Pneumatyka

2(79)2011
KWARTALNIK
cena 14 zł
(w tym VAT 8%)
ISSN 1426-6644
Indeks 337 323

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA

badania modelowe

osuszacze adsorpcyjne i chłodnicze

oszczędzanie energii

pneumatyczny układ hamulcowy

pompy próżniowe

silnik pneumatyczny

sprężarki śrubowe

sprzęgła pneumatyczne

wtryskiwacz LPG

WYDAWNICTWO pneumatyka

Prawidłowy kierunek str. 25

ISSN 1426-6644
02
9 771426 664800

- Pierwsza modułowa przyssawka na rynku
- Materiał przyssawki zgodny z wymogami FDA
- Przyssawka w 100% poddawalna recyklingowi
- Stabilne przenoszenie w ruchu przyśpieszonym do 6G
- Możliwość pracy w wysokich temperaturach
- Szeroki zakres dostępnych mocowań
- Możliwość wymiany tylko zużytego podczas pracy elementu przyssawki (wargi, mieszka)

UTRZYMANIE RUCHU
PRODUKT ROKU
Zwycięzca 2010

Przyssawki Modułowe piGRIP®

piab

Piab Polska sp. z o.o. • 80-299 Gdańsk • ul. Astronomów 1
tel.: 58 785 08 50 • fax: 58 785 08 51
http://www.piab.com • e-mail: biuro-pl@piab.com

Małgorzata Wiewiórowska

Wszędzie szukamy oszczędności

W listopadzie w Sosnowcu odbyła się trzecia edycja Targów Hydrauliki, Automatyki i Pneumatyki HAPexpo. Jak co roku uczestniczyli w nich przedstawiciele różnych branż i środowisk wykorzystujących w swojej produkcji automatyzację procesów. Organizatorzy targów zorganizowali także zawody robotów mobilnych, stworzonych zarówno przez samodzielnych konstruktorów, jak i całe zespoły zawodowców. Widowiskowy pokaz cieszył się wielkim zainteresowaniem, przyciągając tłumy widzów i wzbudzając uwagę mediów.

Targom towarzyszyły liczne sesje seminaryjne, nazwane przez organizatorów Kondensatorami Przedsiębiorczości. Miały one na celu nawiązanie między wystawcami bliższych kontaktów biznesowych.

Nas, ze zrozumiałych względów, szczególnie zainteresowała konferencja na temat oszczędności energii w instalacjach sprężonego powietrza. Przewodniczył jej prof. Łukasz N. Węsierski. Zagadnienie wzbudziło żywe zainteresowanie uczestników konferencji, którzy w obecnych, kryzysowych czasach szukają możliwości racjonalnego gospodarowania stale drożejącą energią.

Przedstawiciel firmy Parker Hannifin zapewniał słuchaczy, że zminimalizuje koszty uzdatniania sprężonego powietrza, jeśli zastosuje urządzenia Parker Domnick Hunter, posiadające unikatowe, energooszczędne rozwiązania konstrukcyjne. Inna prelegentka tej firmy przekonywała zgromadzonych, jak można optymalizować koszty wytworzonego sprężonego powietrza. Szczególną uwagę zwróciła na instalację przesyłu sprężonego powietrza, która w całym systemie jest najsłabszym ogniwem, a przecieki stanowią największą stratę w całym systemie. Przedstawiciel Atlas Copco wyjaśniał, jak odzyskiwać energię cieplną będącą ubocznym efektem wytwarzania sprężonego powietrza i tym samym redukować koszty produkcji. Prelegent firmy IN-TECH Polska w swoim wystąpieniu szukał odpowiedzi na pytanie: „Czy Twoje powietrze musi być takie drogie?", a firma Kaeser Kompressoren zaprezentowała systemy odzysku ciepła ze sprężarek śrubowych olejowych i jego wielorakie zastosowanie.

Temat oszczędności energetycznych stale zyskuje na znaczeniu. Zmniejszenie zużycia energii w zakładzie produkcyjnym wiąże się z korzyściami finansowymi i ekologicznymi. Oszczędności, które są możliwe do uzyskania, to nawet 30-40 % dotychczasowych wydatków na energię i ciepło, więc gra jest warta świeczki. Wielu z nas nurtuje jednak pytanie: czy istnieje granica, której nie będzie można przekroczyć w tych oszczędnościach?

Wszystkim Czytelnikom i sympatykom „Pneumatyki" życzę zdrowych i spokojnych świąt Bożego Narodzenia oraz wszelkiej pomyślności w nowym, 2012 roku.
Jednocześnie wszystkim autorom, którzy przez ostatnie lata współtworzyli ze mną „Pneumatykę", serdecznie dziękuję za współpracę.

Pneumatyka

Redakcja
doc. dr inż. Małgorzata Wiewiórowska
(redaktor naczelny)
50-141 Wrocław, pl. Nowy Targ 28
tel. 071 343 18 12
fax 071 343 18 20
e-mail: pneumatyka@wiewiorowska.pl

Korekta
Sławomir Gruca

DTP
Marcin Maciński

Komitet naukowo-techniczny
prof. nadzw. dr hab. inż. Łukasz N. Węsierski
prof. dr hab. inż. Franciszek Siemieniako
prof. zw. dr hab. inż. Tadeusz Mikulczyński
prof. nadzw. dr hab. inż. Mariusz Olszewski
dr inż. Kazimierz Dzierżek
dr inż. Janusz Pluta

Drukarnia
UrDruk

WYDAWNICTWO pneumatyka

Wydawca i prenumerata
Wydawnictwo Pneumatyka, 50-141 Wrocław, pl. Nowy Targ 28
tel./fax 071 343 18 12, 071 343 18 20
e-mail: pneumatyka@wiewiorowska.pl

Recenzenci wydania
Marek Gawrysiak
Jerzy Nachimowicz
Franciszek Siemieniako
Łukasz N. Węsierski

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

W numerze

- pneumatyczny układ hamulcowy
  Badania zmodernizowanej konstrukcji urządzenia kontroli poślizgu kół napędowych ASR dla pojazdów wyposażonych w pneumatyczny układ hamulcowy **47..51**
- sprzęgła pneumatyczne
  High-flexibility Characteristics of Pneumatic Flexible Shaft Couplings **26..29**
- stanowisko dydaktyczne
  Koncepcja stanowiska dydaktycznego do transportu detali **38..40**
- badania modelowe
  Korekta wyników pomiarów pulsujących ciśnień **41..46**
- badania modelowe
  Model matematyczny wtryskiwacza LPG **52..55**
- silnik pneumatyczny
  Modelowanie procesu wymiany powietrza w silniku spalinowym pracującym jako silnik pneumatyczny **8..15**
- nowości
  Nowe osuszacze adsorpcyjne w ofercie ALMiG Kompressoren Polska S.A. **6**
- nowości
  Nowe osuszacze chłodnicze w ofercie ALMiG Kompressoren Polska S.A. **7**
- nowości
  Piab stawia na oszczędność **21**
- badania i rozwój
  Platformy technologiczne oraz partnerstwa publiczno-prywatne podstawą rozwoju europejskiego przemysłu wytwórczego **56..57**
- nowości
  Pneumat System otwiera oddział w Rzeszowie **7**
- konferencje
  Prawidłowy kierunek **25**
- nowości
  Przyciąganie dzięki sprężonemu powietrzu **36..37**
- nowości
  Sprężarki śrubowe Airpol – nowoczesne i niezawodne **5**
- sprzęgła pneumatyczne
  Variable Stiffness of Resilient Pneumatic Support **22..24**
- sterowanie pneumatyczne
  Wirtualne laboratorium napędów i sterowania pneumatycznego **16..20**
- oszczędzanie energii
  Zmniejszenie zużycia energii w systemach sprężonego powietrza **30..35**

16 – 18 listopada 2011

WSPOMAGANIE PROCESÓW PRZEMYSŁOWYCH

Zobacz na targach w Sosnowcu!

Targi Hydrauliki, Automatyki i Pneumatyki
HAPexpo

www.hapexpo.pl

Targi Robotyzacji i Automatyzacji w Przemyśle
ROBOTshow

www.robotshow.pl

Targi Automatyzacji i Robotyzacji w Spawalnictwie
ProWELDex

www.proweldex.pl

Targi Olejów, Smarów i Płynów Technologicznych dla Przemysłu
OILexpo

www.oilexpo.pl

Targi Przemysłu Tworzyw Sztucznych i Gumy oraz Salon Opakowań
RubPlast EXPO

www.rubplast.pl

Zarejestruj się on-line na stronach targów! Otrzymasz 50% rabatu na bilet wstępu.

Tylko w Expo Silesia:

- jedyna w Polsce tak kompleksowa prezentacja branży
- dynamiczna i statyczna wystawa robotów przemysłowych
- strefa warsztatowa dla specjalistów „wypróbuj naszego robota"
- zawody „sumo" robotów
- strefa Kondensatorów Przedsiębiorczości - spotkania B2B i Konferencja branży Automotive

www.exposilesia.pl expo silesia

Sosnowiec - Expo Silesia Sp. z o.o.
Centrum Targowo-Konferencyjne
ul. Braci Mieroszewskich 124

Sprężarki śrubowe serii Airpol NB z napędem przenoszonym w sposób bezpośredni mają wydajność od 250 do 2080 m³/h przy mocy silnika od 30 do 200 kW.

Sprężarki śrubowe Airpol – nowoczesne i niezawodne

Sprężarki przeznaczone są do pracy ciągłej w ciężkich warunkach eksploatacyjnych. Zasilają one w sprężone powietrze zakłady przemysłowe różnych branż: od maszynowej, elektronicznej, drzewnej, meblowej, poprzez spożywczą, aż do farmaceutycznej. Sprężarki śrubowe to nowoczesne, trwałe, energooszczędne i ciche źródła sprężonego powietrza. Dowodem co do ich niezawodności są trzy lata gwarancji na wszystkie podzespoły. Maszyny te wyróżniają się długimi okresami między przeglądami, łatwością obsługi i instalacji. Zastosowane nowoczesne obudowy dźwiękochłonne gwarantują bardzo dobre wytłumienie hałasu, a dobrej klasy wibroizolatory umożliwiają ustawienie maszyny na posadzce bez specjalnego fundamentowania.

Sprężone powietrze wychodzące ze sprężarki śrubowej, tłoczone do instalacji, jest już w znacznym stopniu oczyszczone. Zawartość oleju spada do około 5 ppm, dzięki zastosowaniu wydajnego i skutecznego układu usuwania oleju. Znaczna część wilgoci wytrąca się w chłodnicy końcowej, która jest stałym wyposażeniem sprężarki śrubowej.

Maszyny te charakteryzuje pełna automatyka pracy, pełne zabezpieczenie przed przeciążeniem i zbyt wysoką temperaturą pracy oraz sygnalizacja nadmiernego zanieczyszczenia filtrów powietrza i oleju.

Dla ułatwienia kontroli nad procesem produkcji sprężonego powietrza sprężarki standardowo wyposażone są w sterowniki mikroprocesorowe. Zadaniem sterownika jest ciągłe nadzorowanie pracy maszyny, umożliwiające dostęp do wszystkich parametrów roboczych sprężarki i dokonywanie zmian w dozwolonym, dopuszczalnym zakresie.

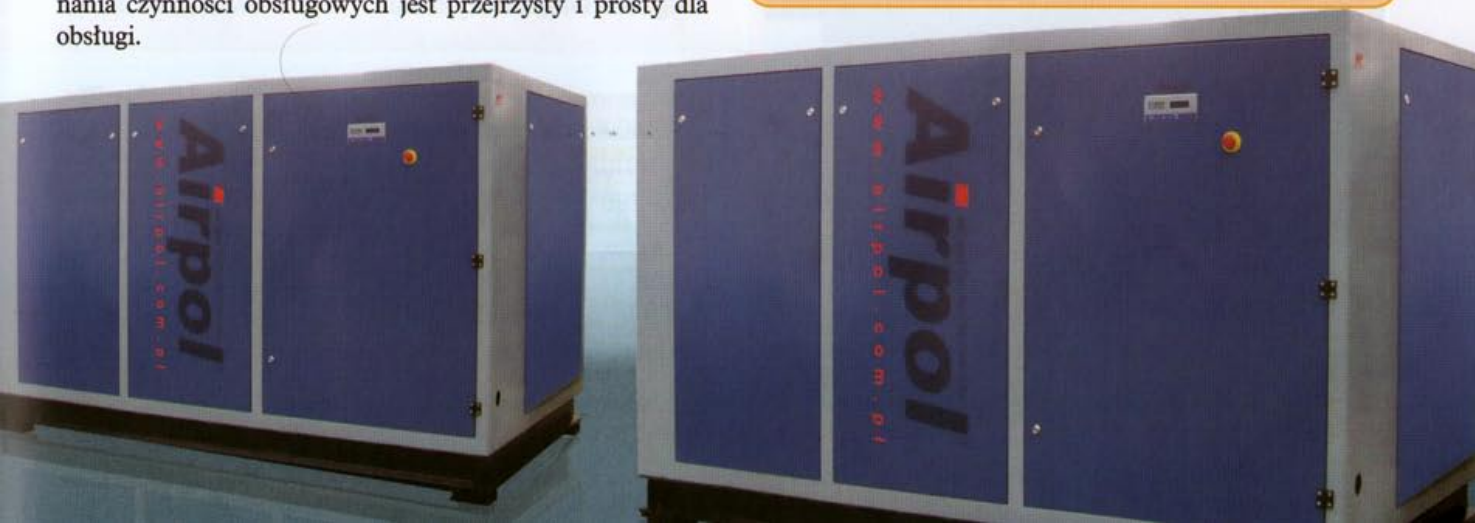
Każda maszyna ma znormalizowane przyłącze sprężonego powietrza, co gwarantuje łatwość podłączenia sprężarki do sieci. Chłodzenie powietrzem pozwala na wykorzystanie w warunkach zimowych ciepłego powietrza do ogrzewania hali. Konstrukcja sprężarek, stosowane sposoby zabezpieczeń i regulacji zapewniają całkowite bezpieczeństwo pracy ludzi oraz maszyny. System informowania o potrzebie wykonania czynności obsługowych jest przejrzysty i prosty dla obsługi.

Zalety sprężarek śrubowych Airpol NB

- 3-letnia gwarancja obejmująca całe sprężarki
- napęd bezpośredni
- trwałość stopnia śrubowego do pierwszej regeneracji łożysk wynosi od 30 000 do 50 000 godzin
- wysoka jakość sprężonego powietrza – tylko 5 ppm oleju i 10 stopni C powyżej temperatury otoczenia na wylocie ze sprężarki
- obudowa dźwiękochłonna umożliwiająca ustawienie sprężarki w hali produkcyjnej
- energooszczędność wynikająca z wysokiej sprawności energetycznej
- wysoka jakość wykonania, potwierdzona certyfikatem ISO 9001 uzyskanym w 1998 roku
- sprawdzone, wysokiej jakości podzespoły
- niezawodna i przemyślana konstrukcja
- niskie koszty eksploatacji, osiągane dzięki konkurencyjnym cenom materiałów eksploatacyjnych i przeglądów technicznych
- łatwa obsługa i konserwacja – dzięki wydzieleniu obszarów serwisowych
- wszechstronność zastosowań – od przemysłu maszynowego poprzez spożywczy, aż po farmaceutyczny
- prawie 40-letnie doświadczenie w produkcji sprawia, że sprężarki śrubowe spełniają potrzeby najbardziej wymagających klientów
- sterownik mikroprocesorowy chroniący nieprzerwanie sprężarkę i monitorujący wszystkie ważne parametry jej pracy. ■

Airpol
Przedsiębiorstwo Produkcji Sprężarek Sp. z. o.o.
61-037 Poznań, ul. Krańcowa 24

www.airpol.com.pl



Nowe osuszacze adsorpcyjne w ofercie ALMiG Kompressoren Polska S.A.

Od lipca 2011 roku nowością w układach uzdatniania sprężonego powietrza firmy ALMiG Kompressoren Polska S.A. są osuszacze adsorpcyjne typu ALM-CD i ALM-WD.

Osuszacz adsorpcyjny ALMiG ALM-CD

W zależności od wymaganej wilgotności sprężonego powietrza dla urządzeń produkcyjnych możemy zastosować cztery stopnie osuszania. Osuszacze adsorpcyjne zapewniają osiągnięcie ciśnieniowego punktu rosy -20°C, -40°C, -70°C i pozostałość wilgoci sprężonego powietrza na poziomie 0,88 g/m³, 0,12 g/m³ oraz 0,003 g/m³. Zakres wydajności osuszaczy adsorpcyjnych typu ALM-CD i ALM-WD wynosi od 10 do 10 000 m³/h przy ciśnieniu 7 barów.

Osuszacz adsorpcyjny ALMiG ALM-WD

Uzupełnieniem uzdatniania sprężonego powietrza jest filtracja zanieczyszczeń olejowych i cząstek stałych do poziomu 0,003 mg/m³ i 0,01 μm w pełnym zakresie wydajności. Uzupełnieniem jest również separacja kondensatu olejowo-wodnego.

Co możemy zaoferować

Firma ALMiG Kompressoren Polska S.A. od 1983 roku skutecznie i z powodzeniem działa na konkurencyjnym rynku sprężarek w Polsce. W swojej ofercie posiada typoszereg sprężarek olejowych i bezolejowych do wytwarzania sprężonego powietrza od 2,2 do 2000 kW oraz kompletne układy uzdatniania sprężonego powietrza i kondensatu. Sprzedawane produkty wytwarzane są zgodnie z najnowszą technologią. Spełniają normy: ISO 9001, ISO 14000, CE, IRIS, a także wymagania morskich towarzystw ubezpieczeniowych: Lloyd's Register of Shipping, Germanisher Lloyd, Det Norske Veritas, Bureau Veritas i ABS.

Oferowanym wyrobom ALMiG Kompressoren Polska S.A. zapewnia pełną obsługę gwarancyjną i pogwarancyjną. Firma prowadzi serwis bieżący dostarczanych sprężarek i wyposażenia. Wykonuje także remonty sprężarek w pełnym zakresie, z regeneracją stopni śrubowych według technologii fabrycznej. ■

ALMiG Kompressoren Polska S.A.

ul. Krzysztofa Kolumba 22
02-288 Warszawa

tel./fax: +48 22 868 03 53
tel./fax: +48 22 846 62 54
tel./fax: +48 22 868 00 33

e-mail: almig@almig.pl

www.almig.pl

Od lipca 2011 roku nowością w układach uzdatniania sprężonego powietrza firmy ALMiG Kompressoren Polska S.A. są osuszacze chłodnicze typu ALM.

Nowe osuszacze chłodnicze w ofercie ALMiG Kompressoren Polska S.A.

W zależności od wymaganej wilgotności sprężonego powietrza dla urządzeń produkcyjnych możemy zastosować cztery stopnie osuszania.

Osuszacze chłodnicze zapewniają osiągnięcie ciśnieniowego punktu rosy +3°C i pozostałość wilgoci sprężonego powietrza na poziomie ok. 6 g/m³. Zakres wydajności osuszaczy chłodniczych typu ALM wynosi od 20 do 5300 m³/h przy ciśnieniu 7 barów.

Uzupełnieniem uzdatniania sprężonego powietrza jest filtracja zanieczyszczeń olejowych i cząstek stałych do poziomu 0,003 mg/m³ i 0,01 μm w pełnym zakresie wydajności. Uzupełnieniem jest również separacja kondensatu olejowo-wodnego.

Co możemy zaoferować

Firma ALMiG Kompressoren Polska S.A. od 1983 roku skutecznie i z powodzeniem działa na konkurencyjnym rynku sprężarek w Polsce. W swojej ofercie posiada typoszereg sprężarek olejowych i bezolejowych do wytwarzania sprężonego powietrza od 2,2 do 2000 kW oraz kompletne układy uzdatniania sprężonego powietrza i kondensatu.

Sprzedawane produkty wytwarzane są zgodnie z najnowszą technologią. Spełniają normy: ISO 9001, ISO 14000, CE, IRIS, a także wymagania morskich towarzystw ubezpieczeniowych: Lloyd's Register of Shipping, Germanisher Lloyd, Det Norske Veritas, Bureau Veritas i ABS.

Osuszacz chłodniczy ALMiG ALM-150

Oferowanym wyrobom ALMiG Kompressoren Polska S.A. zapewnia pełną obsługę gwarancyjną i pogwarancyjną. Firma prowadzi serwis bieżący dostarczanych sprężarek i wyposażenia. Wykonuje także remonty sprężarek w pełnym zakresie, z regeneracją stopni śrubowych według technologii fabrycznej. ■

ALMiG Kompressoren Polska S.A.

ul. Krzysztofa Kolumba 22
02-288 Warszawa

tel./fax: +48 22 868 03 53
tel./fax: +48 22 846 62 54
tel./fax: +48 22 868 00 33

e-mail: almig@almig.pl

www.almig.pl

Pneumat System otwiera oddział w Rzeszowie

Wrocławska firma Pneumat System Sp. z o.o. otwiera w Rzeszowie swój kolejny oddział. Nowy salon handlowy będzie się mieścił przy ul. Przemysłowej 4a. Oddział ma zaopatrywać w pneumatykę zakłady przemysłowe w Rzeszowie, jak również w całym województwie podkarpackim.

Oferta Pneumat System to przede wszystkim siłowniki pneumatyczne i liniowe, armatura, zawory, węże przemysłowe, elementy przygotowania sprężonego powietrza, manometry oraz technika próżniowa.

Więcej informacji na www.pneumat.com.pl. ■

Rzeszowski salon handlowy firmy Pneumat System

Dariusz Szpica, Wojciech Szoka

Modelowanie procesu wymiany powietrza w silniku spalinowym pracującym jako silnik pneumatyczny

W serii Dyrektyw Europejskich (EKG ONZ) sukcesywnie zwiększa się restrykcyjność norm dotyczących toksyczności spalin. Ciągłe poszukiwania alternatywnych źródeł napędu prowadzone są wielotorowo – poprzez poszukiwanie nowych rozwiązań konstrukcyjnych czy procesowych, jak również adaptację już istniejących.

Wprowadzenie

Silniki pneumatyczne, mimo że znane już od dawna i uważane za ekologiczne, nie znalazły do tej pory szerokiego zastosowania w napędach samochodów. Najprostszym sposobem „pozyskania" silnika pneumatycznego jako generatora mocy jest adaptacja silnika spalinowego. Przypadek ten jest typowym przykładem niekonwencjonalnego podejścia do standardowych części maszyn (Gawrysiak, 1998).

Obecnie widoczny jest znaczny postęp w oprogramowaniu służącym modelowaniu procesów zachodzących w silnikach spalinowych (Rawski, Szpica, 2005). Szczególnie dotyczy to przepływu czynnika w układzie dolotowym, tworzenia mieszaniny palnej czy samego procesu spalania.

Biorąc pod uwagę układ dolotowy, podstawowym zagadnieniem przy badaniach symulacyjnych jest przyjęcie odpowiedniego modelu fizycznego. Następnym krokiem jest formalny opis matematyczny przyjętych zjawisk, prowadzący do powstania modelu matematycznego. Tak złożony proces, jakim jest napełnianie i opróżnianie cylindrów – będący efektem przepływu w układzie dolotowym – w zasadniczy sposób uzależnia możliwość opisu matematycznego zjawisk od zakresu i postaci modelu fizycznego. Konieczne staje się również określenie wybranych parametrów służących zainicjowaniu badań symulacyjnych.

Określanie parametrów przepływu powietrza przez kanał dolotowy i szczelinę zaworową było tematem wielu publikacji. Należałoby w tym miejscu wspomnieć o prekursorze badań układów dolotowych Tanace (1929), który fotografował strumień przepływającego powietrza – z dodatkiem „trasera" w postaci sproszkowanego aluminium – przez kanały i gniazda zaworowe w przezroczystej głowicy, co pozwoliło mu stwierdzić, iż strugi czynnika przepływającego przez kanał dolotowy zachowują się odmiennie niż przepływające przez kanał wylotowy, co bezpośrednio spowodowane jest przeciwnymi kierunkami opływu grzybka zaworu. Badania dotyczące wpływu geometrii gniazda zaworowego i wzniosu zaworu na opory przepływu przeprowadzili również Jante (Aleksandrov, 1946), Keckstein, Jenny (Rawski, 1984), Pischinger i List (1948).

Wszystkie opisane wyżej metody pozwalały na określenie parametrów przepływu w warunkach statycznych. Brak było natomiast weryfikacji dynamicznej, tj. przy pracującym układzie rozrządu. Tego typu badania prowadzili Rawski (1980) i Szpica (2005, 2010).

Założenia upraszczające

Napełnianie i opróżnianie cylindrów silnika spalinowego (wymiana ładunku), będące skutkiem przepływu powietrza w układzie dolotowym i wylotowym, charakteryzuje złożoność zjawisk.

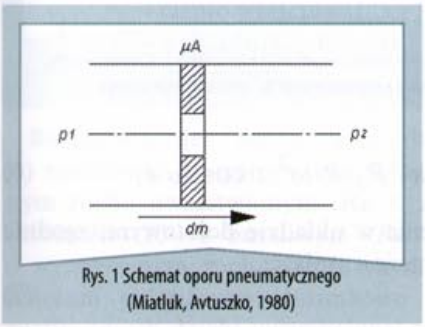
Poniżej przedstawiono najważniejsze założenia upraszczające, jakie przyjęto przy tworzeniu opisu modelowego:

- powietrze traktowane jest jako gaz doskonały, o stałym cieple właściwym
- ruch powietrza w przewodzie dolotowym ma charakter jednowymiarowego przepływu falowego
- prędkość przemieszczania się czynnika jest mała w stosunku do prędkości rozchodzenia się zaburzeń
- przepływ odbywa się bez tarcia wewnętrznego i wymiany ciepła z otoczeniem
- stan powietrza jest niezmienny w danym przekroju i zależy od czasu (Postrzednik, 2000)
- przewód dolotowy potraktowano jako prostoliniowy odcinek rury o równoważnym promieniu hydraulicznym (Lipski, 1974; Brox i in., 1992)
- elementy stawiające opór przepływającemu powietrzu, bez względu na ich geometrię, traktowane są jako pneumatyczne opory miejscowe (Mietluk, Avtuszko, 1980)
- ciśnienie wewnątrz objętości komór elementów rozłożone jest równomiernie
- połączenia poszczególnych elementów układu są doskonale szczelne
- pominięto ubytek masy przez nieszczelności między tłokiem z pierścieniami, a gładzią cylindrową
- powierzchnię wymiany ciepła w cylindrze potraktowano jako powierzchnię chwilowej objętości nad tłokiem z uwzględnieniem złożonego kształtu komory spalania
- pominięto zjawiska falowe w cylindrze

- powierzchnie przepływu zaworu dolotowego i wylotowego wynikają z wymiarów geometrycznych zaworów i gniazd oraz ich ruchu
- czynnik jest jednofazowy
- podlega w przybliżeniu prawu Hooka
- w czasie, dla którego liczona jest częstość drgań własnych, gęstość w kanale i w cylindrze jest jednakowa
- wlot do układu dolotowego następuje z otoczenia o stałych parametrach.

Podstawy teoretyczne

Do opisu masowego natężenia przepływu powietrza przez opór pneumatyczny (rys. 1) posłużono się zależnościami odnoszącymi się do wypływu ze zbiornika poprzez otwór lub dyszę (rys. 2). Zależności te są powszechnie stosowanie m.in. przez Miatluka i Avtuszkę (1980), Berggrena i Perkovica (1996), Tunestala (2000) Andersena (2002), Bengtssona (2002) i in.



Rys. 1 Schemat oporu pneumatycznego (Miatluk, Avtuszko, 1980)

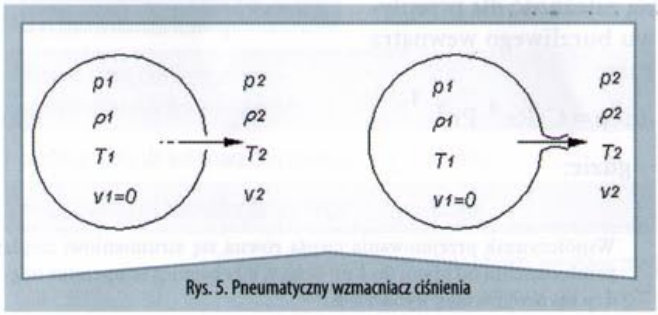
Zakładając, że z dużego zbiornika, w którym znajduje się powietrze o ciśnieniu p_1, gęstości ρ_1, temperaturze T_1, a jego prędkość początkowa $V_1 = 0$, odbywa się wypływ przez otwór lub dyszę (w dalszej części – celem uproszczenia – będzie odniesienie tylko do dyszy) o odpowiednio ukształtowanym profilu i doskonałej gładkości powierzchni. Przepływ będzie miał charakter adiabatyczny izentropowy, bez wykonania pracy użytecznej, a wszystkie parametry gazu będą zależały tylko od jednej zmiennej przestrzennej (przepływ jednowymiarowy). Na wyjściu z otworu lub dyszy powietrze ma prędkość V_2, temperaturę T_2, gęstość ρ_2, a ciśnienie jest równe ciśnieniu otoczenia $p_2=p_a$ (przeciwciśnienie).

Rozpatrywany przepływ przy uwzględnieniu ściśliwości czynnika sprowadzi się do układu trzech równań opisujących proces wg Cole'a (1964), Waldena i Stasiaka (1966) czy Grybosia (1999):

- równania zachowania masy

$$\dot{m}=\rho\cdot v\cdot A(x) \tag{1}$$

- równania zachowania ilości ruchu



Rys. 5. Pneumatyczny wzmacniacz ciśnienia

$$\frac{\kappa}{\kappa-1}\cdot\frac{p}{\rho}+\frac{v^2}{2}=const \tag{2}$$

- równania zachowania energii

$$\frac{p}{\rho^{\kappa}}=const \tag{3}$$

gdzie:

$\dot{m}$ – strumień masy
ρ – gęstość powietrza
v – prędkość przepływu
$A(x)$ – pole powierzchni przepływu
κ – wykładnik adiabaty
p – ciśnienie.

Zakładając, że przepływ będzie izentropowy w osłonie adiabatycznej, przy którym zależność na masowy strumień powietrza przepływającego przez uogólniony opór miejscowy (rys. 1), można zapisać w postaci:

$$\dot{m}=\mu\cdot A\frac{p_a}{R\cdot T_a}\cdot v_{\max}\cdot\phi_{\max}(\sigma)\cdot f(\sigma) \tag{1}$$

Zmianę ciśnienia powietrza w objętości (rys. 2) można zapisać w postaci:

$$\frac{dp_z}{dt}=\frac{\kappa\cdot R}{V_z}\left(T_a\cdot\dot{m}-\frac{\alpha\cdot F_z\cdot(\kappa-1)}{\kappa\cdot R}\left(T_z-T_{sc}\right)\right) \tag{2}$$

gdzie:

p_a – ciśnienie atmosferyczne [Pa]
p_z – ciśnienie w zbiorniku pomiarowym [Pa]
V_z – objętość zbiornika pomiarowego [m³]
F_z – pole powierzchni biorące udział w wymianie ciepła z przepływającym powietrzem [m²]
μA – konduktancja (przepustowość) [m²]
T_a – temperatura powietrza otaczającego [K]
T_z – temperatura powietrza w zbiorniku pomiarowym [K]
T_{sc} – temperatura ścianek zbiornika pomiarowego [K]
R – stała gazowa [J/(kg·K)]
v_m – prędkość rozchodzenia się dźwięku w nieruchomym gazie [m/s]
κ – wykładnik adiabaty
$\varphi_{max}(\sigma)$ – wartość maksymalna funkcji St. Venanta i Wantzela
$\varphi(\sigma)$ – bezwymiarowa funkcja przepływu
σ – iloraz ciśnień (ciśnienie bezwymiarowe)
α – współczynnik wnikania ciepła w przepływającym gazie [W/(m²·K)].

W pracy (Szpica, 2005) poddano porównaniu różne funkcje natężenia przepływu. Uznano za najbardziej miarodajną funkcję Miatluka-Avtuszki (Miatluk, Avtuszko, 1980) ze zmienionym parametrem $a=1{,}07$[1].

$$\phi(\sigma)=a\frac{1-\sigma}{a-\sigma} \tag{3}$$

[1] Oryginalnie wartość a = 1,13.

Model wymiany ładunku w silniku jednocylindrowym

Cylinder silnika jest specyficznym rodzajem komory o zmiennej objętości. Sterowanie dopływem i odpływem czynnika odbywa się przy wykorzystaniu szczelin zaworowych, przy czym ich wielkość warunkowana jest funkcjami wzniosów zaworów. Szczelinę zaworową będącą wynikiem stopnia uchylenia zaworu grzybkowego można uznać za opór miejscowy z permanentnie zmienną konduktancją.

Jako czynnik roboczy przyjęto powietrze, dlatego silnik można w pewnym sensie uznać za pneumatyczny.

Model (rys. 3) wykorzystuje dwa podstawowe człony przyjęte w procesie dysktretyzacji, tj. opór miejscowy i objętość skupioną, dla których obowiązują zależności (4).

Traktując cylinder (rys. 3) jako komorę o zmiennej objętości, układ równań przyjmie postać (dla jednego cylindra):

$$\frac{dp_c}{dt}=\frac{\kappa\cdot R}{V_{ks}+V_c}\cdot \left(\begin{array}{l} T_{pl}\cdot m_{kl}-T_c\cdot m_{wl}\dfrac{\alpha\cdot\left(F_{ks}+F_{tl}+F_c\right)\cdot(\kappa-1)}{\kappa\cdot R}\cdot \\ \cdot\left(T_c-T_{bc}\right)-\dfrac{p_c}{R}\cdot\dfrac{dV_c}{dt}\end{array}\right) \tag{4}$$

$$\frac{dT}{dt}=\frac{T_c}{x_{tl}}\cdot\frac{dx_{tl}}{dt}+\frac{T_c}{p_c}\cdot\frac{dp_c}{dt}-\frac{R\cdot T_c^2\cdot\left(\dot m_{kl}-\dot m_{wl}\right)}{F_{tl}\cdot x_{tl}\cdot p_c}$$

$$\dot m_{kl}=\left(\mu\cdot A\right)_{zd1}\cdot\sqrt{\kappa\cdot R\cdot T_{pl}}\cdot\frac{p_{pl}}{R\cdot T_{pl}}\cdot\phi\left(\sigma_{kr}\right)\cdot f\left(\sigma_I\right)$$

$$\sigma_I=\frac{p_c}{p_{pl}}$$

$$\dot m_{wl}=\left(\mu\cdot A\right)_{zw1}\cdot\sqrt{\kappa\cdot R\cdot T_c}\cdot\frac{p_c}{R\cdot T_c}\cdot\phi\left(\sigma_{kr}\right)\cdot f\left(\sigma_{II}\right)$$

$$\sigma_{II}=\frac{p_{wl}}{p_c}$$

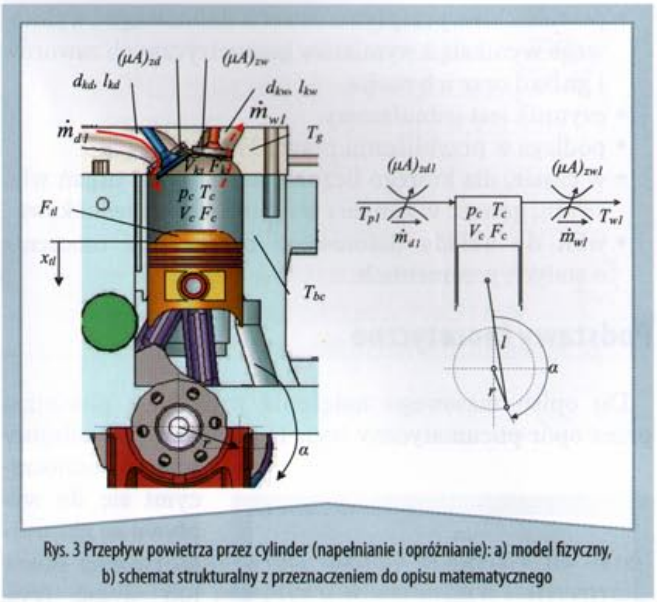
Dodatkowo uwzględniono zjawiska dynamiczne w układzie dolotowym, który w tym przypadku może być decydujący o napełnieniu cylindra. Równanie drgań wyprowadzono przy uwzględnieniu wymuszenia siłą równą iloczynowi masy ładunku znajdującego się w cylindrze przez przyspieszenie wynikłe z kinematyki układu korbowodowego. Innymi słowy przyjęto, że masa „przyklejona" jest, w chwili wymuszania, do tłoka (rys. 4).

