalni a możliwościami energetycznymi poszczególnych napędów. Okazuje się, że entalpia oleju hydraulicznego jest jak dotąd najbardziej skoncentrowaną, ale i dostępną formą energii w odniesieniu do jednostki masy silnika.

III. Dobór i wybór odpowiedniego układu sterowania uwzględniającego związki fizyczne pomiędzy



Rys. 1 Idea konstrukcji oraz funkcjonowania hydraulicznej wiertarki obrotowo-udarowej

poszczególnymi parametrami roboczego układu wierzącego, ale w aspekcie fizycznych właściwości skały.

Na rys. 1 przedstawiono w sposób schematyczny ideę pracy wiertarki obrotowo-udarowej.

$P_{\text{udar}}$ ,  $P_{\text{obr}}$ ,  $P_{\text{pos}}$  – odpowiednio ciśnienia zasilania: mechanizmu udaru, mechanizmu obrotu oraz mechanizmu posuwu.

$Q_{\text{udar}}$ ,  $Q_{\text{obr}}$ ,  $Q_{\text{pos}}$  – odpowiednio chłonności silników: udaru, obrotu i posuwu.

## Podstawowe parametry decydujące o optymalnej prędkości wiercenia i ich wzajemne związki

### Fala naprężeń

Drażnienie skał wierceniem udarowym polega na przenoszeniu uderzeń z wiertarki udarowej na dno otworu wiertniczego. Energia wymagana do zniszczenia skały jest generowana w mechanizmie udarowym pneumatycznej lub hydraulicznej wiertarki skalnej. Destrukcyjny nacisk, który wywierają ostrza koronki na skałę w obszarze dna otworu wiertniczego, pochodzi z posuwisto-zwrotnego ruchu bijaka. Bijak, uderzając cyklicznie w nieruchomy łącznik, powoduje, że jego energia kinetyczna zmienia się w falę naprężeń, która biegnie wzdłuż całego układu uderzeniowego (łącznik, tuleja łącząca, żerdź wiertnicza, koronka) aż do dna otworu. Tutaj, w strefie styku ostrza-skała, energia  $E_s$  tej fali definiowana jako (1)

$$E_s = \frac{A_s c}{E} \int \sigma^2(t) dt \quad (1)$$

gdzie:

$A_s$  – powierzchnia przekroju poprzecznego żerdzi,

$c$  – prędkość fali w żerdzi = 5000 [m/s],

$E$  – moduł Younga materiału żerdzi,

$\sigma(t)$  – kształt fali w żerdzi,

$t$  – czas,

(50% jako kinetyczna + 50% jako potencjalna) zamieniana jest na pracę oddzielania cząstek skały od calizny (na wylocie z otworów zwanych zwiercinami). Zrozumiałe jest więc, że aby proces ten był technicznie sprawny, cały system, czyli wiertarka skalna oraz zastosowany przewód wiertniczy z łącznikami, tulejami i narzędziem, muszą tworzyć układ wysoce zharmonizowany. Wymaga tego teoria prowadzenia fal, w tym transmisji fal w ośrodkach sprężystych.

Teoretycznie, aby być najefektywniejszą, fala naprężeń powinna posiadać kształt prostokątny. Fakt taki może zaistnieć, lecz układ uderzeniowy musi spełniać pewne wymogi.

### Kształt fali naprężeń

Ogólnie, kształt i amplituda naprężeń fali są funkcją kształtu samego bijaka. Za najbardziej zwartą energetycznie można uważać falę prostokątną, uzyskiwaną z uderzenia bijaka o kształcie walca i powierzchni zderzenia równej powierzchni uderzanego końca przewodu wiertniczego.

Ruch fal naprężeń, zgodnie z regułami fizyki, podlega ograniczeniom.

Wielkością decydującą o skuteczności transmisji energii w takiej postaci jest impedancja, która wobec tożsamości materiałowej elementów wchodzących w skład układu uderzeniowego zmienia się wraz z wielkościami przekrojów poprzecznych układu uderzeniowego wzdłuż trasy biegu fali. Aby uniknąć zjawisk odbić fal, a tym samym strat, impedancja powinna być niezmienna. Oznacza to, że wymienione przekroje powinny być takie same lub zbliżone do siebie wartością.

#### Sprawność wiercenia i straty

Fala naprężeń traci 2–4% swojej energii po przejściu każdego z napotkanych na swej drodze złączy. Straty te spowodowane są przede wszystkim różnicą pomiędzy przekrojami poprzecznymi między żerdzią i łącznikiem oraz niedoskonałości styku powierzchni łączonych żerdzi. Zły kontakt zwiększa straty energetyczne.

Gdy fala naprężeń dotrze do ostrzy koronki, przemieszcza je w głąb litej skały, inicjując kruszenie tej ostatniej. Sprawność urabiania nie osiąga nigdy 100%, ponieważ część fali odbija się w strefie styku ostrza-skała jako fala ścisłująca. W szczególności zły kontakt między ostrzami koronki i skałą drastycznie obniża sprawność wiercenia.

#### Energia uderzenia jako funkcja ciśnienia zasilania mechanizmu udarowego

Mechanizm uderzenia wiertarki obrotowo-udarowej jest mechanizmem o odmiennej charakterystyce aniżeli charakterystyki spotykanych powszechnie silników hydraulicznych. Z praktycznego, jak i teoretycznego punktu widzenia, zależność pomiędzy ciśnieniem zasilania a energią uderzenia w obszarze jego współpracy z akumulatorem jest liniowa i można ją zapisać jako

$$E_u = K_u \times (p_u - p_0) \quad (2)$$

gdzie:

$K_u$  – współczynnik proporcjonalności właściwy dla każdej wiertarki,

$p_u$  – ciśnienie zasilania mechanizmu udaru,

$p_0$  – ciśnienie wynikające z wykresu.

Liniowość relacji (3) jest wynikiem zamiany entalpii oleju hydraulicznego na energię kinetyczną bijaka. Ciśnienie  $p_0$  jest wielkością umowną, wynikającą z charakterystyki układu uderzeniowego, bowiem mechanizm udarowy wiertarki zaczyna prawidłowo pracować dopiero po znacznym przekroczeniu ciśnienia naładowania akumulatora, tj. przy  $p_u > 5$  [MPa]. W pobliżu wartości ciśnienia naładow-

wania lub niższym praca mechanizmu udarowego jest niestabilna i nieefektywna.

#### Związek siły docisku mechanizmu posuwu z energią uderzenia mechanizmu udarowego

Aby energia podłużnej fali naprężeń w procesie wiercenia skały została najefektywniej wykorzystana, każdorazowo przed przybyciem tej fali do strefy urabiania powinien być zapewniony kontakt ostrzy koronki ze skałą. Lecz żeby taki kontakt miał miejsce, na wiertarkę musi działać określona siła docisku skierowana wzdłuż żerdzi do skały. Jej wielkość wynika z prozaicznego faktu, że wiertarka jest generatorem pędu zawartego w ciągu fal naprężeń przesyłanych do żerdzi. Czynnikiem sprawczym tych fal jest bijak, którego energia kinetyczna jest w całości zamieniana na energię fal mechanicznych (gdzie całkowita energia każdej fali składa się w połowie z energii potencjalnej, a w połowie z energii kinetycznej) w trakcie jego uderzenia w koniec przewodu wiertniczego. Zanim jednak bijak będzie dysponował odpowiednią porcją energii kinetycznej, wcześniej jest rozprędzany działaniem oleju hydraulicznego dostarczanego z układu pompa hydrauliczna – akumulator azotowy. Olej hydrauliczny oddziałuje nie tylko na wyprofilowane odpowiednio powierzchnie pierścieniowe bijaka, ale zgodnie z III zasadą dynamiki Newtona i prawem Pascala działa także na korpus wiertarki z siłą równą, lecz przeciwnie skierowaną. Innymi słowy, korpusowi wiertarki przekazywany jest taki sam pęd co bijakowi, lecz o przeciwnym zwrocie. Zniwelowanie tego oddziaływania wymaga zastosowania siły, zwanej w gwarze wiertniczej siłą posuwu  $F_d$  (docisku) [1]. Dokładne określenie wielkości siły docisku jest trudne z uwagi na fakt, że na wiertarkę pod-

czas jej pracy działa cały szereg sił zmiennych w czasie, a wynikających ze zjawisk towarzyszących pracy koronki wiertniczej. Relacja wyprowadzona w oparciu o bilans pędu mechanizmu udarowego wiertarki (a jest to bilans ujemny) ma ogólnie postać

$$F_d = 2(1 + \beta) \times z \times A_0 \times \int \sigma(t) dt \equiv 2(1 + \beta) \times z \times \sqrt{2m_b \times E_u} \quad (3)$$

gdzie:

$\beta$  – współczynnik odbicia pierwotnej fali w strefie urabiania ostrzy koronki; jest funkcją rodzaju skały,

$A_0$  – powierzchnia przekroju poprzecznego przewodu wiertniczego,

$\sigma(t)$  – chwilowe naprężenie w obszarze fali sprężystej,

$t$  – czas,

$m_b$  – masa bijaka,

$V_b$  – prędkość bijaka w chwili jego uderzenia w koniec przewodu wiertniczego,

$z$  – liczba uderzeń bijaka w jednostce czasu,

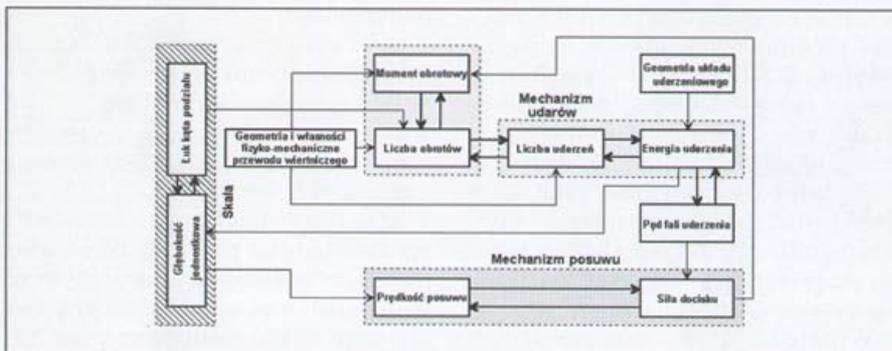
$E_u$  – energia fali generowana w żerdzi

$\equiv$  – energia kinetyczna bijaka.

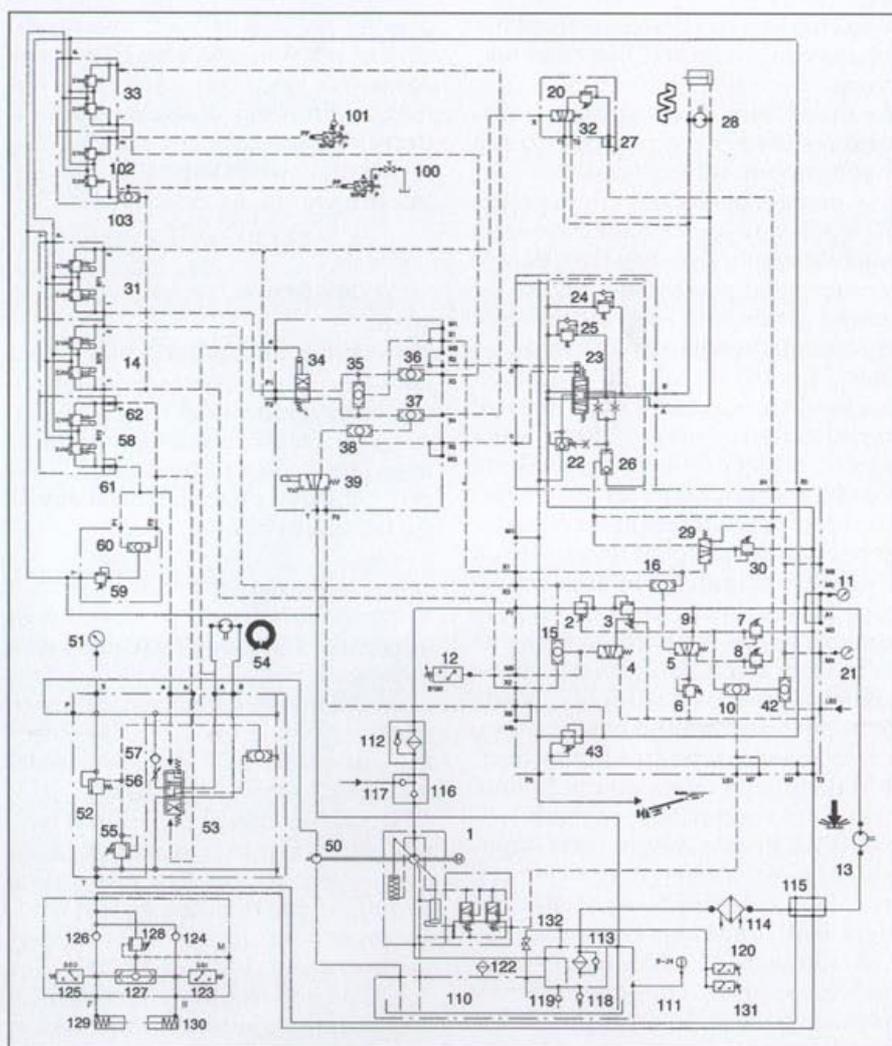
Nietrudno zauważyć, że energia  $E_u$  fali, nazywana często energią uderzenia, jest wielkością pierwotną, natomiast siła docisku  $F_d$  jest wielkością wtórną. Jest to wniosek niezwykle istotny, wskazuje bowiem na drogę postępowania w trakcie projektowania i komponowania układu sterowania pracą wiertarki obrotowo-udarowej.

Z technicznego punktu widzenia drogą do rozwiązania zagadnienia sterowania pracą wiertarki jest znajomość zależności energii uderzenia oraz siły docisku od ciśnienia zasilania urządzeń za te wielkości odpowiedzialnych.

Na rys. 2 przedstawiono w postaci schematu zależności pomiędzy parametrami wiercenia a parametrami pracy wiertarki obrotowo-udarowej w układzie funkcjonowania



Rys. 2 Współzależności pomiędzy parametrami wiercenia a parametrami pracy wiertarki obrotowo-udarowej w układzie funkcjonowania urządzenia wiertniczego



Rys. 3 Schemat hydrauliczny układu roboczego wozu wiertniczego SWW-1/1 HT

urządzenia wiertniczego. Nietrudno zauważyć, że wyróżnione współzależności są dość zawiłe wbrew obiegowym poglądom.