Powyższe można zapisać w postaci proponowanej przez Orkisza (1984):

- dla drgań w zakresie pod- i nadkrytycznym:

$$p_d=-\rho_o\cdot a^2\cdot\frac{P_1\cdot R\cdot\omega^2}{\omega_o^2-\omega^2}\cdot\cos\left(\omega\cdot t\right) \tag{5}$$

- w zakresie krytycznym:



Rys. 3 Przepływ powietrza przez cylinder (napełnianie i opróżnianie): a) model fizyczny, b) schemat strukturalny z przeznaczeniem do opisu matematycznego

$$p_d=-0{,}5\cdot\rho_o\cdot a^2\cdot P_1\cdot R\cdot\omega^2\cdot t\cdot\cos\left(\omega\cdot t\right) \tag{6}$$

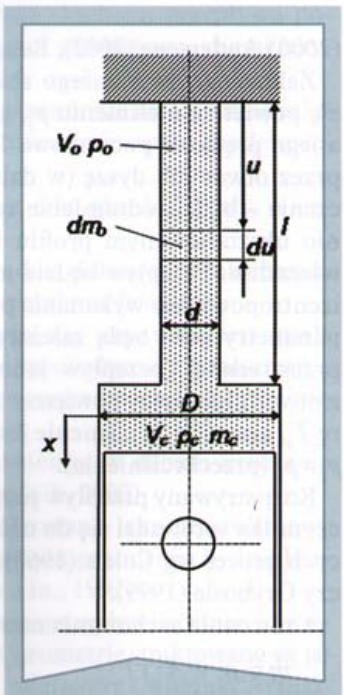
Ostatecznie ciśnienie w układzie dolotowym, zgodnie z Orkiszem (1984), można zapisać:

$$p_k=p_p+p_d \tag{7}$$

gdzie:

p_p – ciśnienie będące skutkiem przepływu

p_d – ciśnienie dynamiczne.



Rys. 4 Model obliczeniowy układu dolotowego (Piszczek, Walczak, 1975): d – średnica układu dolotowego, D – średnica cylindra, V_k – objętość układu dolotowego, V_c – objętość cylindra

Pozostałe wielkości obliczono w oparciu o zależności geometryczne: powierzchnię wymiany ciepła w cylindrze (jako powierzchnię przestrzeni roboczej cylindra ograniczonej tuleją cylindrową, denkiem tłoka oraz głowicą) i chwilową objętość nad tłokiem.

Współczynnik przejmowania ciepła α[2] zależy od parametrów płynu. Rozpatrując konwekcyjną wymianę ciepła, można zastosować uogólnioną zależność dla przepływu burzliwego wewnątrz rury:

$$Nu=C\cdot\mathrm{Re}^A\cdot\mathrm{Pr}^B \tag{8}$$

gdzie:

[2] Współczynnik przejmowania ciepła równa się strumieniowi ciepła przekazanemu od płynu do 1 m² ściany, gdy różnica temperatur między płynem i ścianą wynosi 1 K.

$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$ – liczba Nusselta

$\mathrm{Re} = \frac{w \cdot \rho \cdot d}{\eta} = \frac{w \cdot d}{\nu}$ – liczba Reynoldsa

$\mathrm{Pr} = \frac{\nu \cdot c_p}{\lambda}$ – liczba Prandtla

w – prędkość powietrza [m/s]

α – współczynnik przejmowania ciepła [W/(m²·K)]

d – średnica przewodu [m]

ρ – gęstość powietrza [kg/m³]

λ – współczynnik przewodzenia ciepła [W/(m·K)

η – współczynnik lepkości dynamicznej [kg/(m·s)]

ν – współczynnik lepkości kinematycznej [m²/s]

c_p – ciepło właściwe [J/(kg·K)]

A, B, C – wykładniki charakterystyczne dla rodzaju przepływu.

Rozgraniczenie wartością liczby Reynoldsa daje możliwość rozpatrywania konwekcji o wymuszonym ruchu uwarstwionym ($Re < 2100$), przejściowym ($2100 < Re < 10^4$) i burzliwym ($Re > 10^4$). Konwekcja o wymuszonym ruchu laminarnym jest zagadnieniem, któremu poświęcono stosunkowo najwięcej rozważań analitycznych dzięki uwarstwionej strukturze. Zgodność z wynikami doświadczeń jest jednak wystarczająca tylko dla bardzo małej liczby Graetza Gz, opisanej:

$$Gz = \frac{\dot{G} \cdot c_p}{\lambda \cdot L} \tag{9}$$

gdzie:

G – strumień substancji

L – długość rozpatrywanego przewodu.

Ze względu na zmiany lepkości płynu (wynikającą z grzania i chłodzenia), wpływ sił grawitacyjnych oraz smukłość przewodu (d/L), dla wymuszonego laminarnego przepływu płynu w rurze stosuje się różne zależności, zróżnicowane zakresem laminarności, określonym liczbą Gz. Siedler i Tate (Kalinowski, 1994) przeprowadzili korelację wyników doświadczeń różnych badaczy, ustalając zależność:

$$Nu = 1{,}86 \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_s}\right) \cdot Gz^3 \tag{10}$$

w której wpływ grzania lub chłodzenia ujmuje stosunek lepkości

$$\left(\frac{\eta}{\eta_s}\right)$$

gdzie:

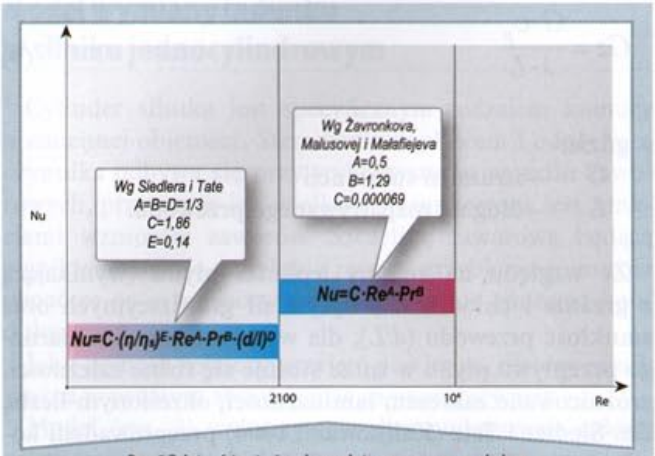
η – współczynnik lepkości dynamicznej liczony dla średniej temperatury płynu

Tab. 1. Wartości najważniejszych parametrów przyjętych do inicjalizacji badań symulacyjnych

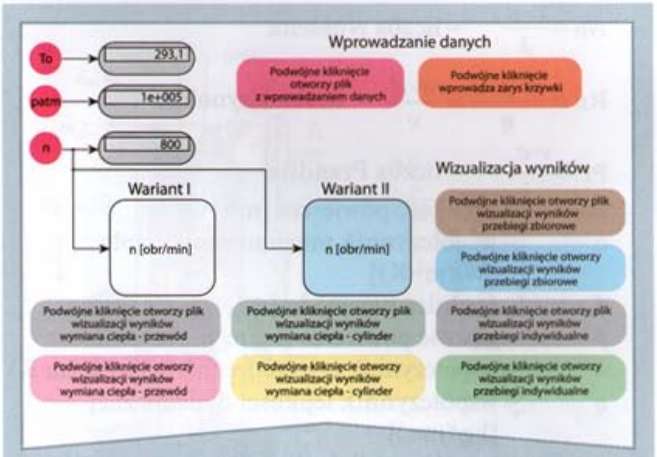
Parametr	Wartość
temperatura bezwzględna powietrza otaczającego	$T_o = 273{,}15+20$ K
temperatura bezwzględna układu mechanicznego ograniczającego przepływ	$T_{ul} = 273{,}15+20$ K
bezwzględne ciśnienie atmosferyczne	$p_a = 1 \cdot 105$ Pa
średnica cylindra, tłoka	$d_c = 77$ mm
promień wykorbienia wału	$r_k = 39{,}75$ mm
kierunek obrotu wału korbowego	prawy – patrząc od strony napędu wału rozrządu
promień hydrauliczny (zastępczy) kanału dolotowego	$r_{kd} = 17{,}5$ mm
promień hydrauliczny (zastępczy) przewodu dolotowego	$r_{pd} = 17{,}5$ mm
długość zastępcza prostych przewodów kolektora dolotowego	$l_{pd} = 0{,}5$ m
średnica wlotu do kolektora dolotowego	$l_w = 52$ mm
długość wlotu do kolektora dolotowego	$l_w = 35$ mm

Parametr	Wartość
przepustowość szczeliny zaworowej dolotowej	μA_{zd} zależnie od stopnia otwarcia, zgodnie z wynikami badań identyfikacyjnych
przepustowość szczeliny zaworowej wylotowej	$\mu A_{zw} = \mu A_{zd} \cdot 0{,}92$ – pomniejszenie wynika z przeciwnego opływu grzybka zaworowego
wznios zaworu w zależności od kąta obrotu wału korbowego (identyczny dla obu stron, tj. dolotowej i wylotowej)	$h_z = f(a)$ zgodnie z wynikami badań tego samego typu silnika
gęstość powietrza	$\rho = 1{,}205$ kg/m³
ciepło właściwe powietrza	$c_p = 1050$ (N·m)/(kg·K)
współczynnik lepkości dynamicznej powietrza	$\eta = 18{,}20 \cdot 10^{-6}$ Pa/s
współczynnik lepkości kinematycznej powietrza	$\nu = 15{,}21 \cdot 10^{-6}$ m²/s
współczynnik przewodzenia ciepła powietrza	$\lambda = 0{,}0251$ W/(m·K)

Charakterystyka geometryczna obiektu mechanicznego warunkującego przeprowadzenie badań zgodna z obiektem badań, sprecyzowanym w opisie tegoż obiektu (Skwarek, 1969 – dla jednego cylindra).



Rys. 5 Zależności opisujące konwekcję wymuszoną względem wartości liczby Reynoldsa



Rys. 6 Schemat strukturalny modelu wymiany ładunku w czterosuwowym, jednocylindrowym silniku z obcym napędem (Matlab-Simulink)

η_s – współczynnik lepkości dynamicznej liczony dla średniej temperatury ściany.

Kalinowski (1995) podaje zależność obowiązującą dla przepływu w kanałach cylindrycznych wg Žavronkova, Malusova i Małafiejeva:

$$Nu = 0,00069 \cdot \mathrm{Pr}^{0,5} \cdot \mathrm{Re}^{1,24} \qquad (11)$$

sprawdzoną w zakresie $2100 < Re < 104$.

Konwekcję wymuszoną podzielono wg wartości liczby Reynoldsa z wykorzystaniem zależności Siedlera i Tate'a (zakres laminarny), Žavronkowa, Malusovej i Małafiejeva (zakres przejściowy) (Kalinowski, 1995).

Tab. 2 Warunki początkowe ($t = 0$ s) dla modeli układów

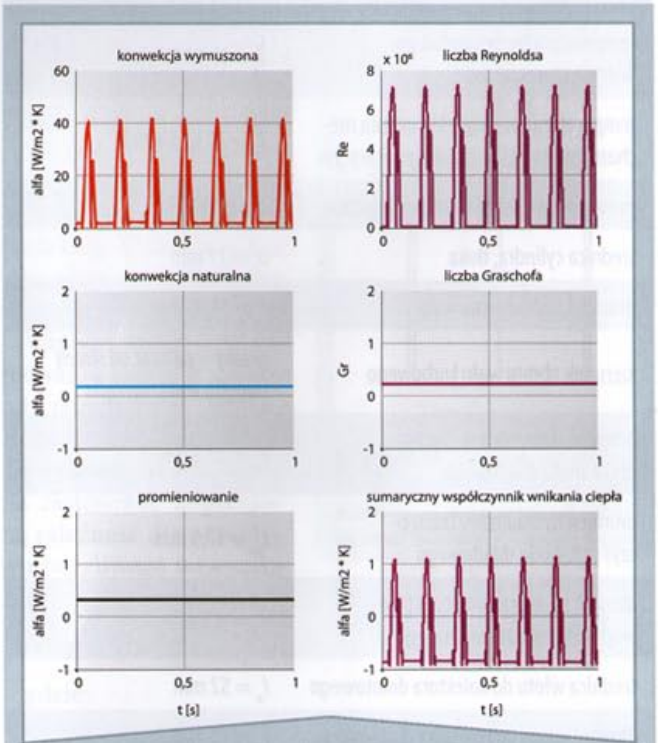
Parametr	Wartość
ciśnienie bezwzględne powietrza w cylindrze silnika	$p_o = 1 \cdot 105$ Pa
temperatura bezwzględna powietrza w cylindrze	$T_o = 273,15+20$ K
ciśnienie bezwzględne powietrza w układzie dolotowym i wylotowym	$p_o = 1 \cdot 105$ Pa
temperatura bezwzględna powietrza w układzie dolotowym i wylotowym	$T_o = 273,15+20$ K
kąt obrotu wału korbowego	$\alpha_w = 0°$
przemieszczenie tłoków i zaworów	$x_t = 0$ m
prędkość tłoków i zaworów	$x_t = 0$ m/s
zwroty przemieszczeń tłoków i zaworów	zgodnie z kolejnością pracy

W chwili początkowej masy powietrza przyklejone są do denek tłoków. Wzniosy zaworu interpolowane są do potrzeb rozwiązywania równań z badań eksperymentalnych (Skwarek, 1969).

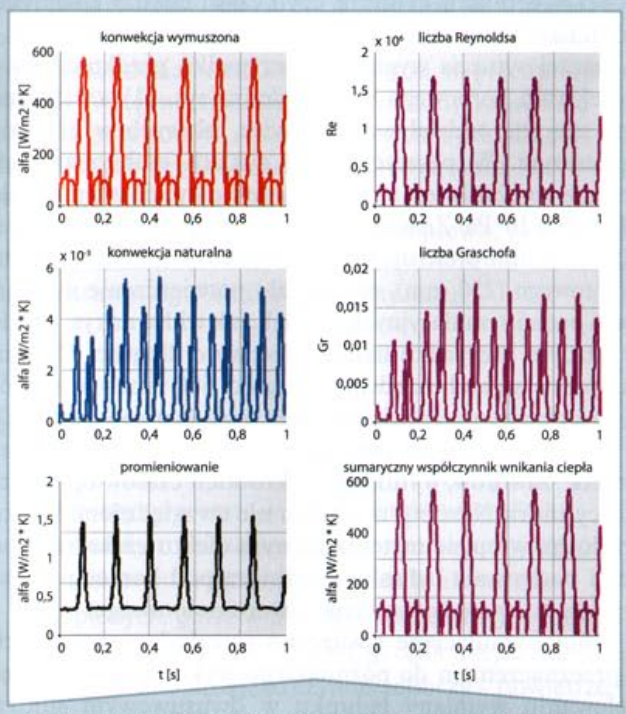
Konwekcję naturalną pozostawiono w jednym zakresie z uwagi na niewielką wartość iloczynu liczb prawdopodobieństwa ($Pr \cdot Gr$). W opracowaniu (Iwaszko, 1988) sygnalizowano niewielki wpływ temperatury na procesy zachodzące w trakcie opróżniania zbiorników.

Charakterystyka techniczna badanego układu (silnika)

Niezbędne do zainicjowania badań symulacyjnych wartości czy funkcje parametrów występujących w opisie modelu przedstawiono w tab. 1. Dane techniczne oparto o silnik Fiat 125p (Skwarek, 1969), uproszczony do jednego cylindra, działający w cyklu czterosuwowym, przy czym



Rys. 7 Wizualizacja wyników badań symulacyjnych odnośnie wymiany ciepła w przewodzie dolotowym dwóch silników przy zróżnicowaniu długości przewodów dolotowych (WARIANT I – 500 mm, WARIANT II – 250 mm) przy prędkości obrotowej wału korbowego 800 obr/min



Rys. 8 Wizualizacja wyników badań symulacyjnych odnośnie wymiany ciepła w cylindrze dwóch silników przy zróżnicowaniu długości przewodów dolotowych (WARIANT I – 500 mm, WARIANT II – 250 mm) przy prędkości obrotowej wału korbowego 800 obr/min

obrót wału korbowego realizuje się poprzez obcy napęd, a nie – jak to mam miejsce w oryginalnym rozwiązaniu – spalanie mieszaniny. Czynnikiem roboczym jest powietrze, gdyż podstawą opracowania jest proces wymiany ładunku.

Warunki początkowe

Niezbędne do zainicjowania modelu silnika jednocylindrowego warunki początkowe sformułowano w sposób przedstawiony w tab. 2.

Wyniki badań symulacyjnych

Strukturę modelowania oparto o podstawowe „bloki"-nakładki Simulink z pakietu Matlab, przy czym konieczne okazało się włączenie do symulacji procedur Matlaba, np. przy interpolacji wzniosu zaworu układu rozrządu i wprowadzenia jako danych wejściowych. Wszelkie niezbędne interpolacje, jak np. wzniosu zaworu do potrzeb rozwiązywania równań, przeprowadzano z wykorzystaniem procedury *Look-Up Table*. Przy rozwiązywaniu równań korzystano z metody całkowania *ode23tb* ze zmiennym krokiem. Do śledzenia bieżącego stanu układu wykorzystywano przeważnie interpretację graficzną przy użyciu bloku *Scope*, lecz do ostatecznej wizualizacji wyników stworzono własne procedury w kodzie Matlaba, pozwalające na wykorzystywanie wyników zawartych w *Workspace* do tworzenia wykresów.

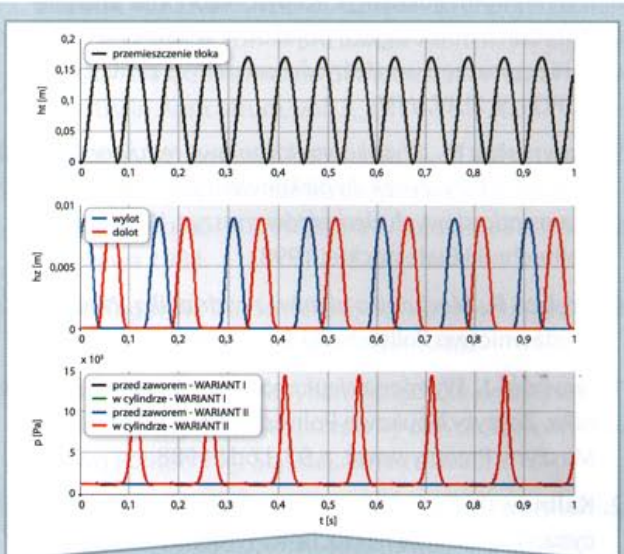
Model symulacyjny – poza wyznaczaniem wpływu przepustowości, długości przewodu dolotowego i innych – umożliwia śledzenie na bieżąco zmian współczynnika wnikania ciepła (rys. 6).

Porównując dwa warianty tego samego silnika, różniących się jedynie długością przewodu dolotowego (WARIANT I – 500 mm, WARIANT II – 250 mm), przy prędkości obrotowej obcego napędu na poziomie 800 obr/min, widoczne są nieznaczne różnice.

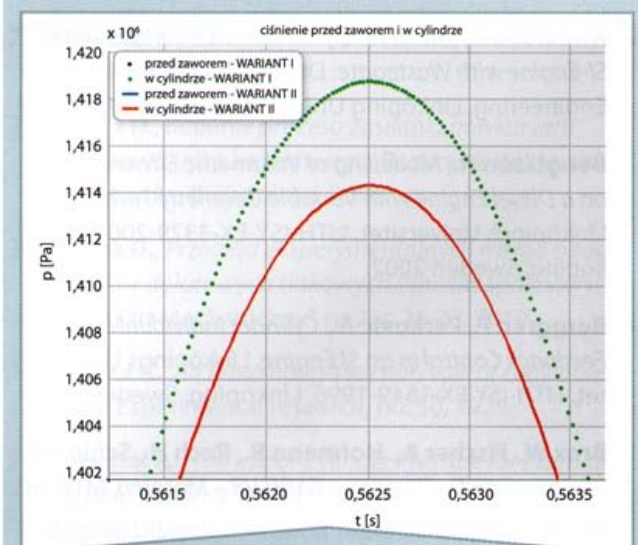
W przypadku wymiany ciepła w przewodzie dolotowym (rys. 7) przebiegi są niemal identyczne, gdyż przyjęto w warunkach początkowych te same temperatury ścianek obu rozpatrywanych wariantów silników. Pozostawiono również na stałym poziomie konwekcję naturalną – związaną z tym wartość liczby Graschofa i promieniowanie.

Podobnie sytuacja wygląda w przypadku wymiany ciepła w cylindrze (rys. 8) – mimo zróżnicowania konwekcji naturalnej, liczby Graschofa i promieniowania.

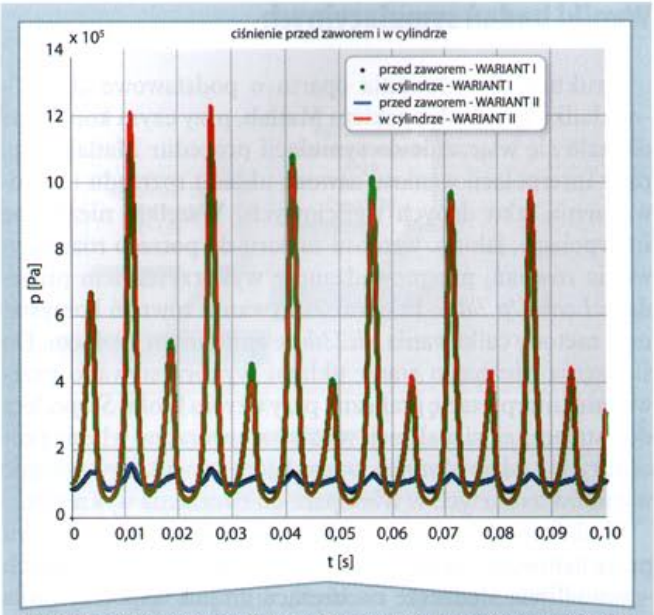
Zestawiając kinematykę układu korbowego i rozrządu (rys. 9) z wartościami ciśnień w cylindrze i przed zaworem, dopiero przy dużym powiększeniu (rys. 10) widać,



Rys. 9 Wizualizacja wyników badań symulacyjnych odnośnie przemieszczenia tłoka, wzniosów zaworów i ciśnień przed zaworem i w cylindrze dwóch silników przy zróżnicowaniu długości przewodów dolotowych (WARIANT I – 500 mm, WARIANT II – 250 mm) przy prędkości obrotowej wału korbowego 800 obr/min



Rys. 10 Wizualizacja wyników badań symulacyjnych odnośnie ciśnień w cylindrze dwóch silników przy zróżnicowaniu długości przewodów dolotowych (WARIANT I – 500 mm, WARIANT II – 250 mm) przy prędkości obrotowej wału korbowego 800 obr/min



Rys. 11 Wizualizacja wyników badań symulacyjnych odnośnie ciśnień przed zaworem i w cylindrze dwóch silników przy zróżnicowaniu długości przewodów dolotowych (WARIANT I – 500 mm, WARIANT II – 250 mm) przy prędkości obrotowej wału korbowego 8000 obr/min

że w przypadku niższej z rozpatrywanych prędkości (800 obr/min) i większej długości układu dolotowego (500 mm) zapewnione jest większe maksymalne ciśnienie sprężania (linia przerywana) niż w przypadku układu dolotowego 250 mm.

Potwierdza to tezę, iż układ dolotowy o większej długości zapewnia większą wartość współczynnika napełnienia cylindra niż krótki, co bezpośrednio wynika z częstotliwości napełniania cylindra, czyli czasu między kolejnymi odbiciami słupa powietrza od źródła wymuszeń.

Inaczej sytuacja wygląda w przypadku prędkości obrotowej wału korbowego 8000 obr/min (rys. 11) – widoczne jest znaczne oddziaływanie zjawisk falowych w układzie dolotowym. W poszczególnych cyklach maksymalne ciśnienie sprężania jest zróżnicowane i oscyluje w przedziale (9,5-12,5) 10^5 Pa. Zjawiska falowe przy prędkości obrotowej 8000 obr/min preferują wykorzystanie „krótkiego" układu dolotowego (250 mm), co znalazło potwierdzenie w wynikach badań symulacyjnych. Jednak, jak widać na rys. 11, nie w każdym przypadku układ dolotowy o długości 250 mm ma przewagę nad układem o długości 500 mm – w niektórych suwach sprężania korzystniej wypada układ „dłuższy".

Widoczne są także przyrosty ciśnień w obrębie „przekrycia" zaworów, wynikające z krótkich czasów opróżniania cylindra. Niestety, w modelu nie uwzględniono bardzo trudnego w opisie matematycznym efektu ejektorowego, czyli podsysania ładunku z cylindra pod koniec procesu wylotu, tuż przed otwarciem zaworu dolotowego.

Próby symulacyjne stworzono w celach poznawczych z przeznaczeniem do późniejszego wykorzystania w modelowaniu wymiany ładunku w dwusuwowym silniku pneumatycznym.

Podsumowanie

Zaprezentowana metodologia opisu zjawisk towarzyszących wymianie powietrza w jednocylindrowym, czterosuwowym silniku spalinowym, pracującym jako silnik pneumatyczny, pozwoliła na analizę zachodzących proce-

Literatura

1. **Александров В.Л.**, *Техническая гидромеханика*. Издание третье, переработанное. ОГИЗ. Государственное Издатепьство Технико – Теоретической Литературы, 1946.
2. **Anderson P.**, *Intake Air Dynamics on a Turbocharged SI-Engine with Wastegate*. Departament of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping 2002.
3. **Bengtsson H.**, *Modelling of Volumetric Effciency on a Diesel Engine with Variable Geometry Turbine*, Linköpings Universitet, LITH-ISY-EX-3379-2002, Linköping, Sweden 2002.
4. **Berggren P., Perkovic A.**, *Cylinder Individual Lambda Feedback Control in an SI Engine*, Linköpings Universitet, LITH-ISY-EX-1649-1996, Linköping, Sweden 1996.
5. **Brox W., Fischer A., Hofmann R., Rech H., Schlot H., Zimermann P.**, *Die neuen BMW V8 – Motoren*, MTZ, no. 5, 7, 8, 1992.
6. **Cole G.H.A.**, *Dynamika płynów. Wprowadzenie do teorii przepływów z małymi prędkościami i teorii fal o małej amplitudzie*, PWN, Warszawa 1964.
7. **Dindorf R.** i in., *Hydraulika i pneumatyka, podstawy ćwiczenia laboratorium*, Podręcznik akademicki, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2003.
8. *Dyrektywy-Regulaminy EKG ONZ*. Jednolite przepisy dotyczące homologacji pojazdów w zakresie emisji zanieczyszczeń w zależności od paliwa zasilającego. EURO I, II, III, IV, V i VI.
9. **Gawrysiak M.**, *Wysokoprzełożeniowe reduktory z łożysk tocznych. Przyczynek do niekonwencjonalnego stosowania standardowych elementów maszyn*, Wydawnictwa Politechniki Białostockiej 1998.
10. **Gryboś R.**, *Mechanika płynów z hydrauliką*, Wydanie X, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1999.
11. **Iwaszko J.**, *Wymiana ciepła podczas opróżniania zbiornika*, Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, Cieplne Maszyny Przepływowe, z. 93, Łódź 1988.
12. **Kalinowski E.**, *Przekazywanie ciepła i wymienniki*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1995.
13. **Lipski J.**, *Hydrauliczne urządzenia robocze i sterownicze*, WKiŁ, Warszawa 1974.

sów. Etap opisowy, jak też formułowanie warunków i dobór parametrów niezbędnych do zainicjowania obliczeń, poparto doniesieniami literaturowymi w przedmiotowej kwestii. Wstępne symulacje potwierdziły zasadność stosowania przewodów dolotowych o rożnych długościach przy różnych prędkościach obrotowych wału korbowego (częstości działania układu rozrządu).

W dalszym etapie planuje się zaadoptować zaprezentowany opis matematyczny do badań symulacyjnych działania dwusuwowego silnika pneumatycznego. ■

dr inż. Dariusz Szpica*,
mgr inż. Wojciech Szoka**

Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny

* Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn, 15-351 Białystok, ul. Wiejska 45 C

** Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, 15-351 Białystok, ul. Wiejska 45 C

dszpica@pb.edu.pl, wojt1983@wp.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono opis modelowy procesu wymiany powietrza w jednocylindrowym silniku spalinowym pracującym jako pneumatyczny. W toku modelowym wykorzystano metodę elementów skupionych, gdzie w procesie dyskretyzacji wyodrębniono dwa podstawowe człony: opór miejscowy i objętość skupioną, a jako czynnik roboczy – powietrze. Uwzględniono również wymianę ciepła między czynnikiem roboczym a otaczającymi go ściankami. Wykazano poprawność funkcjonalną opisu na podstawie symulacji przeprowadzonych w środowisku Matlab-Simulink, gdzie możliwa jest ocena wpływu poszczególnych parametrów wejściowych na proces napełnienia, co może być istotne przy adaptacji przedstawionego opisu dla przypadku silnika pneumatycznego.

Abstract

Modeling of air exchange four-stroke combustion engine working as pneumatic engine

The article describes the process of charge exchange model in single cylinder engine. In the course of model elements centered method was used, where in the process of digitizing distinguished two basic units: the resistance of the volume of local and focused, and as a working medium air. Also included is the heat exchange between the medium and the surrounding walls. Has been shown to correct functional description based on simulations in Matlab-Simulink environment, where it is possible to assess the impact of various input parameters on the process of filling, which may be important in adapting the description presented for the case a pneumatic engine.

14. **Miatluk M.F., Avtuszko W.P.**, *Dynamika pnievmatičeskich i gidravličeskich privodov avtomobiliej*, Izd – wo Maszinostrojenije, Moskva 1980.
15. **Miatluk M.F., Kamiński Z., Czaban J.**, *Characteristic features of the airflow of pneumatic element sof agricultural vehicles*, Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture, vol. 3, s. 174-181, 2003.
16. **Orkisz M.**, *Wpływ cech geometrycznych układu dolotowego na napełnienia jednocylindrowego silnika*, Rozprawa doktorska, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa 1984.
17. **Pisschinger A.**; *Die Stenerung der Verbrennungs – Kraftmaschinen*. Springer- Verlag, Wien 1948.
18. **Postrzednik S.**, *Termodynamika zjawisk przepływowych. Jednowymiarowe przepływy odwracalne*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
19. **Rawski F.**, *Rozdział powietrza pomiędzy cylindry silnika wielocylindrowego*. „Silniki Spalinowe", nr 3-4, 1980.
20. **Rawski F., Szpica D.**, *Symulacyjne metody badań układów dolotowych tłokowych silników spalinowych*, „Przegląd Mechaniczny", nr 2, s.14-19, 2005.
21. **Rawski F.**, *Doświadczalne określanie wpływu cech konstrukcyjnych układu dolotowego na nieustalony przepływ powietrza w silniku spalinowym*, „Silniki Spalinowe", nr 1, 1984.
22. **Skwarek R.**, *Polski Fiat 125p. Budowa, działanie, obsługa*, WKiŁ 1969.
23. **Szpica D.**, *Badanie procesu zasilania powietrzem cylindrów silnika spalinowego*, Rozprawa doktorska, Politechnika Białostocka, 2005.
24. **Szpica D.**, *Przegląd eksperymentalnych metod badań układów dolotowych tłokowych silników spalinowych*, „Przegląd Mechaniczny", nr 2, s. 26-33, 2010.
25. **Tanaka K.**, *Air flow though suction vale of conical seat*. Part I. Experimental research, no. 50, 1929.
26. **Tunestal A.**, *The use of Cylinder Pressure for Estimation of the In – cylinder Air/Fuel Ratio of Internal Combustion Engine*, Dissertation submitted, Berkley, California 2000.
27. **Walden H., Stasiak J.**, *Mechanika cieczy i gazów*, Część I i II, PWN, Warszawa 1966.

Tomasz Huścio

Wirtualne laboratorium napędów i sterowania pneumatycznego

Wirtualne laboratoria w praktyce mogą być wykorzystywane do zdalnej pracy wielu partnerów badań lub jako innowacyjne narzędzia kształcenia na przedmiotach ścisłych (fizyka, chemia, biologia itd.) lub zawodowych (mechanika, automatyka, budowa maszyn, napęd i sterowanie pneumatyczne itd.).

Wprowadzenie

W pierwszym zastosowaniu (praca wielu partnerów badań) wirtualnym laboratorium można nazwać pracownię posiadającą unikatową (często drogą) aparaturę badawczą oraz środowisko programowe z możliwością komunikacji w sieci. Elementy te umożliwiają zdalne prowadzenie badań eksperymentalnych oraz zdalną ich obserwację (śledzenie przebiegu eksperymentu).

W tego typu rozwiązaniach istnieje także możliwość łatwej i szybkiej wymiany danych oraz opinii (rozmowy on-line, spotkania w przestrzeni wirtualnej – wideokonferencje).

Przykładem tego typu rozwiązania jest laboratorium wirtualne opracowane w Poznańskim Centrum Superkomputerowo-Sieciowym.

System laboratorium wirtualnego umożliwia korzystanie z przyrządów laboratoryjnych poprzez internet. Dzięki takiemu rozwiązaniu również naukowcy znajdujący się poza ośrodkiem badawczym (np. podczas wyjazdów służbowych) oraz uczeni z mniejszych laboratoriów mogą korzystać z bardzo drogich urządzeń pomiarowych, takich jak spektrometr NMR, radioteleskop czy mikroskop elektronowy.

Sama realizacja eksperymentu zazwyczaj nie wystarcza, aby uzyskać oczekiwany rezultat. Dane uzyskane podczas badania należy poddać obróbce z wykorzystaniem specjalistycznego oprogramowania.

Laboratorium wirtualne pozwala na połączenie urządzeń laboratoryjnych z serwerami obliczeniowymi i w ten sposób na stworzenie pełnego scenariusza pomiarowego umożliwiającego przeprowadzenie całego badania w optymalny pod względem czasu i wykorzystanych zasobów sposób.

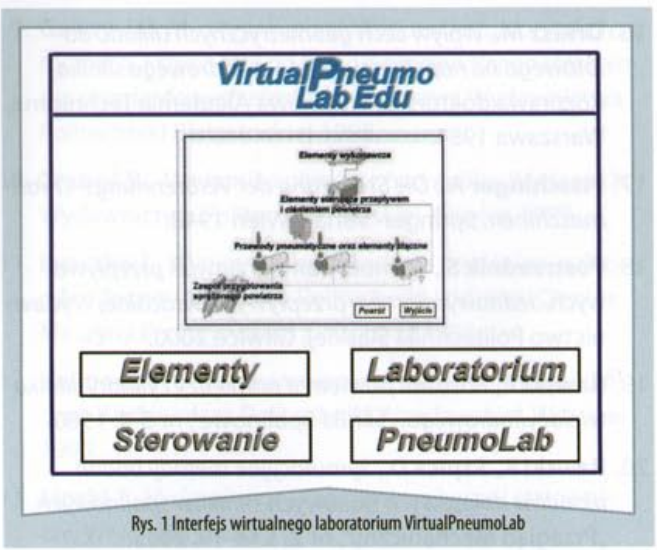
Uzyskane w ten sposób dane mogą zostać umieszczone w Naukowej Bibliotece Cyfrowej (NBC) w zorganizowany sposób. NBC oprócz przechowywania danych pomiarowych umożliwia także ich przeszukiwanie, aktualizację, dodawanie referencji do innych tego typu odkryć, a przede wszystkim na współdzielenie wyników między badaczami.

Oprócz realizacji eksperymentu i jego obróbki system umożliwia wspólną pracę kilku naukowców z różnych miejsc na świecie nad tym samym problemem. Jest to możliwe dzięki narzędziom do pracy grupowej, takim jak wideokonferencje, grupy dyskusyjne, czat [6].

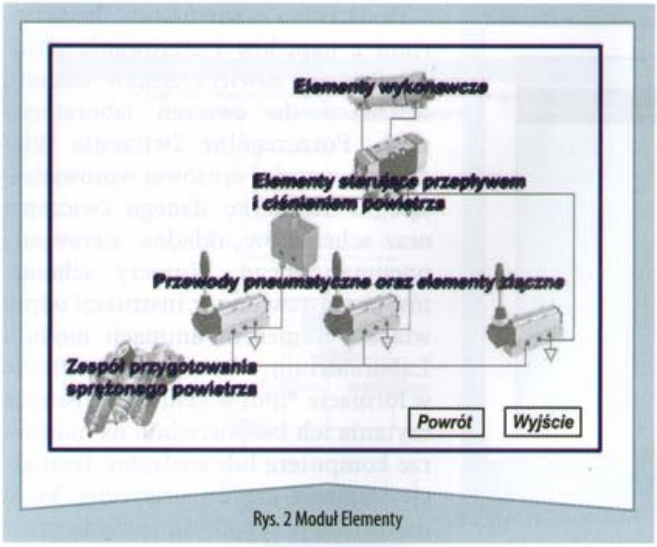
W drugim zastosowaniu (narzędzie kształcenia) wirtualne laboratorium może być zbudowane w oparciu o interaktywne, multimedialne programy opracowywane na przykład w technologii Flash lub w graficznym środowisku programistycznym (np. LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench). Wirtualne laboratorium może być przeznaczone dla uczniów i studentów w zakresie nauczania określonego przedmiotu. Program tego typu może istnieć samodzielnie, z założenia jednak jest elementem dopełniającym pracę studenta w pracowni rzeczywistej.

Wirtualne laboratorium jest elementem coraz częściej wykorzystywanym w edukacji. Wirtualne laboratorium pozwala na samodzielne istnienie eksperymentalnych stanowisk dydaktycznych związanych z praktycznym wykonywaniem dowolnych procesów technicznych (fizycznych), które przebiegają w naturalnych warunkach. Takie laboratorium powinno wzorować się na dwóch typach programów.

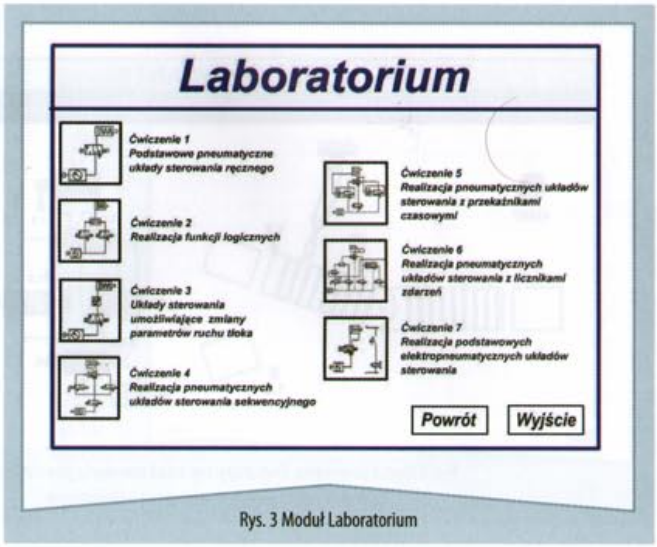
1. Programy przygotowujące do pracy w laboratorium (zawierające część teoretyczną – „podręczniki wirtualne", ćwiczenia wstępne, testy sprawdzające wiedzę).



Rys. 1 Interfejs wirtualnego laboratorium VirtualPneumoLab



Rys. 2 Moduł Elementy



Rys. 3 Moduł Laboratorium

2. Programy symulujące ćwiczenia laboratoryjne wykonywane w rzeczywistym laboratorium na rzeczywistych elementach oraz w konkretnych, ustalonych warunkach pracy przez osoby wykonujące dane doświadczenie [1].

Przykładem wirtualnego laboratorium jest multimedialny, interaktywny program VirtualPneumoLab [7]. Interfejs wirtualnego laboratorium VirtualPneumoLab przedstawiono na rys. 1.

Wirtualne laboratorium VirtualPneumoLab jest programem przeznaczonym dla:

- uczniów szkół technicznych
- uczniów liceów o profilu z zakresu mechaniki, automatyki i mechatroniki (blok tematyczny podstawy mechatroniki – moduł układy pneumatyczne oraz blok tematyczny układy i urządzenia mechatroniczne – moduł napęd i sterowanie pneumatyczne)
- studentów wyższych uczelni technicznych (przedmiot – podstawy budowy pneumatycznego napędu i sterowania; laboratoria z zakresu projektowania pneumatycznych układów napędowych i ich sterowań).

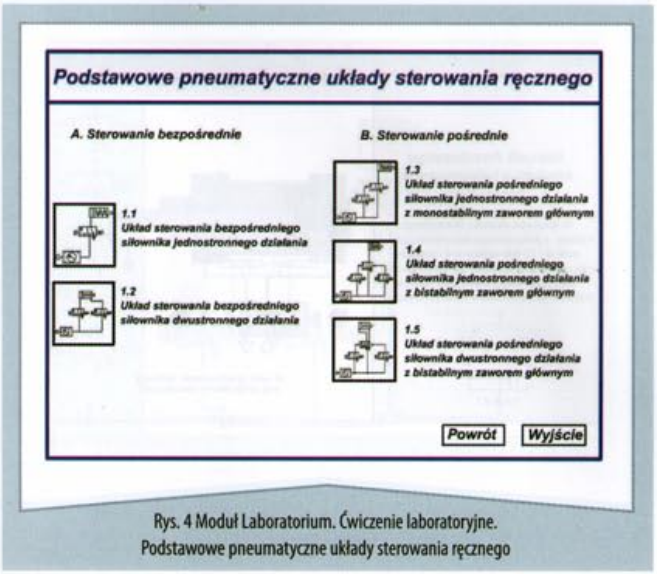
Wersję demo programu VirtualPneumoLab dołączono do podręcznika „Ćwiczenia z automatyki. Napęd i sterowanie pneumatyczne" Wydawnictwa Politechniki Białostockiej [2].

Prezentacja wirtualnego laboratorium z napędów i sterowania pneumatycznego

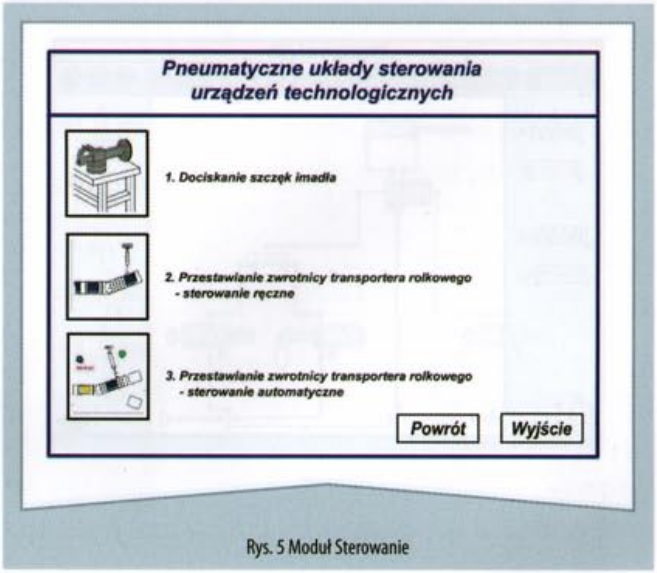
Wirtualne laboratorium VirtualPneumoLab opracowano w technologii Flash z wykorzystaniem języka ActionScript. Oprogramowanie Flash jest narzędziem, które służy do tworzenia interaktywnych animacji, które następnie można umieszczać na stronach internetowych. Dzięki wykorzystaniu oprogramowania Flash opracowane animacje zajmują tylko 2 MB w pamięci na dysku twardym komputera. Takie rozwiązanie umożliwia korzystanie z wirtualnego laboratorium przez internet.

Wirtualne laboratorium składa się z czterech modułów:

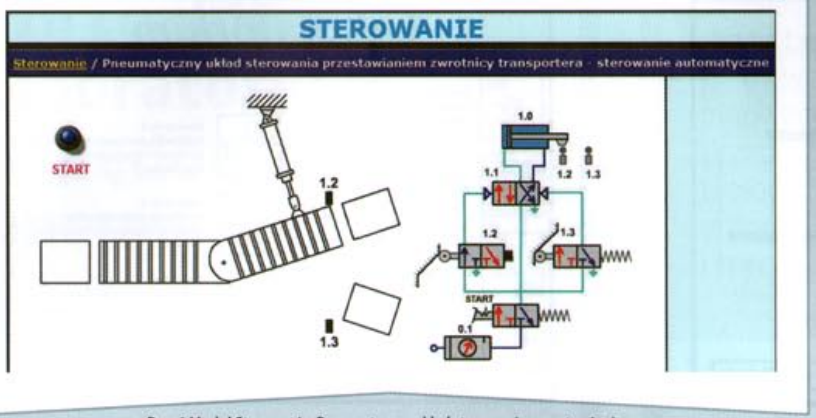
- Elementy – aplikacja zawierająca interaktywne animacje przedstawiające zasadę działania poszczególnych elementów pneumatycznych (rys. 2). Do każdego elementu dołączono szczegółowy opis.



Rys. 4 Moduł Laboratorium. Ćwiczenie laboratoryjne. Podstawowe pneumatyczne układy sterowania ręcznego



Rys. 5 Moduł Sterowanie



Rys. 6 Moduł Sterowanie. Pneumatyczny układ sterowania przestawianiem zwrotnicy transportera – sterowanie automatyczne

Dodatkowo wirtualne laboratorium z napędów i sterowania pneumatycznego zawiera zestaw siedmiu instrukcji do ćwiczeń laboratoryjnych. Poszczególne ćwiczenia składają się z części opisowej wprowadzającej w tematykę danego ćwiczenia oraz schematów układów sterowania pneumatycznego. Numery schematów przedstawione w instrukcji odpowiadają numerom animacji modułu Laboratorium. Instrukcje zapisano w formacie *.pdf w celu umożliwienia czytania ich bezpośrednio na monitorze komputera lub wydruku. Instrukcje stanowią część teoretyczną, która umożliwia przygotowanie się do pracy w wirtualnym laboratorium.

- Laboratorium – aplikacja zawierająca interaktywne animacje pneumatycznych układów napędowych i ich sterowań. Animacje są wizualizacją działania układów realizowanych na ćwiczeniach laboratoryjnych. W programie zamieszczono 7 tematycznie pogrupowanych ćwiczeń laboratoryjnych (rys. 3). W każdym z ćwiczeń zestawiono kilka pneumatycznych układów napędowych i ich sterowań (rys. 4). W sumie moduł Laboratorium zawiera 24 animacje pneumatycznych układów.
- Sterowanie – aplikacja zawierająca interaktywne animacje urządzeń technologicznych oraz odpowiadające im pneumatyczne układy sterowania (rys. 5 i 6).
- PneumoLab – aplikacja do komputerowo wspomaganego tworzenia znormalizowanych schematów pneumatycznych układów napędowych i ich sterowań z możliwością symulowania działania opracowanych układów (rys. 7). Użytkownik ma możliwość zbudowania układu, a następnie uruchomienia i sprawdzenia go w działaniu. Istnieje możliwość wydruku schematu opracowanego układu.

Poszczególne moduły wirtualnego laboratorium do interaktywnych badań układów pneumatycznych zawierają animacje z:

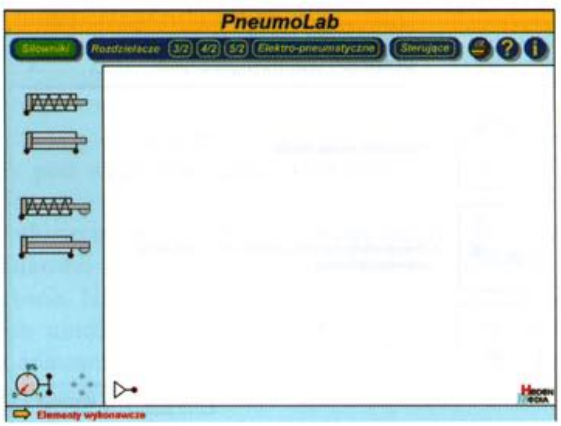
- zaprogramowanymi elementami i częściami pneumatycznych układów sterowania
- elementami informacyjnymi (teksty, tabele, wykresy, cyklogramy itd.)
- elementami sterującymi (przyciski, suwaki itd.).

Na rys. 8 pokazano okno z interaktywną animacją przedstawiającą zasadę działania siłownika dwustronnego działania z jednostronnym tłoczyskiem.

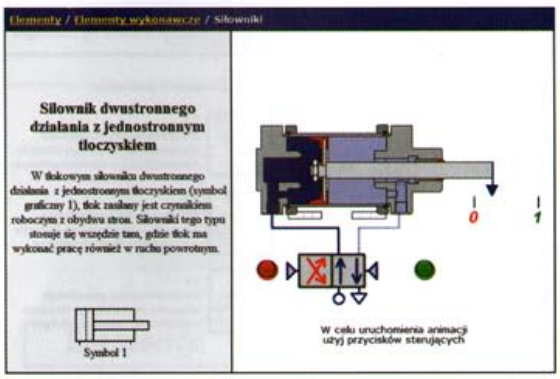
Na rys. 9 przedstawiono okno z interaktywną animacją układu sterowania z ćwiczenia laboratoryjnego 1.

Symulacja układu napędowo-sterującego opracowanego w aplikacji PneumoLab

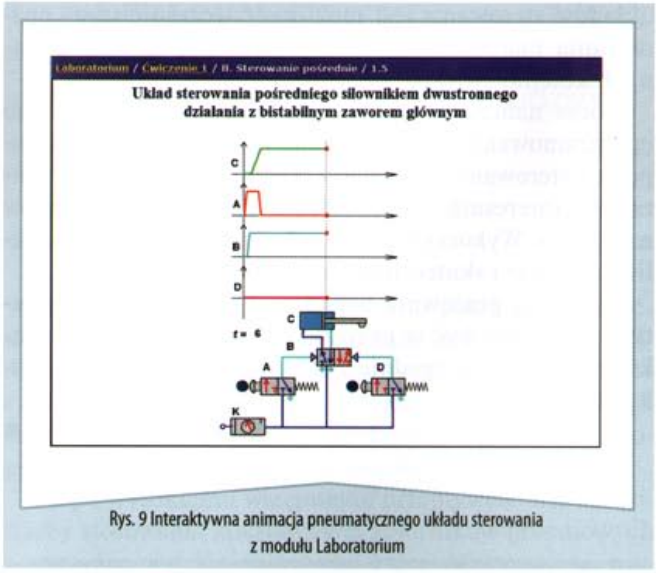
Moduł PneumoLab służy do komputerowo wspomaganego tworzenia znormalizowanych (PN-ISO 1219-1:1994) schematów pneumatycznych z możliwością symulowania działania opracowanych układów. Program może być tak-



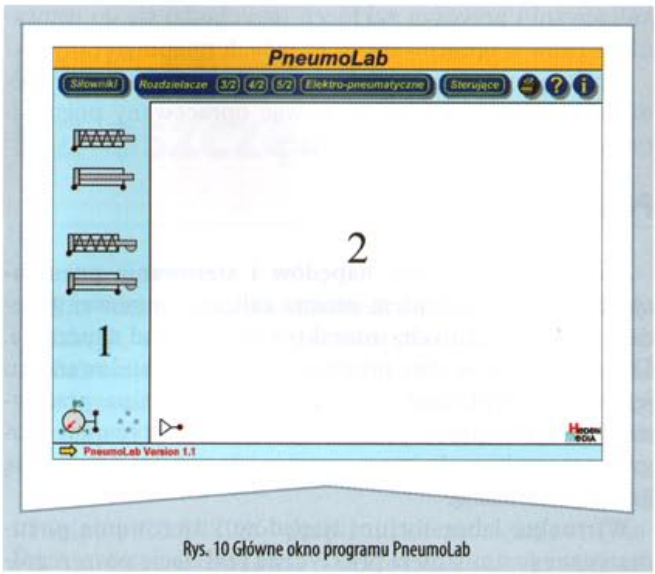
Rys. 7 Moduł PneumoLab



Rys. 8 Siłownik dwustronnego działania z jednostronnym tłoczyskiem z modułu Elementy



Rys. 9 Interaktywna animacja pneumatycznego układu sterowania z modułu Laboratorium



Rys. 10 Główne okno programu PneumoLab

że wykorzystywany do wykrywania i usuwania błędów sterowania w układach pneumatycznych.

Opracowywanie schematów w programie PneumoLab jest łatwe i skuteczne dzięki wykorzystaniu metody „drag and drop", bezpośredniemu dostępowi do symboli elementów oraz automatycznemu rysowaniu znormalizowanych przewodów.

Główne okno aplikacji, przedstawione na rys. 10, składa się z dwóch obszarów.

1. Biblioteka symboli elementów pneumatycznych, która umożliwia dostęp do symboli graficznych elementów pneumatycznych, z których tworzy się schematy układów pneumatycznych.

- przeprowadzania symulacji działania opracowanego układu.

Na rys. 11 przedstawiono opracowany schemat pneumatycznego układu napędowo-sterującego siłownika dwustronnego działania z wykorzystaniem zaworu alternatywy.

W celu przeprowadzenia symulacji działania opracowanego układu należy kliknąć na symbol przycisku określonego zaworu rozdzielającego. Podczas symulacji następuje automatyczne przesterowanie zaworów oraz przemieszczenie tłoczyska siłownika. Wizualizacja przepływu sygnałó

kalizowaniu przyczyn zakłóceń przechodzi się do usuwania błędów w opracowanych układach pneumatycznych.

Wciśnięcie przycisku drukarki, znajdującego się w menu górnym, pozwala wydrukować opracowany pneumatyczny układ napędowo-sterujący.

Podsumowanie

Wirtualną pracownię napędów i sterowania pneumatycznego z powodzeniem można zaliczyć do nowej generacji multimedialnych, interaktywnych metod nauczania. Dzięki możliwościom programu Flash i wbudowanemu językowi skryptowemu ActionScript wirtualna pracownia VirtualPneumoLab jest w pełni interaktywnym programem multimedialnym, wyróżniającym się atrakcyjną grafiką i animacją.

Wirtualne laboratorium napędów i sterowania pneumatycznego umożliwia praktyczną realizację poszczególnych ćwiczeń laboratoryjnych przed monitorem komputera. Jest to szczególnie ważne dla studentów studiów niestacjonarnych i ćwiczących w domu bądź studentów, których uczelnie nie posiadają tablic montażowych. Dodatkową korzyścią płynącą z zamieszczenia interaktywnych animacji i programu do komputerowo wspomaganego opracowywania schematów pneumatycznych układów sterowania jest możliwość wcześniejszego opanowania materiału, który jest przedmiotem realizowanych kolejno ćwiczeń.

Proces nauczania z wykorzystaniem multimedialnego oprogramowania do interaktywnych badań układów napędu i sterowania pneumatycznego staje się bardziej obrazowy, interesujący i różni się od tradycyjnych systemów nauczania. Wykorzystanie zasady interaktywności umożliwia szybsze i skuteczniejsze przyswajanie wiedzy.

Wirtualna pracownia napędów i sterowania pneumatycznego może być w przyszłości rozbudowana o dodatkowe elementy – zgodnie z wymogami przyszłych użytkowników. ■

dr inż. Tomasz Huścio

Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny,
Katedra Automatyki i Robotyki,
15-351 Białystok, ul. Wiejska 45C

e-mail: tomekh@pb.edu.pl

Streszczenie

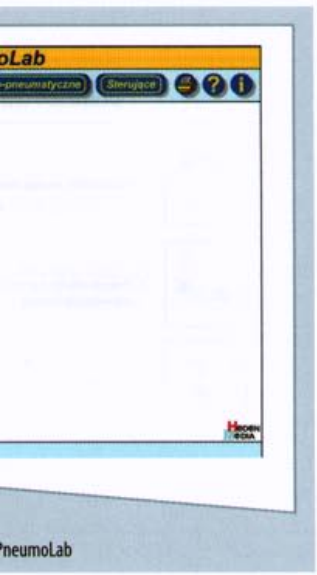
W artykule przedstawiono obszary zastosowań wirtualnych laboratoriów. Opisano istotę pracy w wirtualnych (PN-ISO 1219-1:1994) schematów pneumatycznych z możliwością symulowania działania opracowanych układów. Program może być tak-

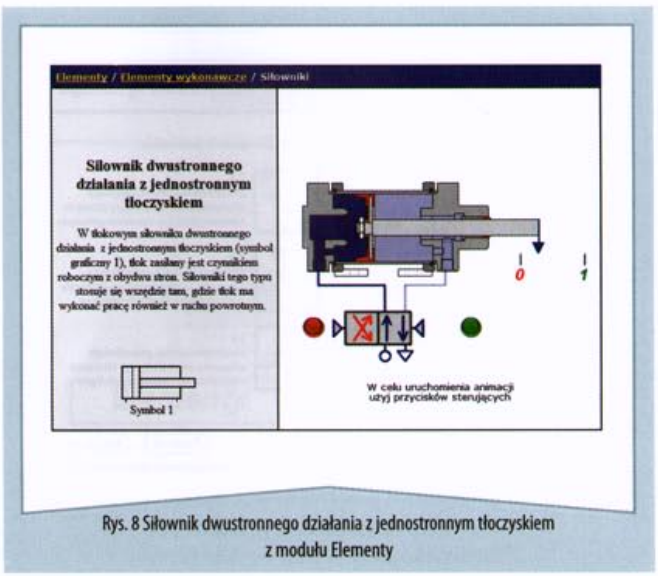
Abstract

Pneumatic Drive and Control Systems Virtual

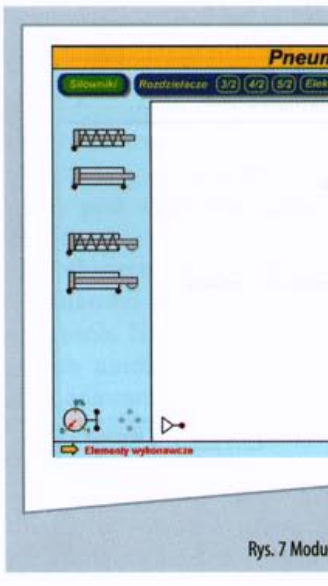
nia go w działaniu. Istnie
matu opracowanego ukła

e możliwość wydruku sche-
du.





Rys. 8 Siłownik dwustronnego działania z jednostronnym tłoczyskiem z modułu Elementy



Rys. 7 Modu

piCLASSIC zapewnia do 40% większą efektywność niż rotacyjne pompy łopatkowe.

Piab stawia na oszczędność

piCLASSIC są zmodernizowanymi pompami próżniowymi Piab zbudowanymi w oparciu o technologię COAX®. Nadają się do szerokiej gamy aplikacji o dużej mocy. Mimo swoich niewielkich rozmiarów i niskiej wagi, pompy piCLASSIC cechuje większa efektywność niż poprzednich pomp o tej samej klasie wielkości.

Dzięki wysokiemu wstępnemu przepływowi nie ma potrzeby stosowania kosztownych zbiorników próżniowych i zaworów podciśnieniowych, które zazwyczaj są nieodzowne w maszynach zasilanych rotacyjnymi pompami łopatkowymi, pracujących z wysokimi prędkościami. Dzięki zasilaniu sprężonym powietrzem pompy piCLASSIC jest łatwo wyłączać/włączać. Oszczędza to energię w operacjach, które tylko sporadycznie wymagają próżni. „Pompy piCLASSIC, wykorzystując zalety technologii COAX®, w porównaniu do tradycyjnych wielostopniowych ejektorów zapewniają o 70% większy przepływ podciśnienia" – zapewnia Jan Schieche z firmy Piab.

piCLASSIC pozwala na wybór trzech specjalnych opcji, by zapewnić optymalną wydajność dostosowaną do konkretnego zastosowania.

- **Xi** – najlepszy przepływ podciśnienia z maksymalną głębokością próżni na poziomie około 95%. Nadaje się do aplikacji szczelnych, gdy wymagany jest wysoki poziom podciśnienia;
- **Si** – duże przepływy podciśnienia przy niskich i średnich poziomach próżni. Zalecane do zastosowań, w których wycieki są istotnym czynnikiem, np. w przemyśle opakowaniowym, gdzie wymagane są ejektory o dużym przepływie – aby umożliwić niezawodne chwytanie, podnoszenie i przenoszenie;
- **Pi** – niskie ciśnienie zasilania (45 psi). Nadaje się do fabryk, w których występuje stosunkowo niskie lub fluktuujące ciśnienie zasilania. Może współpracować z innymi komponentami pneumatycznymi zainstalowanymi w maszynach, które są wrażliwe na wysokie ciśnienie zasilania.

Pompy piCLASSIC – dzięki niskiemu ciężarowi i nowej, modułowej budowie – pozwalają użytkownikowi w prosty sposób zwiększyć wydajność pompy przez dodanie wkładów (maksymalnie do 6). Posiadają szereg funkcji, które dają im ogromną przewagę nad tradycyjnymi rotacyjnymi pompami próżniowymi. piCLASSIC mogą być instalowane w pobliżu punktu ssania, co znacznie zmniejsza koszty energii. Mają tylko kilka ruchomych części, więc praktycznie nie wymagają obsługi i napraw oraz nie generują kosztów przestojów. Nowa obudowa jest łatwa do demontażu i czyszczenia. Pompy piCLASSIC dostępne są również z funkcją oszczędzania energii dla systemów szczelnych. ■

O firmie Piab

Założona w 1951 roku firma Piab projektuje innowacyjne rozwiązania, które zwiększają produktywność i poprawiają środowisko pracy użytkowników podciśnienia na całym świecie. Jako wiarygodny partner największych producentów firma Piab rozwija i produkuje kompletną linię pomp próżniowych, akcesoriów, urządzeń do transportu próżniowego materiałów sypkich oraz przyssawek do zróżnicowanych procesów zautomatyzowanego przenoszenia materiałów i automatyzacji produkcji. Piab wykorzystuje technologię COAX®, nowy wymiar w technologii próżniowej, która może być stosowana w wielu oryginalnych produktach i rozwiązaniach. Wkłady ssące COAX® są mniejsze, bardziej wydajne i niezawodne niż konwencjonalne ejektory oraz mogą być integrowane bezpośrednio w maszynach. W efekcie pozwala to na projektowanie elastycznych systemów próżniowych o modułowej budowie.

Firma Piab – z centralą w Szwecji – jest światową organizacją, która posiada oddziały i dystrybutorów w ponad 50 krajach na całym świecie.

Więcej informacji na **www.piab.pl**.

Lubomír Pešík, Antonín Skarolek

Variable Stiffness of Resilient Pneumatic Support

The paper shows some possibilities of pneumatic springs and their mechanical and pneumatic connections in the resilient supports.

Introduction

There are many problems in the technical praxis that are connected with a necessity of the minimization of vibrations. Some of them exist during the running of the machines with intensive dynamic forces that are transmitted into their foundations.

In these cases, the elastic supporting is used for effective dynamic isolation. Here, the basic principle is grounded on the sufficient difference between the force excitation frequency and natural frequency of the dynamic systems. By processing machines the excitation frequency is usually constant and hangs from the operation speed. The vibration isolation supporting of these objects is created by springs which have an unchangeable load characteristics.

On the other hand side, especially in the automotive industry, there are many equipments which have an excitation through the movement of the foundation. The typical case in this set is the driver seat. By the vibration isolation of these objects, there are further problems that hang together with variable excitation frequency. It is clear that the condition of the sufficient difference between the force excitation frequency and natural frequency of the dynamic systems cannot be ensured at all times. In these cases, it is necessary to use special supports with the possibility of stiffness changing and to tune the natural frequency of the system appropriately.

Principle of the resilient pneumatic support

The resilient support is created by a lead mechanism, in which there are inserted two pneumatic springs, at least(Fig.1). Here they have their ratios of transmission. One of the springs has a positive ratio and the other one a negative one. This means that the first of the pneumatic springs brings the support upwards and the second one downwards. The force effect of the second spring on the support is similar to the effect of its loading.

This configuration gives possibility to adapt the stiffness as required by changing of the air pressure in the second spring. This change can be executed in the still stand or during the movement of the supported object.

Pneumatic springs can be connected not only by the lead mechanism but also by pneumatic tubing with a two-position valve. In the stand of "close", the springs are not connected and the stiffness of the support is given by summary of the stiffness of both springs.

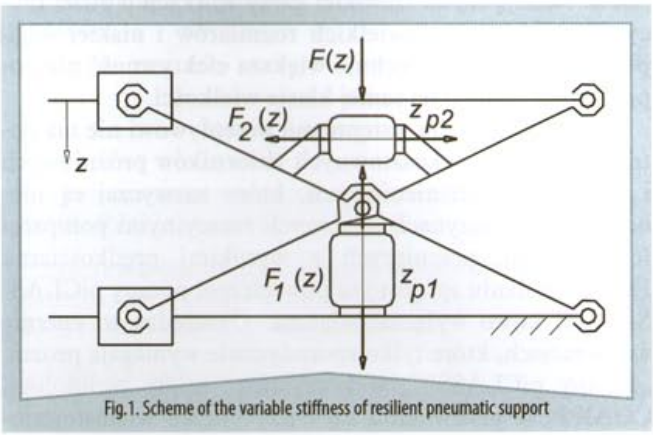


Fig.1. Scheme of the variable stiffness of resilient pneumatic support

This configuration is named a double acting. In the stand of "open", the springs have the same air pressure, and the stiffness of the support is significantly smaller. This configuration is called differential. The operating of the valve can be made by the movement of the supported object and in this way the load characteristics can be modified.

Modified load characteristics

As an example it is taken the support of a driver seat. Given parameters are geometrical characteristics of both pneumatic springs. They are polynomial travel functions of effective surfaces $S_1(z_{p1})$ and $S_2(z_{p2})$ and volumes $V_1(z_{p1})$ and $V_2(z_{p2})$

$$S_1(z_{p1}) = a_{01} + a_{11}z_{p1} + a_{21}z_{p1}^2 + a_{31}z_{p1}^3 \quad (1)$$

$$S_2(z_{p2}) = a_{02} + a_{12}z_{p2} + a_{22}z_{p2}^2 + a_{32}z_{p2}^3 \quad (2)$$

$$V_1(z_{p1}) = V_1(0) - a_{01}z_{p1} + \frac{1}{2}a_{11}z_{p1}^2 + \frac{1}{3}a_{21}z_{p1}^3 + \frac{1}{4}a_{31}z_{p1}^4 \quad (3)$$

$$V_2(z_{p2}) = V_2(0) - a_{02}z_{p2} + \frac{1}{2}a_{12}z_{p2}^2 + \frac{1}{3}a_{22}z_{p2}^3 + \frac{1}{4}a_{32}z_{p2}^4 \quad (4)$$

where a_{ij} are regression coefficients of measured values and z_{p1} and z_{p2} travels of pneumatic springs.

Then it is necessary to know the functions of the transmission ratios $i_{p1}(z)$ and $i_{p2}(z)$ of both springs in the lead mechanisms. In the next case they are constant

$$i_{p1}(z) = \frac{z_{p1}(z)}{z} \tag{5}$$

$$i_{p2}(z) = \frac{z_{p2}(z)}{z} \tag{6}$$

After that it is possible to calculate forces $F_1(z)$ and $F_2(z)$ of the springs. In the static height of the support, the valve is in the stand open and then the air pressures $p_{p1}(0)$ and $p_{p2}(0)$ by the loading of the mass m are

$$p_{p1}(0) = p_{p2}(0) = \frac{m\,g}{i_{p1}(z)S_1(z) + i_{p2}(z)S_2(z)} \tag{7}$$

where g is the gravity acceleration.
The force $F_1(z)$ by the closed valve is

$$F_1(z) = \left[\left(p_{p1}(0) + p_a\right)\left(\frac{V_1(0)}{V_1(z)}\right)^n - p_a \right] S_1(z) \tag{8}$$

and the force $F_2(z)$ is

$$F_2(z) = \left[\left(p_{p2}(0) + p_a\right)\left(\frac{V_2(0)}{V_2(z)}\right)^n - p_a \right] S_2(z) \tag{9}$$

where p_a is the atmospheric pressure and n the exponent of the thermodynamic equation.

Then it is supposed that the valve is close up to the travel z = 0,03 m of the support and the load characteristic is steep. It is valid for force $F(z)$ of the support

$$F(z) = i_1(z)\,F_1(z) + i_2(z)\,F_2(z) \tag{10}$$

When the support has the travel z = 0,03 m the valve turns on and the pressure in the springs will be the same in a very short time

$$p_{p1}(0{,}03) = p_{p2}(0{,}03) = p_p(0{,}03) = \\ = \frac{p_{p1}(z)V_1(0{,}03) + p_{p2}(z)V_2(0{,}03)}{V_1(0{,}03) + V_2(0{,}03)} \tag{11}$$

The function of the air pressure will be

$$p_p(z) = \left(p_p(0{,}03) + p_a\right)\left(\frac{V_1(0{,}03) + V_2(0{,}03)}{V_1(z) + V_2(z)}\right)^n - p_a \tag{12}$$

The force $F(z)$ of the support will be changed, the load characteristic will be flatter, then

$$F_1(z) = p_p(z)\,S_1(z) \tag{13}$$

$$F_2(z) = p_p(z)\,S_2(z) \tag{14}$$

and

$$F(z) = i_1(z)\,F_1(z) + i_2(z)\,F_2(z) \tag{15}$$

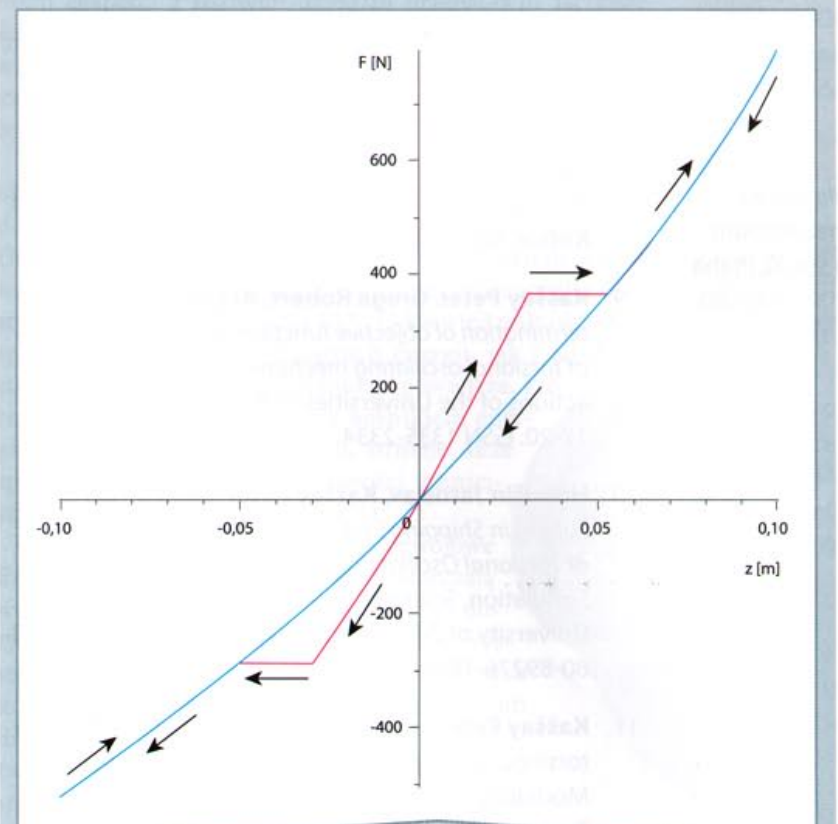


Fig.2. Load characteristic of resilient pn eumatic support

The jump between these characteristics hangs from throttling in the connection tube of both springs. In Fig. 2 the value of the force $F(z)$ is constant and the travel changes.