### Przykład układu sterowania współczesnego wozu wiertniczego

Samojedźny wóz wiertniczy SWW-1/1 HT przeznaczony jest do wiercenia otworów strzałowych w niemetalicznych wyrobiskach górniczych kopalń rud metali. Człon roboczy wozu, tj. wysięgnik zabudowany na platformie wraz z ramą wiertniczą i w pełni hydrauliczną wiertarką obrotowo-udaraową, umożliwia wiercenie otworów o średnicy  $\phi 45$ ,  $\phi 51$ ,  $\phi 64$  i długości 2685 [mm]. Pole powierzchni wiercenia przodka wynosi ok. 41 [m<sup>2</sup>]. Konstrukcja wozu pozwala na jego jednoosobową obsługę [2], [3].

W pojeździe zastosowano jeden z najnowocześniejszych współczesnych systemów sterowania układem ro-

boczym (TAMROCK). Pozwala on na automatyczną optymalizację relacji posuw – udary wiertarki, przyczyniając się tym samym do wzrostu trwałości narzędzi wiertniczych przy jednoczesnym osiągnięciu maksymalnych prędkości wiercenia. Sterowanie load-sensing za pomocą ergonomicznych joysticków pozwala na swobodne, ale i dokładne ruchy wysięgnika poprawiające dokładność wiercenia.

Hydrauliczny układ roboczy THC (rys. 3) składa się z pięciu głównych podukładów:

- układu mechanizmu udarowego,
- układu mechanizmu posuwu,
- układu mechanizmu obrotu,
- układu sterowania,
- układu sterowania (LS) pompą o zmiennej wydajności.

W układzie hydraulicznym zastosowano automatykę przeciwwzakleszczeniową, która charakteryzuje się tym, że w przypadku przekroczenia dopuszczalnego momentu obrotowego silnika hydraulicznego obrotu układ posuwu wycofuje wiertarkę z przodka.

Układ hydrauliczny wyposażony jest w tzw. automatykę powrotu. W momencie osiągnięcia zadanej głębokości otworu układ sterowania automatycznie wyłącza udary i włącza posuw powrotny, a z chwilą wycofania żerdzi z otworu wyłącza zasilanie odbiorników.

Zastosowanie tak wyrafinowanej hydrauliki było możliwe dzięki szerokiemu wykorzystaniu tzw. hydrauliki gniazdowej. Praktycznie w skład układu sterowania wchodzi cztery bloki zaworowe:

- blok sterowania i kontroli udarami wiertarki i jej posuwem,
- blok antyzakleszczeniowy oraz sterowania automatyką powrotu wiertarki,
- blok sterowania prędkością i kierunkiem obrotów wiertarki,
- blok sterowania wysięgnikiem.

### Literatura

[1] Marianowski J.: *Analiza i badania w zakresie funkcjonowania hydrauliczno-elektrycznego układu sterowania posuwem wiertarek typu HL510B pracujących na samojedźnych wozach wierzących SWW-1/1 HT „WIR” i opracowanie procedur regulacji  $\omega/w$  układu posuwu*. Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH w Krakowie 2002. Praca naukowo-badawcza [niepubl.].

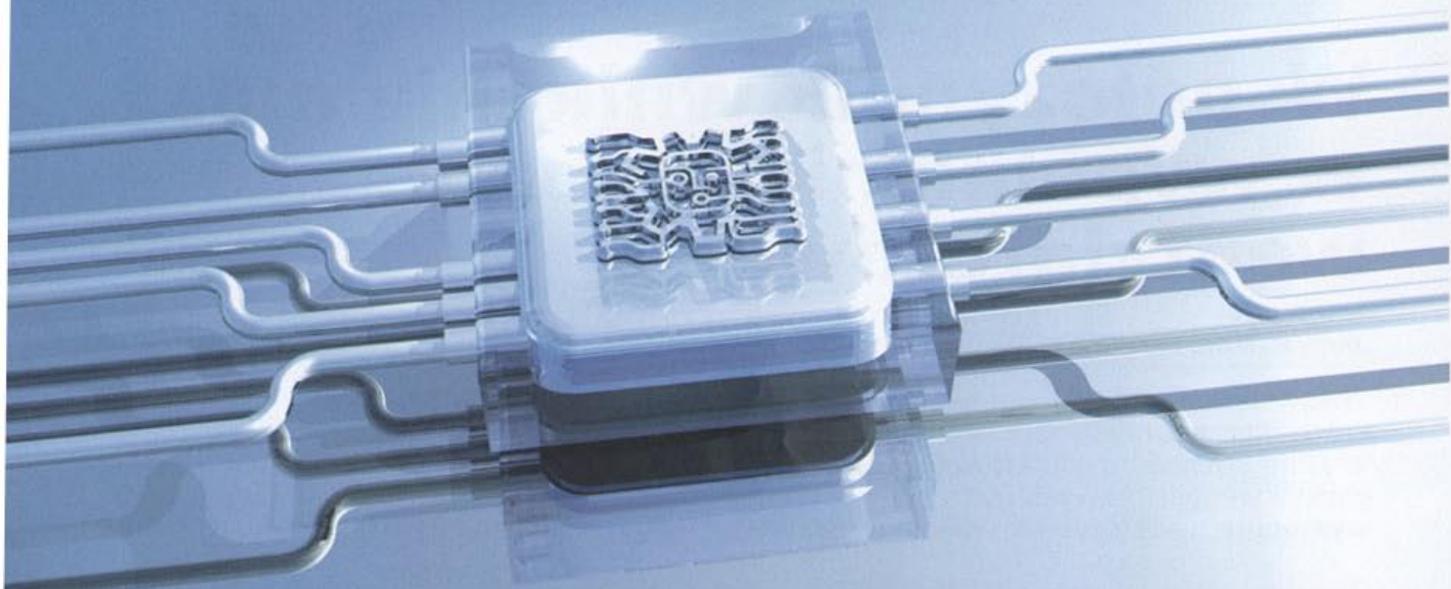
[2] *Samojedźny wóz wiertniczy SWW-1/1 HT „WIR”. Dokumentacja Techniczno-Ruchowa*. Dolnośląska Fabryka Maszyn ZANAM Sp. z o.o. Polkowice, sierpień 2000.

[3] *Service Manual Component Set Spare Parts Manual S/N K2012*. Sandvik TAMROCK Corp. Tampere Finland 2000.

### Summary

The paper briefly presents a mechanism of production, transfer and exploitation of energy in drilling. The role of the enthalpy in energy transfer has been emphasized. The problem of rotation and percussive drilling was explained and the basic parameters determining the optimal drilling speed and their connections with results of percussive mechanism operation were given. The partial drilling operations were defined and the problem of closing of an exploratory bore-hole was described. Finally the working drilling truck control system based on pump power supply of constant and changeable efficiency was shown.

Jan Marianowski  
AGH, Katedra Maszyn Górniczych  
Przeróbczych i Transportowych



ITM Polska – największe w Polsce targi nowoczesnych technologii dla przemysłu

CONNECT  
TO THE FUTURE

 **ITM** : 11-14.06.2007  
**POLSKA** : POZNAŃ

INNOWACJE – TECHNOLOGIE – MASZYNY POLSKA

## Park tematyczny PNEUMA

**Specjalna ekspozycja firm oferujących  
nowoczesne rozwiązania z zakresu  
pneumatyki**

### W programie

- konferencje i seminaria
- międzynarodowe spotkania biznesowe
- prezentacje firm

**Patronat honorowy:** Minister Gospodarki, Minister Nauki i Szkolnictwa Wyższego

[www.itm-polska.pl](http://www.itm-polska.pl)

Promocyjne ceny do 1 lutego 2007



• Międzynarodowe Targi Poznańskie Sp. z o.o.  
• ul. Głogowska 14, 60-734 Poznań  
• tel. 061 869 20 00, fax 061 869 29 66  
• e-mail: itm@mtp.pl

# Współczynnik wnikania masy w wypełnieniu chłodni wentylatorowej

Jerzy K. Mikołajczak

W równaniach modelu wymiany ciepła i masy, które przedstawiono w publikowanym w „Pneumatyce” cyklu artykułów dotyczących chłodni wentylatorowych (patrz np. [2], [3], [4]), występuje współczynnik wnikania masy.

Wielkość ta charakteryzuje intensywność wnikania masy wody z powierzchni warstwy wody do strumienia powietrza. Wartość współczynnika zmienia się w zależności od warunków panujących na poszczególnych wysokościach przekroju przepływowego. Określenie tej zależności pozwala na rozwiązanie równań (48) i (49) [4] i w konsekwencji wyznaczenie istotnych parametrów termodynamicznych procesu.

Współczynnik wnikania masy w dowolnym przekroju przepływowym wypełnienia definiuje następujące równanie

$$\dot{m}_w = \beta_X \cdot [X^*(t_w) - X]$$

Bezpośrednie wyznaczenie wartości liczbowych tego współczynnika na podstawie powyższej zależności jest jednak niemożliwe. W tej sytuacji celowym wydaje się zastosowanie metody analizy wymiarowej, która umożliwia opisanie procesu wnikania masy w postaci wzajemnego związku między bezwymiarowymi liczbami podobieństwa.

## Analiza wymiarowa

Stosując metodę analizy wymiarowej, wyprowadzono równanie kryterialne, którego ogólna postać końcowa przedstawia się następująco

$$\left(\frac{\beta \cdot B}{\rho \cdot D^*}\right) = \text{const} \left(\frac{w \cdot B}{v}\right)^{b_1} \cdot \left(\frac{v}{D^*}\right)^{b_2} \cdot \left(\frac{D_r}{B}\right)^{b_3} \quad (65)$$

Wprowadzając do powyższego równania oznaczenia bezwymiarowych liczb podobieństwa: Sherwooda, Reynoldsa i Schmidta, przy równoczesnym założeniu, że wymiarem charakterystycznym wypełnienia B jest jego wysokość – Z, otrzymamy

$$Sh = \text{const} Re_R^{b_1} \cdot Sc^{b_2} \cdot \left(\frac{D_r}{Z}\right)^{b_3} \quad (66)$$

Z uwagi na to, że badania doświadczalne przeprowadzono dla wypełnień o jednakowej wysokości, nie można było na podstawie wyników badań uzyskać żadnych informacji co do wartości współczynnika  $b_3$ . Wobec czego wyrażenie

$$\left(\frac{D_r}{Z}\right)^{b_3}$$

zostało pominięte. Tak więc ostateczna postać równania kryterialnego współczynnika wnikania masy, przyjęta w niniejszych rozważaniach, przedstawia się następująco

$$Sh = \text{const} Re_R^{b_1} \cdot Sc^{b_2} \quad (67)$$

Stałą i wykładniki potęgowe powyższego równania wyznaczono w oparciu o wyniki badań doświadczalnych. Posłużono się przy tym metodą analizy regresji. W efekcie końcowym uzyskano następującą postać równania

$$Sh = 0,00412 Re_R^{0,923} \cdot Sc^{0,420} \quad (68)$$

Uwzględniając w powyższym równaniu zależność liczby Sherwooda

$$Sh = \frac{\beta \cdot D_r}{\rho_p \cdot D^*}$$

i przekształcając je względem  $\beta$ , otrzymamy

$$\beta = 0,00412 \cdot \rho_p \cdot \frac{D^*}{D_r} \cdot Re_R^{0,923} \cdot Sc^{0,420}$$

a po podstawieniu w miejsce  $\beta$  zależności

$$\beta = \beta_X \cdot (1 + X)$$

uzyskamy ostatecznie

$$\beta_X = 0,00412 \cdot \rho_p \cdot \frac{1}{1 + X} \cdot \frac{D^*}{D_r} \cdot Re_R^{0,923} \cdot Sc^{0,420} \quad (69)$$

## Wielkości występujące w równaniu na współczynnik wnikania masy

Wprowadzając pojęcie średnicy równoważnej, określonej stosunkiem czterokrotnie zwiększonego swobodnego przekroju przepływowego wypełnienia do jego obwodu zwilżonego

$$D_r = \frac{4 \cdot A}{U} \quad (70)$$

oraz pojęcie względnej prędkości przepływu, określonej sumą prędkości przepływu strumienia powietrza i półtora-krotnie zwiększonej prędkości przepływu warstwy wody

$$w_w = w_p + 1,5 \cdot w_w \quad (71)$$

względną liczbę Reynoldsa możemy przedstawić w następującej postaci

$$Re_R = \frac{w_w \cdot D_r}{v_p} \quad (72)$$

Prędkość przepływu warstwy wody w dowolnym przekroju przepływowym wypełnienia można wyznaczyć z zależności W. Nusselta

$$w_w = \left(\frac{\eta_w \cdot g}{3 \cdot \rho_w}\right)^{0,333} \cdot Re_w^{0,666} \quad (73)$$

Jak wykazały wyniki badań różnych autorów, a w tym D. Brauna, wyniki obliczeń uzyskane z powyższej zależności bardzo dobrze zgadzają się z wynikami uzyskanymi z doświadczenia, pod warunkiem jednak, że liczba Reynoldsa strumienia wody

$$Re_W < 200$$

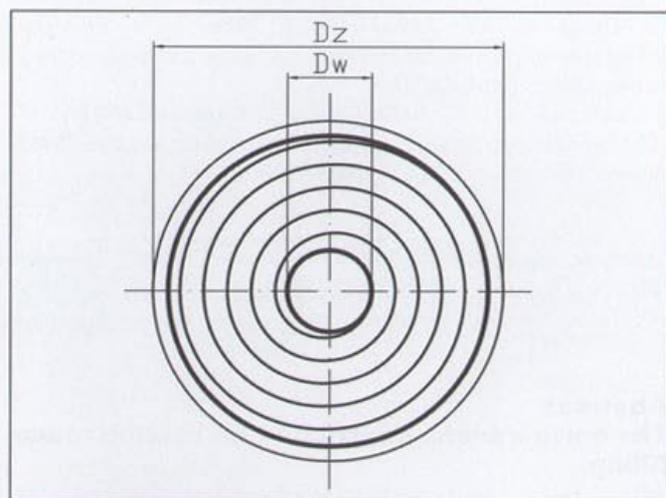
Prędkość przepływu strumienia powietrza w dowolnym przekroju przepływowym wypełnienia określić można z równania ciągłości przepływu. Zgodnie z tym równaniem, po elementarnych przekształceniach otrzymamy

$$\dot{w}_p = \frac{\dot{M}_p \cdot (1+X)}{\rho_p \cdot A} \quad (74)$$

przy czym

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D_z + D_w) \cdot [D_z - N \cdot (2 \cdot S_s + 4 \cdot S_w) - D_w] \quad (75)$$

jest polem powierzchni swobodnego przekroju przepływowego wypełnienia. Jego budowę omówiono w [1], a schemat przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1 Schemat przekroju przepływowego wypełnienia