The reversing motion of the support to the static height is along the flat characteristic. In the zero, the valve turns off and for the force of the support it is valid (8), (9) and (10). The valve turns on by z = –0,03 m, the support characteristic is flatter and the travel goes again to the zero (Fig. 2)

The load characteristic of the support according to Fig. 2 contents the hysteresis that is attached to the dissipative energy. The system is damped and that is a further advantage of the resilient pneumatic support.

Conclusion

In the technical praxis, vibration isolation problems of the driver seats and other equipments were usually solved by springs and dampers. These systems were often passive without any control. In the recent time, the riding comfort is accen-

tuated and the standards of technical conditions continue to be rigorous. It leads to the development of many new elastic and damping elements and their combinations. The paper shows one of them.

Acknowledgements

This paper arisen by the subvention research project from Ministry of education of the Czech Republic under contract code MSM 4674788501.

Lubomír Pešík, Antonín Skarolek

Technical University of Liberec

Faculty of Mechanical Engineering,
Studentská 2, 461 17 Liberec, Czech Republic

e-mail: lubomir.pesik@tul.cz
antonin.skarolek@tul.cz

Summary

The paper shows some possibilities of pneumatic springs and their mechanical and pneumatic connections in the resilient supports. The characteristics of the supports are available in many systems of technical praxis as well as by driver seats, ambulance couchettes, etc.

The pneumatic springs provide the adaption of the stiffness, and herewith the adaption of the natural frequency of the system to its exciting frequency. In cases of the application of the object vibration isolation, they can change the load characteristics in a relative large range and the effect is powerful. The change of the stiffness can be executed during the movement of the object, and thereby the behavior of the load characteristic of the spring support becomes a hysteresis. This signals that the system is damped, and this influence on the oscillating system is positive in most vibration isolation cases.

References

1. **Pešík Lubomír, Vančura Martin.** *Silové poměry vodícího mechanismu odpružené hmoty.* In Vědecká pojednání - Wissenschaftliche Abhandlungen - Prace naukowe : ACC JOURNAL XII/2006. Liberec : Technická univerzita v Liberci, 2006. s. 294-299. Dostupný z WWW: <http://euroregion.tul.cz/plocha/edice/vp12_2006.pdf>. ISBN 80-7372-101-5. ISSN 1801-1128.

2. **Pešík Lubomír, Vančura Martin.** *Sedadlo řidiče s nezávisle regulovatelnou tuhostí.* In 47. mezinárodní konference kateder částí a mechanismů strojů. Praha : Česká zemědělská univerzita v Praze, 2006. ISBN 80-213-1523-7.

3. **Pešík Lubomír, Vančura Martin.** *Additional Air Volume Impact on Characteristics of Pneumatic Spring-Support of Driver's Seat.* In 49th International Conference of Machine Elements and Mechanisms Department. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2008. s. 219-222. ISBN 978-80-7043-7.

4. **Pešík Lubomír, Vančura Martin.** *Adaptable Spring Support of Driver's Seat.* In: Acta Mechanica Slovaca. 4-A/2007. Technická univerzita v Košiciach, Košice, Slovensko, 2007. ISSN 1335-2393. S. 165-172.

5. **Harris C. M.** *Shock and vibration handbook.* New York: McGraw-Hill, 2002.

6. **Pešík Lubomír, Vančura Martin.** *Optimalizace charakteristik tuhosti a tlumení sedadla řidiče motorového vozidla.* Scientific Works. ACC Journal 2006. ISSN 1801-1128.

7. **Pešík Lubomír.** *Pneumatické vibroizolační systémy.* In: Acta Mechanica Slovaca. 4-B /2006. Košice, Slovensko. ISSN 1335-2393. S. 277-286.

8. **Pešík Lubomír.** *Podpory pneumatických vibroizolačních systémů.* In: Acta Mechanica Slovaca. 3-C /2004. Košice, Slovensko. ISSN 1335-2393. S. 137- 140.

9. **Kaššay Peter, Grega Robert, Krajňák Jozef**: *Determination of objective function for extremal control of torsional oscillating mechanical system*, In: Transactions of the Universities of Košice. č. 3 (2009), s. 17-20. ISSN 1335-2334.

10. **Homišin Jaroslav, Kaššay Peter**: *Comparison of Tuning in Shipping System Using pneumatic Tuners of Torsional Oscillations*, In: Machine Modeling and Simulation, Scientific and Technical Society at the University of Žilina, Žilina, 2009, s. 147-154, ISBN 978-80-89276-18-9.

11. **Kaššay Peter, Homišin Jaroslav**: *Extremal control in torsional oscillating mechanical systems*, In: Machine Modeling and Simulation, Scientific and Technical Society at the University of Žilina, Žilina, 2009, s.155-160, ISBN 978-80-89276-18-9.

Kaeser Kompressoren organizatorem konferencji w Coburgu na temat energooszczędności sprężania powietrza.

Prawidłowy kierunek

Fot. 1 Nowoczesny osuszacz Hybritec znajdujący się przed wejściem do budynku, w którym odbywała się konferencja

Fot. 2 Zainteresowanie ekspertów wzbudził jeden z nowych silników IE3 firmy Siemens

Wiodący producent systemów sprężonego powietrza, niemiecka firma Kaeser Kompressoren, zaprosiła specjalistów z branży do udziału w konferencji poświęconej zagadnieniu efektywności energetycznej wytwarzanych przez siebie instalacji. Konferencja odbyła się w Coburgu, gdzie spółka ma swoją główną siedzibę. Po powitaniu uczestników przez prezesa firmy Thomasa Kaesera, wybrani eksperci z różnych dziedzin przedstawili fachowe wykłady na temat najnowszych rozwiązań technicznych wraz z propozycjami, gdzie można je zastosować, w celu zwiększenia efektywności energetycznej systemów sprężonego powietrza.

W obliczu powszechnego wzrostu cen energii oraz ambitnych celów ochrony klimatu, energooszczędność produkcji staje się dla przemysłu wyzwaniem numer jeden. Osiągnięcie zrównoważonego rozwoju jest bowiem możliwe tylko przez wyraźne ograniczenie zużycia energii i drastyczne zmniejszenie emisji CO_2. Odpowiedzialność za to spoczywa zarówno na odbiorcach energii, jak i jej dostawcach. W przypadku sprężonego powietrza, które jest w tej chwili wiodącym nośnikiem energii dla nowoczesnej produkcji, istnieje duże spektrum technicznych możliwości zmniejszenia zużycia energii i emisji CO_2.

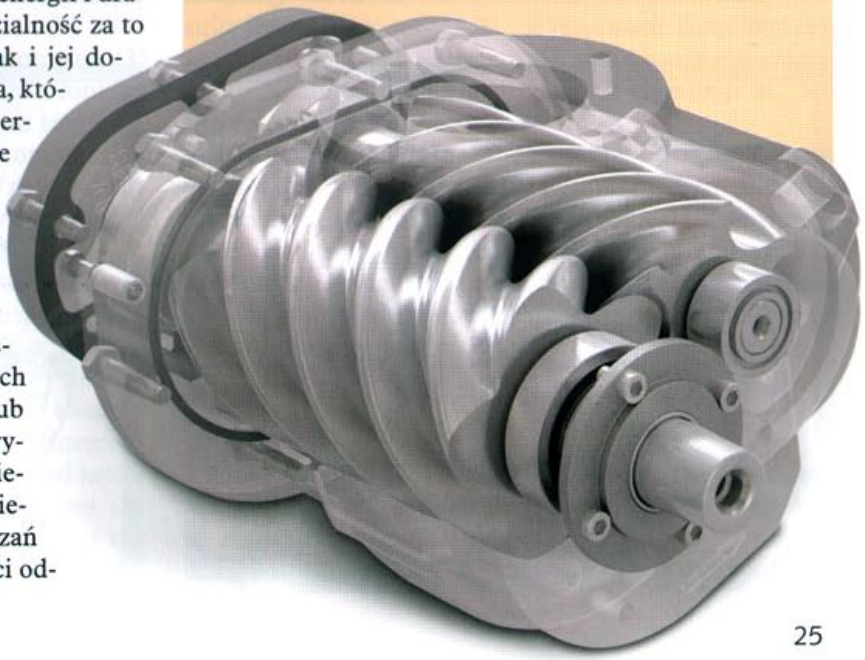
Nic zatem dziwnego, że prace rozwojowe firmy Kaeser Kompressoren dostarczają wciąż nowych rozwiązań. Badania te dotyczą wszystkich możliwych aspektów systemu sprężonego powietrza: pojedynczych komponentów systemu (jak np. sprężarek lub dmuchaw), poszczególnych funkcji (jak wytwarzanie, uzdatnianie, dostarczanie powietrza), a także systemu jako całości. Obok wybiegających w przyszłość koncepcyjnych rozwiązań ważną rolę w zwiększaniu energooszczędności odgrywają również aktualnie wdrażane nowości. Z tą myślą organizatorzy konferencji umożliwili uczestnikom zapoznanie się na żywo z przykładami najnowszych urządzeń: od sprężarki śrubowej, przez przekrój silnika klasy IE3, do potężnego osuszacza sprężonego powietrza Hybritec. ■

Artykuł promocyjny

KAESER KOMPRESSOREN Sp. z o.o.
ul. Taneczna 82, 02-829 Warszawa

www.kaeser.pl

Fot. 3 Stworzony przez firmę Kaeser Kompressoren i cały czas optymalizowany profil Sigma oszczędza w porównaniu do tradycyjnych profili wirników śrubowych do 15 procent energii.



Jaroslav Homišin, Peter Kaššay, Matej Urbanský

High-flexibility Characteristics of Pneumatic Flexible Shaft Couplings

The dangerous torsional oscillation has a profound influence upon the life-span and function and majority of segments of any mechanical system.

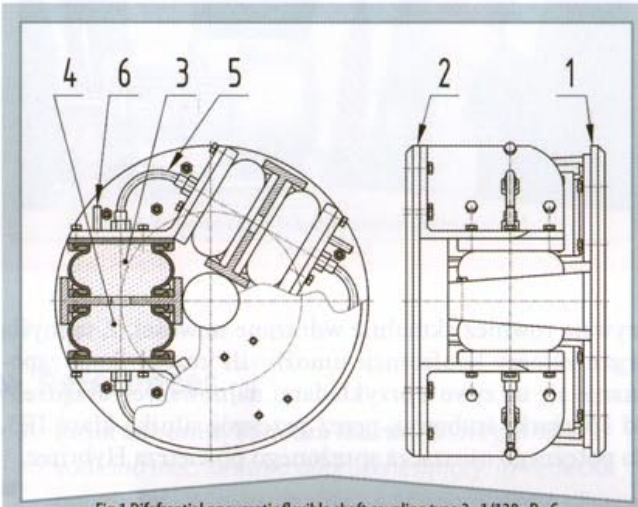


Fig.1 Difefrential pneumatic flexible shaft coupling type 3–1/130–D–C

Introduction

Mechanical systems with internal combustion engines, compressors, pumps and fans can be characterized as torsionally oscillating mechanical systems. Dangerous torsional vibration has a profound impact on the life and function on most of the main elements of almost any mechanical system. Therefore comes the need to control their dangerous torsional vibration. Under the governing dangerous torsional vibration we understand it's elimination or reduction to acceptable level.

According to several authors, most advantageous way to govern dangerous torsional vibrations of mechanical systems is the application of a suitably selected flexible shaft coupling. Currently this problem is solved by use of different flexible shaft couplings types, especially the use of flexible shaft couplings with low torsional stiffness, thus highly flexible shaft couplings.

Our workplace begins to pay more attention to research and development of highly flexible shaft couplings. Therefore, the aim of this paper is to inform the technical community about the design, work principle and high-flexibility comparison of pneumatic flexible shaft couplings developed by us, tangential (fig. 1), wedge (fig. 2) and piston (fig. 3) couplings.

According to [1], [2] high-flexibility of flexible couplings is characterized by the value of relative torsional stiffness $k_0 = k_d / M_N$, which is defined as the ratio of dynamic torsional stiffness of coupling k_d to transmitted nominal torque M_N.

Common flexible couplings have relative torsional stiffness in range $10 \div 30$ rad^{-1}. Couplings marked as couplings with low torsional stiffness, thus highly flexible shaft couplings have realative torsional stiffness lower than 10 rad^{-1}.

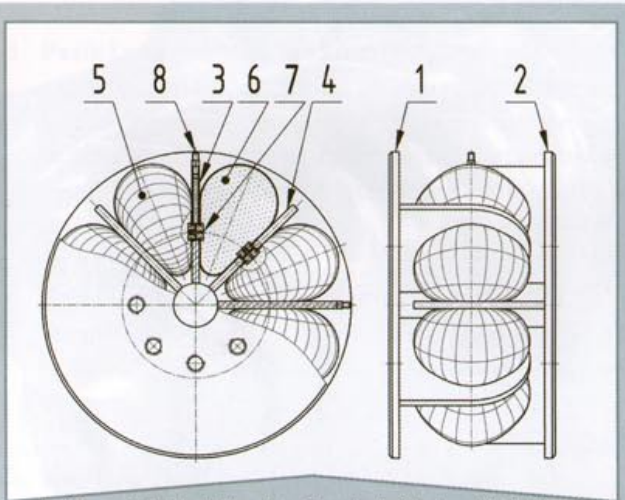


Fig.2 Pneumatic flexible shaft coupling with wedge flexible elements 8–1/110–T–C

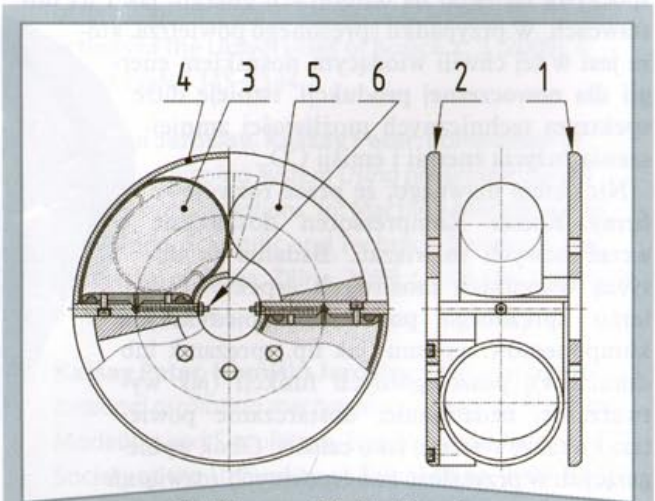


Fig. 3 Piston pneumatic flexible shaft coupling

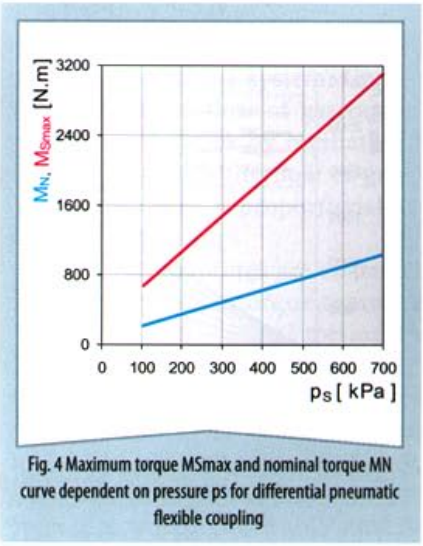


Fig. 4 Maximum torque MSmax and nominal torque MN curve dependent on pressure ps for differential pneumatic flexible coupling

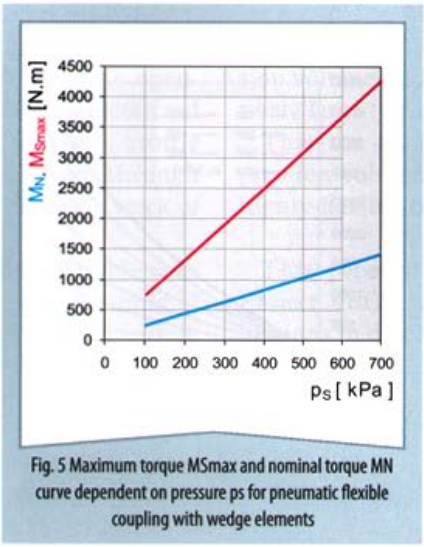


Fig. 5 Maximum torque MSmax and nominal torque MN curve dependent on pressure ps for pneumatic flexible coupling with wedge elements

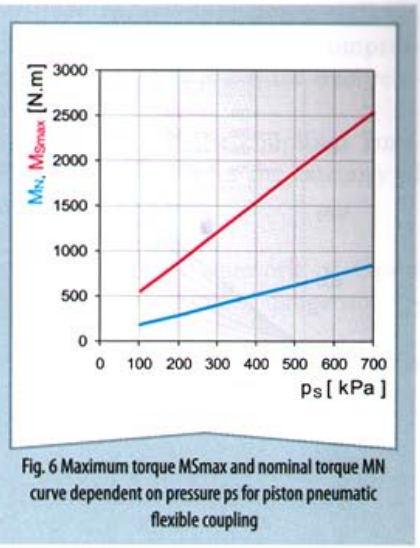


Fig. 6 Maximum torque MSmax and nominal torque MN curve dependent on pressure ps for piston pneumatic flexible coupling

Pneumatic flexible shaft couplings

At our department is currently paid attention on the research and development of various types of pneumatic flexible shaft couplings. For comparison of high--flexibility have been selected three types with different construction:

- differential pneumatic flexible shaft coupling (fig. 1)
- pneumatic flexible shaft coupling with wedge flexible elements (fig. 2) and
- piston pneumatic flexible shaft coupling (fig. 3).

Each pneumatic flexible shaft coupling consists of driving part (1), driven part (2), between them is placed the compression volume filled with gaseous. With pressure change of gaseous medium the pneumatic coupling is able to work always with a different characteristics (fig. 7, 8, 9), thus it is able to work always with different characteristic properties, thus torsional stiffness and damping.

Specifically the compression volume of differential pneumatic flexible shaft coupling (fig. 1) consists of three circumferentially placed and interconnected differential elements.

Each differential element consists of compressed (3) and expanded pneumatic flexible (4). The interconnection of differential elements is provided by an interconnecting hose (5). The filling of the clutch compression volume on a predetermined pressure value of gaseous medium is provided through the valve (6) before start-up of the mechanical system.

In the case of pneumatic clutch with elastic wedge elements (fig. 2) the compression volume consists of air--spring units located between the supporting surface (3) and (4). Each air-elastic unit comprises of two flexible elements, namely a compressed flexible wedge element (5) and an expanded wedge flexible element (6). Interconnection of the wedge flexible elements (5) a (6) and hence the whole compression volume of coupling ensures the interconnecting throttle opening (7). The filling of the compression volume with gaseous medium on a predetermined pressure value before start-up of the mechanical system is realized through valve (8).

Compression volume of piston flexible shaft coupling is formed by flexible hollow body of cylinder (3) filled with gaseous medium. Placing the flexible hollow bodies (3) in the bush body (4), which are part of the driven hub (2), provides their stationary positioning. Piston units (5) are placed on the driving part (1). Through the valve (6) is ensured the filling of flexible hollow bodies with gaseous medium on a predetermined value of pressure before start-up of the mechanical system.

On the pneumatic couplings static and dynamic measurements were realized [3] [4] [5]. For information and illustration of basic pneumatic couplings characteristics we present just some of the measurements results.

Maximum torque M_{Smax}, which must withstand the pneumatic coupling in the short-term overload is given by requirement of not harming the coupling during operation. The criterion of its designation depends mainly on the construction of coupling.

The resulting maximum torques M_{Smax} for individual couplings are shown on fig. 4, 5 and 6. From the above results the nominal torque M_N of pneumatic couplings can be computed, which represent 1/3 of the maximum torque M_{Smax}. Nominal torques of pneumatic couplings M_N are shown on fig. 4, 5 and 6.

Results obtained from static measurements (fig. 7, 8 and 9) show that with the change of gaseous medium pressure, the pneumatic couplings are able to work always with another characteristics. Based on fig. 7, fig. 8 and fig. 9 is possible to say that the static characteristics of pneumatic couplings are slightly nonlinear. Their map curves can be described with equation (2.1).

$$M_{Sst} = a_0.\varphi + a_3.\varphi^3. \qquad (2.1)$$

From equation (2 .1) can be determined the equivalent static stiffness k_{est} of pneumatic couplings by the method of equivalent linearisation, according to the equation (2.2).

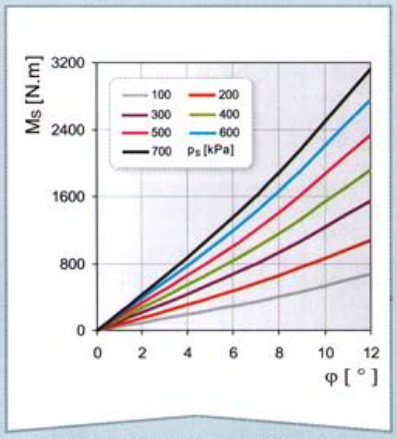


Fig. 7 Static characteristics curves for differential pneumatic flexible shaft coupling for pressure pS = 100 ÷ 700 kPa

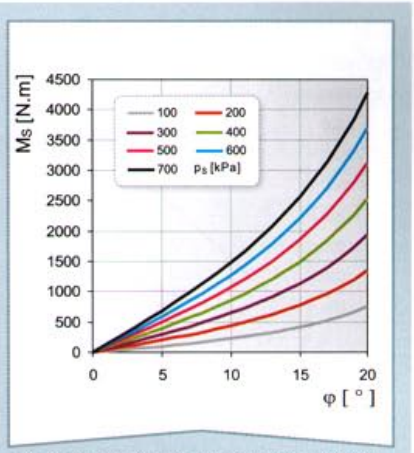


Fig. 8 Static characteristics curves for pneumatic flexible shaft coupling with wedge flexible elements for pressure range pS = 100 ÷ 700 kPa

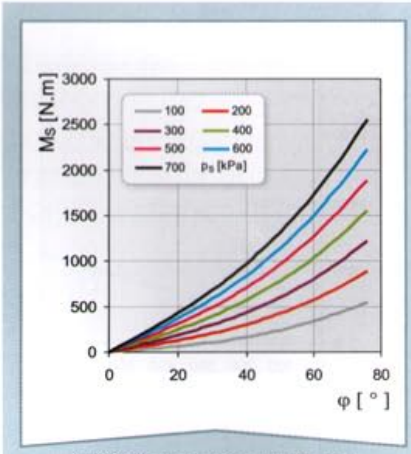


Fig. 9 Static characteristics curves for piston pneumatic flexible shaft coupling for pressure pS = 100 ÷ 700 kPa

$$k_{est} = a_0 + \frac{3}{4} a_3 . \varphi^2 . \qquad (2.2)$$

Values of pneumatic couplings equivalent dynamic torsional stiffness can be determined by relation (2.3) [3] [4] [5], which represents the ratio of equivalent static and dynamic torsional stiffness of given couplings.

Curves of equivalent dynamic torsional stiffness for individual couplings are shown on fig. 10, 11 and 12.

$$\frac{k_{ed}}{k_{est}} = 1{,}05 + 4{,}14.10^{-4} . p_S . \qquad (2.3)$$

Those curves indicate the dynamic torsional stiffness ranges of the pneumatic couplings by specific gaseous medium pressure values dependent on the transmitted static torque. Based on the presented curves is possible to assure whether the coupling is suitable for work in a mechanical system by the required operating mode.

Based on realized calculations can be declared that the individual couplings within gaseous medium pressure range p_S = 100÷700 kPa have the following average relative torsional stiffness k_0:

- differentil pneumatic flexible shaft coupling k_0 = 15,73 rad^{-1},
- pneumatic flexible shaft coupling with wedge flexible elements k_0 = 8,71 rad^{-1},
- piston pneumatic flexible shaft coupling k_0 = 2,46 rad^{-1}.

Therefore follows that the differential pneumatic flexible shaft couplings must be classified as conventional flexible couplings, while a pneumatic coupling with wedge flexible elements can be categorized as highly-flexible pneumatic couplings and piston flexible shaft couplings fully satisfy the claims on highly-flexible couplings.

Conclusion

With the transfer of load torque by compression volume of pneumatic flexible shaft couplings filled with gaseous medium, we achieve compression of the medium propor-

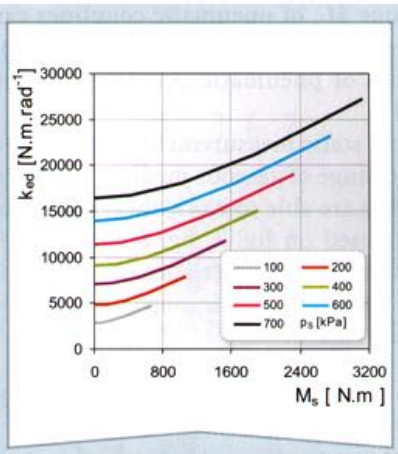


Fig. 10 Equivalent dynamic torsional stiffness ked curves of differential pneumatic flexible shaft coupling dependent on transmitted static torque MS by gaseous medium pressure range pS=100 ÷ 700kPa

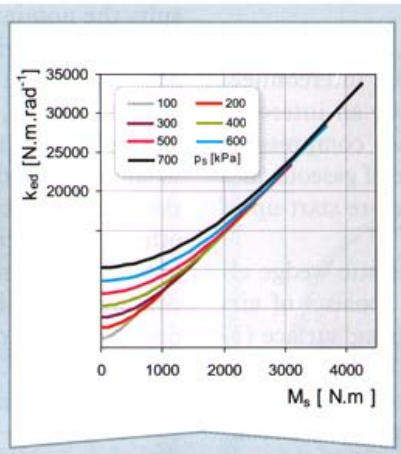


Fig. 11 Equivalent dynamic torsional stiffness ked curves of pneumatic flexible shaft coupling with wedge flexible elements dependent on transmitted static torque MS by gaseous medium pressure range pS=100 ÷ 700kPa

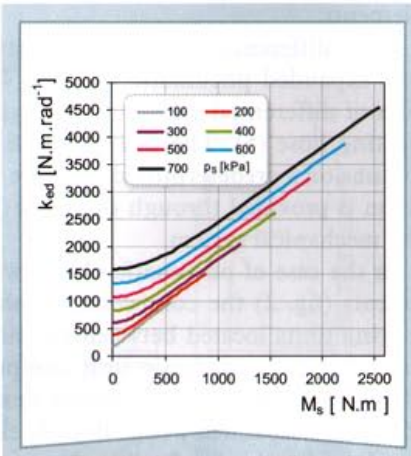


Fig. 12 Equivalent dynamic torsional stiffness ked curves of piston pneumatic flexible shaft coupling dependent on transmitted static torque MS by gaseous medium pressure range pS=100 ÷ 700kPa

tional to load, by that is currently characterized the continuous flexible load torque transmission of the driving and driven machine system. Creating the throttle openings enables the flow of gaseous medium characterized by the throttle work by oscillating load torque. Throttle work arising from the flow of gaseous medium through throttle openings, is proportional to the damping work of pneumatic couplings.

Pneumatic couplings are characterized by flexible continuous torque load torque transmission and damping of torsional oscillations and torsional shocks in the system of driving and driven machine. Continuous flexible transmission is ensured by the use of gaseous medium as elastic material in the given couplings. Gaseous media, throughout its lifetime isn't subject to aging, resulting that pneumatic couplings do not lose their initial positive dynamic properties, unlike previously used flexible materials.

Advantage of pneumatic couplings with wedge flexible elements against differential pneumatic couplings differential is the application of flexible wedge elements. Their application enables to use more flexible elements. This coupling has a relatively large twist angle $\varphi_{max} = 20°$. The compression volume design of the pneumatic coupling with wedge flexible elements ensures its inclusion in the category of highly-flexible couplings.

The compression volume design of piston pneumatic coupling with two flexible hollow cylindrical shape bodies provides a distinct advantage over previous couplings. Given solution makes the pneumatic couplings compression volume highly flexible, which is presented by a relatively large twisting angle $\varphi_{max} = 80°$.

That the design of piston pneumatic couplings compression volume ensures its inclusion in the category of highly-flexible couplings.

This paper was written in the framework of Grant Project VEGA: „1/0304/09 – Governing of dangerous vibrations in drives of mechanical systems".

■

prof. dr hab. inż. Jaroslav Homišin
dr inż. Peter Kaššay
inż. Matej Urbanský

Technical University, Faculty of Mechanical Engineering, Letná 9, 042 00 Košice, Slovak Republic

e-mail: jaroslav.homisin@tuke.sk
peter.kassay@tuke.sk
matej.urbansky@tuke.sk

Summary

The dangerous torsional oscillation has a profound influence upon the life-span and function and majority of segments of any mechanical system. For this reason there is a need to control this dangerous torsional oscillation. Presently this problem is solved via application of flexible shaft couplings with the low torsional stiffness, that is via application of highly flexible shaft couplings. The development and research of highly flexible shaft couplings is an area of interest of our organization.

Therefore, the aim of this paper is to inform the technical community about the design, work principle and high-flexibility comparison of pneumatic flexible shaft couplings developed by us.

References

1. **Böhmer, J.**: Einsatz elastischer Vulkan – Kupplungen mit linearer und progressiver Drehfedercharakteristik. MTZ, 44/5, 1983.
2. **Zoul, V.**: *Použití pružných hřídelových spojek s nízkou torzní tuhostí k snížení dynamického torzního namáhání.* IS 24-25, ČKD Praha 1989.
3. **Homišin, J.**: *Vplyv pneumatickej pružnej hriadeľovej spojky na torzné kmitanie mechanickej sústavy.* KDP, VŠT Košice, 1989.
4. **Homišin, J.**: *Nové typy pružných hriadeľových spojok –Vývoj-Výskum-Aplikácia.* Vienala Košice, 2002, ISBN 80-7099-834-2.
5. **Homišin, J.** a kol.: *Súčasné trendy optimalizácie strojov a zariadení.* C–Press Košice, 2006, ISBN 80-7099-834-2.
6. **Pešík, L.** *Možnosti regulace tuhosti pružného pneumatického uložení hmot.* Zborník vědeckých prací VŠST v Liberci, sv. XVIII. Liberec, VŠST 1985.

Ryszard Dindorf

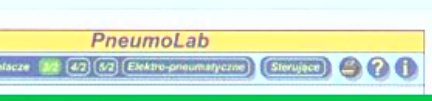
poczy, na którym tworzone są schematy neumatycznych.
u przycisku „?", znajdującego się w menu puje otwarcie okna Pomoc. W oknie tym kcje dotyczące:
ania schematów układów pneumatycz-

elementów i przewodów pneumatycznych

sterujących (wyświetlanie stanu układu) jest możliwa dzięki zmianie koloru aktywnych przewodów. Schemat pneumatycznego układu napędowo-sterującego w trakcie symulacji przedstawiono na rys. 12.

Dzięki opcji symulacji możliwe jest sprawdzenie poprawności budowy, działania i sterowania opracowanego układu. Sprawdzenie połączeń elementów układu pneumatycznego oraz poszukiwanie zakłóceń w jego działaniu pozwala zlokalizować błędy w sterowaniu układu. Po zlo-

2. Obszar ro
układów p
Po wciśnięc
górnym, nast
zawarto instru
- opracowyw
nych
- kasowania



ze jest ogólnodostępne,
ego sprężania zużywa się
elektryczną. Zmniejszenie
energii w systemach
tycznych jest możliwe
wytwarzania, uzdatniania
ucji sprężonego powietrza
odbiornikach [5], [6].

Zmniejszenie zużycia energii w systemach sprężonego powietrza

Powietr
ale do j
energię
zużycia
pneum
podcza
i dystry
oraz w

peratury powietrza wlotowego do

żarki o sprawności i parametrach
ych do instalacji sprężonego po-

lacji elektronicznej do odwadnia-
odwadnianie).
szania i filtracji powietrza.
rowania zaworów, filtrów, osusza-

rzebiegu procesu uzdatniania spr-

sprężonego powietrza, dostosowa-
ci sprężarki i poboru powietrza.
nstalacji przyrządów pomiarowych
a przepływu, ciśnienia i wilgotno-

nentów instalacji (przewody, połą-
try) niepodatnych na przecieki.
alacji pneumatycznej urządzenia-
ymi o małym poborze energii.

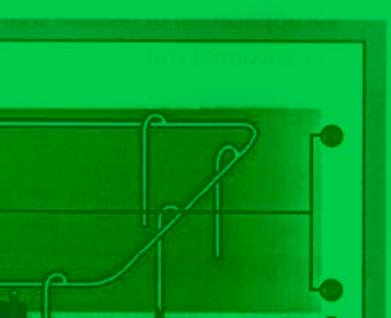
Wprowadzenie

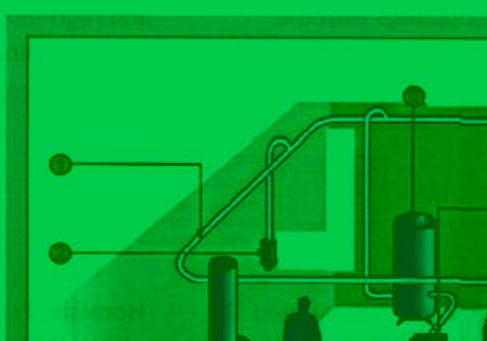
Różne są oszacowania redukcji zużycia energii w systemach sprężonego powietrza, np. według MCP (*Motor Challenge Programme*) jest możliwe: zmniejszenie strat ciśnienia w instalacji (12%), zmniejszenie przecieków w instalacji (12%), odzyskiwanie ciepła w sprężarce (60%), zastosowanie regulacji sprężarki (15%), zmniejszenie temperatury powietrza wlotowego do sprężarki (1% – przy obniżeniu temperatury o 3 °C), wymiana sprężarki (7%), usprawnienie osuszania i filtracji powietrza (5%), optymalizacja sterowania osuszaniem i odwadnianiem (2%), energooszczędne sterowanie siłowników i silników pneumatycznych (2%).

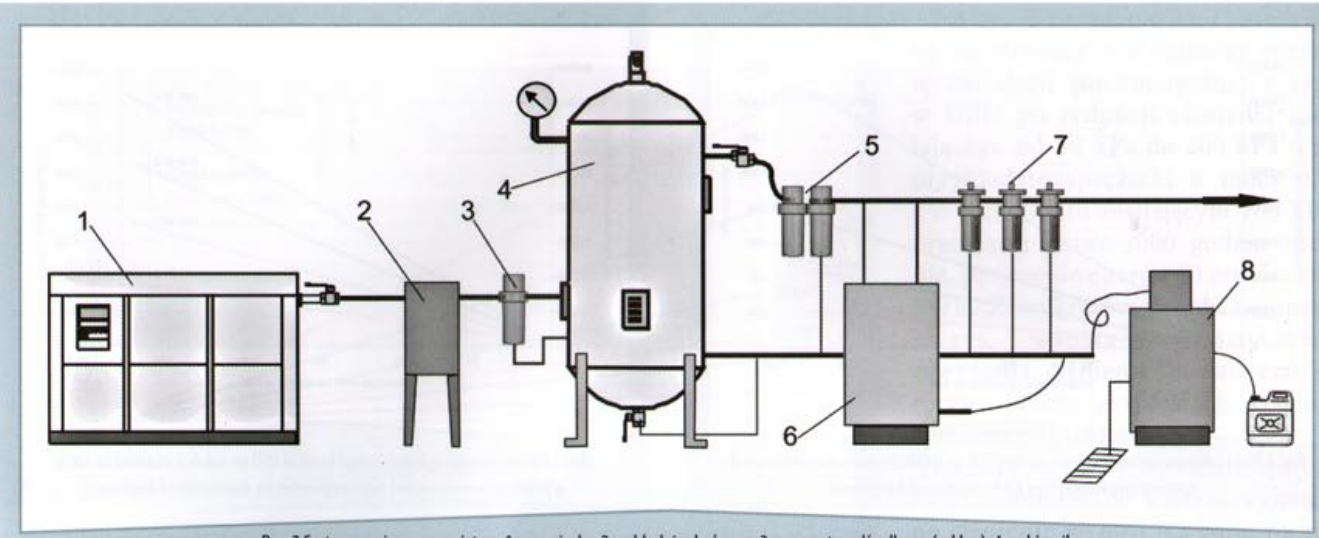
Na rys. 1 wyszczególniono miejsca w systemie sprężonego powietrza, w których istnieją potencjalne możliwości zmniejszenia zużycia energii. Są to:

1. W instalacji pneumatycznej zalecane jest: zwiększenie przekroju przewodów rurowych; zmniejszenie długości przewodów; zastosowanie instalacji pierścieniowej; ograniczenie nagłych zmian przekrojów przewodów oraz kolanek; nieprzekraczanie zalecanego spadku ciśnienia $\Delta p <$ 0,1 w instalacji; regularne likwidowanie przecieków.
2. Wydzielenie w instalacji pneumatycznej obszarów o różnym ciśnieniu – wysokim i niskim (dla obszaru o wyższym ciśnieniu możliwość zastosowania kompresora wzmacniającego).
3. Odzysk ciepła poprzez zastoso-

5. Zmniejszenie te
sprężarki.
6. Zastosowanie sp
lepiej dostosowa
wietrza.
7. Zastosowanie re
czy (automatyczn
8. Usprawnienie os
9. Optymalizacja st
czy, odwadniaczy
10. Monitorowanie p
żonego powietrz
11. Dobór zbiornika
nego do wydajno
12. Zastosowanie w
do monitorowan
ści powietrza.
13. Zastosowanie ele
czenia, zawory, fi
14. Oczyszczania ins
mi podciśnieniow







Rys. 2 System sprężonego powietrza: 1 – sprężarka, 2 – chłodnica końcowa, 3 – separator odśrodkowy (cyklon), 4 – zbiornik, 5 – absorber olejowy, 6 – osuszacz, 7 – układ filtrów, 8 – separator olejowo-wodny [3]

15. Odłączenie niepracujących maszyn, urządzeń i narzędzi pneumatycznych zaworami elektromagnetycznymi.
16. Podzielenie instalacji na kilka obwodów rozdzielonych zaworami odcinającymi, oddzielnie gałęzi nieużywanych.
17. Umieszczenie zbiornika wyrównawczego w pobliżu miejsc poboru sprężonego powietrza – maszyn, urządzeń i narzędzi pneumatycznych.

Zmniejszenie zużycia energii przy uzdatnianiu sprężonego powietrza

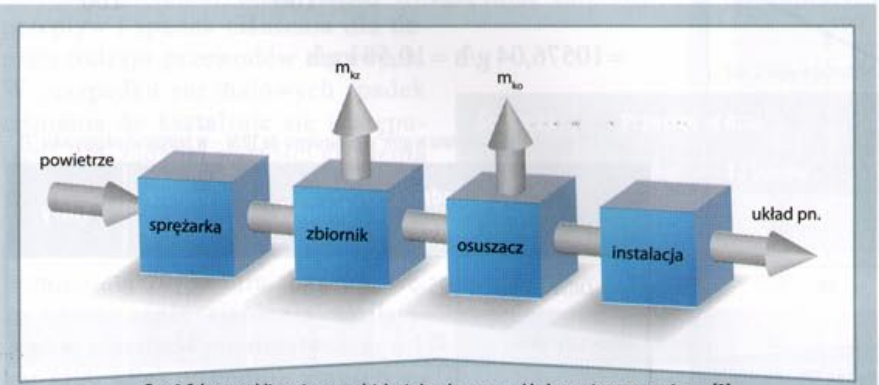
W temperaturze 20 °C w każdym metrze sześciennym powietrza może się znaleźć maksymalnie 17 g wody. Gdy temperatura powietrza będzie wynosiła 50 °C, zawartość pary wodnej może wzrosnąć nawet do 82 g/m^3. Jeżeli ilość pary wodnej przekroczy te wartości, to wykrapla się z powietrza. Maksymalną zawartość pary wodnej w powietrzu atmosferycznym przedstawia się na wykresie zwanym krzywą punktu rosy. Po sprężaniu powietrza koncentracja pary wodnej wzrasta, a po schłodzeniu skrapla się w instalacji pneumatycznej.

Na przykład sprężarka o ciśnieniu roboczym 7 barów i wydajności 200 l/s, która zasysa powietrze o temperaturze 20 °C i wilgotności względnej 80%, gromadzi w instalacji sprężonego powietrza ok. 80 litrów wody w czasie ośmiogodzinnego dnia pracy. Zawartość wody w sprężonym powietrzu określa ciśnieniowy punkt rosy CPR (ang. *PDP – Pressure Dew Point*), który jest używany w celu określenia zawartości wody w sprężonym powietrzu. Punkt CPR określa temperaturę, w której para wodna zamienia się w wodę przy aktualnym ciśnieniu roboczym.

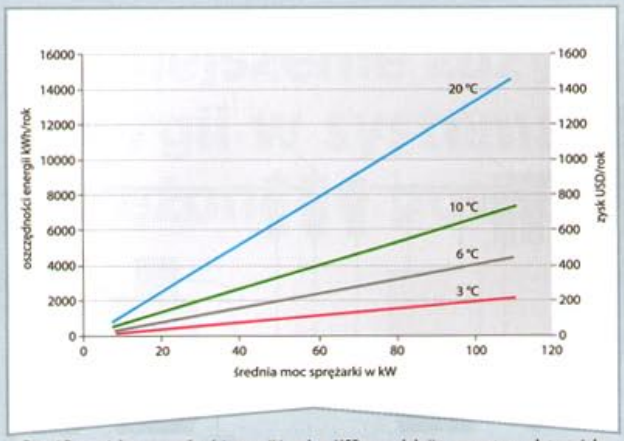
Niski ciśnieniowy punkt rosy oznacza niewielką ilość pary wodnej w sprężonym powietrzu. Należy pamiętać, że nie można porównywać atmosferycznego punktu rosy z ciśnieniowym punktem rosy. Na przykład ciśnieniowy punkt rosy przy temperaturze 2 °C i ciśnieniu 7 barów jest równy wartości punktu rosy przy -23 °C i ciśnieniu atmosferycznym. Ilość pary wodnej zawartej w sprężonym powietrzu jest wprost proporcjonalna do temperatury powietrza i odwrotnie proporcjonalna do ciśnienia. Najwięcej cząstek wody obecnych jest przy najniższej temperaturze i najwyższym ciśnieniu, dlatego przy takich parametrach sprężonego powietrza najbardziej efektywne jest usuwanie pary wodnej.

Proces usuwania kondensatu wodnego jest możliwy w odwadniaczach, filtrach i zbiorniach dzięki automatycznym zaworom spustowym. Spust kondensatu powinien być w tych miejscach, w których ilość gromadzonej wody jest największa i możliwa do usunięcia. Zasadniczo istnieją cztery sposoby usuwania wilgoci ze sprężonego powietrza: chłodzenie, nadkompresja, absorpcja i adsorpcja. Aby uniknąć problemów ze skraplaniem pary wodnej w zbiornikach i przewodach, sprężone powietrze musi być osuszone.

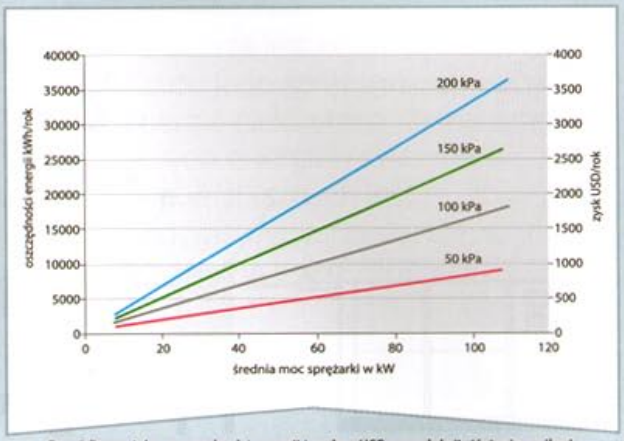
Powietrze po wyjściu ze sprężarki kieruje się przez chłodnicę końcową i separator odśrodkowy do zbiornika,



Rys. 3 Schemat obliczeniowy wydzielania kondensatu w układu sprężonego powietrza [3]



Rys. 4 Potencjalne oszczędności energii i zysk w USD po redukcji temperatury wlotowej do sprężarki (wg Compressed Air Association of Australasia)



Rys. 5 Potencjalne oszczędności energii i zysk w USD po redukcji ciśnienia zasilania w instalacji pneumatycznej (wg Compressed Air Association of Australasia)

następnie przez absorber olejowy, osuszacz, układ filtrów i separator olejowo-wodny (patrz rys. 2). Na podstawie schematu przedstawionego na rys. 3 podano przykładowe obliczenia wydzielenia kondensatu pary wodnej w zbiorniku i osuszaczu.

Stan powietrza atmosferycznego na wlocie sprężarki:

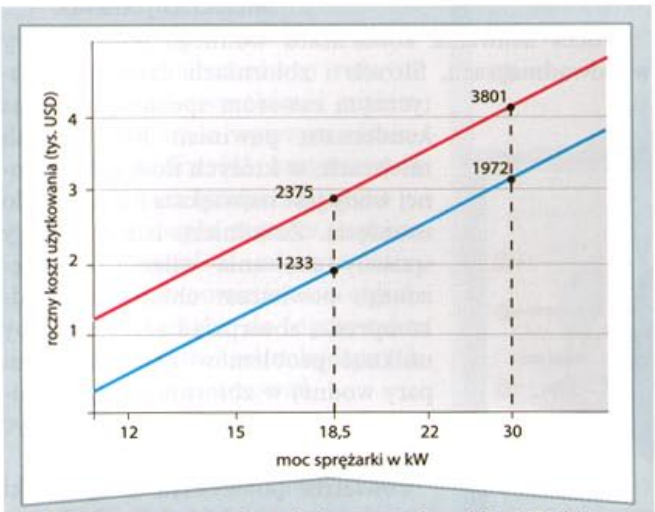
- ciśnienie wlotowe $p_1 = 1$ bar
- temperatura wlotowa $T_1 = 33°$ C
- wilgotność względna $\varphi_1 = 80\%$
- wilgotność bezwzględna $f_{max1} = 35{,}317$ g/m³
- strumień objętości powietrza na wlocie sprężarki $\dot{V}_1 =$ 2720 m³/h.

Strumień masy pary wodnej na wlocie sprężarki:

$$\dot{m}_{pw1} = \frac{f_{max1} \cdot \dot{V}_1 \cdot \varphi_1}{100} = 76849{,}79 \text{ g/h} = 76{,}85 \text{ kg/h}$$

Stan powietrza na wylocie sprężarki:

- ciśnienie wylotowe $p_2 = 11{,}5$ bara
- temperatura wylotowa $T_2 = 40$ °C
- wilgotność względna $\varphi_2 = 100\%$
- wilgotność bezwzględna $f_{max2} = 50{,}672$ g/m³



Rys. 6 Zmniejszenie rocznego kosztu eksploatacji sprężarek po redukcji o 10% ciśnienia w instalacji pneumatycznej (wg Ingresoll Rand Automation)

- strumień objętości powietrza na wylocie sprężarki (wydajność sprężarki):

$$\dot{V}_2 \approx \frac{p_1}{p_2}\dot{V}_1 = 236{,}5 \text{ m}^3\text{/h}$$

Strumień masy pary wodnej na wylocie sprężarki:

$$\dot{m}_{pw2} = \frac{f_{max2} \cdot \dot{V}_2 \cdot \varphi_2}{100} = 11983{,}28 \text{ g/h} = 11{,}98 \text{ kg/h}$$

Wydzielanie kondensatu pary wodnej w zbiorniku:

$$\dot{m}_{kz} = \dot{m}_{pw1} - \dot{m}_{pw2} = 64865{,}86 \text{ g/h} = 64{,}87 \text{ kg/h}$$

Parametry osuszacza ziębniczego:

- ciśnienie wylotowe $p_3 = 11{,}5$ bara
- temperatura wylotowa $T_3 = 3$ °C
- wilgotność względna $\varphi_3 = 100\%$
- wilgotność bezwzględna $f_{max3} = 5{,}953$ g/m³
- strumień objętości powietrza na wylocie z osuszacza:

$$\dot{V}_3 \approx \dot{V}_2 = 236{,}5 \text{ m}^3\text{/h}$$

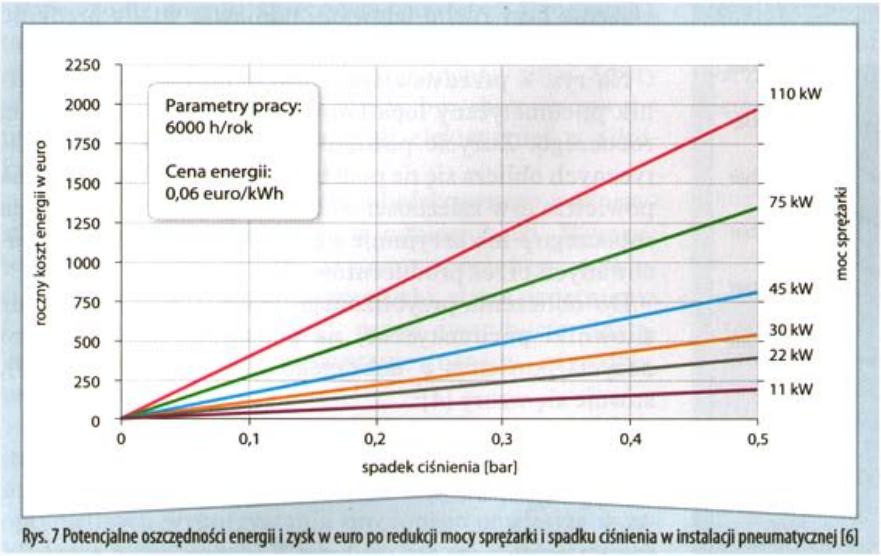
Wydzielanie kondensatu pary wodnej w osuszaczu ziębniczym:

$$\dot{m}_{ko} = \dot{m}_{pw2} - \dot{m}_{pw3} = \frac{f_{max2} \cdot \dot{V}_2 \cdot \varphi_2}{100} - \frac{f_{max3} \cdot \dot{V}_3 \cdot \varphi_3}{100} =$$

$$= 10576{,}04 \text{ g/h} = 10{,}58 \text{ kg/h}$$

Tab. 1 Wydzielanie kondensatu w g/m³ w odniesieniu do 10 *Nl* – w zależności od pory roku [7]

	Chłodnica końcowa	Zbiornik	Osuszacz ziębniczy	Filtry
Zima	25	3,5	3,5	-
Wiosna/jesień	28	6	9,5	2
Lato	53	9,5	21,5	3



Rys. 7 Potencjalne oszczędności energii i zysk w euro po redukcji mocy sprężarki i spadku ciśnienia w instalacji pneumatycznej [6]

Łączna masa wydzielanego kondensatu:

$$\dot{m}_k = \dot{m}_{kz} + \dot{m}_{ko} = 75441{,}9 \text{ g/h} = 75{,}4 \text{ kg/h}$$

Redukcja temperatury wlotowej do sprężarki prowadzi do zmniejszenia zużycie energii w sprężarce i układzie uzdatniania sprężonego powietrza. Na rys. 4 przedstawiono potencjalne oszczędności energii oraz zysk w USD po redukcji temperatury wlotowej do sprężarki – na przykładzie sprężarki o mocy 110 kW i ciśnieniu zasilającym 700 kPa, pracującej przez 2000 godzin rocznie, przy cenie energii 10 centów za 1 kWh.

Zmniejszenie zużycia energii po redukcji ciśnienia zasilającego

Przy doborze przewodów instalacji sprężonego powietrza należy określić ciśnienie zasilające, dopuszczalny spadek ciśnienia oraz rzeczywistą wartość objętościowego natężenia przepływu. Na ogół przyjmuje się, że straty ciśnienia w przewodach instalacji nie powinny przekraczać 2-5% wartości ciśnienia zasilającego, a prędkość przepływu sprężonego powietrza w magistrali głównej powinna mieścić się w granicach ~20 m/s, a w przewodach doprowadzających 10-15 m/s.

Długości gałęzi bocznych instalacji nie powinny przekraczać 15 m. Przy doborze średnicy przewodów instalacji pneumatycznej należy uwzględniać zalecany przepływ i spadek ciśnienia dla danego rodzaju przewodów rurowych. W przypadku rur stalowych spadek ciśnienia Δp kształtuje się następująco: 10% zadanej wartości ciśnienia na 30 m rury dla średnicy nominalnej 6-15 mm, 5% zadanej wartości ciśnienia na 30 m rury dla średnicy nominalnej 20-80 mm. Szacuje się, że ograniczenie ciśnienia zasilającego w instalacji pneumatycznej o 1 bar (100 kPa) powoduje zmniejszenie zużycia energii o 8%.

Na rys. 5 przedstawiono potencjalne możliwości oszczędności energii w instalacji pneumatycznej i zysk w USD po redukcji ciśnienia zasilającego od 50 kPa do 200 kPa – na przykładzie sprężarki o mocy 110 kW i ciśnieniu zasilającym 700 kPa, pracującej przez 2000 godzin rocznie, przy cenie energii 10 centów za 1 kWh. Z wykresów przedstawionych na rys. 5 wynika wpływ sztucznego zawyżania ciśnienia zasilającego na roczne koszty eksploatacji systemu sprężonego powietrza.

Ocenia się, że w systemie sprężonego powietrza, w którym wymagane ciśnienie wynosi 6,2 bara, roczne koszty wzrastają o 10% przy wzroście ciśnienia o 0,7 bara i o 20% przy wzroście ciśnienia o 1,4 bara. Skalę redukcji rocznych kosztów eksploatacji sprężarki po zmniejszeniu ciśnienia zasilającego o 10% przedstawiono na rys. 6 – przedstawione dane dotyczą 8000 godzin pracy sprężarki rocznie przy cenie energii 0,08 USD/kWh. Potencjalne oszczędności energii i zysk w euro, po redukcji mocy sprężarki i spadku ciśnienia zasilającego w instalacji pneumatycznej, zamieszczono na rys. 7 – na podstawie 6000 godzin pracy sprężarki rocznie przy cenie energii 0,06 euro/kWh.

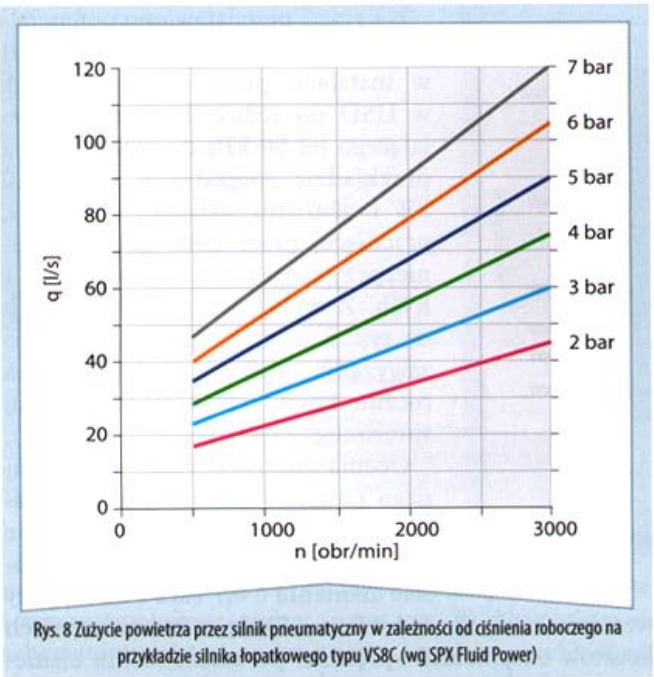
Zmniejszenie zużycia energii przez ograniczenie przecieków

W instalacjach pneumatycznych prawdopodobny jest przeciek dochodzący do 20% wytworzonego sprężonego powietrza.

Ponieważ przecieki są nieuniknione, dlatego dopuszcza się występowanie przecieków w zależności od wielkości sieci sprężonego powietrza – np. w małych sieciach (warsztaty, laboratoria) dopuszczalny jest 5-procentowy przeciek, a w dużych sieciach (odlewnie, huty, elektrownie) nawet do 15%. W tabeli 2 przedstawiono wpływ wycieku sprężonego powietrza przez różne nieszczelności, opowiadające średnicom od 1 do 10 mm, na zużycie i koszt energii, przy założeniu trwania przecieku 8000 h rocznie i cenie energii 0,06 euro/kWh. Nieszczelności w przemysłowych systemach sprężonego

Tab. 2 Wpływ przecieku na zużycie i koszty energii [1]

Średnica	Przeciek w dcm³/s		Straty energii w kWh		Koszty energii w euro	
mm	6 barów	12 barów	6 barów	12 barów	6 barów	12 barów
1	1,2	1,8	0,3	1,0	144	480
3	11,1	20,8	3,1	12,7	1488	6096
5	30,9	58,5	8,3	33,7	3984	16 176
10	123,8	235,2	33,0	132,0	15 840	63 360



Rys. 8 Zużycie powietrza przez silnik pneumatyczny w zależności od ciśnienia roboczego na przykładzie silnika łopatkowego typu VS8C (wg SPX Fluid Power)

powietrza mogą być spowodowane różnymi czynnikami, np. niedokładnością wykonania i montażu, starzeniem, korozją czy uszkodzeniem elementów instalacji pneumatycznych.

Najczęstszymi miejscami wycieku sprężonego powietrza są: połączenia instalacji (złączki, przewody), filtry, regulatory ciśnienia, zawory bezpieczeństwa, zawory odcinające, zawory spusty kondensatu, zbiorniki, a także czynności związane z łączeniem i rozłączaniem przewodów pneumatycznych. Małe i bardzo małe przecieki są trudne do wykrycia i zlokalizowania nawet przez czułe przyrządy akustyczne. Stosuje się wiele prób szczelności w instalacjach sprężonego powietrza.

Najczęściej stosowane są metody: manometryczna, pęcherzykowa, akustyczna, chemiczna, penetracyjna, halogenowa, spektrometryczna, cieplno-przepływowa. Do zlokalizowania przecieku wymagana jest duża wiedza i doświadczenie badawcze.

Zmniejszenie zużycia energii przez ograniczenie zużycia powietrza w odbiornikach

Określenie zużycia powietrza przez odbiorniki (siłowniki, silniki, urządzenia pneumatyczne) jest wymagane przy doborze wydajności sprężarki i objętości zbiornika oraz do określenia kosztów zużycia energii elektrycznej przez sprężarkę. Do oceny zużycia sprężonego powietrza uwzględnia się trzy stany pracy narzędzi pneumatycznych: stan obciążenia, stan biegu jałowego i stan wyłączenia. Narzędzia pneumatyczne zużywają więcej powietrza bez obciążenia przy ruchu jałowym, ponieważ wtedy prędkość obrotowa jest największa.

Na rys. 8 przedstawiono zużycie powietrza przez silnik pneumatyczny łopatkowy w zależności od ciśnienia roboczego. Zużycie powietrza w siłownikach pneumatycznych oblicza się na podstawie jednostkowego zużycia powietrza q_i w zależności od średnicy tłoka D i ciśnienia roboczego p lub przyjmuje się na podstawie danych opracowanych przez producentów [2].

Do obliczenia przybliżonego zużycia powietrza przez siłowniki pneumatyczne, na podstawie jednostkowego zużycia powietrza q_i dobranego z nomogramu (rys. 9), stosuje się wzory [4]:

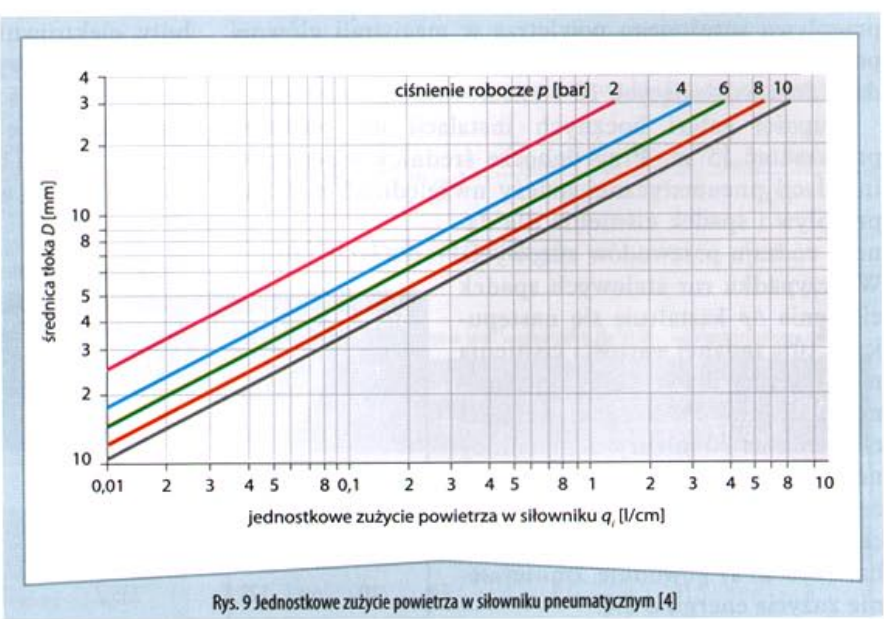
- siłownik pojedynczego działania:
  $q_v = q_i H s$ dcm³/min
- siłownik podwójnego działania:
  $q_v = 2 q_i H s$ dcm³/min

gdzie:

H – skok roboczy tłoka siłownika w cm
q_i – jednostkowe zużycie powietrza w zależności od średnicy tłoka i ciśnienia roboczego w dcm³/min
s – liczba skoków tłoczyska w 1/min.

Podsumowanie

W systemach sprężonego powietrza różnymi metodami dąży się do zmniejszenia strat i minimalizacji zużycia energii. Wprowadzanie energooszczędnych systemów sprężonego powietrza wiąże się ze zmniejszeniem zużycia energii do napędu sprężarek, dystrybucji sprężonego powietrza i sterowania systemów pneumatycznych. W systemach sprężonego powietrza występuje dodatkowe zużycie energii związane z uzdatnianiem powietrza. Największe oszczędności energii w systemach pneumatycznych można osiągnąć przez optymalne wykorzy-



Rys. 9 Jednostkowe zużycie powietrza w siłowniku pneumatycznym [4]

stanie źródła energii sprężonego powietrza (sprężarek), ograniczenie strat ciśnienia i zmniejszenie przecieków sprężonego powietrza w instalacji pneumatycznej. Straty w instalacji pneumatycznej muszą być skompensowane przez dodatkowe zużycie energii elektrycznej w silnikach napędzających sprężarki.

Oszczędności energii zależą od efektywnego wykorzystania sprężonego powietrza w odbiornikach. Wymaga to kompleksowej analizy systemu sprężonego powietrza – od jego wytwarzania (sprężarki, stacje uzdatniania i przygotowania powietrza), przez dystrybucję (instalacje, rurociągi) do wykorzystania (napędy, narzędzia, urządzenia).

Kompleksowa kontrola systemu sprężonego powietrza jest możliwa przez audyt sprężonego powietrza, który może pokazać skalę strat energii oraz przedstawić plan optymalizacji wykorzystania sprężonego powietrza w zakładowych systemach. Wiele firm nie ma wewnętrznych służb zajmujących się rozpoznawaniem i rozwiązywaniem takich problemów, dlatego profesjonalny audyt zewnętrzny może pomóc w diagnozowaniu procesu wytwarzania, dystrybucji i wykorzystania sprężonego powietrza. ■

prof. hab. inż. Ryszard Dindorf,
prof. nadzw. Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach,
Zakład Mechatroniki, Wydział Mechatroniki
i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska
al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce
tel. 41/342 44 81, fax 41/342 45 34
e-mail: dindorf@tu.kielce.pl

Streszczenie

Zmniejszenie zużycia energii w systemach sprężonego powietrza

Sprężone powietrze jest jednym z najdroższych mediów użytkowych w zakładach przemysłowych. W projektowaniu energooszczędnych systemów sprężonego powietrza rożnymi metodami dąży się do zmniejszenia strat energii i minimalizacji zużycia energii. W systemach sprężonego powietrza konieczne jest kompleksowe podejście do racjonalizacji zużycia energii przez efektywne wytwarzanie, dystrybucję i wykorzystanie sprężonego powietrza.

Summary

Reducing energy consumption in compressed air systems

Compressed air is typically one of the most expensive utilities in an industrial facility. While designing energy saving compressed air systems various methods are applied to reduce energy losses and minimize energy consumption. The compressed air systems require the complex approach towards rational energy consumption by effective production, distribution and application of the compressed air.

Literatura

1. **Blessing W.**: *Measurement of compressed air consumption can help reducing energy costs*. CS Instruments GmbH.
2. **Dindorf R.**: *Energooszczędne sterowanie układami pneumatycznymi*. „Pneumatyka", nr 2, 2007.
3. **Dindorf R.**: *Poradnik konstruktora maszyn i urządzeń. Rozdział 8.1. Napędy i sterowanie pneumatyczne*. Wydawnictwo Verlag Dashofer, Warszawa 2011.
4. **Dindorf R.**: *Napędy płynowe. Podstawy teoretyczne i metody obliczania napędów hydrostatycznych i pneumatycznych*. Podręcznik akademicki. Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2009.
5. **Dindorf R.**: *Ocena możliwości oszczędzania energii w systemach sprężonego powietrza*. „Energetyka", Problemy energetyki i gospodarki paliwowo-energetycznej, nr 1, 2010.
6. **Dindorf R.**: *Możliwości oszczędzania energii w systemach sprężonego powietrza*. „Napędy i Sterowanie", nr 10, 2010.
7. *Fakten zur Druckluft*. Druckluft effizient, Fraunhofer ISI, Karlsruhe, 2003.

Przyciąganie dzięki sprężonemu powietrzu

Chociaż nie jesteśmy tego świadomi, magnesy są potrzebne prawie wszędzie. Wytwarzanie magnetycznych przełączników, elementów sterujących i czujników wymaga najwyższej precyzji, a przy tym dużych ilości sprężonego powietrza. To wszystko – i o wiele więcej – oferuje nowy zakład nr 3 firmy MS Schramberg w Schrambergu (Niemcy).

Detale wyjeżdżające spod szybko pracujących automatów produkcyjnych wyglądają jak grafitowego koloru groszek z błyszczącymi na srebrno dodatkami. I podobnie jak w przypadku roślin strączkowych, ich największa – tu techniczna – wartość tkwi we wnętrzu. „Te magnesy będą elementem siłowników elektrycznych stosowanych np. w samochodach Smart do napędu prędkościomierzy i obrotomierzy" – z dumą wyjaśnia szef zakładu Bernfried Bonk. Jest to główna specjalizacja założonego w 1963 roku przedsiębiorstwa: magnesy najróżniejszej wielkości, kształtu i przeznaczenia, spełniające wymagania dzisiejszego „elektronicznego" świata. Firma stale dostosowuje swój asortyment magnesów ferrytowych oraz magnesów z metali ziem rzadkich do nowych zapotrzebowań w zakresie kształtu i jakości wykonania. Warto dodać, że są one wytwarzane nie tylko w czystej metalicznej postaci, lecz również z domieszkami termoplastycznych tworzyw sztucznych, a produkcja odbywa się metodą wtryskiwania w formy, które mogą mieć każdy pożądany kształt.

Głównym odbiorcą tej „magnetycznej technologii XXI wieku" jest przemysł motoryzacyjny. We współczesnym samochodzie znajduje się od 250 do 400 magnesów lub zespołów magnetycznych. Są elementami wycieraczek, podnośników szyb, szyberdachów, regulacji foteli, czujników skrętu kierownicy, prędkości kątowej i wielu, wielu innych instrumentów – kończąc na siedmiobiegowych automatycznych skrzyniach biegów. Wszystko to montowane jest na liniach produkcyjnych zakładu. Również w „pozamotoryzacyjnych" urządzeniach pomiarowych, sterujących i regulujących występują komponenty magnetyczne – na przykład ok. 80 procent wytwarzanych w Europie wodomierzy ma magnesy pochodzące właśnie z zakładu w Schrambergu.

Firma MS Schramberg szczyci się bardzo szeroką paletą wyrobów. 345 pracowników produkuje ok. 5000 specjalistycznych elementów, których projektowanie przebiega w ścisłej współpracy z działami rozwoju poszczególnych odbiorców. W ten sposób firma ze Schrambergu stała się m.in. uczestnikiem udanej próby bicia rekordu prędkości pociągu, która odbyła się na torach francuskich kolei (SNCF).

Rekord świata z magnesami MS

Do próby bicia rekordu firma Alstom przygotowała specjalny skład na bazie pociągu TGV, w którym zamiast agregatów asynchronicznych pracowało pięć silników synchronicznych z magnesami trwałymi. Ten rodzaj napędu ma być też stosowany w nowej generacji francuskiej szybkiej kolei

Fot. 1 Wielkie ilości najczystszego sprężonego powietrza są podstawą produkcji w zakładach MS Schramberg

Fot. 2 Nie do wiary: kuleczki przypominające wyglądem śrut okazują się najmniejszymi silnikami elektrycznymi służącymi do napędu tachometrów i innych przyrządów pomiarowych

pod nazwą AGV. Zadaniem firmy MS Schramberg było dostarczenie do silników synchronicznych superszybkiego pociągu po 420 magnesów z metali ziem rzadkich o wymiarach 62 × 11 × 11 mm oraz masie 60 gramów. Aby magnesy spełniały stawiane wymagania, producent musiał wykorzystać całą swoją wiedzę i doświadczenie, co zaowocowało końcowym sukcesem w postaci ustanowienia w kwietniu 2007 roku nowego rekordu prędkości: 574,79 km/h.

Czystość sprężonego powietrza

Podobnie jak w starszych zakładach, tak i w nowym zakładzie nr 3, który został uruchomiony w maju 2010 r., głównym medium przenoszącym energię jest sprężone powietrze. Ma ono całe spektrum zastosowań – od układów sterowania i funkcji roboczych w specjalistycznych, zautomatyzowanych centrach produkcji, poprzez transport sprężonym powietrzem, aż do chłodzenia. Ponieważ przy obróbce drobnych detali ważna jest jakość używanego sprężonego powietrza, firma zdecydowała się na budowę instalacji ze sprężarkami bez wtrysku oleju.