Grubość warstwy wody w przekroju przepływowym wypełnienia na dowolnej wysokości określa zależność W. Nusselta

$$S_w = \left( \frac{3 \cdot v_w}{g} \right)^{0,333} \cdot Re_W^{0,333} \quad (76)$$

Równanie powyższe wyprowadzone zostało w zasadzie dla ściany płaskiej, lecz obowiązuje również dla przewodów o poprzecznym przekroju kołowym, pod warunkiem jednak, że

$$\frac{D}{S_w} > 20$$

Podstawiając zależność określoną wzorem (75) do równania (74) otrzymamy po przekształceniu

$$\dot{w}_p = \frac{4 \cdot \dot{M}_p \cdot (1+X)}{\rho_p \cdot \pi \cdot (D_z + D_w) \cdot [D_z - N \cdot (2 \cdot S_s + 4 \cdot S_w) - D_w]} \quad (77)$$

Uwzględniając następnie w równaniu (71) zależność (77) i (73), otrzymamy ostatecznie

$$\dot{w}_R = \frac{4 \cdot \dot{M}_p \cdot (1+X)}{\rho_p \cdot \pi \cdot (D_z + D_w) \cdot [D_z - N \cdot (2 \cdot S_s + 4 \cdot S_w) - D_w]} + 1,5 \cdot \left( \frac{\eta_w \cdot g}{3 \cdot \rho_w} \right)^{0,333} \cdot Re_W^{0,666} \quad (78)$$

Liczbę Reynoldsa warstwy wody określa następujące równanie

$$Re_W = \frac{4 \cdot \Gamma}{\eta_w} = \frac{4 \cdot \dot{M}_w}{\eta_w \cdot U} \quad (79)$$

Podstawiając w powyższym równaniu zależność na obwód zwilżony wypełnienia [1] w postaci

$$U = N \cdot \pi \cdot (D_z + D_w) \quad (80)$$

otrzymamy

$$Re_W = \frac{4 \cdot \dot{M}_w}{\eta_w \cdot N \cdot \pi \cdot (D_z + D_w)} \quad (81)$$

Liczbę Reynoldsa strumienia powietrza określa się w dowolnym przekroju przepływowym wypełnienia na podstawie zależności

$$Re_p = \frac{\dot{w}_p \cdot D_r}{v_p} \quad (82)$$

Uwzględniając we wzorze (70) zależności (75) i (80), otrzymamy po elementarnych przekształceniach równanie średnicy równoważnej wypełnienia w postaci

$$D_r = \frac{1}{N} \cdot [D_z - N \cdot (2 \cdot S_s + 4 \cdot S_w) - D_w] \quad (83)$$

Podstawiając następnie do wzoru (82) równanie prędkości przepływu powietrza (77) i zależność określoną (83), otrzymamy po elementarnych przekształceniach

$$Re_p = \frac{4 \cdot \dot{M}_p}{N \cdot \pi \cdot (D_z + D_w) \cdot \eta_p} \quad (84)$$

Zmierzając do wyprowadzenia wzoru na względną liczbę Reynoldsa, uwzględnijmy w równaniu (72) zależności (77) i (83). Po podstawieniu i przekształceniu otrzymamy ostatecznie

$$Re_R = Re_p + 2,22617 \cdot \frac{\rho_p \cdot D_r}{\eta_p} \cdot v_p^{0,333} \cdot Re_W^{0,666} \quad (85)$$

Gęstość powietrza wilgotnego wyznaczyć można z równania B.P. Clapeyrona napisanego dla powietrza wilgotnego. Po przekształceniu względem gęstości powietrza otrzymamy

$$\rho_p = 0,00216 \cdot \frac{P}{273,16 + t_p} \cdot \frac{1+X}{0,62197 + X} \quad (86)$$

Występującą w równaniu (69) liczbę Schmidta określa zależność

$$Sc = \frac{v_p}{D^*}$$

w której  $D^*$  jest współczynnikiem kinematycznym dyfuzji pary wodnej. Wartości liczbowe tego współczynnika wyznaczyć można ze wzoru

$$D^* = 2,05305 \cdot \frac{1}{P} \cdot \left( \frac{273,16 + t_p}{273,16} \right)^{1,890} \quad (87)$$

## Podsumowanie

Wyprowadzone tutaj równanie na współczynnik wnikania ciepła jest brakującym elementem pozwalającym na numeryczne rozwiązanie równań omawianego modelu. Zakłada się przy tym, że znane są zależności na dwa z występujących w równaniach parametrów: ciśnienie i wilgotność właściwa warstwy granicznej i strumienia powietrza. W kolejnej pracy z tego cyklu przedstawione zostaną równania na te wielkości.

**Oznaczenia i wymiary ważniejszych wielkości**

A – pole powierzchni swobodnego przekroju przepływowego wypełnienia, m<sup>2</sup>  
 a – współczynnik wyrównania temperatury, m<sup>2</sup>/s  
 B – wymiar charakterystyczny, m  
 b<sub>1</sub>, b<sub>2</sub> – wykładniki potęgowe  
 C<sub>p</sub> – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, kJ/(kg K)  
 D – średnica wypełnienia, m  
 D\* – współczynnik kinematyczny dyfuzji, m<sup>2</sup>/s  
 g – przyspieszenie ziemskie, m/s<sup>2</sup>  
 ḡ – gęstość strumienia masy, kg/(s m<sup>2</sup>)  
 N – liczba zwojów wypełnienia  
 P – ciśnienie, Pa  
 S – grubość, m  
 t – temperatura względna, °C  
 U – długość obwodu zwojów wypełnienia, m  
 w – prędkość przepływu, m/s  
 Z – wysokość zwojów wypełnienia, m  
 X – wilgotność właściwa, kg/kg  
 α – współczynnik wnikania ciepła, J/(s m<sup>2</sup> K)  
 β – współczynnik wnikania masy, kg/(s m<sup>2</sup>)  
 β<sub>x</sub> – współczynnik wnikania masy odniesiony do różnicy wilgotności właściwej, kg/(s m<sup>2</sup>)  
 Γ – strumień masy wody przypadający na jednostkę długości obwodu wypełnienia, kg/(sm)  
 ρ – gęstość, kg/m<sup>3</sup>  
 η – współczynnik dynamiczny lepkości, kg/(s m)  
 λ – współczynnik przewodności cieplnej, J/(s m K)  
 ν – współczynnik kinematyczny lepkości, m<sup>2</sup>/s

**Wykaz stosowanych indeksów**

D – wnikanie masy  
 0 – wartość w temperaturze 273 K  
 P – powietrze, powietrze wilgotne  
 R – względny, wartość odniesiona do prędkości względnej  
 r – równoważny  
 S – ścianka materiału wypełnienia  
 W – woda  
 w – wewnętrzny  
 z – zewnętrzny  
 " – nasycenie, wielkość w warstwie granicznej

**Bezwymiarowe liczby podobieństwa**

Le	Liczba Lewisa	$\frac{a}{D^*} = \frac{Sc}{Pr}$
Nu <sub>T</sub>	Liczba Nusselta wnikania ciepła	$\frac{\alpha \cdot \beta}{\lambda}$
Nu <sub>D</sub>	Liczba Nusselta wnikania masy	$\frac{\beta \cdot B}{D^*}$
Pr	Liczba Prandtla	$\frac{\nu}{a} = \frac{\eta \cdot C_p}{\lambda} = \frac{Sc}{Le}$
Re	Liczba Reynoldsa	$\frac{w \cdot B}{\nu}$ lub $\frac{4 \cdot \Gamma}{\eta}$
Sc	Liczba Schmidta	$\frac{\nu}{D^*} = Le \cdot Pr$
Sh	Liczba Sherwooda	$\frac{\beta \cdot B}{\rho \cdot D^*}$

**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.  
 [8] Mikołajczak J.K., Jadwiszczak P., Klimczak M.: Wyróżnik efektywności strumienia powietrza chłodzącego w chłodni wentylatorowej. *Pneumatyka* 4/2006.

Jerzy K. Mikołajczak  
 Katedra Klimatyzacji i Ciepłownictwa  
 Politechnika Wroclawska

**Abstract****The mass transfer coefficient on cooling tower filling.**

The paper presents derivation of a mass transfer coefficient formula. The derivation was based on dimensional analysis and experimental research results.



# Capacitance in Microfluidics Due to Wall Elasticity and Capillarity

Václav Tesař,  
Kazimierz Peszyński

The article given below is a further work of 'Capacitance in Microfluidics' and 'Gravitational and Fluid Compression Capacitance in Microfluidics' developed by the same authors and found in bimonthly Pneumatyka [5], [6]. The first part concerned general principles of fluid (liquids and gases) accumulation mechanics in microfluidic circuits. Basic phenomena affecting capacitance in microfluidic technology: compressibility, gravity, elasticity, capillarity, deformability as well as low- and high-pass filters design principles were presented. The second part covers a detailed description of gravitational and fluid compression capacitance.

Mathematical capacitance models are given and the effect of capacitances on different microfluidic circuit types is discussed. In this last part, most characteristic for mikrofluidic circuits capacitance kinds: capacitance due to wall elasticity and capillary were described. Foremost the rules which govern these phenomena are presented. Similarly, properties of some fluids which have an essential effect on the capacitances discussed are given in tables.

## Capacitance due to wall elasticity

Walls of the cavities containing fluid are never perfectly stiff, a fact particularly apparent at the high pressure levels typical for the small size end of the range of pressure driven microfluidics. They expand under the action of the internal pressure. As long as the strain levels remain in the elastic,

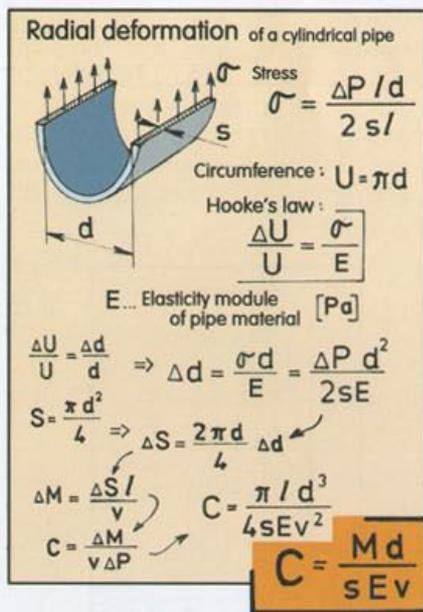


Fig. 1 Elastic capacitance of circular cross section pipes due to their radial expansion in response to pressure rise

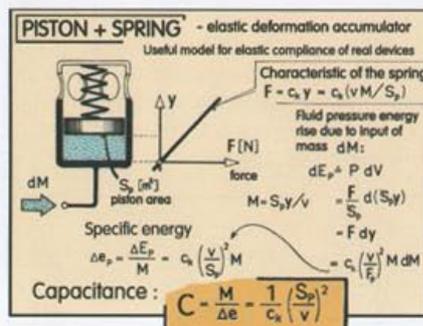


Fig. 2 Schematic representation of the fluidic capacitance associated with elastic volume change of fluidic devices in response to variations of the internal pressure

Hooke's law domain, these volume changes provide another fluid accumulation mechanism. Of course, the accumulated amount is small, unless the device is specially adapted for the accumulation purpose.

There are two main adaptation forms. In one of them, the elastic member is separated from the wall, the deformations of which are replaced by free movement. The wall is separated from the rest of the body, or simply

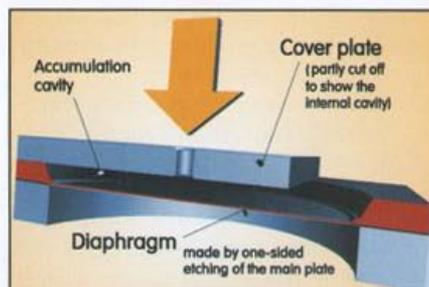


Fig. 3. An example of a dedicated accumulation microdevice employing the elastic deformation mechanism: one wall of the accumulation chamber is thinned (by etching) to form an easily deformable diaphragm. Some additional capacitance is also due to the compressibility of the fluid in the chamber

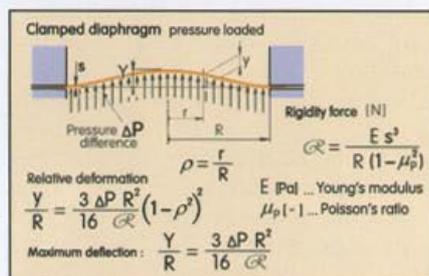


Fig. 4. The basic relations for deformation of a pressure loaded (i.e. with continuously distributed equal load) diaphragm tightly clamped on the periphery (so that the deflection curve has there a circle of zero derivative points

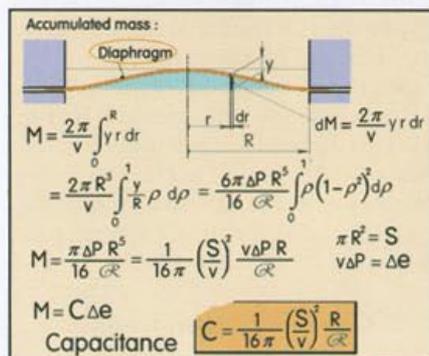


Fig. 5. Evaluation of the mass of the fluid accumulated in the space provided by the deformed diaphragm - and the corresponding expression for the capacitance. Note again the appearance by the ratio  $v/S$

separately made and inserted as a piston. This is shown schematically represented in Fig. 2 together with the supporting spring. A special prismatic cavity path has to be provided for piston motion and the piston has to be sealed. Such spring accumulator devices, Fig. 2, can be developed specifically for storage of large fluid volume. In the other adaptation approach the deformation of the wall(s) is facilitated by making it very thin and thus converted into a diaphragm. The total volume change may be increased by stacking several diaphragms on top of each other, with central common communication hole – this is the idea of bellows. Bellows are sometimes made by plastic deformation of an initially smooth tube, a process with so high demands on material ductility that its other properties, such as elasticity, are rather poor. Similarly as when the bellows is made from a fully compliant material, its elastic character of the accumulation must be provided by a supporting elastic element, a spring. All this can be made for microfluidic purposes by applying the microfabrication techniques, but the manufacture is obviously exceptionally demanding. This is why the version with a simple, flat diaphragm - especially having its own elasticity, Fig. 3 - is almost universally preferred in the non-moving part fluidics.

The equations of equilibrium of a plate under uniform lateral loading are a traditional problem solved by Hencky 1913 [2]. The main results for the deflection  $y$  at a radius  $r$  are summarized in Fig. 4. In the next Fig. 5 the deflections are integrated to obtain the mass  $M$  of the additional fluid stored under the deformed diaphragm. This is then used to evaluate the expression for the capacitance. Its value depends on the properties of the membrane expressed by the reference quantity - the rigidity force  $R$  (Fig. 4). This depends on diaphragm thickness  $s$ , its diameter  $D=2R$ , and elastic properties of the diaphragm material – presented for a number of important materials in the table Fig. 6.

**Capillary capacitance**

This fourth accumulation mechanism [7], the storage of liquid inside the drop – or of a gas in a bubble, Fig. 10 – is typical for microfluidics. The surface of the drop can extend to accommodate the additional stored liquid and the

	E	$\mu_p$	$\frac{E}{1-\mu_p^2}$
	[GPa]		[GPa]
Rubber	0.007	0.5	0.0093
Polyethylene	0.7	0.42	0.849
Parylene	3.2	0.4	3.81
Photoresist	3.71	0.375	4.32
Polyamide	36	0.42	43.7
Aluminium alloy	70	0.34	79.1
Silicon (110)	161	0.279	174.6
Polycrystalline Silicon	169	0.22	177.6
Silicon (100)	169	0.278	183.2
Stainless steel	205	0.28	222.4
Silicon nitride	317	0.23	334.7

Fig. 6 Elastic properties – the Young’s modulus  $E$  and Poisson’s ratio  $\mu_p$  – for several materials of particular importance for making diaphragms for microfluidics

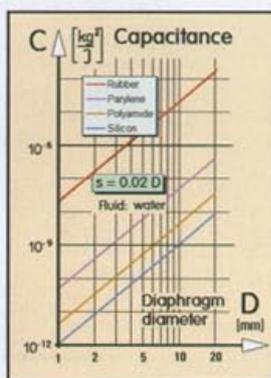


Fig. 7 Another of the presented diagrams for order-of-magnitude estimations of the capacitance values – here presented for the deformed diaphragms corresponding to Fig. 4. As derived in Fig. 5, the capacitance is critically dependent on the diaphragm thickness  $s$ , here assumed to be in certain proportion to the diameter

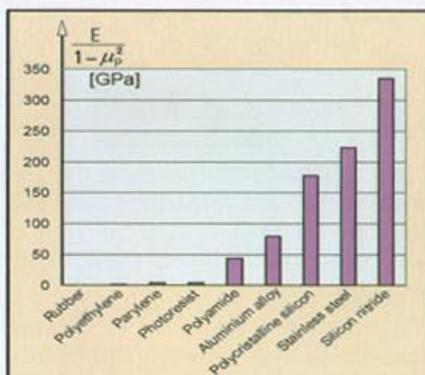


Fig. 8 Elastic properties defining the rigidity force (Fig. 4) for various diaphragm materials

extension is associated with rise in the internal pressure energy. Most often, the actual accumulation „chamber” is actually just a part of such a drop (or bubble): it is the meniscus which forms due to capillarity on the interface be-

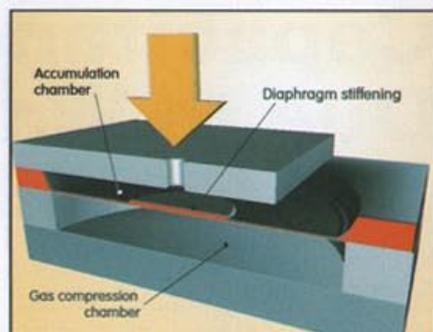


Fig. 9 Another example of a microfluidic capacitor, in this case combining diaphragm elasticity with gas compression

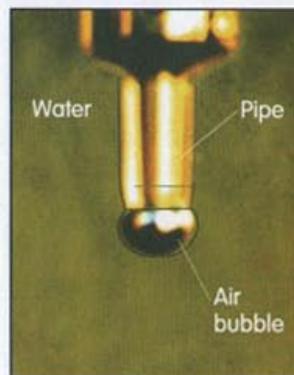


Fig. 10 Photograph of the rather exceptional, inverted case of the capillary accumulation mechanism: storage of gas – air – temporarily inside the sessile bubble which forms at the bottom end of a small pipe immersed into liquid. The shape of this bubble is identical (for the same properties of fluids) to the shape of the „normal” liquid storing bubble

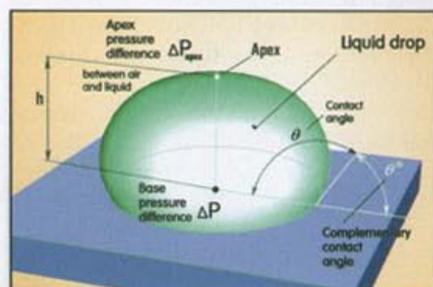


Fig. 11 Details of sessile liquid drop geometry. The surface tension provides the „elastic” force holding the accumulated liquid brought into the drop from below

tween immiscible fluids at an end of a communicating channel. The fluids may be both liquids, such as oil and water, but in typical cases the storage is provided by the interface between a liquid and a gas, most often air. Typically, it is the liquid working fluid of the microfluidic system which is in

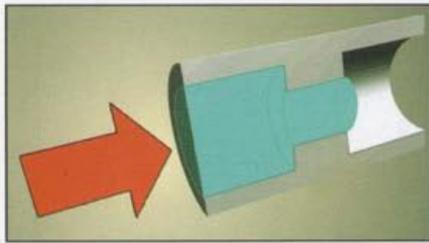


Fig. 12 Formation of the liquid accumulation meniscus at the exit end of a small constant cross section channel in hydrophilic material

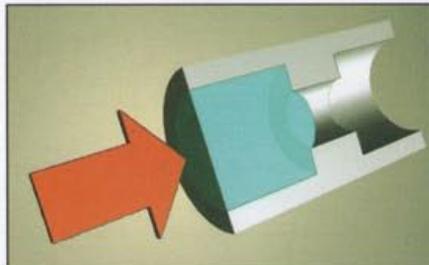


Fig. 13. Formation of the capacitance meniscus at the channel entrance in hydrophobic material

Contact angles for different materials with water/air meniscus		
Glass, ref. [3]	HYDROPHILIC	51.0 deg
Perspex (PMMA), ref. [4]	HYDROPHILIC	73.5 deg
Teflon (PTFE), ref. [5]	HYDROPHOBIC	115 deg
Superhydrophobic silane coating, ref. [6]	HYDROPHOBIC	150 deg

Fig. 14 The stationary position of the meniscus at the channel end is based on the singularity (with hysteresis) of the driving pressure as the contact angle traverses the 90 deg change

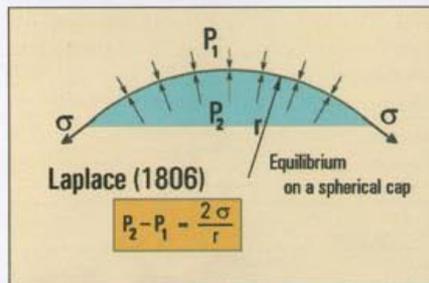


Fig. 15 The Laplace-Young law of the force balance on the liquid surface: the higher pressure inside the drop is inversely proportional to the surface radius of curvature. The liquid properties are characterized by the proportionality constant, the surface tension?

unsteady states accumulated under the convex surface intruding into an air filled space. This surface behaves similarly as the diaphragm of the elastic storage discussed in part 4. The capillary storage effect is much more effective. The other advantage is it is generally much cheaper to manufacture (what is manufactured is just the inlet channel – the extensible surface forms spontaneously). There is no danger of destroying the diaphragm irre-

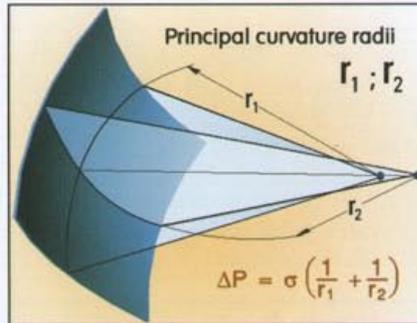


Fig. 16 On the surface of the drop, keeping the accumulated liquid, the conditions are complicated by non-spherical character of the surface: the law from Fig. 3 is to be adapted by considering the two principal curvature radii

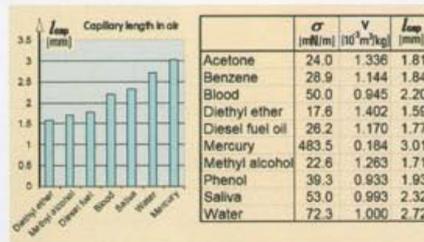


Fig. 17 Surface tension material constants of several liquids important for possible use in microfluidic devices parably by an overpressure (even though such an event may, hopefully reparably, upset the operation of the device). On the other hand, the utilisable size of the surface and consequently the absolute amount of stored fluid is very limited. Also, working with two fluids and keeping them both inside a fluidic circuit has its practical disadvantages.

The drop or bubble used for the storage is usually formed at an end of a

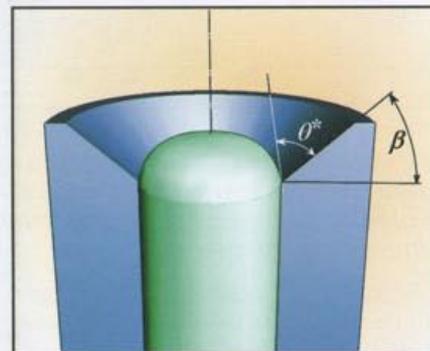


Fig. 18. The meniscus – a top part of liquid drop used to accumulate the fluid in unsteady regimes – is formed at the end of a channel, here shown in the axisymmetric version. Because of the importance of the conditions in the contact location, it may be useful to adjust the properties by choosing a non-zero angle β of the channel end rim

small cross section channel (Figs. 12, 13). The standard layout uses the exit end of a channel formed in a hydrophilic material. Typical materials of both sorts are in Fig. 14. Initially, the liquid/gas interface is pushed by the driving pressure and passes through the channel. When it reaches the exit edge, the movement stops and the pressure has then to raise by a large amount before the contact angle (Fig. 11) increases its size by 90 deg to be reconciled with the different direction of the wall and can continue moving. It is in this transitory state of stationary location, with the drop at the end of the inlet channel and fixed to its exit edge that the drop is employed in its liquid accumulation role. The storage characteristic is nonlinear, capacitance varies in the process of filling the drop. In the typically planar shape of cavities in microfluidics, the drop is deformed by the different in-plane and out-of-the-plane conditions for its shape changes, making the description rather complicated. It is useful to follow the basic ideas on the simpler axisymmetric case, with the drop formed at the end of a circular cross-section channel, Figs 18, 19. Even then, the shape of the drop is governed by a nonlinear differential equation that has to be solved numerically. Examples of the solution are shown in Figs 20 to 22. The shape varies with the absolute size (characterized by the apex radius  $r_A$ ) of the drop in relation to the capillary length  $l_{cap}$

$$l_{cap} = \sqrt{\frac{\sigma}{\frac{g}{v_w} - \frac{g}{v_a}}} \quad (1)$$

- where g is the acting external acceleration (in gravitational field  $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ ),  $v_w$  is the specific volume of the liquid, and  $v_a$  specific volume of the surrounding gas. For water and air, the shape may be reasonably taken a spherical if the apex radius  $r_A$  is less than ~ 1 mm. Even then, evaluation of the capacitance is not a simple task. To obtain at least some useful

numerical values for comparison with capacitances of other discussed fluid storage mechanisms, Figs 24 to 25 present a derivation for the very beginning of the storage characteristic where the bubble is still extremely low (- for very large ratio a of the apex radius  $r_A$  ratio to the channel exit radius R). The results are presented in Fig. 26 in a form corresponding to the

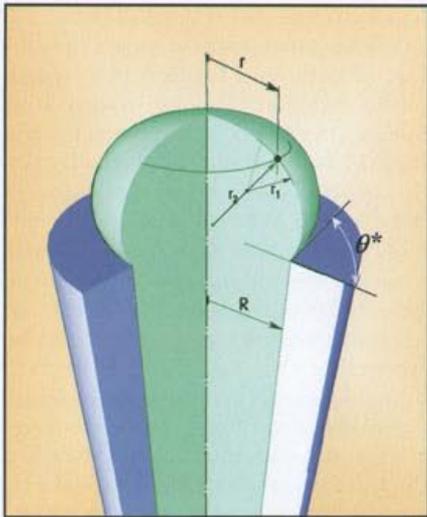


Fig. 19 The two principal radii at a point of the drop surface. They are the starting point in derivation of the differential equation – not discussed here in detail – that defines the shape of the interface

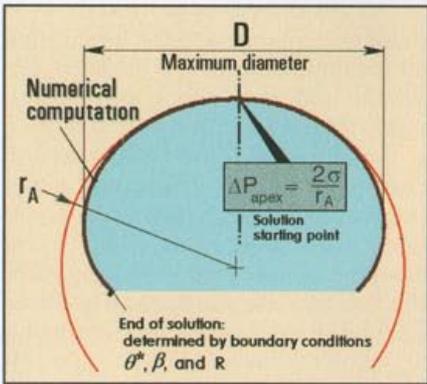


Fig. 20 The computed shape of the surface tension storage volume. The computation starts in the apex point where the conditions are simple, since the two principal curvature radii there are the same and equal to the apex radius  $r_A$  easily evaluated (Fig. 15) from the local pressure difference across the drop surface

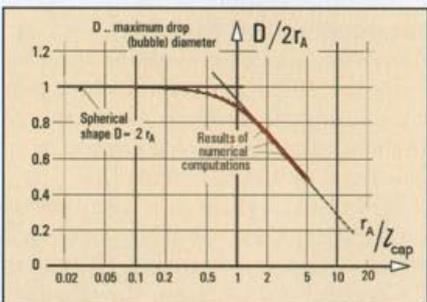


Fig. 21. The ratio maximum drop diameter to the apex radius is a useful indicator of the deviations from the spherical shape. The deviation depends on the ratio of the drop size to the capillary length

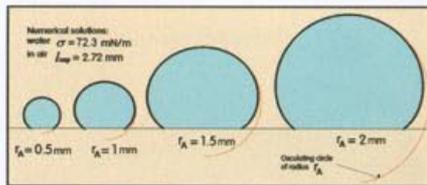


Fig. 22. Computed shapes of the sessile water drops in air for different values of the apex radius

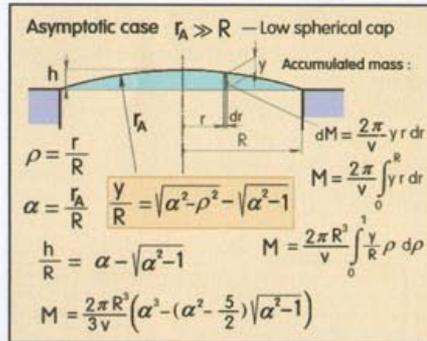


Fig. 23 The first step in derivation of the capillary capacitance: integration of the drop surface to find the amount of liquid stored inside the drop. Due to limiting the interest only to the initial part of the non-linear storage characteristic, the solution here is limited to the conditions in the nearest neighborhood of the apex point