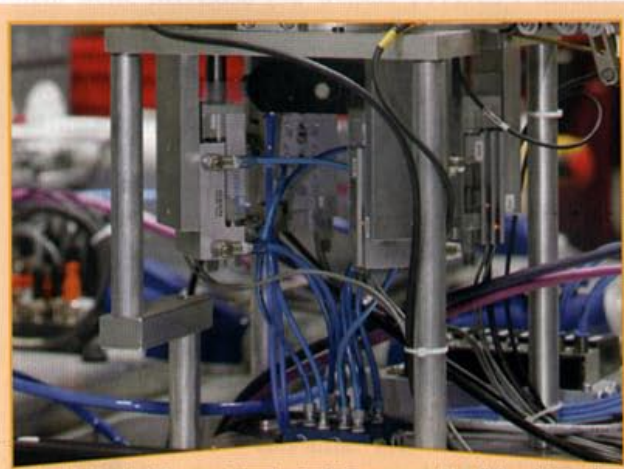
Zastosowano modelowe rozwiązanie, gdzie funkcja dostarczania sprężonego powietrza jest integralną częścią centrum zarządzania energią zakładu. Powietrze wyprodukowane przez dwie suche sprężarki śrubowe Kaeser Kompressoren typu DSG 180-2W i DSG 260-2W przechodzi następnie przez osuszacze chłodnicze TI 371. Kolejnym elementem systemu są filtry FF-354D, gwarantujące czystość powietrza. Po nich powietrze przechodzi do zbiornika o pojemności ośmiu metrów sześciennych, skąd poprzez system utrzymania ciśnienia i aparaturę pomiaru przepływu rozsyłane jest do sieci zakładowej.

Sprężarki dostarczają nie tylko sprężone powietrze, lecz również uczestniczą w ogrzewaniu kompleksu fabrycznego. 70% całej energii grzewczej pochodzi z systemu odzysku ciepła ze sprężarek (w postaci ciepła można odzyskać aż do 94% dostarczonej energii elektrycznej), podczas gdy pozostałe 30% stanowi ciepło odpadowe z wtryskarek. Tak więc do ogrzewania zakładu firma MS Schramberg nie zużywa ani grama energii z pierwotnych źródeł. To się nazywa oszczędność pieniędzy i zasobów naturalnych! ■

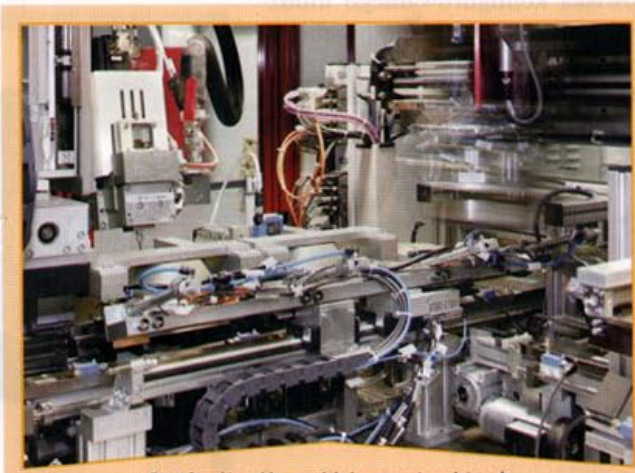
Artykuł promocyjny

KAESER KOMPRESSOREN Sp. z o.o.
ul. Taneczna 82, 02-829 Warszawa

www.kaeser.pl



Fot. 3 Ilość niebieskich przewodów pokazuje, jak istotnym czynnikiem dla kompleksowych procesów produkcyjnych jest sprężone powietrze



Fot. 4 Szeroki wachlarz produktów powstaje w złożonych centrach produkcyjnych

Kazimierz Dzierżek

Koncepcja stanowiska dydaktycznego do transportu detali

Ważnym elementem w procesie nauczania jest posługiwanie się obiektami i rzeczywistymi układami sterowania, pracującymi zgodnie z potrzebami realizowanego procesu. Nie zawsze jest to możliwe.

Wprowadzenie

W tym artykule przedstawiono koncepcję stanowiska dydaktycznego, które w przyszłości zostanie wykonane i włączone do procesu nauczania. Stanowisko do transportu detali będzie umożliwiać:

- zapoznanie się z budową i działaniem transportera rolkowego
- zapoznanie się z budową i działaniem czujników oraz elementów napędowych (silników prądu stałego z przekładnią, czujników obecności, kurtyn świetlnych)
- opracowanie schematów połączeń czujników i elementów napędowych ze sterownikiem
- opracowanie różnych, zależnie od postawionego zadania, algorytmów procesu
- opracowanie programów sterujących
- uruchomienie stanowiska z jednym sterownikiem
- podłączenie poszczególnych urządzeń do kilku sterowników lub modułów inteligentnych pracujących w sieci ProfiBus, SnpX, ModBus lub ProfiNet.

Powyższe czynności będą realizowane na kilku dwugodzinnych zajęciach laboratoryjnych w ramach przedmiotu „Programowanie sterowników".

Założenia

Biorąc pod uwagę określony w punkcie 1 zakres nauczania, przyjęto założenie budowy stanowiska konfigurowalnego umożliwiającego ustawienie przebiegu transportu w różnej konfiguracji. Stanowisko winno zapewniać:

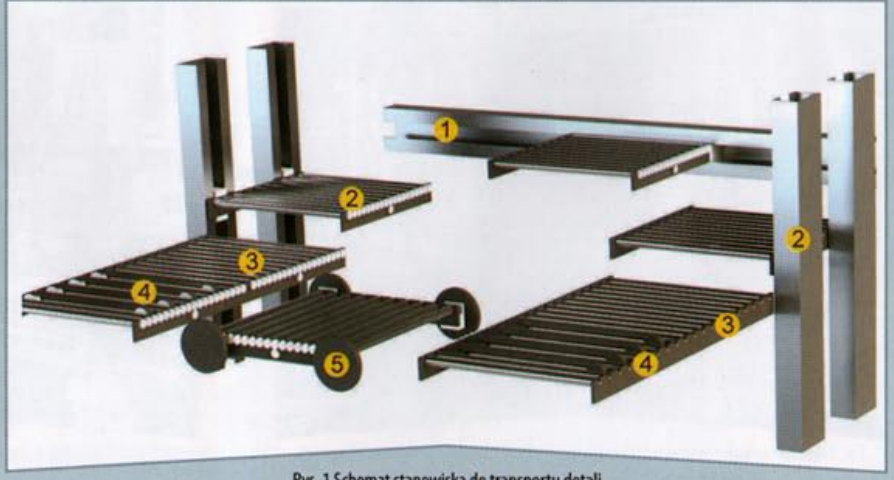
- łatwy montaż i demontaż elementów według podanego schematu połączeń
- możliwość przygotowania programu sterującego i wprowadzenie go do sterownika
- możliwość transportu detali w kształcie sześcianu i prostopadłościanu
- przemieszczanie detali w pionie i poziomie
- stosowanie zabezpieczeń i kontroli poprawnego przebiegu procesu (obecność detalu, działanie urządzeń, sprawdzenie obecności detalu na taśmociągu).

Realizując stanowisko według powyższych założeń, można rozpocząć od najprostszego zadania (np. transportu detali z miejsca A do miejsca B), przechodząc przez kolejne zadania, ustawione według trudności i pracochłonności – aż do programowania sterowników pracujących w sieci.

Budowa stanowiska

Stanowisko spełniające zadania w zakresie przedstawionym w punkcie 2 wymaga specjalnej budowy. Wstępna analiza wykazała, że należy zastosować niezależne moduły. Moduły powinny być tak skonstruowane, aby była możliwa dowolna ich konfiguracja. Schemat ideowy uniwersalnego stanowiska do transportu detali przedstawiono na rys. 1. W skład stanowiska wchodzą następujące moduły:

- transporter liniowy poziomy na szynie (moduł transportera poprzecznego z możliwością przemieszczania się w poziomie) (1)
- dwa transportery liniowe pionowe (moduł transportera z możliwością przemieszczania się w pionie) (2)
- dwa transportery liniowe poziome (moduł przenośnika rolkowego) (3)
- dwa transportery liniowe poziome z rozładunkiem bocznym (moduł przenośnika rolkowego z przekserowaniem ładunku w bok) (4)



Rys. 1 Schemat stanowiska do transportu detali

- mobilny transporter liniowy poziomy (moduł z możliwością dowolnego przemieszczania się na kołach) (5).

W zależności od treści i złożoności zadania, stanowisko może być skonfigurowane na kilka sposobów. Modułami bazowymi są transportery liniowe poziome (3) oraz transportery liniowe poziome z rozładunkiem bocznym (4), do których dodawane są inne moduły rozszerzające. Przykładowe konfiguracje wyglądają w sposób następujący:

a) 3, 3 – stanowisko pozwala na transport detali w linii prostej na jednym poziomie
b) 3, 2, 3 – stanowisko pozwala na transport detali w linii prostej na dwóch poziomach
c) 3, 4, 3 – stanowisko pozwala na transport detali po torze w kształcie litery L na jednym poziomie
d) 3, 4, 3, 4, 3 – stanowisko pozwala na transport detali po torze w kształcie litery C na jednym poziomie
e) 3, 1, 3 – stanowisko pozwala na transport detali po torze w kształcie litery C na jednym poziomie
f) 3, 2, 1, 3 – stanowisko pozwala na transport detali po torze w kształcie litery C na dwóch poziomach
g) 3, 2, 1, 2, 3 – stanowisko pozwala na transport detali po torze w kształcie litery C na trzech poziomach
h) 4, 3, 1, 3, 4, 5 – stanowisko pozwala na transport detali po torze zamkniętym na jednym poziomie
i) 4, 3, 2, 1, 2, 3, 4, 5 – stanowisko pozwala na transport detali po torze zamkniętym na dwóch poziomach.

Układ sterowania stanowiska

Stanowisko będzie wykorzystywane na zajęciach z przedmiotu „Programowanie systemów sterowania" kierunku Automatyka i Robotyka. Sterowanie stanowiskiem może odbywać się w sposób bezpośredni – za pomocą jednego sterownika, lub pośredni – z wykorzystaniem sieci przemysłowej (ModBus, SnpX, ProfiBus, ProfiNet). W zależności od przyjętego do realizacji zadania i sposobu sterowania, należy wykonać odpowiednią konfigurację układu sterowania.

Do sterowania bezpośredniego można wykorzystać sterownik GeFanuc VersaMax z procesorem CPUE005 z modułem wejść MDL650 (32 wejścia 24VDC) i modułem wyjść MDL940 (16 wyjść przekaźnikowych).

Do sterowania transporterem z wykorzystaniem sieci ModBus można zastosować następujący zestaw:

- sterownik master – GeFanuc VersaMax (w konfiguracji jak powyżej)
- sterowniki slave – GeFanuc VersaMax Micro z procesorem UDR010 (20 wejść i 12 wyjść 24VDC).

Do sterowania stanowiskiem z wykorzystaniem sieci ProfiBus można zastosować następujący zestaw:

- sterownik master – Siemens Simatic S7 300 z procesorem 313C-2DP (16 wejść i 16 wyjść 24VDC)
- sterownik slave – GeFanuc VersaMax z procesorem CPUE005 z dwoma modułami: MDD841 (20 wejść i 12 wyjść 24VDC) i PBI001 (ProfiBus DP)
- sterownik slave – Siemens Simatic S7 200 z procesorem CPU 222 (8 wejść i 6 wyjść 24VDC) z modułem ProfiBus DP
- moduł interfejsu ProfiBus slave – Siemens Simatic ET200s, z modułami wejść/wyjść cyfrowych.

Do sterowania stanowiskiem z wykorzystaniem sieci Profinet można zastosować następujący zestaw:

- sterownik master – Siemens Simatic S7 300 z procesorem S7 315-2 PN/DP
- moduł interfejsu ProfiNet slave – Siemens Simatic ET200s, z modułami wejść/wyjść cyfrowych.

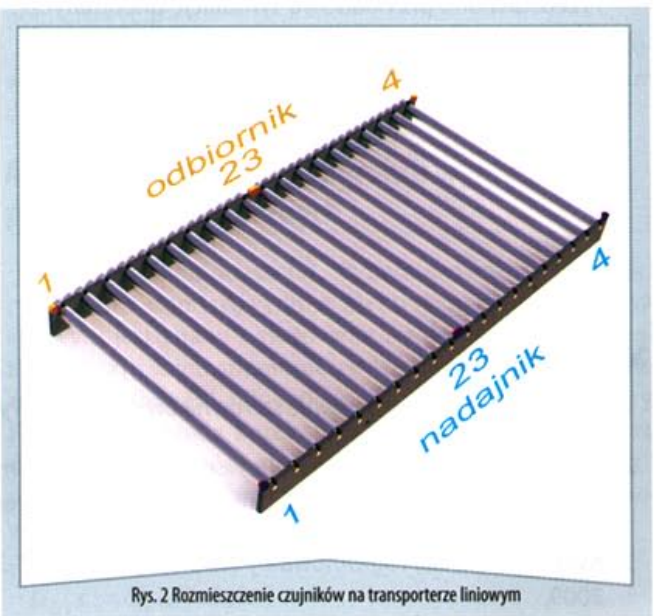
Układ napędowy i czujniki

Poszczególne moduły stanowiska będą napędzane silnikami prądu stałego HL149.24.43 o napięciu znamionowym 24 V. Z silnikami będą zintegrowane przekładnie z przełożeniem 1:43 o prędkości obrotowej 55 obr/min. Napęd między poszczególnymi rolkami przekazywany jest za pomocą kół zębatych. Do podnoszenia windy wykorzystano napęd linowy zbudowany z prowadnicy oraz śruby. Śruba również napędzana jest za pomocą silnika HL149.24.10 o prędkości obrotowej 220 obr/min. Do napędu transportera liniowego na szynie wykorzystano silnik HL149.24.90 o prędkości obrotowej 30 obr/min, który napędza wózek z wykorzystaniem paska zębatego.

Każdy z modułów wyposażony jest w dwa fotooptyczne czujnik obecności, z pomocą których można stwierdzić, czy detal jest obecny na przenośniku. Jako czujniki wykorzystano nadajniki i odbiorniki podczerwieni działające jak kurtyna świetlna.

Sterowanie stanowiska

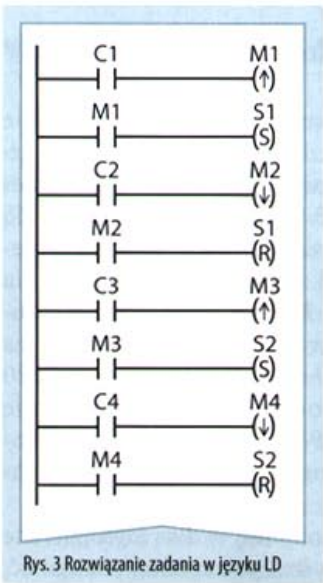
Stanowisko o budowie modułowej pozwala na szybką i prostą zmianę konfiguracji, w zależności od wykonywanego ćwiczenia. Połączenia mechaniczne pozwalają na



Rys. 2 Rozmieszczenie czujników na transporterze liniowym

szybki montaż poszczególnych modułów bez konieczności używania narzędzi. Przyłącza elektryczne modułów wykonane są poprzez złącza DSUB DB 25F, co pozwala na szybkie podłączenie modułu do sterownika. Oprócz modułów, które są w zestawie, do stanowiska mogą być podłączone inne moduły i czujnik.

Najprostszy układ stanowiska składa się z dwóch transporterów poziomych zestawionych jeden po drugim (rys. 2). Układ taki pozwala na transport detali w linii prostej. Zadanie, jakie student ma do wykonania, jest następujące: po podaniu detalu na transporter 1 następuje włączenie tego transportera. Gdy detal wejdzie na transporter 2, zostaje on także włączony. Gdy detal zejdzie z transportera 1, zostaje on wyłączony; tak samo transporter 2 zostaje wyłączony, gdy detal zejdzie z niego. Warunkiem wyłączenia transporterów jest brak detali na ich rolkach.



Rys. 3 Rozwiązanie zadania w języku LD

Zadanie to może zostać wykonane na wiele sposobów, w zależności od przyjętych założeń. Start transportera (S1) następuje po podaniu detalu na transporter, co jest sygnalizowane przez zbocze opadające sygnału z odbiornika 1 (C1).

Dotarcie detalu do końca transportera sygnalizowane jest zboczem opadającym sygnału z odbiornika 2 (C2). Zatrzymanie transportera następuje po opuszczeniu transportera przez detal; sygnalizowane jest to zboczem narastającym sygnału z odbiornika 2 (C2). Analogicznie dzieje się na transporterze 2. Przy założeniu, że na transporterze może znajdować się tylko jeden detal, rozwiązanie zadania wygląda jak na rys. 3.

Podsumowanie

Na stanowisku przedstawionym w powyższym artykule studenci mogą wykorzystać zdobyte umiejętności w praktyce. W zależności od konfiguracji stanowiska, mogą wykonywać zadania proste lub bardzo skomplikowane. Najprostsze układy sterowania mogą być wykonane wyłącznie z bramkami logicznymi, bardziej skomplikowane z licznikami i timerami, a najbardziej skomplikowane z relacjami matematycznymi. ■

dr inż. Kazimierz Dzierżek

Politechnika Białostocka
Wydział Mechaniczny
Katedra Automatyki i Robotyki
Białystok, ul. Wiejska 45C

Streszczenie

W artykule przedstawiono obszary zastosowań wirtualnych laboratoriów. Opisano istotę pracy w wirtualnej pracowni napędów i sterowania pneumatycznego. Przedstawiono przykładową symulację pneumatycznego układu napędowo-sterującego, opracowaną w aplikacji PneumoLab do komputerowo wspomaganego tworzenia znormalizowanych schematów pneumatycznych.

Abstract

Pneumatic Drive and Control Systems Virtual Laboratory

The article presents possible applications of virtual laboratories, giving the detailed description of pneumatic drive and control systems Virtual Laboratory. Example computer simulation procedure of pneumatic drive system modelled with PneumoLab computer software is presented. The computer program PneumoLab has been developed for computer aided design of normalized pneumatic diagrams.

Literatura

1. **Dzierżek K.**: *Programowanie sterowników GE Fanuc*. Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok 2007, s. 132.
2. **Dzierżek K., Siemieniako F.**: *Device for testing programmes used in discrete processes controllers. Developments in machinery design and control*. University Press of University of Technology and Agriculture, Bydgoszcz 2003.
3. **Kwaśniewski J.**: *Programowalny sterownik SIMATIC S7-300 w praktyce inżynierskiej*, Wydawnictwo BTC, Legionowo 2009.

Mirosław Werszko, Krzysztof Tomczuk, Radosław Werszko

W praktyce rzadko udaje się połączyć przetwornik bezpośrednio ze źródłem mierzonego ciśnienia – w takiej sytuacji pomiar ciśnienia może być obarczony trudnym do oszacowania błędem dynamicznym.

Korekta wyników pomiarów pulsujących ciśnień

Wstęp

Pomiary dynamiczne ciśnień przeprowadza się zwykle za pomocą przetworników pomiarowych o napięciowych lub prądowych sygnałach wyjściowych, łatwych do rejestracji lub zapamiętania. Przetworniki te mają na ogół zadowalające właściwości dynamiczne: ich częstotliwości przenoszenia są rzędu kiloherców, w przypadku przetworników o sygnale analogowym lub – kilkuset herców w przypadku przetworników cyfrowych. Jednak w praktyce rzadko udaje się połączyć przetwornik bezpośrednio ze źródłem mierzonego ciśnienia. Zazwyczaj ciśnienie przekazywane jest do przetwornika za pośrednictwem krótszego lub dłuższego przewodu rurowego. W takiej sytuacji pomiar ciśnienia może być obarczony trudnym do oszacowania błędem dynamicznym.

Jeszcze trudniej oszacować ten błąd, gdy w pomiarze zmieniającego się ciśnienia pośredniczą dodatkowe elementy (przyrządy) ze znacznymi przewężeniami przedzie pomiarowym. Przypuśćmy, że ciśnienie o przebiegu $p(t)$ (rys. 1) jest mierzone przetwornikiem pomiarowym, którego napięciowy sygnał wyjściowy ma przebieg $u(t)$.

W warunkach rzeczywistych dysponujemy jedynie zarejestrowanym przebiegiem $u(t)$, z którego chcemy odtworzyć przebieg mierzonego ciśnienia $p(t)$. Zwykle do tego celu używa się współczynnik przetwarzania $k = u_0/p_0$, zaczerpnięty z katalogu lub wyznaczony z charakterystyki statycznej przetwornika. W takiej sytuacji, rzędne odtwarzanego przebiegu p_{obl} (rys. 1) oblicza się ze wzoru

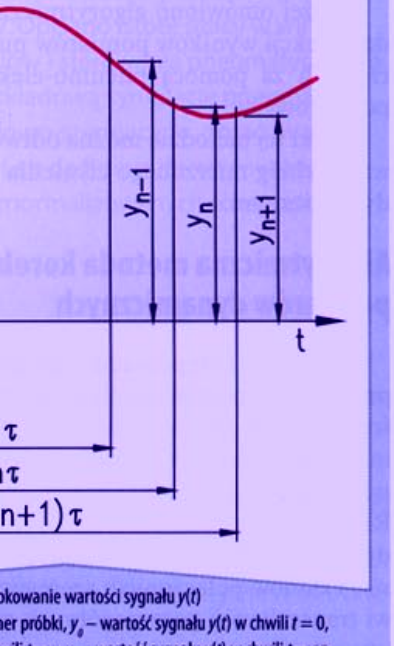
$$p_{obl}(t)=\frac{u(t)}{k} \tag{1}$$

Jak widać, składowa zmienna przebiegu $p_{obl}(t)$ ma ten sam kształt oraz częstotliwość co składowa przebiegu $p(t)$; pokrywają się również składowe stałe tych przebiegów, p_0. Natomiast amplitudy oraz fazy obydwu przebiegów są różne. Różnica amplitud Δp jest błędem dy[illegible]

d przyrząd pomiarowy opisywany
rcyjnego pierwszego rzędu

) (4)

erzona



kowanie wartości sygnału $y(t)$
ner próbki, y_0 – wartość sygnału $y(t)$ w chwili $t = 0$,

terlejs, gdzie następuje jego dyskretyzacja. Sygnał analogowy $y(t)$ jest zastępowany przez ciąg wartości tego sygnału, odczytywanych i zapamiętywanych w chwilach próbkowania, następujących co pewien stały przedział czasowy τ (czas próbkowania). Przykład próbkowania sygnału $y(t)$ pokazano na rys. 3.

Wróćmy do przykładowego przyrządu pomiarowego, opisanego równaniem (4), którego człon kompensujący powinien mieć transmitancję (6). Z transmitancji tej bezpośrednio wynika jego równanie, zapisane w domenie czasu.

$$z=y+T\frac{dy}{dt} \tag{7}$$

Natomiast po uwzględnieniu statycznej zależności $z = kx$ mamy[1]

$$x=\frac{1}{k}\left(y+T\frac{dy}{dt}\right) \tag{8}$$

Ponieważ sygnały y i z, a w konsekwencji również sygnał x są ciągiem wartości próbkowanych, różniczkowanie w równaniu (8) przeprowadza się metodą numeryczną zgodnie z zależnością

$$x_{n-1/2}=\frac{1}{k}\left(y_{n-1/2}+T\frac{y_n-y_{n-1}}{\tau}\right) \tag{9}$$

gdzie:

$x_{n-1/2}$ – wartość wielkości mierzonej skorygowanej w chwili $t = (n - 1/2)\tau$

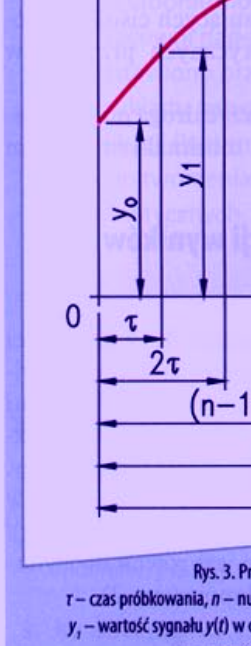
[1] Równanie (8) można uzyskać bezpośrednio z równania (4), zapisanego w postaci $y = kx - T \cdot dy/dt$. Skoro sygnał y, wynikający z zależności statycznej $y = kx$ jest pomniejszany przy pomiarach dynamicznych o war-

równaniem członu ine

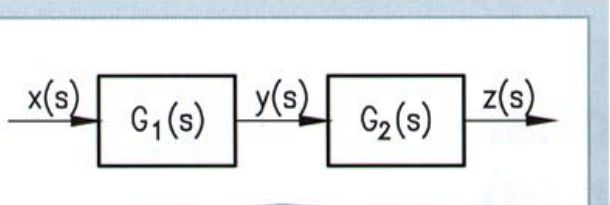
$$T\frac{dy(t)}{dt}+y(t)=kx($$

gdzie:

$x(t)$ – wielkość m



Rys. 3. P
τ – czas próbkowania, n – nu
y_1 – wartość sygnału $y(t)$ w



Rys. 2. Człony dynamiczne połączone szeregowo

gdzie:

$G_1(s)=\frac{y(s)}{x(s)}$ i $G_2(s)=\frac{z(s)}{y(s)}$ – transmitancje członów

$x(s), y(s), z(s)$ – transformaty sygnałów

Oznacza to, że łącząc wyjście przetwornika pomiarowego o transmitancji $G_1(s)$ z członem korygującym (kompensującym) o transmitancji $G_2(s) = 1/G_1(s)$, transmitancja zastępcza układu jest równa

$$G_z(s)=G_1(s)\cdot\frac{1}{G_1(s)}=1 \qquad (3)$$

$y(t)$ – sygnał wyjściowy przyrządu (przetwornika)

k – współczynnik przetwarzania (wzmocnienia) przyrządu pomiarowego

T – stała czasowa przyrządu pomiarowego.

Jego transmitancja ma postać

$$G_1(s)=\frac{y(s)}{x(s)}=\frac{k}{Ts+1} \qquad (5)$$

A zatem, do skompensowania dynamicznych właściwości przyrządu pomiarowego konieczny jest człon o transmitancji

$$G_2(s)=\frac{z(s)}{y(s)}=Ts+1 \qquad (6)$$

Jest to transmitancja idealnego członu różniczkującego, którego w praktyce nie da się zbudować. Zastępuje się go więc członem różniczkującym rzeczywistym (z niewielką inercyjnością), powodując nieco gorszy wynik kompensacji.

W dobie komputerów, służących coraz [illegible] $\frac{1}{\tau}(y_n - y_{n-1})$

(18)

, próbkowane wartości
rys. 8) w V
wartości przebiegu y w V
a badanego przyrządu po-

wania.

aczono na rys. 8 gwiazd-
$\varepsilon = z_{n-1/2} - x_{n-1/2}$ określają
Wartości te odniesione do
z_{max} = 0,72 V są błędami

rzędnych $x_{n-1/2}$ przebiegu
przede wszystkim od do-
przebiegu podlegającego
Do dalszych rozważań po-
ępującej postaci

(19)

statyczny współczynnik
dy/dt można zastąpić ilo-
asu próbkowania τ. Nie-
półrzędnych x wyznacza
a (19) [9].

$_{n-1/2}$ odczytów i obliczeń

$_{n-1/2}$ (V)	ε (V)	δ (%)
5	6	7
–	–	–
,9165	–0,0085	–1,2
,9745	–0,0299	–4,2
0953	–0,0257	–3,6

gdzie:

e_y – niepewność odczytu współrzędnej y (e_y = 0,0001 V)

e_T – niepewność wyznaczania stałej czasowej T (e_T = 0,0009 s)

$e_{\Delta y}$ – niepewność wyznaczania maksymalnej różnicy Δy = 0,1 V ($e_{\Delta y}$ = 0,0002 V)

T – stała czasowa (T = 0,0261 s)

τ – czas próbkowania (τ = 0,01 s).

W nawiasach podano wartości dotyczące eksperymentu opisanego w poprzednim rozdziale. Wstawiając te wartości do równania (21) otrzymujemy bezwzględną wartość niepewności e_x

$$e_x=0,0001+\frac{0,1}{0,01}\cdot 0,0009+\frac{0,0261}{0,01}\cdot 0,0002=0,009622 \qquad (22)$$

Odnosząc otrzymaną wartość do maksymalnej zmiany przebiegu Δz_{max} = 0,72 V mamy niepewność względną

$$\delta=\frac{e_x}{\Delta z_{max}}=\frac{0,009622}{0,72}\approx 0,013 \qquad (23)$$

lub wyrażoną w procentach: $\delta\%$ = 1,3 %.

W tabeli 1 przytoczono przykładowo różnice ε między obliczonymi rzędnymi $x_{n-1/2}$ i zarejestrowanymi rzędnymi $z_{n-1/2}$ wygenerowanego przebiegu z. Średnia wartość tych różnic (przy pominięciu ich znaków) wyniosła ε_{sr} = 0,0119 V. Wartość ta, odniesiona do Δz_{max} = 0,72 V i wyrażona w procentach, jest równa

$$\delta=\frac{\varepsilon_{sr}\cdot 100}{\Delta z_{max}}=\frac{0,0119\cdot 100}{0,72}\approx 1,7 \qquad (24)$$

Jak widać, jest to wartość zbliżona do wyznaczonej wyżej niepewności wyniku obliczeń: 1,3%.

Dokładność metody zależy również od wyboru odpowiedniego okresu próbkowania τ. Dobrze jest, gdy podczas próbkowania nie następuje zmiana kierunku nara-

gdzie:

$x_{n-1/2}$ – skorygowar
przebiegu y

$y_n, y_{n-1}, y_{n-1/2}$ – próbkowan

T = 0,0261 s – stała czasow
miarowego

τ = 0,01 s – czas próbko

Obliczone wartości $x_{n-1/2}$ zazn
kami. Różnice między rzędnym
błędy odtwarzania przebiegu z.
maksymalnej zmiany sygnału
względnymi δ (tab. 1).

Analiza błędów

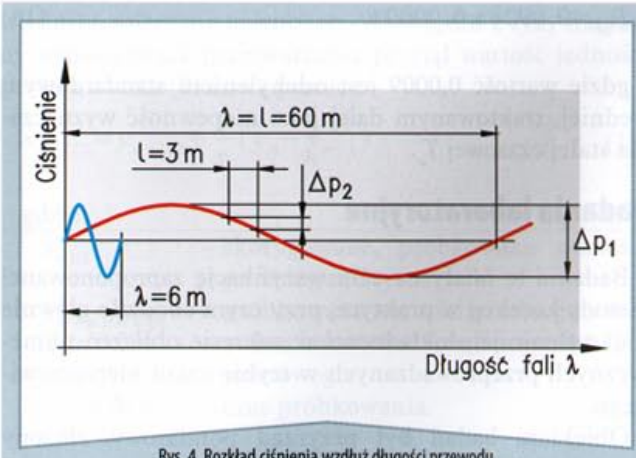
Niepewność wyniku obliczeń
skorygowanego (wzór 18) zależy
kładności pomiaru rzędnych y_n
korekcji oraz stałej czasowej T.
służymy się równaniem (8) w nas

$$x=y+T\cdot\frac{\Delta y}{\tau}$$

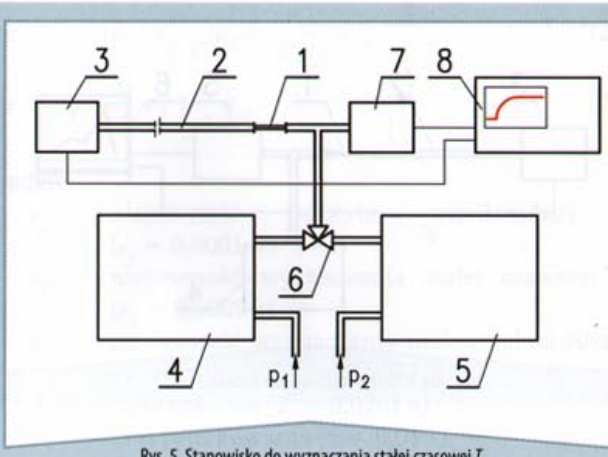
W równaniu tym przyjęto, że
przetwarzania k = 1, a pochodn
razem przyrostu rzędnej Δy i c
pewność e_x wyniku obliczeń w
się z różniczki zupełnej równan

Tab. 1. Przykładowe wartości y_n, z_n

n	y_n (V)	z_n (V)	$x_{n-1/2}$ (V)	
1	2	3	4	
0	0,9110	0,8996	–	
1	0,9155	0,9334	0,9250	
2	0,9441	1,0156	1,0044	
3	1,0004	1,1749	1,1210	



Rys. 4. Rozkład ciśnienia wzdłuż długości przewodu



Rys. 5. Stanowisko do wyznaczania stałej czasowej T

$y_{n-1/2}$ – wartość sygnału wyjściowego przyrządu pomiarowego w chwili $t = (n - 1/2)\tau$

Równanie (9) umożliwia korektę próbkowanych wartości y_n przebiegu sygnału wyjściowego przetwornika. Przed zaprogramowaniem równania (9) należy wyznaczyć statyczny współczynnik przetwarzania k i stałą czasową T urządzenia pomiarowego.

Wyznaczanie stałych współczynników k i T

Jeżeli przetwornik pomiarowy jest połączony ze źródłem mierzonego ciśnienia jedynie przewodem rurowym to współczynnik przetwarzania k jest równy współczynnikowi przetwarzania samego przetwornika. W innych przypadkach (elementy dysza-przysłona, rurki spiętrzające) do wyznaczenia współczynnika k konieczna jest doświadczalna charakterystyka statyczna przyrządu.

Natomiast stałą czasową T, w każdym przypadku należy wyznaczyć doświadczalnie, przy czym zakłada się tu, że badane przyrządy są urządzeniami o parametrach skupionych. Dotyczy to głównie przewodów rurowych, pośredniczących w przesyłaniu ciśnień.

W tym miejscu warto przypomnieć, że o zakwalifikowaniu przewodu rurowego do kategorii członów o parametrach skupionych lub rozłożonych decyduje nie tylko jego długość l, ale również częstotliwość f przesyłanych przez niego sygnałów (zmieniających się periodycznie ciśnień).

Do kategorii członów o parametrach skupionych można zaliczyć przewody spełniające warunek [3]

$$\frac{lf}{c} \le 0{,}25 \qquad (10)$$

lub

$$\frac{l}{\lambda} \le 0{,}25 \qquad (11)$$

gdzie:

l – długość przewodu, m

f – częstotliwość oscylacji przesyłanych sygnałów, Hz

c – prędkość dźwięku, m/s (zwykle przyjmuje się $c = 300$ m/s)

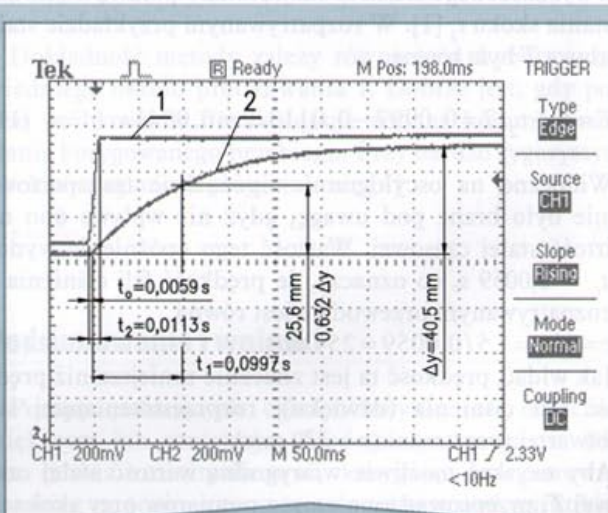
$\lambda = c/f$ – długość fali przesyłanych sygnałów, m.