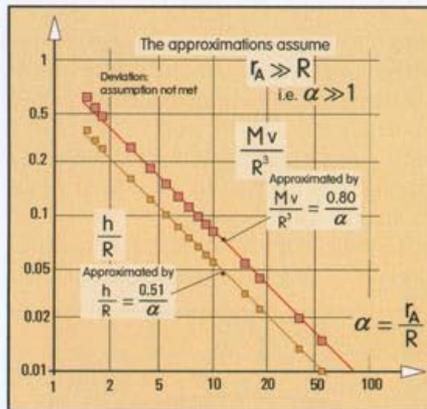


Fig. 24 Perhaps somewhat surprisingly, the rather complex expressions derived in Fig. 24 may be approximated for the assumption of large  $\alpha$  by very simple reciprocal relations.

earlier similar plots for other cases. The comparison for water as the working fluid at shows the capillary mechanism can achieve very high capacitance (second to the gravity storage) at the same diameter of the active cavity. On the other hand, the amount of the stored fluid is very small. When using other mechanisms, a safe method how to store more fluid is to use several accumulation cavities in parallel, with the resultant capacitance

Approximated  $\frac{Mv}{R^3} = \frac{0.8}{\alpha} \pi R^2 = S$

$$M = \frac{0.8 R^4}{v r_A} = \frac{0.4 S^2}{\pi^2 v^2 \sigma} v \Delta P_{\text{apex}}$$

$$v \Delta P_{\text{apex}} + gh = \Delta e \quad v \Delta P = \Delta e$$

The approximation makes it easy to evaluate the hydrostatic term

$$gh = g \frac{0.51 S}{2 \pi \sigma v} v \Delta P_{\text{apex}}$$

but it is negligible under the  $r_A \gg R$  assumption

$$M = \frac{0.4}{\pi^2 \sigma} \left(\frac{S}{v}\right)^2 \Delta e \quad M = C \Delta e$$

Capacitance  $C = \frac{0.4}{\pi^2 \sigma} \left(\frac{S}{v}\right)^2$

Fig. 25 Initial capacitance (at the beginning of the accumulation curve) evaluated for the approximate reciprocal relations from Fig. 24

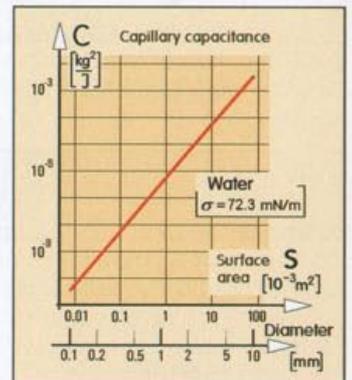


Fig. 26 Diagrammatic presentation of the relationship from Fig. 25 may be used for rough estimates of the accumulation properties of liquid (water) drops and for comparisons with similar relations for the other capacitance mechanisms, Figs 13, 23, and 26

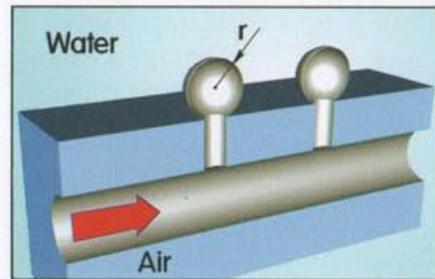
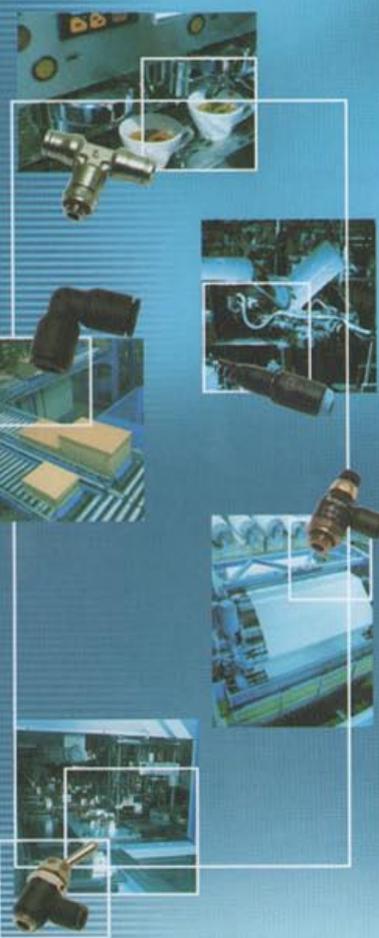


Fig. 27. The standard method of increasing the capacitance beyond the limit imposed by the acceptable size of a single storage volume is using several storage mechanisms in parallel – here in the „inverse“ case of air bubbles formed in a water-filled space. Unfortunately, this parallel operation is unstable

equal to the sum of the capacitances of all the devices. This, unfortunately, is not recommendable in the case

Gdziekolwiek  
jest ciśnienie,  
tam jest LEGRIS



Oferta firmy Legris obejmuje również szeroki  
gama komponentów hydraulicznych słowackich

Więcej informacji na stronie  
[www.legris.pl](http://www.legris.pl)

**legris** A DIVISION OF **GRUPE LEGRIS INDUSTRIES**

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

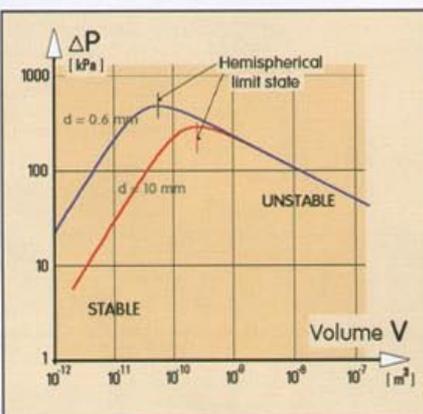


Fig. 28 The doubling (or, in general, multiplying) the storage mechanisms according to Fig. 27 is stable only in the initial part of the characteristic – where, of course, the stored amount is not large. Quite easily one of the bubbles can get beyond the stability limit and starts growing suicidally at the expense of air taken from neighbor bubbles

of the capillary capacitance due to the instability once the drops (or bubbles in Fig. 27) get beyond the hemispherical shape, whereby the increase in size and of the curvature radius leads, according to the Laplace-Young law to a decrease of the pressure opposing the input of additional fluid.

### Summary

The cycle of three articles, published in bimonthly *Pneumatyka*, covered the aspects of the notion of capacitance in microfluidic technology. Capacitance is a result of the fluid accumulation in microfluidic circuits. In microfluidic circuits there occurs both the desired accumulation, introduced into the circuit by the designer, as well as the undesired accumulation, affected by circuit properties which cannot be avoided. Facing that challenge is a condition of an adequate device and microfluidic circuit designing.

### References

- [1] Tesař V.: „Akumulační efekt při nestacionárním průtoku“ (*Accumulation Effect in unsteady flows - in Czech*), *ACTA POLYTECHNICA - Práce ČVUT v Praze*, 5 (II,1) 1979.  
[2] Hencky H., *Über den Spannungszustand in kreisrunden Platten mit verschwindender Biegesteifigkeit*, *Zeitschrift für Mathematik und Physik*, Bd. 63, p. 311, 1915.  
[3] Zhai L., Cebeci F.C., Cohen R. E., Rubner M. F., *Stable Superhydrophobic*

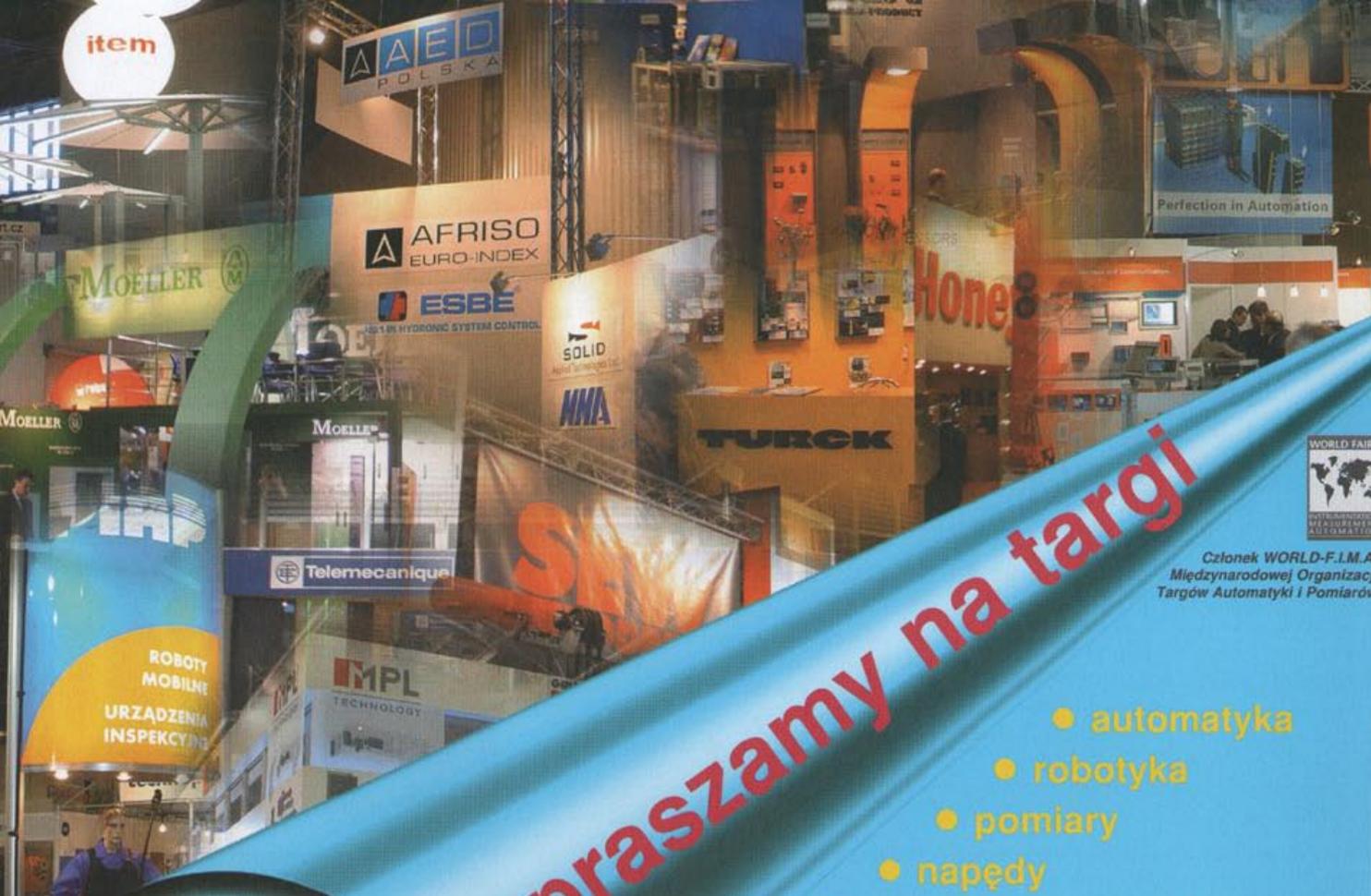
- Coatings from polyelectrolyte Multilayers*, *Nano letters*, Vol. 4, No. 7, p. 1349, 2004.  
[4] Tesař V., Peszynski K.: „Microfluidic oscillator for generating oil/water emulsions“, *Pneumatyka*, (Maj-Czerwiec) (May - June) 3(34) ISSN 1426-6644, pages 8 - 11, 2002.  
[5] Tesař V., Peszynski K.: „Capacitance in Microfluidics“, *Pneumatyka* 2 (57) 2006, ISSN 1426-6644, pages 29 - 31.  
[6] Tesař V., Peszynski K.: „Gravitational and Fluid Compression Capacitance in Microfluidics“, *Pneumatyka* 3 (58) 2006, ISSN 1426-6644, pages 48 - 50.

Václav Tesař

Institute of Thermomechanics Academy  
of Sciences of the Czech Republic  
Kazimierz Peszynski  
University of Technology and Natural  
Sciences Bydgoszcz, Poland

### Streszczenie

Prezentowany artykuł jest kontynuacją prac tych samych autorów pt. „Capacitance in Microfluidics” i „Gravitational and Fluid Compression Capacitance in Microfluidics” zamieszczonych w dwumiesięczniku „Pneumatyka” 2/57/2006 i 3/58/2006. W pierwszej części opisano ogólne zasady akumulacji płynów (cieczy i gazów) w obwodach mikrostrumieniowych. Przedstawiono podstawowe zjawiska, które mają wpływ na pojemność w technice mikrostrumieniowej: sprężystość płynów, grawitacja, elastyczność, kapilarność, deformacje komór. Przedstawiono również zasady budowy filtrów górno- i dolnoprzepustowych. W drugiej części opisano szczegółowo pojemność grawitacyjną oraz pojemność wynikającą ze sprężystości gazów. Przedstawiono modele matematyczne tych pojemności oraz przeprowadzono dyskusję nad ich wpływem na poszczególne typy obwodów mikrostrumieniowych. W niniejszej, ostatniej części cyklu zaprezentowano najbardziej charakterystyczne dla techniki mikrostrumieniowej typy pojemności: powodowane elastycznością przewodów oraz kapilarnością w elementach. Przedstawiono przede wszystkim prawa rządzące tymi zjawiskami. Zamieszczono również, w formie tabelarycznej, właściwości niektórych płynów, które mają istotny wpływ na omawiane rodzaje pojemności.