Na przykład, jeżeli ciśnienie powietrza na wlocie przewodu oscyluje z częstotliwością $f = 5$ Hz, to długość fali tych oscylacji λ jest równa

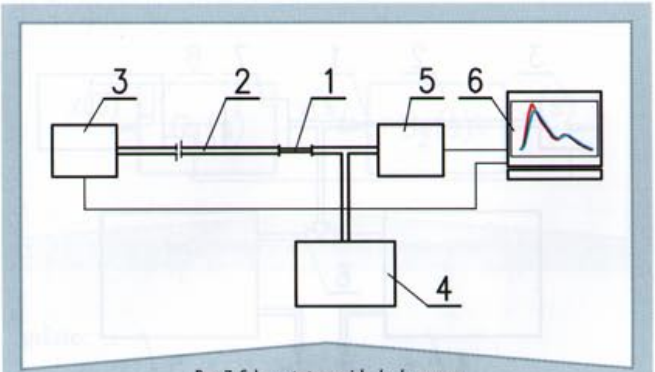
$$\lambda = \frac{c}{f} = \frac{300}{5} = 60 \text{ m} \qquad (12)$$

Oznacza to, że w przewodzie o długości $l = 60$ m rozkład ciśnienia wzdłuż długości przewodu (w zadanym momencie) miałby przebieg pokazany na rys. 4: w niektórych miejscach przewodu ciśnienia różniłyby się o Δp_1.

Natomiast w przewodzie o długości na przykład $l = 3$ m, różnica ciśnień na końcach przewodu w danej chwili byłaby nieznaczna i można by ją zaniedbać, a przewód traktować jako przewód „krótki" (człon o parametrach skupionych). Równocześnie jednak, przewód o tej samej długości ($l = 3$ m) lecz przenoszący oscylacje ciśnienia o częstotliwości na przykład $f = 50$ Hz ($\lambda = 6$ m) należy traktować jako przewód „długi" (człon o parametrach rozłożonych).



Rys.6. Oscylogram skoku ciśnienia i odpowiedź badanego układu
1 – skok ciśnienia, 2 – odpowiedź na skok



Rys. 7. Schemat stanowiska badawczego

Na marginesie prowadzonych rozważań można jeszcze wspomnieć o tym, że stała czasowa przewodu T jest nieliniową funkcją jego średnicy d i długości l oraz wartości skoku ciśnienia Δp na jego wlocie

$$T = f(d, l, \Delta p) \tag{13}$$

Funkcja (13) osiąga minimum przy optymalnym doborze parametrów d, l i Δp [6].

Na rys. 5 pokazano schemat stanowiska pomiarowego do wyznaczania stałej czasowej T badanego przyrządu, składającego się z sondy 1 do odbioru zmiennego ciśnienia p, przewodu rurowego 2 i przetwornika pomiarowego ciśnienia 3.

Do zbiorników 4 i 5 o objętości około 280 cm^3 każdy doprowadzano sprężone powietrze o ciśnieniach p_1 i p_2, których wartości były równe skrajnym wartościom podlegającego rejestracji zmiennego ciśnienia.

Za pomocą zaworu trójdrożnego 6 podawano na wejście sondy 1 skok ciśnienia od wartości p_1 do wartości p_2. Skok ten był rejestrowany za pośrednictwem oscyloskopu 8 i przetwornika pomiarowego 7, o tej samej charakterystyce statycznej co przetwornik 3.

Przykład oscylogramu, na którym zarejestrowano skok ciśnienia (przebieg 1) i odpowiedź (przebieg 2) pokazano na rys. 6.

Stałą czasową T badanego układu wyznaczano z przebiegu 2, jako czas t_1, po upływie którego jego rzędna mierzona w milimetrach osiąga 0,632 wartości skoku Δy. Od tak wyznaczonego czasu t_1 odejmowano połowę czasu narastania skoku t_2 [1]. W rozpatrywanym przykładzie stała czasowa T była równa

$$T = t_1 - t_2/2 = 0{,}0997 - 0{,}0113/2 = 0{,}0941 \text{ s} \tag{14}$$

Widoczne na oscylogramie opóźnienie transportowe t_0 nie było brane pod uwagę, gdyż nie wpływa ono na wartość stałej czasowej. Wartość tego opóźnienia wynosi t_0 = 0,0059 s, co oznacza, że prędkość fali ciśnienia c w rozpatrywanym przewodzie jest równa

$$c = l/t_0 = 1{,}5/0{,}0059 = 254 \text{ m/s} \tag{15}$$

Jak widać, prędkość ta jest znacznie mniejsza niż prędkość fali ciśnienia (dźwięku), rozprzestrzeniającej się w otwartej przestrzeni ($c \approx 330$ m/s).

Aby uzyskać możliwie wiarygodną wartość stałej czasowej T, przeprowadzono szereg pomiarów przy skokach zarówno „w górę" jak i „w dół". W rozpatrywanym przykładzie otrzymano wynik

$$T_{sr} = 0{,}0928 \pm 0{,}0009 \text{ s} \tag{16}$$

gdzie wartość 0,0009 jest odchyleniem standardowym średniej, traktowanym dalej jako niepewność wyznaczania stałej czasowej T_{sr}.

Badania laboratoryjne

Badania te miały na celu weryfikację zaproponowanej metody korekcji w praktyce, przy czym chodziło głównie o określenie jej dokładności w zakresie obliczeń numerycznych przeprowadzanych w trybie czasu nierzeczywistego.

Obiektem badań był przyrząd pomiarowy, złożony z sondy 1 (rys. 7), elastycznego przewodu rurowego 2 i przetwornika pomiarowego 3.

Źródłem mierzonego ciśnienia był generator zmiennych sygnałów ciśnieniowych 4, których przebieg rejestrowano za pośrednictwem przetwornika 5 i komputera 6. Sonda 1 miała średnicę wewnętrzną oraz długość odpowiednio d_1 = 0,4 mm i l = 20 mm, a przewód elastyczny 2: d_2 = 2,5 mm i l = 1,5 m. Przetworniki pomiarowe 3 i 5 firmy Motorola miały identyczne charakterystyki statyczne, opisywane równaniem [7]

$$p = \frac{u - 0{,}18}{0{,}09} \tag{17}$$

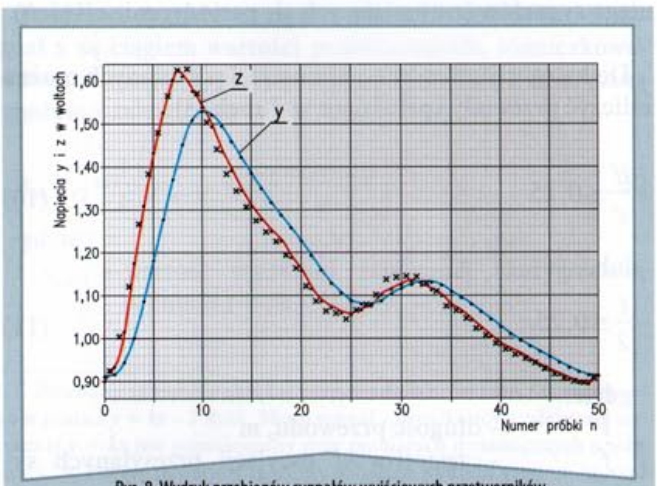
gdzie:

u – napięcie wyjściowe w V

p – ciśnienie w kPa.

Generator 4 wykonano w Politechnice Wrocławskiej [5], a w komputerze 6 wykorzystano oprogramowanie LabView (National Instruments) w wersji 8.6.

Na rys. 8 pokazano wydruk przebiegów sygnałów wyjściowych przetworników pomiarowych 3 i 5 (rys.7): przebieg z odzwierciedla ciśnienie generowane przez generator, a przebieg y – ciśnienie zmierzone. Przykładowe, próbkowane wartości z_n i y_n tych przebiegów, mierzone w woltach co 0,01 s oraz wyniki obliczeń próbkowanych wartości $x_{n-1/2}$ przebiegu skorygowanego zestawiono w tabeli 1. Do obliczeń tych użyto równania (9), przy czym zamiast ciśnień podstawiano do niego ich napięciowe odpo-



Rys. 8. Wydruk przebiegów sygnałów wyjściowych przetworników

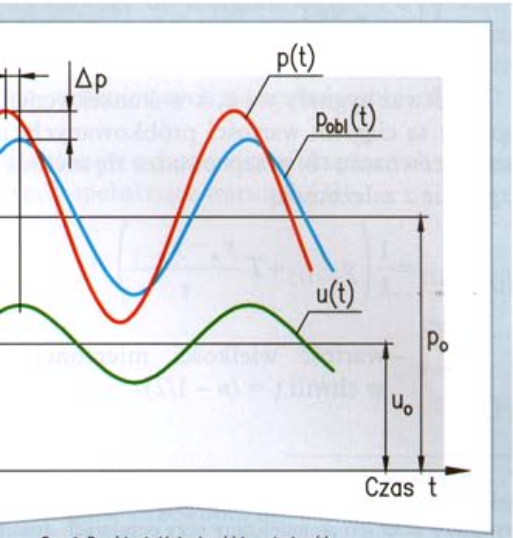
wiedniki, mierzone w woltach. W związku z tym statyczny współczynnik przetwarzania przyjął wartość jedności ($k = 1$), a wzór (9) nową postać

$$x_{n=1/2} = y_{\ldots}$$

k rurki spiętrzające czy ele-
uysza-przysłona [10].

obecnie metody określania dynamicznych pneumatycznych linii pomiarowych [2, 8], ak jest prostych inżynierskich metod korygow pomiarowych, wywołanych przez te linie. ch metod została omówiona poniżej.

miczny jest skutkiem działania sił bezwładia, występujących w przyrządzie lub ukła-



Rys. 1. Przebiegi ciśnienia $p(t)$ i napięcia $u(t)$
p_0 i u_0 – składowe stałe

$$e_x = \left|\frac{\partial x}{\partial y}\right| e_y + \left|\frac{\partial x}{\partial T}\right| e_T + \left|\frac{\partial x}{\partial \Delta y}\right| e_{\Delta y}$$

$$e_x = e_y + \frac{\Delta y}{T} e_T + \frac{T}{\tau} e_{\Delta y}$$

przebiegu $p_{obl}(t)$, jego wartość zależy od właściwości dynamicznych przyrządu, ewentualnie układu pomiarowego oraz od szybkości zmian w czasie (częstotliwości) mierzonego ciśnienia. Przesunięcie fazowe Δt nie ma większego znaczenia przy zwykłych pomiarach, chyba że pomiary wykonywane są na potrzeby układów automatycznej regulacji.

Poniżej omówiono algorytmiczną (programową) metodę korekcji wyników pomiarów pulsujących ciśnień, mierzonych za pomocą pneumo-elektrycznych przyrządów pomiarowych.

Dzięki tej metodzie można odtworzyć drogą obliczeniową przebieg mierzonego ciśnienia z minimalnym błędem dynamicznym.

Algorytmiczna metoda korekcji wyników pomiarów dynamicznych

Korekcja (kompensacja) dynamicznych właściwości przyrządów pomiarowych o elektrycznym sygnale wyjściowym jest znana i stosowana od dawna. Przykładami mogą służyć termoanemometry i termopary do dynamicznych pomiarów [3], odpowiednio prędkości i temperatury. Rozważana metoda korekcji opiera się na teorii członów dynamicznych, która głosi, że transmitancja $G_z(s) = z(s)/x(s)$ członów połączonych szeregowo jest równa iloczynowi transmitancji poszczególnych członów (rys. 2).

$$G_z(s) = G_1(s) \cdot G_2(s) \cdot \ldots \qquad (2)$$

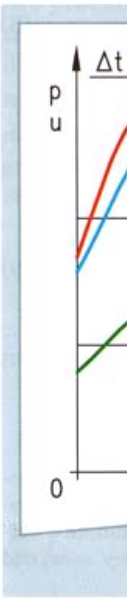
(20)

(21)

menty typu

Znane są
właściwości
natomiast b
wania błęd
Jedna z taki

Błąd dyn
ności i tar



stałej można wyznaczyć z charakterystyki skokowej, uzyskanej na drodze ręcznego przełączania zaworu trójdrożnego na rurociągu sprężonego powietrza i zarejestrowania odpowiedzi na oscyloskopie. Uzyskano minimalne wartości rzędu $T = 0{,}005 \pm 0{,}0005$ s. Mimo dużej niepewności wyznaczania tej stałej, skorygowany przebieg wykazywał średnią rozbieżność na poziomie 1,7%. Wynik ten prawdopodobnie mógłby być jeszcze lepszy, gdyby porównywane przebiegi nałożyć na siebie w najbardziej korzystny sposób, eliminując między innymi przesunięcia czasowe (opóźnienia transportowe), wynikające z czasu przejścia fali dźwięku przez przewód rurowy.

Na obecnym etapie badań, mierzone pulsacje ciśnienia, poprzez przetwornik i interfejs, trafiały do komputera, gdzie następowało próbkowanie zapamiętanego przebiegu, a otrzymane wartości rzędnych były wykorzystywane do obliczania skorygowanych wartości w trybie czasu nierzeczywistego.

Trwają prace nad stworzeniem programu do korygowania mierzonych przebiegów w czasie rzeczywistym. Dzięki temu będzie można łatwiej określić doświadczalnie obszar stosowalności zaproponowanej metody i ewentualnie ją udoskonalić. ■

prof. dr hab. inż. Mirosław Werszko
dr inż. Krzysztof Tomczuk

Politechnika Wrocławska,
Wydział Mechaniczno-Energetyczny
Instytut Inżynierii Lotniczej, Procesowej
i Maszyn Energetycznych

dr inż. Radosław Werszko

Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny
Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn

Streszczenie

Przyjmując człon inercyjny pierwszego rzędu jako model przetwornika ciśnienia wraz z przewodem pneumatycznym, zaproponowano prosty algorytm do korygowania wyników pomiarów pulsujących ciśnień. Rozważania teoretyczne zweryfikowano doświadczalnie na specjalnym stanowisku pomiarowym, zawierającym między innymi generator sygnałów pneumatycznych, komputer jako rejestrator oraz badany przetwornik ciśnienia wraz z przyłączonym przewodem pneumatycznym.

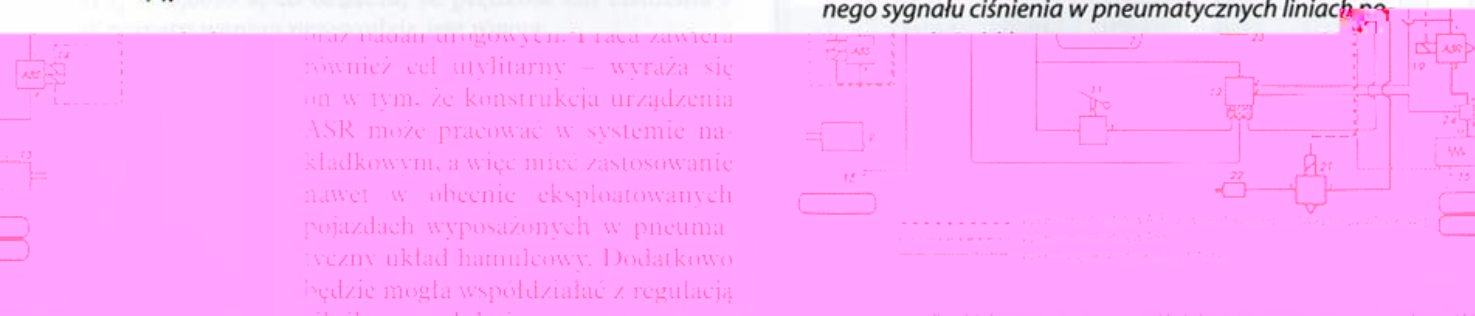
Abstract

Correction of pulsating pressures measurement

Assuming a first-order element as a model of pressure transducer with pneumatic tube, a simple algorithm for correcting of pulsating pressure measurement has been presented. Theoretical considerations have been verified with the special experimental set-up composed of pneumatic signal generator, computer as a monitoring device, and the tested pressure transducer with connecting the pneumatic tube.

Literatura

1. **Chorowski B., Krzyżak W.:** *Wyznaczanie współczynników transmitancji dla skończonej szybkości zmian sygnału wejściowego*. Prace naukowe Instytutu I-20 Politechniki Wrocławskiej nr 16, 1978.
2. **Ciepłucha J.:** *Pomiary zmiennego w czasie ciśnienia gazu*. Ważenie, Dozowanie, Pomiary nr 2/2002, s. 10--14.
6. **Kosek J.:** *Model matematyczny wzmacniacza typu dysza-przysłona pneumatycznego czujnika ciśnienia krwi*. PAK nr 5 bis, 2006, s. 67-71.
7. Motorola Sensor Device Data – karta katalogowa.
8. **Sobczak K.:** *Numeryczna analiza transmisji oscylacyjnego sygnału ciśnienia w pneumatycznych liniach po*



Rys. 7. Schemat pneumatycznego układu hamulcowego zawierający urządzenie ASR oraz nową konstrukcję urządzenia ASR

Adam Woś

Zastosowanie urządzenia kontroli poślizgu kół napędowych ASR zapewnia utrzymanie odpowiedniej wartości siły obwodowej występującej w obszarze styku koła napędowego z nawierzchnią drogi podczas pojawienia się momentu napędowego na kołach pojazdu.

Badania zmodernizowanej konstrukcji urządzenia kontroli poślizgu kół napędowych ASR dla pojazdów wyposażonych w pneumatyczny układ hamulcowy

Wstęp

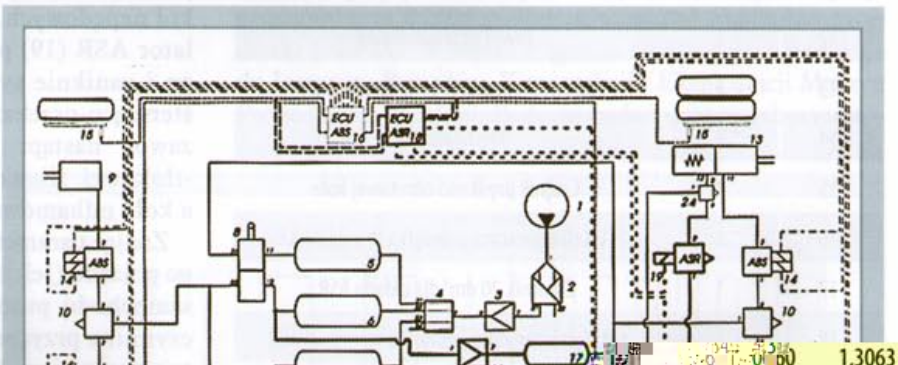
Pojazd w pewnych warunkach drogowych – podczas ruszania z miejsca lub przyspieszania – narażony jest na bardzo niekorzystne zjawisko. Polega ono na tym, że moment obrotowy doprowadzony na koła napędowe pojazdu jest zbyt duży i powoduje powstanie nadwyżki siły obwodowej w stosunku możliwej do uzyskania w aktualnych warunkach siły przyczepności. Konsekwencją tego zjawiska jest to, że jeżeli siła obwodowa koła napędowego przekroczy graniczną siłę przyczepności, wystąpi nadmierny poślizg wzdłużny tego koła, który w granicznym przypadku będzie równy jedności. Obniża to lub wręcz uniemożliwia możliwość ruszania z miejsca pojazdu, zmniejsza dynamikę podczas przyspieszania oraz może doprowadzić do utraty stateczności ruchu pojazdu. Zastosowanie urządzenia kontroli poślizgu kół napędowych ASR zapewnia utrzymanie odpowiedniej wartości siły obwodowej występującej w obszarze styku koła napędowego z nawierzchnią drogi podczas pojawienia się momentu napędowego na kołach pojazdu.

Celem niniejszej pracy jest opracowanie konstrukcji urządzenia kontroli poślizgu kół napędowych ASR. Końcowym efektem pracy będzie wykonanie prototypu urządzenia na bazie opracowanej konstrukcji. Przedstawiona konstrukcja zostanie poddana weryfikacji za pomocą symulacji komputerowej, badań stanowiskowych oraz badań drogowych. Proces zawierał [illegible] układu pomiarowego. Wstępne badania doświadczalne wykazały, że wartość tej urządzenia będzie bazował na typowych elementach występujących w aktualnie eksploatowanych pojazdach.

Koncepcja urządzenia kontroli poślizgu kół napędowych

Jak wynika z analiz, bardzo istotnym czynnikiem warunkującym właściwe działanie urządzenia ASR jest szybkość reakcji urządzenia na wystąpienie nadmiernego poślizgu koła napędowego. Dopuszczenie do zbyt dużej prędkości obwodowej koła przyspieszanego prowadzi bowiem do dużego spadku współczynnika przyczepności, co z kolei skutkuje dalszym spadkiem siły napędowej samochodu.

Ponadto, zbyt późne przyhamowanie koła przyspieszanego powoduje wystąpienie dużych obciążeń dynamicznych w układzie napędowym pojazdu. W samochodach ciężarowych stosuje się – z powodu zbyt niskiej szybkości



działania, a więc niskiej skuteczności urządzenia ASR – stare rozwiązanie, czyli blokadę mechanizmu różnicowego mostu napędowego. Głównym celem koncepcji urządzenia ASR jest zwiększenie szybkości jego działania jako podstawowego parametru wpływającego na skuteczność urządzenia. Dodatkową, ważną zaletą nowej konstrukcji jest wyeliminowanie ingerencji urządzenia ASR w obwód hamulca zasadniczego, co niewątpliwie podnosi bezpieczeństwo podczas hamowania.

W dotychczas występujących rozwiązaniach urządzeń ASR moment hamujący uzyskiwany jest przez uruchamianie części membranowej siłownika membranowo-sprężynowego układu hamulcowego tylnych kół napędowych. Proponowana zmiana konstrukcji urządzenia ASR polega na wykorzystaniu części sprężynowo-tłokowej siłownika membranowo-sprężynowego układu hamulcowego tylnych kół napędowych do wywierania momentu hamującego podczas pracy urządzenia ASR.

Tab. 1 Elementy układu hamulcowego

Poz.	Ilość	Nazwa
1	1	Sprężarka
2	1	Osuszacz powietrza z regulatorem
3	1	Reduktor ciśnienia 0,8 MPa
4	1	Zawór zabezpieczający czteroobwodowy
5	1	Zbiornik 40 dm^3 – obwód główny (oś tylna)
6	1	Zbiornik 40 dm^3 – obwód główny (oś przednia)
7	1	Zbiornik 20 dm^3 – obwód hamulca pomocniczego
8	1	Główny zawór hamulcowy
9	2	Cylinder tłokowy
10	2	Zawór przyspieszający odhamowanie
11	1	Zawór hamulcowy ręczny
12	1	Zawór przekaźnikowy
13	2	Siłownik membranowo-sprężynowy
14	3	Modulator ABS
15	4	Czujnik prędkości obrotowej koła
16	1	ECU (elektroniczna jednostka sterująca) ABS
17	1	Zbiornik 20 dm^3 dla układu ASR
18	1	ECU (elektroniczna jednostka sterująca) ASR
19	2	Modulator ASR
20	2	Zawór dwudrożny
21	1	Zawór sterujący siłownikiem listwy zębatej silnika
22	1	Siłownik ustawiający listwę pompy wtryskowej
23	1	Reduktor ciśnienia 0-0,6 MPa
24	2	Zawór sterująco-przekaźnikowy

Rys.1 przedstawia schemat pneumatycznego układu hamulcowego samochodu ciężarowego zawierającego urządzenie ABS oraz nową konstrukcję urządzenia kontroli poślizgu kół napędowych ASR.

W tabeli 1 wyszczególnione są elementy występujące na rys. 1.

W skład opracowanej nowej konstrukcji urządzenia ASR (rys. 1) wchodzą następujące podstawowe elementy:

- ECU ASR (18)
- modulator ASR (19)
- reduktor ciśnienia (23)
- zbiornik sprężonego powietrza ASR (17)
- zawór sterująco-przekaźnikowy (24)
- siłownik hamulcowy membranowo-sprężynowy (13).

W tej konstrukcji działanie urządzenia ASR polega na uruchamianiu części sprężynowej siłownika hamulcowego kół tylnych (pełniącej w normalnych warunkach, bez ingerencji urządzenia ASR, rolę hamulca postojowego lub awaryjnego). Natomiast podczas regulacji ASR uruchamianie części sprężynowej siłownika następuje w następujący sposób: w oparciu o logikę algorytmu sterowania, sygnał elektryczny wypracowany przez elektroniczny zespół sterujący ECU ASR (18) powoduje włączenie dwustanowego modulatora ASR (19) zasilanego ze zbiornika sprężonego powietrza (17). Na wyjściu modulatora pojawi się sygnał pneumatyczny, który podany jest na wejście sterujące (4) zaworu sterująco-przekaźnikowego (24). Wysterowany zawór sterująco-przekaźnikowy powoduje odpowietrzanie części tłokowo-sprężynowej siłownika hamulcowego (13). Siła rozprężanej sprężyny skutkuje pojawieniem się siły na tłoczysku, co w konsekwencji powoduje wystąpienie momentu hamującego na odpowiednim kole napędowym, a to z kolei zmniejsza poślizg koła napędowego i zwiększa własności trakcyjne kół napędowych. Jeżeli zaniknie sygnał sterujący, modulator ASR (19) powróci do stanu normalnie zamkniętego i zaniknie sygnał pneumatyczny sterujący zaworem sterująco-przekaźnikowym (24) – wówczas przez ten zawór nastąpi napowietrzenie komory sprężynowo-tłokowej siłownika (13): sprężyna zostanie ściśnięta, a koło odhamowane.

Znając parametry układu hamulcowego oraz napędowego pojazdu (Jelcz 317 W), przeprowadzono obliczenia (dla samochodu pustego oraz nawierzchni o niskim współczynniku przyczepności $\mu_x = 0{,}2$) parametrów związanych ze sterowaniem ASR:

- moment hamujący koła przyspieszanego $M_h = 5470$ Nm
- siła na tłoczysku siłownika hamulcowego $F_s = 2220$ N
- ciśnienie w części tłokowo-sprężynowej $p_s = 0{,}37$ MPa.

Z obliczeń wynika, że podczas pracy ASR nie ma potrzeby w pełni odpowietrzać część tłokowo-sprężynową siłownika. Wystarczy obniżyć ciśnienie do 0,37 MPa, aby uzyskać odpowiedni moment hamujący zapewniający właściwy

efekt działania urządzenia ASR. Jest to korzystne ze względu na obniżenie zapotrzebowania energetycznego oraz zwiększenie szybkości działania ASR.

Badania prototypu urządzenia ASR

Aby sprawdzić poprawność przedstawionego rozwiązania, zostały przeprowadzone następujące badania:

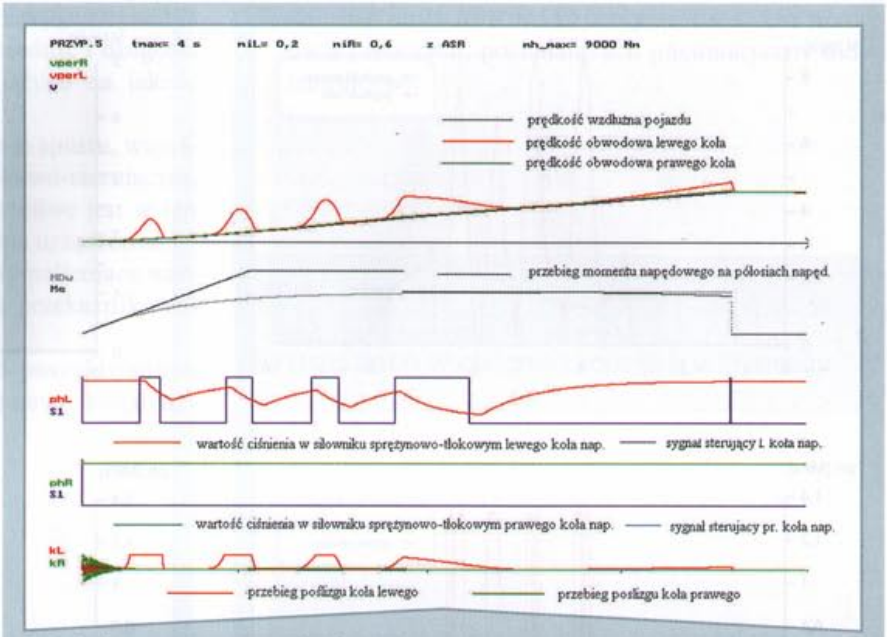
- symulacyjne
- stanowiskowe
- drogowe.

Badania symulacyjne

Pojazd poddany badaniom symulacyjnym został zastąpiony modelem składającym się ze zbioru pięciu brył sztywnych (cztery koła i nadwozie). W modelu tym zostały przyjęte pewne założenia upraszczające oraz został opracowany algorytm funkcjonowania prototypu urządzenia ASR. Badania symulacyjne prototypu urządzenia ASR przeprowadzono w celu uzyskania przebiegów czasowych wartości następujących wielkości:

- prędkości pojazdu
- prędkości obwodowej kół napędowych
- ciśnienia w siłowniku hamulcowym
- poślizgu kół napędowych
- przebiegu impulsów sterujących pracą zaworów ASR.

Na bazie przeprowadzonej symulacji oraz otrzymanych w jej wyniku wartości parametrów została przeprowadzona optymalizacja parametrów związanych z procesem funkcjonowania prototypu urządzenia ASR. Na rys. 2 przedstawiono przebieg symulacji dla wyznaczonych w wyniku optymalizacji parametrów.



Rys. 2 Symulacja ruszania z miejsca pojazdu na biegu II, na nawierzchni typu μ-split o współczynniku przyczepności μ_x=0,2/0,6, z urządzeniem ASR, dla parametrów wyznaczonych na podstawie optymalizacji procesu sterowania ASR

Badania stanowiskowe

[illegible] gromadzenia (zapamiętywania) wyników pomiarów, kompensację dynamicznych właściwości można przeprowadzić metodą programową. Analogowy sygnał wyjściowy y przetwornika pomiarowego, przed wprowadzeniem go do komputera (port USB), musi przejść przez specjalny interfejs, gdzie następuje jego dyskretyzacja: sygnał analogowy $y(t)$ jest zastępowany przez ciąg wartości tego sygnału, odczytywanych i zapamiętywanych w chwilach próbkowania, następujących co pewien stały przedział czasowy t (czas próbkowania). Przykład próbkowania sygnału $y(t)$ pokazano na rys. 3.

Wróćmy do przykładowego przyrządu pomiarowego [illegible]

Politechniki Łódzkiej. Podczas badań drogowych aparatu-

Badania drogowe

Celem badań drogowych było wyznaczenie na pojeździe badawczym z zamontowanym prototypem urządzenia ASR w rzeczywistych warunkach drogowych przebiegów czasowych wartości następujących wielkości:

- prędkości wzdłużnej pojazdu
- prędkości obwodowej kół napędowych
- ciśnienia w siłowniku hamulcowym
- poślizgu wzdłużnego kół napędowych
- przebiegu impulsów sterujących pracą zaworów ASR.

Badania drogowe zostały przeprowadzone na torze badawczym o nawierzchni posiadającej współczynnik przyczepności μ_x = 0,2/0,6 przy użyciu samochodu ciężarowego marki Jelcz 317 W wersji ciągnika siodłowego, należącego do Instytutu Pojazdów, Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn

adnie sygnało-
ie jest możliwy
złonu kompen-

owy opisywany
rzędu

(4)

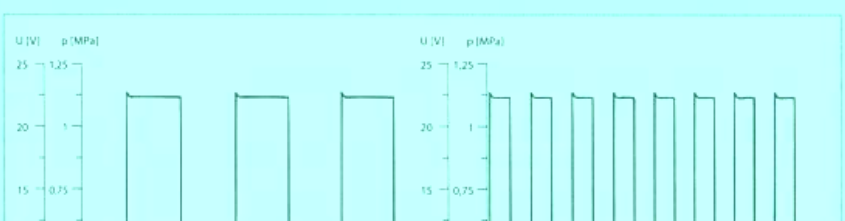
Czyli, sygnał wyjściowy z jest równy dok
wi mierzonemu x. W praktyce wynik taki
ze względu na trudności w zrealizowaniu
sującego, zwłaszcza w wersji przyrządowe

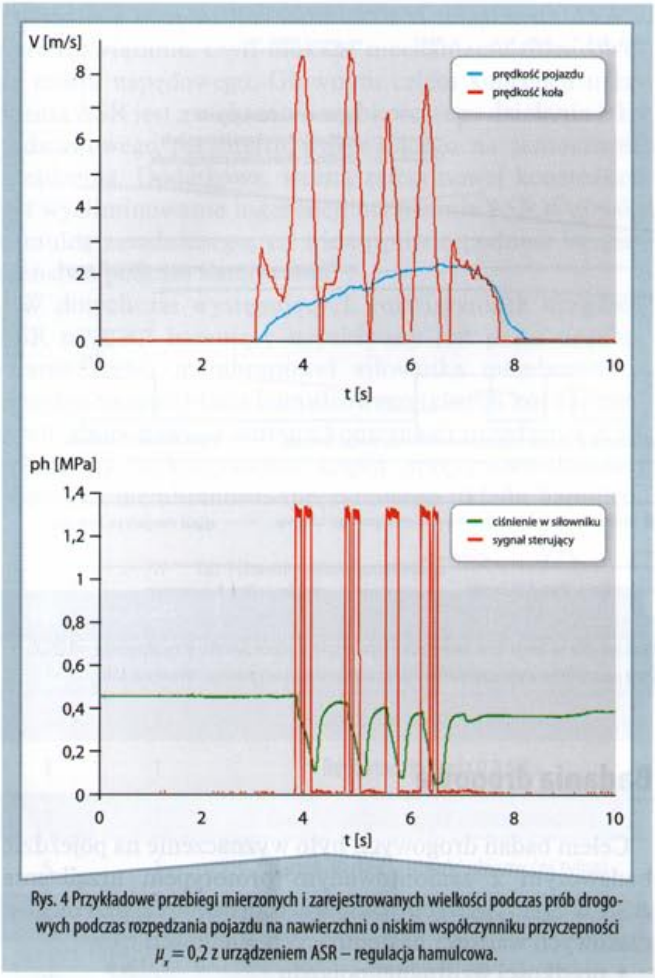
Weźmy jako przykład przyrząd pomiar
równaniem członu inercyjnego pierwszeg

$$T\frac{dy(t)}{dt} + y(t) = kx(t)$$

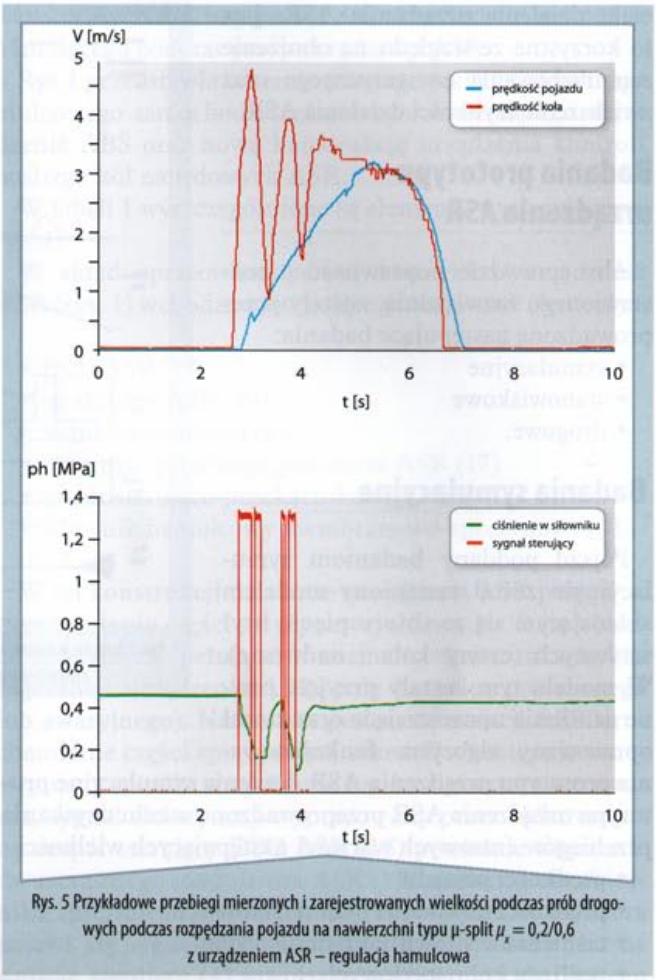
gdzie:
$x(t)$ – wielkość mierzona

Przedstawiony w niniejszej pracy
ototyp urządzenia kontroli pośli-
ASR wymagał przeprowadzenia
dań stanowiskowych tego urządze-
. W tym celu została opracowana
todyka badań, a następnie przepro-
dzono je na stacjonarnym stano-
sku badawczym. Do badań zostało





Rys. 4 Przykładowe przebiegi mierzonych i zarejestrowanych wielkości podczas prób drogowych podczas rozpędzania pojazdu na nawierzchni o niskim współczynniku przyczepności $\mu_x = 0,2$ z urządzeniem ASR – regulacja hamulcowa.