# Zapraszamy na targi

- automatyka
- robotyka
- pomiary
- napędy
- armatura przemysłowa
- pompy
- zawory



## 13-16 marca 2007 WARSZAWA

# AUTOMATICON® 2007

XIII Międzynarodowe Targi Automatyki i Pomiarów

# POMPY i ARMATURA 2007

VIII Międzynarodowe Targi Pomp i Armatury Przemysłowej

Organizatorzy targów



Biuro targów

Al. Jerozolimskie 202, 02-486 Warszawa tel. 022 874 01 50, 874 02 30; fax 022 874 01 40  
e-mail: [targi@automaticon.pl](mailto:targi@automaticon.pl) [www.automaticon.pl](http://www.automaticon.pl)

Lokalizacja targów: EXPO XXI, Warszawa, ul. Prądzyńskiego 12/14

Patronat prasowy



napędy i sterowanie



Elektronik  
MAGAZYN ELEKTRONIKI PROFESJONALISTÓW



Rynek  
INSTALACYJNY

elektro  
systemy

ELEKTRONIKA  
PRAKTYCZNA

Fakty  
MAGAZYN GOSPODARSTWA

Patronat internetowy

[automatyka.pl](http://automatyka.pl)



# Normalizacja w pneumatyce

## na tle przemian w Polsce i rozwoju branży

**Wanda Mikołajewska**

Dzisiejsza rola i zadania krajowej normalizacji w dziedzinie pneumatyki kształtowały się na tle zmiennych warunków rozwoju gospodarczego oraz przemian ustrojowych i organizacyjnych, jakie miały miejsce w Polsce i Europie w ostatnich latach XX wieku. Trzeba pamiętać, że polska pneumatyka zaczęła się rozwijać dopiero w połowie lat 70. ubiegłego wieku. Ówczesna Polska, jako jeden z krajów należących do bloku wschodniego, była silnie uzależniona od Związku Radzieckiego, a jako członek związanej w 1949 r. w Moskwie Rady Wzajemnej Pomocy Gospodarczej w każdej dziedzinie pozostawała pod całkowitym wpływem postanowień i decyzji Rady.

**P**ierwsze polskie normy dla pneumatyki, zawierające bazowe wytyczne klasyfikacyjne i wymiarowe, były odpowiednikami norm RWPG. Ponieważ w tamtych latach postanowienia norm krajowych były obowiązujące, dlatego wprowadzenie jednolitej klasyfikacji elementów pneumatyki oraz znormalizowanych wymiarów i parametrów pracy trzeba uznać za pozytywny efekt. Tym bardziej że w wymienionym wyżej zakresie normy te były zgodne z dokumentami międzynarodowej organizacji normalizacyjnej ISO, do której już wówczas należała Polska, a także inne kraje RWPG.

### RWPG a ISO

Gorzej wyglądała sytuacja na polu wymagań i metod badań elementów pneumatyki. Polska, jak większość krajów Europy Wschodniej, nie miała tu wystarczającego doświadczenia. Dlatego w pracach tych dominowali

zwykle specjaliści Związku Radzieckiego, wprowadzając do norm RWPG wymagania i metody badań stosowane we własnym kraju. Posiłkowanie się w tym przedmiocie normami ISO oraz doświadczeniem państw członkowskich nie mogło być rozwiązaniem, ze względu na przedłużające się w ISO uzgodnienia w zakresie jednolitych wymagań i procedur badawczych. Wobec braku alternatywy normy RWPG w większości przygotowywali specjaliści ZSRR, zgodnie z ich krajowymi postanowieniami. Jednakże analogiczne prace w ISO cały czas były prowadzone. Dlatego Polska, uznając za priorytetowe postanowienia określone w normach międzynarodowych, przyjęła zasadę pierwszeństwa dla norm ISO i wprowadzała do krajowego zbioru tylko te normy RWPG, które nie zawierały niezgodności z dokumentami międzynarodowymi. Takie postępowanie zaowocowało po 1991 r. (rozwiązanie RWPG) i uchroniło nas przed koniecznością unieważniania krajowych norm wprowadzających dokumenty RWPG. Widać więc, że krajowe prace normalizacyjne w dziedzinie pneumatyki od początku ukierunkowano na sukcesywne wprowadzanie norm międzynarodowych ISO, zwykle stosując metodę tłumaczenia. W wyniku tych prac zbiór polskich norm dla pneumatyki systematycznie się powiększał, zarówno liczbowo, jak też pod względem rozpiętości obejmowanych zagadnień. W latach 80. i 90. międzynarodowa organizacja ISO opublikowała kolejne normy, w tym na wymagania i metody badań dla wybranych elementów sprężonego powietrza, które sukcesywnie wprowadzano do zbioru PN.

### Normalizacja w UE

Ostatnie lata XX wieku to czas wyraźnego przyspieszenia tempa prac normalizacyjnych w krajach członkowskich Unii Europejskiej. Przyczyną tego był przede wszystkim rozwój wielu dziedzin przemysłu, rosnąca świadomość i wymagania użytkowników,

wzrost konkurencyjności na rynkach międzynarodowych, a w konsekwencji potrzeba systematycznego podwyższenia poziomu jakości wyrobów i usług. Równocześnie coraz większe znaczenie Unii Europejskiej i wzajemne oddziaływanie jej krajów stały się motorem analogicznych działań prowadzonych w komitetach normalizacyjnych UE (CEN i CENELEC). W latach 90. ubiegłego wieku rocznie opracowywano kilka tysięcy nowych norm europejskich, których podstawowa rola to zapewnienie bezpieczeństwa ludzi, ochrona środowiska oraz systematyczne podnoszenie poziomu jakości i funkcjonalności wyrobów i usług. Podobne priorytety musiały przyjąć wszystkie kraje, w tym Polska, kandydujące do Unii Europejskiej, czego wyrazem stało się ukierunkowanie całej krajowej działalności normalizacyjnej na wprowadzanie norm europejskich. Pneumatyka – dziedzina o wysokim stopniu bezpieczeństwa wynikającym z charakteru i właściwości roboczego medium oraz parametrów pracy, praktycznie nie była przedmiotem prac europejskich komitetów normalizacyjnych. Aby spełnić podstawowe wymagania UE, opracowano jedyną normę EN dla pneumatyki, określającą zasady bezpieczeństwa dla urządzeń i układów. Nasilenie prac w Unii Europejskiej, które pociągnęło za sobą zaangażowanie dużej liczby specjalistów i ekspertów wysoko rozwiniętych krajów Europy, w sposób niezamierzony przyczyniło się do zwolnienia tempa prac w organizacji międzynarodowej ISO. Sytuacja taka widoczna była zwłaszcza w ostatnich latach ubiegłego wieku. W pneumatyce, dla której w Unii Europejskiej nadal nie opracowuje się żadnych norm, brak systematycznie publikowanych nowych dokumentów normalizacyjnych, „nadążających” za postępem technicznym oraz potrzebami i wymaganiami rynku, mogłby niekorzystnie wpłynąć nie tylko na jakość i bezpieczeństwo wyrobów, ale także na wymianę handlową i rozszerzanie współpracy między krajami. Wycho-

dząc naprzeciw widocznym potrzebom na przestrzeni ostatnich lat, komitet techniczny TC 131 zajmujący się w organizacji ISO zagadnieniami napędów płynowych wyraźnie zwiększył liczbę i tempo prowadzonych prac. Inicjuje się nowe tematy, równolegle monitorując postęp techniczny w branży, nowelizowane są normy międzynarodowe wcześniej ustanowione. W minionym dziesięcioleciu nastąpił dalszy rozwój pneumatyki, wzrosło także zainteresowanie wykorzystaniem energii sprężonego powietrza w wielu dziedzinach życia. Dlatego tak ważne jest świadome uczestniczenie przedstawicieli krajów członkowskich w pracach komitetu ISO TC 131 i systematyczne wprowadzanie do stosowania nowych norm.

### **Ostatnio ustanowione normy ISO**

Postęp i zakres realizowanych prac można zobrazować, wymieniając ważniejsze, ustanowione w ciągu kilku ostatnich lat nowe normy międzynarodowe ISO dotyczące pneumatyki. Nie mają one odpowiedników krajowych, dlatego aby uniknąć niejednoznacznego lub niezrozumiałego tłumaczenia, tytuły podano w języku oryginału, z krótkim wyjaśnieniem ich przedmiotu. I tak w latach 2005/2006 w TC 131 opracowano i przekazano do publikacji dokumenty jak niżej:

- ISO 20401:2005 Pneumatic fluid power – Directional control valves – Specification of pin assignment for electrical round connectors of diameters 8 mm and 12 mm – dotyczy łączników elektrycznych dla zaworów rozdzielających mniejszych niż wg ISO 5599; do normy tej w tym samym roku opracowano dodatek korygujący (ISO 20401:2005/Cor 1:2005)
- ISO 16030:2001/Amd 1:2005 – jest to poprawka do normy ISO 16030:2001 Pneumatic fluid power – Connections – Port and stud ends – dotyczy otworów i końcówek łączników stosowanych w pneumatyce
- ISO 6301-2:2006 Pneumatic fluid power – Compressed-air lubricators – Part 2: Test methods to determine the main characteristics to be included in supplier's literature – nowa norma, która zastąpiła wcześniejszy dokument z 1997 r. ISO 6301-2:1997
- ISO 6953-1:2000/Cor 1:2006 – dodatek korygujący do normy dla pneumatycznych zaworów redukcyjnych,

tj. ISO 6953-1:2000 Pneumatic fluid power – Compressed-air pressure regulators and filter-regulators – Part 1: Main characteristics to be included in literature from supplier's and product-marking requirements

- ISO 1219-1:2006 Fluid power systems and components – Graphic symbols and circuit diagrams – Part 1: Graphic symbols for conventional use and data-processing applications – dokument wspólny dla hydrauliki i pneumatyki określający zasady tworzenia symboli graficznych, zastępuje normę ISO 1219-1 z 1995 r.

### **Normy ISO do 2004 r.**

Normy międzynarodowe ustanowione w latach 2000-2004 opisano w poprzednich numerach „Pneumatyki”, jednak dla przypomnienia poniżej wymieniono ważniejsze z nich.

- ISO 10099:2001 Pneumatic fluid power – Cylinders – Final examination and acceptance criteria
- ISO 12238:2001 Pneumatic fluid power – Directional control valve – Measurement of shifting time
- ISO 16030:2001 Pneumatic fluid power – Connectors – Port and stud ends (do której w ubiegłym roku wprowadzono poprawkę, patrz wyżej)
- ISO 5599-1:2001 Pneumatic fluid power – Five-port directional control valves – Part 1: Mounting interface surfaces without electrical connector; trzecia część tej normy, tj. ISO 5599-3, w której określono system kodowego oznaczania zaworów rozdzielających, została w 2006 r. wycofana, jako nie znajdująca powszechnego zastosowania
- ISO 15407-1:2000 Pneumatic fluid power – Five-port directional control valves, sizes 18 mm and 26 mm – Part 1: Mounting interface surfaces without electrical connector
- ISO 15407-2:2003 Pneumatic fluid power – Five-port directional control valves, sizes 18 mm and 26 mm – Part 3: Mounting interface surfaces with optional electrical connector
- ISO 8778:2003 Pneumatic fluid power – Standard reference atmosphere
- ISO 15218:2003 Pneumatic fluid power – 3/2 solenoid valves – Mounting interface surfaces
- ISO 15552:2004 Pneumatic fluid power – Cylinders with detachable mounting, 1 000 kPa (10 bar) series, bores from 32 mm to 320 mm – Basic, mounting and accessories dimensions

- ISO 14743:2004 Pneumatic fluid power – Push-in connectors for thermoplastics tubes
- ISO 17082:2004 Pneumatic fluid power – Valves – Data to be included in supplier literature
- ISO 21287:2004 Pneumatic fluid power – Cylinders – Compact cylinders, 1 000 kPa (10 bar) series, bores from 20 mm to 100 mm.

### **Inicjowanie nowych prac**

Na uwagę zasługują także propozycje nowych prac ISO obejmujące zagadnienia pneumatyki. Nie są to jeszcze projekty norm, nie jest także ustalony tok prac ani grupy robocze. Jednak dla treści przyszłej normy ważne jest, aby już od chwili zgłoszenia tematu w inicjowanych pracach brali udział przedstawiciele wszystkich krajów członkowskich ISO. Niestety, polscy specjaliści w dziedzinie pneumatyki zwykle nie wykazują na tym polu aktywności i większego zainteresowania. Z pewnością pewne utrudnienie stanowi konieczność czynnego uczestniczenia w spotkaniach grup roboczych i posiedzeniach ISO, które organizowane są w krajach członkowskich. Ale w przypadku gdy rozpoczynane prace dotyczą ważnych dla pneumatyki zagadnień, większe zaangażowanie naszych specjalistów byłoby korzystne dla rozwoju branży. Zgłoszone ostatnio ciekawe propozycje nowych norm międzynarodowych to sześć dokumentów, których przedmiotem są zawory rozdzielające elektropneumatyczne sterujące ciśnieniem lub przepływem, w tym trzy- i pięćdrogowe. Dla każdego rodzaju zaworów przewidziane są dwie części, w których będą określone wymagania w zakresie charakterystyk technicznych oraz metody ich określania. Dokumenty zostały zapisane jako robocze propozycje (ISO/WD) i ich wprowadzenie do planu prac ISO poddano głosowaniu wg wstępnych tytułów i przewidywanego zakresu.

Oprócz tego w ISO TC 131 zgłoszono potrzebę opracowania nowej normy odniesionej do zasad bezpieczeństwa w pneumatyce, która miałaby wpłynąć na bezpieczeństwo w trakcie projektowania, wprowadzania do stosowania i użytkowania elementów pneumatyki. Na obecnym etapie zapisano ją jako roboczy dokument techniczny (ISO/TS). W przypadku akceptacji ze strony większości krajów członkowskich prace nad

przygotowaniem wyżej wymienionych nowych dokumentów rozpoczyna się już w przyszłym roku. Informacje na ten temat zamieścimy w jednym z kolejnych numerów „Pneumatyki”.

### Nowelizacje w toku

Na zakończenie warto przypomnieć prowadzone obecnie nowelizacje norm ISO. Najważniejszy jest dokument, który ma na celu zweryfikowanie (w stosunku do poprzedniej normy ISO 6358) i ujednoczenie metod pomiaru parametrów przepływowych elementów pneumatyki. Niekwestionowane znaczenie tych prac i zaangażowanie specjalistów z wielu krajów przyniosło efekt w postaci wstępnie uzgodnionego dokumentu czteroczęściowego przygotowanego jako kolejne części przyszłej normy, tj. ISO 6358-1, -2, -3, -4.

Ponadto od kilku lat prowadzone są prace nad nowym wydaniem obszernej normy terminologicznej ISO 5598:1985. Jest to tzw. słownik ISO,

wprowadzony do zbioru norm krajowych jako PN-91/M-73001. Obecnie poddano pod głosowanie projekt normy jako ISO/DIS 5598.

Bardzo ważna dla pneumatyki jest także grupa norm opracowywanych w Komitecie TC 118, z których najważniejsze to dokumenty stosowane do określania jakości sprężonego powietrza wykorzystywanego jako medium robocze w układach pneumatycznych. Zawarto je we wspólnej normie arkuszowej ISO 8573, której obecne wydanie składa się z 9 części. W części I podano zakres zanieczyszczeń i znormalizowane klasy czystości. W pozostałych częściach opisano metody pomiaru poszczególnych rodzajów zanieczyszczeń. Normę tę omawiano w jednym z poprzednich wydań „Pneumatyki”. Oczywiście jak wszystkie normy ISO, także i te podlegają okresowym przeglądom i w razie potrzeby prowadzona jest ich nowelizacja. I tak w 2006 r. rozpoczął się przegląd części 4 i 5 dotyczących metodyki pomiaru zawartości w sprężonym powietrzu zanieczyszczeń w postaci cząstek stałych

oraz par oleju i związków organicznych. Obecnie jest w trakcie głosowania.

Jak wynika z powyższej prezentacji, w organizacji ISO stale inicjowane są nowe prace i nowelizowane ustanowione wcześniej normy. Ze względu na rolę i znaczenie norm międzynarodowych dla branży pneumatyki warto śledzić przebieg tych prac i stosować postanowienia publikowanych dokumentów. Dlatego w następnych wydaniach „Pneumatyki” będą sukcesywnie zamieszczane aktualne informacje o przebiegu prac normalizacyjnych obejmujących zagadnienia pneumatyki. Bieżące dane na temat norm ISO oraz odpowiednich dokumentów krajowych można uzyskać w sekretariacie Krajowego Komitetu Technicznego Nr 208 z siedzibą w Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach.

Wanda Mikołajewska  
OBREiUP Kielce

# HIROSS

Compressed Air Treatment  
Osuszacze chłodnicze



Starlette	0,2-3,0 m <sup>3</sup> /min
PoleStar	4,0-110,0 m <sup>3</sup> /min
Quasar	130,0-350,0 m <sup>3</sup> /min
LCD	62,1-446,8 m <sup>3</sup> /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

# Wirtualne laboratorium pneumatyki

Ryszard Dindorf

Współczesna technika projektowania, modelowania, symulacji, animacji, wizualizacji, sterowania, badania, wytwarzania, eksploatacji i diagnostyki napędów i sterowania pneumatycznego wymaga wspomaganie komputerowego. Programy i sieci komputerowe oraz Internet mogą być wykorzystane także do tworzenia wirtualnych laboratoriów pneumatycznych, przydatnych w badaniach naukowych i zajęciach dydaktycznych.

## Interaktywne programy uczące

W programach interaktywnych wykorzystuje się interakcję, czyli wzajemne oddziaływanie programu i jego użytkownika. Programy interaktywne należą do grupy programów komputerowych uczących CBT (Computer Basis Training), które służą do systematycznego treningu w różnych dziedzinach techniki z udziałem komputera, oprogramowania i sieci komputerowej (Internetu). Trening rozumiany jest jako systematyczne ćwiczenia w celu uzyskania maksymalnych umiejętności w danej dziedzinie pod nadzorem trenera, którym może być program interaktywny wykorzystywany w trybie on-line lub off-line. Nie opracowano jeszcze w pełni interaktywnego programu komputerowego obejmującego całościowe podejście: od projektowania, modelowania i symulacji do badania napędów pneumatycznych. Większość programów firmowych (Festo, SMC) służy do projektowania (doboru) wybranych elementów pneumatycznych, natomiast programy specjalne (*PneuSimPro*, *Automation Studio*, *FluidSim*) służą do projektowania układów pneumatycznych. Programy te umożliwiają w pro-

sty sposób budowę schematów układów pneumatycznych i elektropneumatycznych, sprawdzenie poprawności ich działania przez animację ruchu, wyznaczanie cyklogramów pracy elementów układu oraz dobór elementów układu z dostępnych katalogów. Można wykorzystać także różne interaktywne programy uczące przez Internet (Interactive Training Program using Internet Technology), np. program *WebTr@iner Pneumatics* [6], który jest przeznaczony do nauki podstaw pneumatyki i sterowania systemami pneumatycznymi.

Programy interaktywne działają w oparciu o bazy danych i algorytmy obliczeniowe, umożliwiają dostęp do wielu wybranych informacji, reagują dynamicznie na polecenia użytkownika. Programy interaktywne stosowane w projektowaniu napędów pneumatycznych powinny zawierać następujące bloki:

- Leksykon – podstawowe pojęcia, terminologie i definicje z zakresu napędów pneumatycznych z odpowiednim słownictwem angielskim.
- Biblioteki – schematy elementów i układów pneumatycznych, elektrycznych, mechanicznych.
- Tablice – podstawowe parametry stosowane w napędach pneumatycznych, właściwości powietrza, wartości współczynników oporu przepływu itp.
- Zbiory schematów i rysunków CAD, opisów działania i wizualizacji działania wybranych elementów i układów pneumatycznych.
- Zestawy podstawowych wiadomości i zasad projektowania elementów oraz układów pneumatycznych.
- Opisy struktury sterowania i regulacji wybranych elementów i układów pneumatycznych.
- Algorytmy obliczeń statycznych podstawowych elementów i układów pneumatycznych.
- Algorytmy obliczeń dynamicznych podstawowych elementów i układów pneumatycznych.
- Przykłady projektowania napędów pneumatycznych.

- Zestawy ćwiczeń i testów do samodzielnego rozwiązywania oraz sprawdzania swoich wiadomości.

Baza danych jest zbiorem informacji zapisanych w ściśle określony sposób w strukturach odpowiadających założonemu modelowi danych (bazy proste, bazy złożone). Baza danych utworzona w programach interaktywnych umożliwia gromadzenie informacji i ich dalsze przetwarzanie, np. podczas symulacji napędów pneumatycznych. Każda baza danych musi mieć pewien sposób organizacji i zapisywania, umożliwiający jej przeszukanie, bieżącą analizę i dalsze przetwarzanie w innych systemach lub programach.

## Wirtualne laboratoria badawcze i dydaktyczne

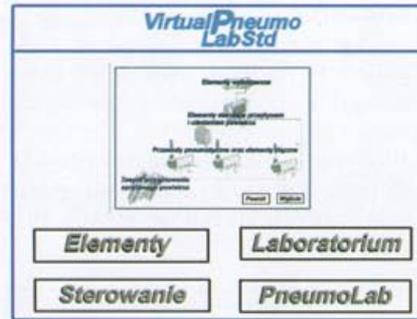
Wirtualna rzeczywistość jest obecna także w laboratoriach badawczych i dydaktycznych, w których tradycyjny eksperyment można zastąpić eksperymentem na odległość. Głównym celem tworzenia takich laboratoriów jest ułatwienie i przyspieszenie kształcenia, wymiana poglądów, prowadzenie wspólnych badań, a w końcu fizyczne udostępnienie zasobów aparaturowych i centrów naukowych. Idea ta jest szczególnie atrakcyjna dla nauk podstawowych (fizyka, mechanika, chemia, biologia, medycyna) oraz nauk technicznych, w tym także dla napędu i sterowania pneumatycznego. Koncepcja wirtualnego laboratorium, mimo znaczących kosztów jej opracowania, jest rozwiązaniem niezbędnym dla jednostek naukowych i dydaktycznych o ograniczonych zasobach aparaturowych [2]. Jest także jedną drogą szerszego otwarcia się nauki na potrzeby społeczne w sferze edukacji i specjalizacji zawodowej, np. w dziedzinach najnowszych technologii (robotyka, mechatronika, pneumatronika, biomechatronika).

Wirtualne laboratoria mogą być wykorzystywane podczas zajęć dydaktycznych, w których większa grupa

studentów ma możliwość uczestniczenia w ćwiczeniach, badaniach i eksperymentach. W tradycyjnym modelu kształcenia wykorzystuje się bezpośredni kontakt ucznia lub studenta z wykładowcą oraz literaturą (książkami, czasopismami, katalogami) jako jedynym środkiem samokształcenia [1]. Nowoczesne metody kształcenia wykorzystujące techniki komputerowe (programy, sieci komputerowe, Internet) znacznie wzbogaciły narzędzia kształcenia i samokształcenia oraz zwiększyły ich dostępność i efektywność. Pojęcie *wirtualne* zwłaszcza w skojarzeniu z *laboratorium* dotyczy laboratorium, które nie istnieje fizycznie, lecz w pamięci komputera, sieci komputerowej lub Internecie [3]. Ćwiczenia w wirtualnym laboratorium przeprowadza się na ekranie komputera przy czynnym udziale studenta lub ucznia. Jednym w Polsce interaktywnym programem uczącym, przeznaczonym do kształcenia w zakresie napędu i sterowania pneumatycznego, jest program o nazwie *VirtualPneumoLab*, który został opracowany przez firmę HedenMedia [5]. Poprzednia wersja programu, opracowana przez HedenMedia przy współpracy z Katedrą Techniki Automatyki Politechniki Białostockiej, nosiła nazwę *PNEUMA<sup>KTA</sup>* [4]. Program *VirtualPneumoLab* jest przeznaczony do wirtualnych ćwiczeń laboratoryjnych z pneumatycznych układów sterowania oraz do nauki podstaw budowy oraz działania elementów i układów pneumatycznych.

Program ten wyposażony został również w nakładkę o nazwie *PneumoLab*, wyposażoną w narzędzia CAD do tworzenia własnych schematów układów pneumatycznych. Licencyjny program *VirtualPneumoLab* wykorzystywany jest w Zakładzie Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach do celów dydaktycznych na różnym poziomie kształcenia z przedmiotów: napędy i sterowanie pneumatyczne oraz pneumatyczne urządzenia automatyki.

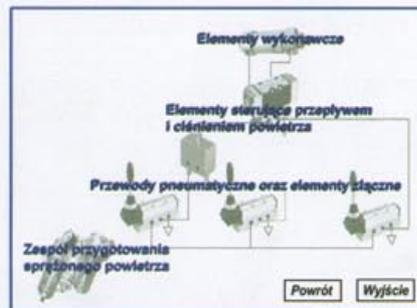
Menu główne programu *VirtualPneumoLab* (rys. 1) zawiera cztery oddzielne bloki: elementy – elementy napędu pneumatycznego, laboratorium – zestaw ćwiczeń wirtualnych, sterowanie – przykłady układów sterowania napędów pneumatycznych oraz *PneumoLab* – nakładkę programu do tworzenia schematów układów sterowania pneumatycznego (nakład-



Rys. 1 Główne okno dialogowe (menu główne) programu *VirtualPneumoLab* [4]

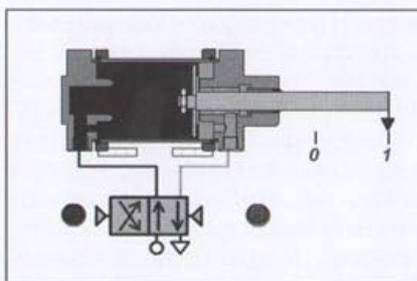
ka ta jest dostępna w wielostanowiskowej wersji programu).

- Blok elementów zawiera: elementy wykonawcze, elementy sterujące przepływem i ciśnieniem powietrza, przewody elastyczne i elementy złączne oraz zespół przygotowania sprężonego powietrza (rys. 2).



Rys. 2 Blok opisu i animacji elementów pneumatycznych [4]

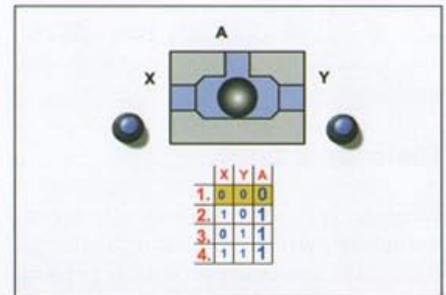
- Przedstawiono tylko trzy elementy wykonawcze: siłownik jednostronnego działania pchający z powrotem tłok pod wpływem sprężyny, siłownik dwustronnego działania z jednostronnym tłoczyskiem oraz siłownik dwustronnego działania z dwustronnym tłoczyskiem. Do każdego siłownika dołączono opis ich budowy i zasady działania oraz przedstawiono ich symbole



Rys. 3. Animacja działania siłownika dwustronnego działania z jednostronnym tłoczyskiem [4]

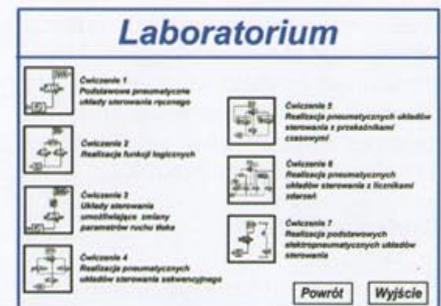
graficzne i animacje działania (rys. 3).

- Zamieszczono następujące elementy sterujące przepływem i ciśnieniem powietrza: zawory rozdzielające 2/2, 3/2, 4/2 i 5/2 sterowane mechanicznie i pneumatycznie, zawory zwrotne nie obciążone i obciążone sprężyną, zawór szybkiego spustu powietrza, zawór dławiąco-zwrotny oraz zawory logiczne koniunkcji i alternatywy. Opisano zasadę działania każdego zaworu, przedstawiono ich symbole graficzne oraz animacje działania. Na rys. 4 przedstawiono sposób animacji działania zaworu logicznego alternatywy.



Rys. 4 Animacja działania zaworu logicznego alternatywy [4]

- W części „Przewody elastyczne i elementy złączne” przedstawiono nazwy i zdjęcia wybranych przewodów i złązek.
- W części „Zespół przygotowania sprężonego powietrza” opisano blok przygotowania sprężonego powietrza, składający się z filtra, zaworu redukcyjnego z manometrem i smarownicy.

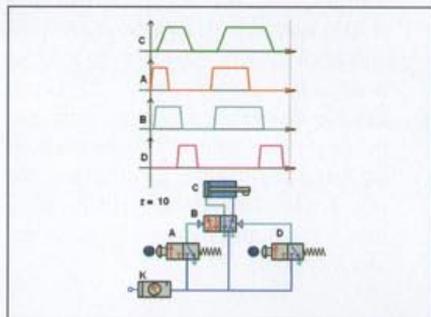


Rys. 5 Blok wirtualnych ćwiczeń laboratoryjnych [4]

- Blok laboratorium zawiera zestaw siedmiu wirtualnych ćwiczeń laboratoryjnych (rys. 5):

**Ćwiczenie 1.**

Realizacja podstawowych pneumatycznych układów sterowania: sterowanie bezpośrednie siłownikiem jednostronnego i dwustronnego działania, sterowanie pośrednie siłownikiem jednostronnego i dwustronnego działania (rys. 6).



Rys. 6 Animacja układu pośredniego sterowania siłownikiem dwustronnego działania [4]

**Ćwiczenie 2.**

Realizacja funkcji logicznych: sterowanie siłownikiem jednostronnego działania z wykorzystaniem funkcji alternatywy lub koniunkcji oraz siłownikiem dwustronnego działania z wykorzystaniem funkcji alternatywy i koniunkcji.

**Ćwiczenie 3.**

Realizacja układów sterowania umożliwiających zmianę parametrów ruchu tłoka siłownika – sterowanie prędkością siłowników jednostronnego i dwustronnego działania z zastosowaniem zaworów dławiących i dławiąco-zwrotnych.

**Ćwiczenie 4.**

Realizacja pneumatycznych układów sterowania sekwencyjnego z wykorzystaniem wyłącznika krańcowego, elementu czasowego, zaworu progowego oraz włączników krańcowych – ruch oscylacyjny siłownika.

**Ćwiczenie 5.**

Realizacja pneumatycznych układów sterowania z przekaźnikiem czasowym.

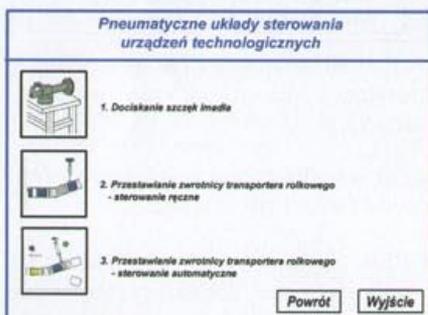
**Ćwiczenie 6.**

Realizacja pneumatycznych układów sterowania z licznikiem zdarzeń.

**Ćwiczenie 7.**

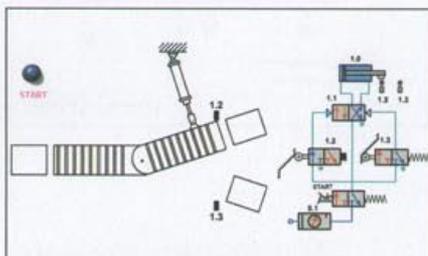
Realizacja podstawowych elektro-pneumatycznych układów sterowania.

- Blok sterowania zawiera trzy przykłady praktycznego wykorzystania pneumatycznych układów sterowania (rys. 7):



Rys. 7 Blok zastosowania pneumatycznych układów sterowania [4]

- dociskanie szczęk imadła,
- przestawianie zwrotnicy transportera rolkowego – sterowanie ręczne,



Rys. 8 Pneumatyczny układ automatycznego sterowania przestawianiem zwrotnicy transportera rolkowego [4]

- przestawianie zwrotnicy transportera rolkowego – sterowanie automatyczne (rys. 8).

**Podsumowanie**

Interaktywne programy komputerowe zawierające wirtualne ćwiczenia laboratoryjne, np. w zakresie sterowania układami pneumatycznymi, umożliwiają uczniom, studentom i uczestnikom różnych kursów szkoleniowych łatwiejsze i szybsze przyswojenie materiału dydaktycznego z tego zakresu oraz rozwijanie zdolności technicznych i konstrukcyjnych, a także kształtowanie wyobraźni technicznej. Dzięki specjalnie dobranym wirtualnym ćwiczeniom laboratoryjnym,

wykorzystującym animacje komputerowe, można nauczyć się podstaw projektowania i zasady działania oraz sterowania napędami pneumatycznymi i elektropneumatycznymi. Proces dydaktyczny z wykorzystaniem interaktywnego oprogramowania oraz wirtualnych ćwiczeń laboratoryjnych w porównaniu z tradycyjnymi metodami nauczania jest bardziej skuteczny, atrakcyjny i interesujący dla uczniów i studentów. Zaletą programów interaktywnych jest m.in. zwiększona wydajność pracy, ponieważ student może pracować na uczelni oraz w domu, w dowolnym dla siebie czasie. Możliwe jest także ujednoczenie poziomu kształcenia w różnych ośrodkach dydaktycznych, a w przypadku nauczania na odległość także znaczne zredukowanie kosztów kształcenia zarówno dla studentów, jak i uczelni.

**Literatura**

- [1] Dindorf R.: *Hydraulika i Pneumatyka. Podręcznik akademicki*. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2003.
- [2] Kalata B.: *Virtual Laboratory*. <http://student.uci.agh.edu.pl/~kalata/vilab.pdf>.
- [3] Myszka W.: *Wirtualne laboratorium mechaniki – czy warto?* <http://www.immt.pwr.wroc.pl>.
- [4] Siemieniako F., Karpovich S., Husio T.: *Ćwiczenia z automatyki. Napęd i sterowanie pneumatyczne*. Skrypt Politechniki Białostockiej, Białystok 2004.
- [5] *VirtualPneumaLab*. HedenMedia, Białystok.
- [6] WebTr@iner. Bosch Rexroth Co. Langenhagen (Germany).

dr hab. inż. Ryszard Dindorf,  
profesor Politechniki Świętokrzyskiej,  
kierownik Zakładu Mechatroniki

# Gudepol – nowa oferta sprężarek kompaktowych

Może nie wszyscy czytelnicy „Pneumatyki” wiedzą, ale GUDEPOL trzy lata temu z firmy typowo handlowej przekształcił się w firmę handlowo-produkcyjną. Inwestycja w zakład produkujący sprężarki śrubowe w dalszej perspektywie okazała się bardzo trafionym pomysłem.

Pierwszymi modelami sprężarek, które opuściły halę Gudepolu, były modele z serii SWI. Są to maszyny stacjonarne w trzech wersjach silnikowych: 7,5, 11, 15 kW, w obudowie dźwiękochłonnej, wyposażone w mikroprocesorowy panel sterujący. Bardzo udana konstrukcja pozwoliła odnieść firmie GUDEPOL znaczący sukces rynkowy. Kolejnym krokiem było wprowadzenie na rynek nowej konstrukcji, czyli sprężarek z serii SCA.



Fot. 1 Sprężarka kompaktowa śrubowa SMART 5,5 kW z osuszaczem i zbiornikiem 270 l

Są to urządzenia w przedziale mocy: 15, 18,5, 22, 30, 37 kW, wyposażone w panel sterowniczy z wieloma funkcjami umożliwiającymi pełną kontrolę pracy sprężarki. Również ta konstrukcja została bardzo przychylnie przyjęta przez naszych klientów. Roczne doświadczenie w jej produkcji utwierdziło naszych konstruktorów w przekonaniu, że wprowadzanie na rynek nowych rozwiązań daje nam



Fot. 2 Stanowiska montażu sprężarek SMART i SWI

wielką szansę rozwoju firmy. W grudniu 2006 roku, po sześciu miesiącach prac konstrukcyjnych, wprowadziliśmy do naszej stałej oferty produkcyjnej sprężarki śrubowe kompaktowe. Są to urządzenia wyprodukowane z myślą o sektorze motoryzacyjnym i małych firmach produkcyjno-usługowych. Sprężarki o wdzięcznej nazwie SMART produkowane są w dwóch wersjach silnikowych – 5,5 i 7,5 kW, moduł pompujący umieszczony jest w obudowie dźwiękochłonnej, osadzonej na zbiorniku 270 l lub 500 l, całością steruje panel mikroprocesorowy, a o jakość sprężonego powietrza dbają filtr i osuszacz ziębniczy montowany opcjonalnie razem ze sprężarką. Filtr i osuszacz wyposażone są standardowo w automatyczny, czasowy wyrzutnik kondensatu. Zamontowanie w urządzeniu chłodnicy olejowo-powietrznej umożliwia pracę sprężarki w trudnych warunkach, które często występują w sektorze małych firm, dla których stworzenie wyodrębnionej odpowiednio wentylowanej sprężarkowni stanowi duży problem. SMART standardowo wyposażony jest we włącznik gwiazda-trójkąt ułatwiający rozruch, a zastosowana automatyka zabezpiecza urządzenie

przed zanikiem faz, niewłaściwym podłączeniem, przeciążeniem silnika oraz kontroluje temperaturę pracy modułu śrubowego. Natomiast mikroprocesorowy panel sterujący umożliwia wgląd w czas pracy, terminy wymiany filtrów i oleju oraz sygnalizuje przyczyny wyłączenia urządzenia wynikające z nieprawidłowej eksploatacji. Więcej informacji o SMARTACH i innych sprężarkach można uzyskać na stronie internetowej [www.gudepol.com.pl](http://www.gudepol.com.pl). Konstrukcje kompaktowe od kilkunastu lat są z powodzeniem wprowadzane na rynek przez renomowanych producentów sprężarek, dlatego GUDEPOL zdecydował się na poszerzenie swojej oferty produkcyjnej o ten rodzaj sprężarek. O sukcesie każdego przedsięwzięcia produkcyjno-handlowego decydują przede wszystkim klienci, a na ich opinię poczekać musimy co najmniej rok, tak więc czytelnikom „Pneumatyki” i sobie życzyć sukcesów w 2007 roku.

Artykuł promocyjny  
Gudepol  
Roman Ryznar



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 przetwarzania gazu ziemnego, biogazu itp.
- osłony i obudowy dźwiękochłonna-izolacyjne dla wszelkiego typu urządzeń
- dmuchawy

[www.comprot.com.pl](http://www.comprot.com.pl)



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](mailto:comprot@comprot.com.pl)

[www.comprot.com.pl](http://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](mailto:serwis@comprot.com.pl)

[www.comprot.com.pl](http://www.comprot.com.pl)



Medale i wyróżnienia



## Spis reklam

### Oktadka

I	-----	Bibus Menos
II	-----	domnick hunter
III	-----	Prema
IV	-----	Festo
Alup	-----	3
CompRot	-----	52
Gudepol	-----	6
Hiross	-----	19, 47
Inwet	-----	7
Legris	-----	43
Mark	-----	3
MTK	-----	18
MTP	-----	35
Pneumatik S.A.	-----	7
Targi Automaticon	-----	44
Targi Silmex	-----	19
WAN	-----	21

## 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.

### Artykuły promocyjne

Bibus Menos	-----	8
Pneumatik S.A.	-----	10
In-Tech	-----	16
ELEM	-----	20
Techem	-----	22, 23
Gudepol	-----	51

## 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

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

I.k. nr rachunku odbiorcy: 95 1060000760000409910133389

W P PLN

nr rachunku zleciłodawcy (przelew) / kwota słownie (wpłata):

nazwa zleciłodawcy:

nazwa zleciłodawcy cd.:

tytułem:

tytułem cd.:

Oplata:

pieczęć, data i podpis(y) zleciłodawcy

**Polecenie przelewu / wpłata gotówkowa**

nazwa odbiorcy: WYDAWNICTWO LEKTORIUM

nazwa odbiorcy cd.: 53 - 608 WROCŁAW ROBOTNICZA 72

I.k. nr rachunku odbiorcy: 95 1060000760000409910133389

W P PLN

nr rachunku zleciłodawcy (przelew) / kwota słownie (wpłata):

nazwa zleciłodawcy:

nazwa zleciłodawcy cd.:

tytułem:

tytułem cd.:

Oplata:

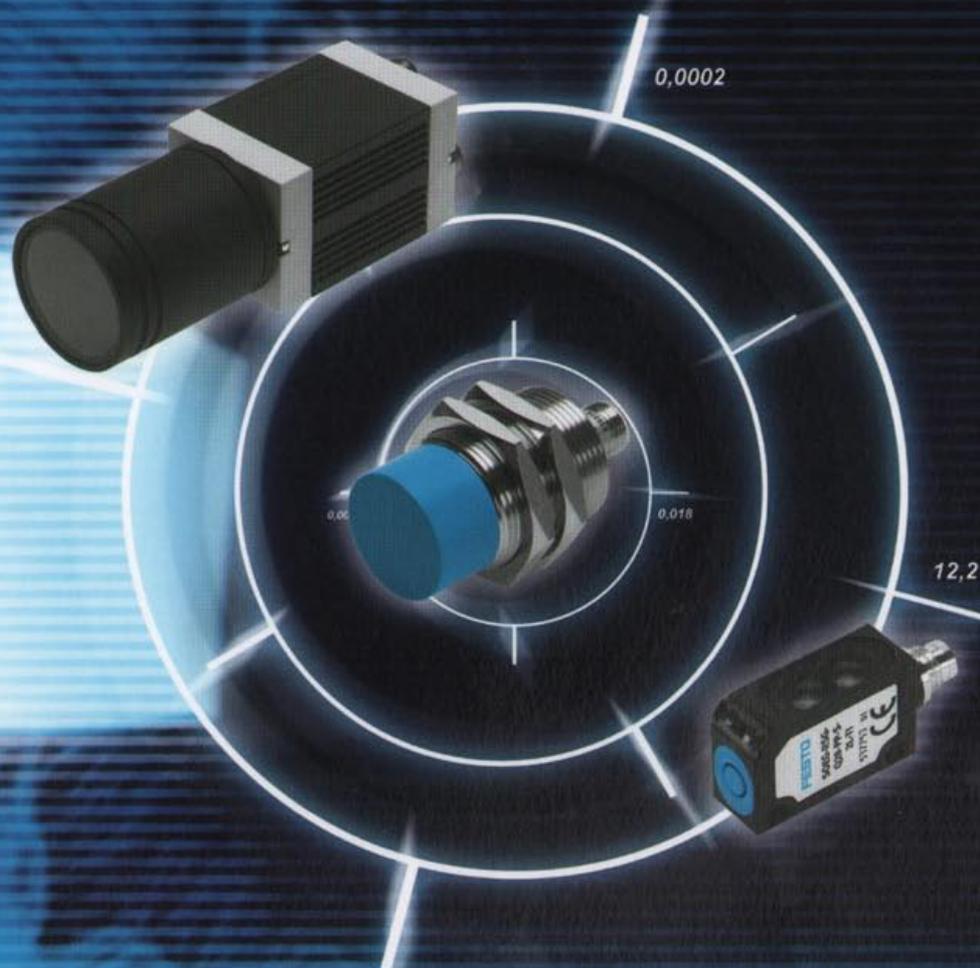
pieczęć, data i podpis(y) zleciłodawcy



# Sensoryczne elementy automatyzacji

czujniki Festo

# FESTO



Bezpieczeństwo procesu, optymalne parametry i niezawodność – nowy, obszerny asortyment czujników Festo kompleksowo spełnia te ważne wymagania i zapewnia płynność oraz sprawność procesów technologicznych w produkcji.

- 👁️ czujniki optyczne
- 👁️ czujniki zbliżeniowe
- 👁️ czujniki indukcyjne
- 👁️ systemy przetwarzania obrazu
- 👁️ przetworniki i czujniki ciśnienia
- 👁️ czujniki przepływu

**Festo Sp. z o.o.**

Janki k/Warszawy  
ul. Mszczonowska 7  
05-090 Raszyn

tel. +48 22 711 41 00

fax +48 22 711 41 02

Festo\_Poland@festo.com

Hotline: 0.801 333 786

www.festo.pl