Rys. 5 Przykładowe przebiegi mierzonych i zarejestrowanych wielkości podczas prób drogowych podczas rozpędzania pojazdu na nawierzchni typu μ-split $\mu_x = 0,2/0,6$ z urządzeniem ASR – regulacja hamulcowa

ra pomiarowa zainstalowana w pojeździe badawczym znajdującym się w ruchu zarejestrowała wyniki tych badań. Są nimi przebiegi w funkcji czasu następujących wielkości:

- prędkości liniowej środka masy pojazdu
- prędkości obwodowej koła lewego i prawego osi napędowej
- ciśnienia w komorze tłokowo-sprężynowej siłowników hamulcowych osi napędowej
- sygnałów sterujących zaworami ASR
- poślizgu wzdłużnego kół napędowych.

Przykładowe przebiegi mierzonych i zarejestrowanych wielkości podczas prób drogowych zostały przedstawione na rys. 4 i 5.

Średnie wartości uzyskane w poszczególnych próbach:

- poślizg koła lewego – 0,82±0,01
- poślizg koła prawego – 0,86±0,01.

Średnie wartości uzyskane w poszczególnych próbach:

- poślizg wzdłużny koła lewego – 0,85±0,01
- poślizg wzdłużny koła prawego – 0,12±0,01.

Wnioski końcowe

Przedstawione etapy związane z opracowaniem nowej koncepcji urządzenia ASR pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków:

1. Wyniki badań symulacyjnych oraz przeprowadzona optymalizacja potwierdziły poprawność działania opracowanej konstrukcji urządzenia.
2. W oparciu o wyniki badań symulacyjnych możliwe było wykonanie prototypu urządzenia z zastosowaniem typowych elementów pneumatyki hamulcowej.
3. Otrzymane wyniki badań stanowiskowych prototypu odpowiadają wymogom zapisanym w Regulaminie nr 13 EKG ONZ.
4. Badania drogowe potwierdziły poprawność działania prototypu urządzenia ASR. Pojazd wyposażony w to urządzenie osiągał niższe średnie wartości poślizgów kół napędzanych w porównaniu do pojazdu bez urządzenia ASR.
5. Próby drogowe wykazały, że badany prototyp dobrze pracuje w systemie nakładkowym pneumatycznego układu hamulcowego, może również współpracować z regulacją silnikową momentu napędowego pojazdu.

W oparciu o powyższe wnioski można stwierdzić, że cel pracy został osiągnięty poprzez wykazanie, że założenia i wymagania zawarte na wstępie pracy zostały spełnione.

Uzyskane wyniki i doświadczenie nabyte w trakcie realizowania pracy pozwalają na sformułowanie następujących wniosków na przyszłość:

1. Celowe są prace poszukujące nowych elementów pneumatycznych o krótszej zwłoce i większej szybkości działania.
2. Należy prowadzić prace nad optymalnym rozmieszczeniem elementów przekaźnikowo-sterujących w instalacji pneumatycznej, aby zwiększyć skuteczność działania urządzenia ASR.

3. Podczas dalszych prac nad tą koncepcją urządzenia ASR należy badać wpływ wartości średnic i długości pneumatycznych przewodów sterujących na jakość pracy urządzenia.
4. Należy zbadać wpływ zaworu szybkiego spustu, współpracującego z zaworem przekaźnikowo-sterującym, aby odpowiedzieć na pytanie, czy możliwe jest w ten sposób zwiększenie szybkości działania urządzenia.
5. Należy nadal prowadzić badania optymalizujące wartość ciśnienia sterującego zaworem przekaźnikowo-sterującym.
6. Należy nadal prowadzić prace nad poszukiwaniem szerszego zastosowania opracowanej nowej konstrukcji urządzenia ASR w innych pojazdach oraz maszynach roboczych, posiadających pneumatyczny układ hamulcowy.

■

dr inż. Adam Woś

Instytut Mechatroniki Państwowej
Wyższej Szkoły Wschodnioeuropejskiej w Przemyślu

Literatura

1. **Andrzejewski R.**: *Stabilność ruchu pojazdów kołowych*, WNT Warszawa 1997.
2. **Błasiński W., Szosland A.**: *Ocena działania zespołów ABS i ASR w pojeździe*, KONMOT Kraków 1996.
3. **Burckhardt M.**: „Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen", Vogel Buchverlag Wuerzburg 1991.
4. **Burckhardt M.**: *Fahrwerktechnik: Radschlupf--Regelsysteme*, Vogel Buchverlag Wuerzburg 1993.
5. **Dembicki M.**: *Teoria samochodu, teoria napędu*, WNT Warszawa 1971.
6. **Dorisen H.T., Hover N.**: *Antriebsschlupfregelung (ASR) - Ein Beitrag zur aktiven Fahrsicherheit*, ATZ 95 1993.
7. **Gołaszewski A., Surmiński K., Szosland A.**: *ASR dla pojazdów z pneumatycznym układem uruchamiania hamulców*. Konferencja Hamulcowa 2001, Łódź 2004.
8. **Grzegożek W.**: *Modelowanie dynamiki samochodu przy stabilizującym sterowaniu siłami hamowania*, Monografia, Kraków 2000.
9. **Mitschke M.**: *Dynamika samochodu*, t. 1 „Napęd i hamowanie", Warszawa WKiŁ 1987.
10. **Ocioszyński J.**: *Zespoły elektryczne i elektroniczne w samochodach*, WNT Warszawa 1999.
11. **Prochowski L., Żuchowski A.**: *Samochody ciężarowe i autobusy*, WKiŁ Warszawa 2004.
12. **Reński A.**: *Budowa samochodów: układy hamulcowe i kierownicze oraz zawieszenia*, Warszawa, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej 2004.
13. **Sumiński K.**: *Badanie pneumatycznego układu hamulcowego wyposażonego w urządzenie ABS*. Laboratorium przedmiotu „Badanie i diagnostyka samochodów i ciągników", Instytut Pojazdów Politechnika Łódzka.
14. **Surmiński K.**: *Metoda badań urządzeń ABS/ASR*, praca doktorska, Politechnika Łódzka 2004.
15. **Surmiński K., Szosland A.**: *Koncepcja ASR jako rozszerzenie sterowania ruchem pojazdu*, VI Międzynarodowe Sympozjum „Doskonalenie konstrukcji oraz metod eksploatacji pojazdów mechanicznych", Warszawa 1996.
16. **Surmiński K., Szosland A.**: *Zastosowanie techniki komputerowej w badaniach drogowych pojazdu*, Konferencja Hamulcowa 91, Łódź 1991.
17. **Szczepaniak C.**: *Urządzenia przeciwblokujące. Studium teorii i konstrukcji*, Zeszyty Naukowe nr 76, Instytut Transportu Samochodowego Warszawa 1992.
18. **Szczepaniak C., Gołaszewski A., Surmiński K., Szosland A.**: *ASR dla pojazdów z pneumatycznym układem uruchamiania hamulców*, Zeszyty Naukowo--Techniczne, „Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych", Kielce 2002.
19. **Szczepaniak C., Kossowski Z., Surmiński K., Szosland A.**: *Stanowisko symulacyjne do badań urządzeń ABS i ASR*, Konferencja „Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych", Kielce 1998.
20. **Szczepaniak C., Szosland A., Surmiński K.**: *Prace nad rozwojem urządzeń ABS i ASR prowadzone w Instytucie Pojazdów Politechniki Łódzkiej*, Archiwum Motoryzacji 1-2/2001.
21. **Szosland A.**: *Integracja urządzeń ABS i ASR w pojeździe*, PAN, teka Komisji Naukowo-Problemowej Motoryzacji, zeszyt 8, 1996.
22. **Wrzesiński T.**: *Hamowanie pojazdów samochodowych*, WKiŁ Warszawa 1978.
23. Katalog wyrobów Polmot Praszka S.A., 1996.
24. Regulaminy Europejskiej Komisji Gospodarczej (EKG ONZ), Warszawa 2006.

Andrzej Borawski, Franciszek Siemieniako

Model matematyczny wtryskiwacza LPG

Proces pracy iglicy wtryskiwacza LPG, podobnie jak każdy inny proces, opisać można za pomocą równania matematycznego.

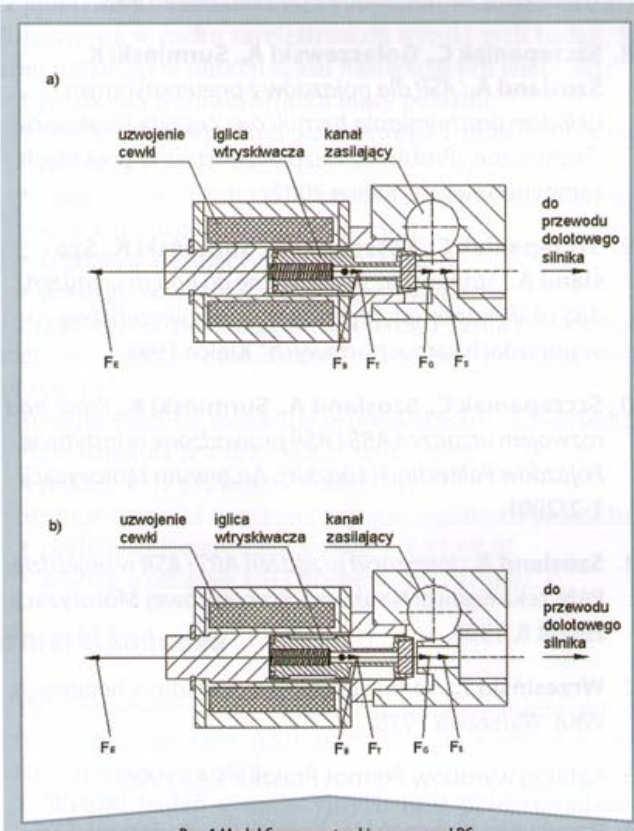
Wprowadzenie

Charakterystyka ruchu iglicy wtryskiwacza zależy od wielu czynników [1]. Pierwszym i podstawowym jest tu oczywiście siła pochodząca od cewki, powodująca otwieranie wtryskiwacza.

Oprócz tej głównej siły działają również inne: siła nacisku sprężyny, siła bezwładności, ciśnienie gazów, siła tarcia oraz różnego rodzaju zakłócenia wynikające ze środowiska, w którym pracuje wtryskiwacz. Wpływ czynników zakłócających jest bardzo mały i z tego względu zostanie pominięty w dalszym ciągu pracy. Schemat działania sił na iglicę badanego wtryskiwacza LPG oznaczono na rys. 1.

Biorąc pod uwagę ww. siły, można napisać równanie:

$$F_E = F_S + F_G + F_B + F_T \ [N] \qquad (1)$$



Rys. 1 Model fizyczny wtryskiwacza gazu LPG:
a) przepływ gazu odcięty – wtryskiwacz zamknięty, b) wtryskiwacz otwarty

gdzie:

- F_E – siła elektromagnetyczna pochodząca od cewki wtryskiwacza [N]
- F_S – siła pochodząca od sprężyny wtryskiwacza [N]
- F_G – siła generowana przez ciśnienie gazu w układzie paliwowym [N]
- F_B – bezwładność iglicy wtryskiwacza [N]
- F_T – siła tarcia między powierzchniami walcowymi iglicy a powierzchnią walcową cylindra iglicy [N].

Siła elektromagnetyczna pochodząca od cewki wtryskiwacza

Aby wyznaczyć wartość siły elektromagnetycznej, konieczne jest dokonanie analizy budowy badanego obiektu.

W badanym przypadku (rys. 1) cewka jest cewką powietrzną, otoczoną tzw. ekranem, wewnątrz której porusza się (wzdłuż jej osi) metalowy element (iglica wtryskiwacza). Uzwojenie stanowi drut miedziany. Podstawowymi parametrami fizycznymi badanej cewki są:

- wysokość: 23 [mm]
- średnica zewnętrzna: 19 [mm]
- średnica wewnętrzna 10 [mm]
- liczba zwojów: 500
- długość nawiniętego druta: 29,8 [m]
- średnica druta: 0,4 [mm].

Zgodnie z prawem Faradaya siłę, z jaką cewka działa na iglicę, wyznaczyć można ze wzoru:

$$F_E = \frac{1}{2} I^2 \frac{dL(x)}{dx} \ [N] \qquad (2)$$

gdzie:

- F_E – siła elektromagnetyczna pochodząca od cewki wtryskiwacza [N]
- I – natężenie prądu płynącego w cewce [A]
- x – przemieszczenie iglicy [mm]
- $L = 2\frac{W_C}{I^2}$ – indukcyjność cewki [H] (3)
- W_C – praca wykonana przez cewkę [J].

Wyliczenie indukcyjności cewki powietrznej, w której porusza się element metalowy, jest bardzo skomplikowane. Ogromna ilość zarówno stałych, jak i zmiennych czynników mających wpływ na wartość indukcyjności

sprawia, że konieczne jest doświadczalne wyznaczenie tego parametru.

Siła pochodząca od sprężyny wtryskiwacza

Sprężyna wykorzystana we wtryskiwaczu gazowym jest sprężyną walcową o równym skoku zwojów. Mierząc podstawowe wielkości sprężyny i wykonując odpowiednie badania otrzymujemy dane, które pozwalają wyznaczyć bezpośrednio ugięcie sprężyny przy zadanym obciążeniu oraz – pośrednio – sztywność sprężyny. W badanym przypadku wielkości zmierzone sprężyny wynoszą:

- $l_s = 15$ – długość sprężyny w stanie swobodnym [mm]
- $l_0 = 12{,}9$ – długość sprężyny przy zamkniętym wtryskiwaczu [mm]
- $f_0 = 2{,}1$ – ugięcie sprężyny przy zamkniętym wtryskiwaczu [mm]
- $h = 0{,}6$ – maksymalny skok iglicy wtryskiwacza [mm]
- $D = 2{,}9$ – średnica zewnętrzna sprężyny [mm]
- $d = 0{,}2$ – średnica drutu sprężyny [mm]
- $z_c = 9$ – liczba zwojów czynnych
- $z_b = 6$ – liczba zwojów biernych
- $m_s = 0{,}13$ – masa sprężyny [g].

Wskaźnik sprężyny można obliczyć, wykorzystując powyższe dane:

$$w = \frac{D}{d} = \frac{2{,}9}{0{,}2} = 14{,}5 \tag{4}$$

Współczynnik korekcyjny sprężyny obliczono według wzoru:

$$k = 1 + \frac{5}{4}\left(\frac{1}{w}\right) + \frac{7}{8}\left(\frac{1}{w}\right)^2 + \left(\frac{1}{w}\right)^3 = 1{,}090696 \tag{5}$$

Charakterystyka ugięcia sprężyny, wyznaczona doświadczalnie, ma postać:

$$f_n[mm] = 1{,}3410 P_{s_n}\ [N] \tag{6}$$

gdzie:

- f_n – ugięcie sprężyny [mm]
- P_{s_n} – zmierzona siła nacisku sprężyny [N].

Siłę sprężyny, przy jej naprężeniu wstępnym (przy wtryskiwaczu zamkniętym) oraz maksymalnym (przy wtryskiwaczu otwartym), wyznaczyć można z równania (6):

$$P_{s\_\min} = \frac{f_0}{1{,}3410} = 1{,}56\ [N] \tag{7}$$

$$P_{s\_\max} = \frac{f_0 + h}{1{,}3410} = 2{,}01\ [N] \tag{8}$$

Sztywność sprężyny wyliczyć można z zależności:

$$C_S = \frac{P_{s\_\max}}{f_0 + h} = \frac{P_{s\_\min}}{f_0} \approx 0{,}74 \tag{9}$$

Siła sprężyny wtryskiwacza zależy więc od położenia iglicy. I tak:

$$F_s = C_s \cdot (f_0 + x(t))\ [N] \tag{10}$$

Naprężenia skręcające w sprężynie przy jej maksymalnym ugięciu we wtryskiwaczu obliczymy według wzoru:

$$\tau_k = \frac{8 \cdot P_{s\_\max} \cdot w \cdot k}{\pi \cdot d^2} = 1963{,}04\ [P] \tag{11}$$

Moduł sprężystości materiału, z którego wykonana została sprężyna, wynosi:

$$G = \frac{8 \cdot P_{s\_\max} \cdot w^3 \cdot z_c}{(f_0 + h) \cdot d} \approx 79264\ [MPa] \tag{12}$$

Ponieważ istotny wpływ na charakterystykę pracy wtryskiwacza ma równomierność siły działającej na iglicę, pochodzącej od sprężyny w pełnym zakresie prędkości obrotowej silnika, konieczne okazało się sprawdzenie, czy równomierności tej nie zakłóca rezonans sprężyny. Częstotliwość drgań własnych wyliczono ze wzoru:

$$f_S = \sqrt{\frac{C_S}{m_S}} = 2{,}37\ [Hz] \tag{13}$$

Silnik, na którym przeprowadzono badania, ma zdolność pracy w zakresie 700-6300 obr/min, co daje nam częstotliwość pracy wtryskiwacza:

– dla 700 obr/min: $f_{\min} = \frac{700}{60 \cdot 2} s^{-1} = 5{,}83\ [Hz]$

– dla 6300 obr/min: $f_{\max} = \frac{6300}{60 \cdot 2} s^{-1} = 52{,}5\ [Hz]$.

Siła generowana przez ciśnienie gazu w układzie paliwowym

Kolejną siłą działającą na iglicę wtryskiwacza jest wypadkowa siła wynikająca z różnicy ciśnień „nad" i „pod" iglicą. Poszczególne składowe działają na iglicę według schematu pokazanego na rysunku 2.

Ciśnienie panujące „nad" iglicą wtryskiwacza zależy od parametrów pracy silnika, temperatury gazu i silnika oraz ustawienia reduktora. Oznaczone zostało P_g i waha się w granicach 1-1,6 bara. Ciśnienie w kolektorze dolotowym uzależnione jest od parametrów pracy silnika w danej chwili i zawiera się w przedziale $P_{pod} = 0{,}3 - 0{,}42$ bar. Podane wartości prawdziwe są oczywiście w badanym przypadku – w każdym innym mogą się zmieniać.

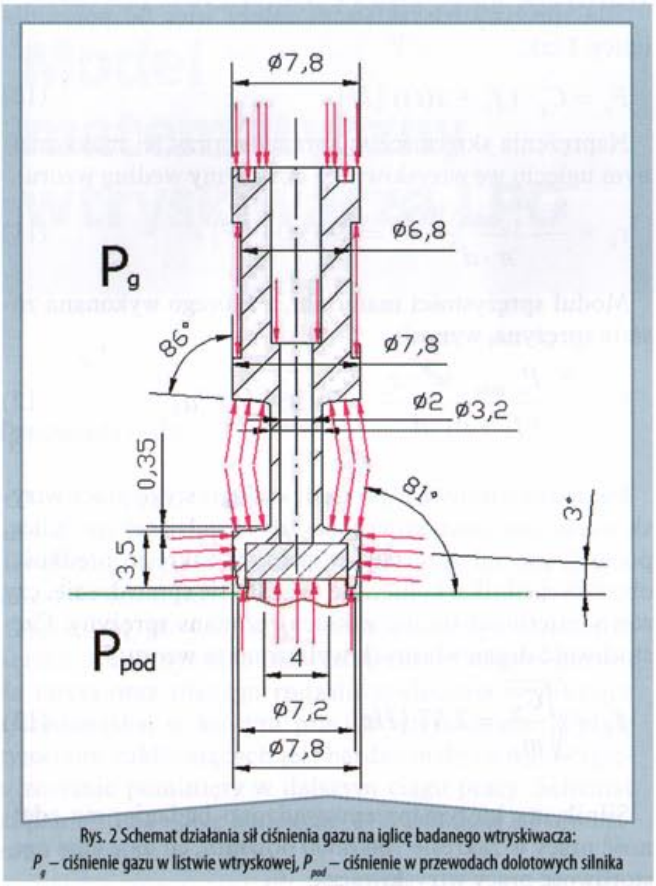
Podczas pracy silnika na biegu jałowym wartości ciśnień wynoszą odpowiednio:

$P_g = 1{,}3$ [bar]= 130 [kPa]

$P_{pod} = 0{,}35$ [bar] = 35 [kPa]

i dla tych wartości wykonano obliczenia.

Biorąc pod uwagę geometrię iglicy wtryskiwacza, zapisano zależność:



Rys. 2 Schemat działania sił ciśnienia gazu na iglicę badanego wtryskiwacza: P_g – ciśnienie gazu w listwie wtryskowej, P_{pod} – ciśnienie w przewodach dolotowych silnika

$$F_G = \pi \frac{\left(14,83 \cdot P_g - 4 \cdot P_{pod}\right)}{1000000} \text{ [N]} \quad (14)$$

Powyższe równanie opisuje wartość siły pochodzącej od ciśnienia gazu w momencie gdy wtryskiwacz jest zamknięty, a ciśnienie po obu stronach iglicy jest ustabilizowane. W rzeczywistości następują wahania ciśnień wynikające z niezerowego czasu napełniania i opróżniania poszczególnych segmentów układu paliwowego. Wartość siły w danej chwili zapisać więc można za pomocą równania:

$$F_G = 4,656 \cdot 10^{-5} \cdot P_g(t) - 1,256 \cdot 10^{-5} \cdot P_{pod}(t) \text{ [N]} \quad (15)$$

Rzeczywisty przebieg ciśnień jest ściśle uzależniony od geometrii układu paliwowego i powinien być wyznaczany doświadczanie.

Siła bezwładności iglicy

Wtryskiwacze gazowe posiadają iglicę znacznie większą niż wtryskiwacze benzynowe, a co za tym idzie ich masa jest również większa. Ponieważ masa jest stała, siła bezwładności zależy tylko od przyspieszenia, jakiemu poddawana jest iglica, a mianowicie:

$$F_B = m_i \cdot a(t) \text{ [N]} \quad (16)$$

gdzie:

m_i – całkowita masa iglicy [g]
$a(t)$ – chwilowe przyspieszenie, jakiemu poddawana jest iglica [m/s²].

Na masę iglicy składa się nie tylko masa metalu, z którego jest ona wykonana, ale też gumowe elementy uszczelniająco-tłumiące oraz zanieczyszczenia z paliwa LPG osadzające się na jej powierzchni. Stąd też:

$$m_i = m_{i0} + m_{u1} + m_{u2} + m_z \text{ [g]} \quad (17)$$

gdzie:

m_{i0} – masa części metalowej iglicy [g]
m_{u1} – masa uszczelki pierwszej [g]
m_{u2} – masa uszczelki drugiej [g]
m_z – masa osadu [g].

W badanym przypadku masy te mają wartości:

m_{i0} = 4,77 [g]
m_{u1} = 0,1 [g]
$m_{u2} \approx$ 0,05 [g].

Masa osadu zbierającego się na iglicy w badanym przypadku jest na tyle mała, że nie ma możliwości jej zważenia. Wobec powyższego zostanie ona pominięta w dalszych obliczeniach.

Podstawiając do wzoru (16), otrzymujemy:

$$F_B = 4,92\, g \cdot a(t) = 4,92\, g \cdot \frac{d^2x}{dt^2} \text{ [N]} \quad (18)$$

Siła tarcia

W badanym przypadku wtryskiwacze LPG zamontowane są w pozycji „leżącej", tzn. iglica wtryskiwacza porusza się poziomo. W układzie takim siłę tarcia statycznego obliczamy ze wzoru:

$$F_T = \mu \cdot F_N \text{ [N]} \quad (19)$$

gdzie:

μ – współczynnik tarcia
F_N – siła, z jaką dociskane są powierzchnie trące [N].

W przypadku tarcia metal-metal współczynnik tarcia statycznego waha się w granicach μ = 0,15–0,3. Na siłę F_N (w badanym przypadku) składają się dwie siły. Pierwszą z nich jest siła wynikająca z masy iglicy. Ma ona postać:

$$F_{N1} = m_i \cdot g \text{ [N]} \quad (20)$$

Drugą składową jest siła pochodząca z nieosiowego toru pracy iglicy. Przedstawić ją można wzorem:

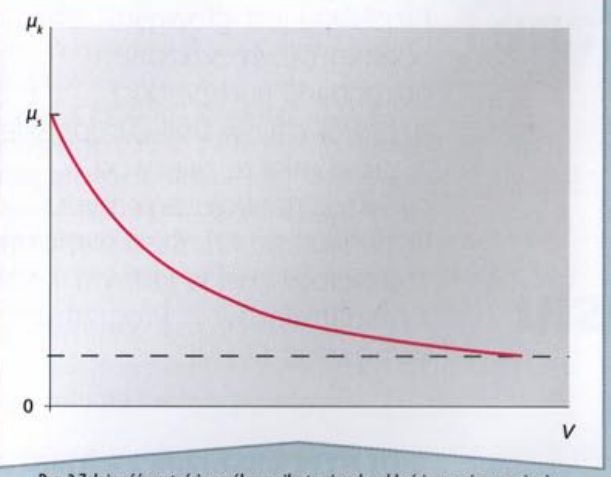
$$F_{N2} = \sin \alpha_i \cdot P_s \text{ [N]} \quad (21)$$

gdzie:

α_i – kąt położenia osi iglicy względem osi wtryskiwacza.

Ponieważ wartości kąta α_i są bliskie zera, również sinus tego kąta jest zbliżony do zera, a wartość siły F_{N2} jest bardzo mała i w dalszej części obliczeń zostanie pominięta.

Iglica wtryskiwacza ulega przemieszczeniu w czasie swojej pracy, osiągając przy tym duże prędkości. Według [3] wartość współczynnika tarcia zmienia się wraz z prędd-



Rys. 3 Zależność wartości współczynnika tarcia od szybkości przemieszczania się par trących [3]

kością przemieszczania się względem siebie par trących. Zależność ta dla pary trącej stal-stal pokazana została na rys. 3.

Dla dużych prędkości współczynnik tarcia spada do wartości nawet 0,03, czyli siła tarcia wiskotycznego może być aż dziesięciokrotnie mniejsza od tarcia statycznego. W literaturze przyjmuje się, że dla tarcia wiskotycznego μ waha się w granicach 0,09. Wartość siły tarcia można więc zapisać w następujący sposób:

$$F_T = \mu \frac{dx}{dt} \cdot F_N \; [N] \tag{22}$$

Przyjęto, że tarcie statyczne ma miejsce tylko w momencie, gdy iglica rozpoczyna ruch. Gdy prędkość iglicy jest większa od zera, założono, że ma miejsce tarcie wiskotyczne.

Podsumowanie

Opis matematyczny charakterystyki pracy wtryskiwacza jest stosunkowo trudny do wykonania. Ilość zmiennych w układzie paliwowym jest bardzo duża i niejednokrotnie wymaga wyznaczania doświadczalnego, co powoduje konieczność zakupu precyzyjnej aparatury pomiarowej.

Podstawiając zależności (2), (10), (15), (18) i (22) do wzoru (1), otrzymujemy równanie ruchu iglicy wtryskiwacza:

$$\frac{1}{2} I^2 \frac{dL(x)}{dx} = C_s \cdot (f_0 + x(t)) + 4{,}656 \cdot 10^{-5} \cdot P_g(t) -$$

$$- 1{,}256 \cdot 10^{-5} \cdot P_{pod}^{2}(t) + 4{,}92\, g \cdot \frac{d\,x}{dt^2} + \mu \frac{dx}{dt} \cdot F_N$$

po przekształceniach:

$$4{,}92 \frac{d^2 x}{dt^2} + \mu \cdot F_N \frac{dx}{dt} + C_s \cdot x(t) = \frac{1}{2} I^2 \frac{dL(x)}{dx} -$$

$$- 4{,}656 \cdot 10^{-5} \cdot P_g(t) + 1{,}256 \cdot 10^{-5} \cdot P_{pod}(t) - C_s \cdot f_0$$

Powyższe równanie pozwala na modelowanie procesu pracy badanego wtryskiwacza gazowego przeznaczonego do zasilania silników o zapłonie iskrowym.

Przyczynić się ono może do lepszego zrozumienia zjawisk zachodzących wewnątrz wtryskiwacza, czy też do ulepszenia konstrukcji zarówno wtryskiwaczy, jak i całej instalacji LPG. ■

mgr inż. Andrzej Borawski

prof.dr hab. inż. Franciszek Siemieniako

Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny,
Katedra Automatyki i Robotyki,
Białystok, ul. Wiejska 45C

Streszczenie

W artykule pokazano model fizyczny wtryskiwacza LPG wraz z siłami działającymi na jego iglicę. Dokonano matematycznego opisu tych sił. Pokazano ilość czynników, od jakich zależy charakter pracy wtryskiwacza gazowego, oraz ich wpływ na pracę układu zasilania paliwem alternatywnym. Wyniki zestawiono w jedno równanie pozwalające na modelowanie charakterystyki pracy iglicy wtryskiwacza.

Literatura

1. **Borawski A., Wituszyński K.**, *Problemy sterowania pracą wtryskiwaczy LPG*. Konferencja Silniki Gazowe 2010, Częstochowa 2010.

2. **Sobieszczański M.**, *Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych*. WKŁ, Warszawa 2000.

3. **Jarzębowska E., Jarzębowski W.**, *Mechanika ogólna*. Wydawnictwo naukowe PWN, Warszawa 2000.

Edward Chlebus, Jarosław Chrobot, Anna Burduk

Platformy technologiczne oraz partnerstwa publiczno-prywatne podstawą rozwoju europejskiego przemysłu wytwórczego

Produkcja jest głównym i dominującym sektorem gospodarki europejskiej, a rozwój krajów Unii Europejskiej w dużej mierze zależy od dynamiki rozwoju przemysłu wytwórczego [2]. Stąd platformy technologiczne są jednym z fundamentów 7. Programu Ramowego (7 PR).

Rozwój przyszłościowych technologii poprzez działalność platform technologicznych

W roku 2003 w Europie został zapoczątkowany proces tworzenia Europejskich Platform Technologicznych (EPT). Są one wspólnym przedsięwzięciem Komisji Europejskiej (KE), przemysłu, instytucji naukowych i finansowych oraz grup decyzyjnych i społeczeństwa w celu opracowania strategii rozwoju ważnych dla Europy sektorów gospodarki i przyszłościowych technologii. Inicjatywy te mają skoncentrować wysiłki kluczowych partnerów europejskich na realizacji tych strategii w formie wielkich projektów naukowo-technologicznych. Oczekuje się, że platformy technologiczne będą odgrywać główną rolę w mobilizacji myśli badawczej i środków finansowych na poziomie europejskim. Jednym z głównych zadań platform jest ustanowienie efektywnego partnerstwa publiczno-prywatnego dla wdrożenia przygotowanych strategii [1].

W tak istotnym dla rozwoju Europy obszarze, jakim jest wytwarzanie, najważniejszą rolę odgrywa EPT o nazwie ManuFuture. Misją EPT ManuFuture jest opracowanie i wdrożenie strategii w oparciu o badania naukowe, pozwalające przedsiębiorstwom na szybszą transformację przemysłową do wysokiej wartości dodanej produktów, procesów i usług. Dzięki temu europejskie przedsiębiorstwa będą mogły zdobyć znaczną część produkcji globalnej, a w przyszłości współuczestniczyć w gospodarce opartej na wiedzy. Realizacja głównych celów EPT ManuFuture ma doprowadzić, że europejskie przedsiębiorstwa będą [2]:

1. konkurencyjne na globalnym rynku,
2. osiągać przywództwo w technologii produkcji,
3. produkować w sposób ekologiczny ekologiczne produkty,
4. realizować wartości kulturowe, etyczne i społeczne.

Należy podkreślić, iż EPT ManuFuture jest organizacją, która zdefiniowała szczegółową tematykę podobszaru „Nowa produkcja" (ang. New Production) w ramach obszaru tematycznego NMP (nanonauki, nanotechnologie, materiały i nowe technologie produkcyjne) jako głównej części filaru tematycznego „Współpraca" (ang. Cooperation) w ramach 7 PR. EPT ManuFuture organizuje raz do roku konferencję poruszającą tematykę nowoczesnego wytwarzania. W 2011 roku konferencja odbędzie się we Wrocławiu (http://www.manufuture2011.eu/).

Więcej informacji na temat EPT ManuFuture można uzyskać na stronie internetowej tej platformy (www.manufuture.org).

Polskie Platformy Technologiczne

W ślad za inicjatywą Komisji Europejskiej w roku 2004 zaczęły powstawać Polskie Platformy Technologiczne (PPT). Cele PPT wyznaczone zostały w dwóch wymiarach – europejskim i krajowym. Głównymi celami w wymiarze europejskim są [1]:

1. aktywny udział w strukturach Europejskich Platformach Technologicznych,
2. aktywny udział w definiowaniu i realizacji europejskich Strategicznych Programów Badawczych,
3. aktywne uczestnictwo w Programach Ramowych UE.

Natomiast w wymiarze krajowym główne cele to:

1. przygotowanie ambitnych krajowych programów badawczo-rozwojowych dotyczących strategicznie ważnych sektorów gospodarki, które stałyby się elementem Krajowego Programu Ramowego,
2. integracja kluczowych partnerów gospodarczych i badawczych wokół tworzonych strategii,
3. mobilizacja istotnych środków publicznych i prywatnych, krajowych i zagranicznych,
4. optymalne wykorzystanie funduszy strukturalnych z punktu widzenia konkurencyjności gospodarki w latach 2007-2013,
5. promocja i lobbing działań badawczo-rozwojowych korzystnych dla reprezentowanych przez platformy sektorów gospodarki.

Aktualnie w Polsce istnieje 29 platform technologicznych. Uczestnikami PPT są kluczowi partnerzy przemysłowi, przedsiębiorstwa, izby i agencje gospodarcze, instytuty naukowe oraz uczelnie. Partnerem wszystkich

powstałych dotychczas platform jest także Krajowy Punkt Kontaktowy Programów Badawczych Unii Europejskiej.

Jedną z Polskich Platform Technologicznych jest PPT Procesów Produkcji, której głównym celem jest wspomaganie rozwoju najnowszych maszyn i urządzeń oraz procesów wytwórczych w głównych sektorach gospodarki na bazie wiodących polskich przedsiębiorstw. Więcej informacji na temat Polskich Platform Technologicznych można uzyskać na stronie internetowej Krajowego Punktu Kontaktowego (http://www.kpk.gov.pl/ppt).

Partnerstwa publiczno-prywatne jako instrument wspierania rozwoju małych i średnich przedsiębiorstw

W ramach Europejskiego Planu Naprawy Gospodarczej KE wprowadziła trzy partnerstwa publiczno-prywatne (PPP). PPP stanowią metody zwiększania wysiłków badawczych w trzech dużych sektorach przemysłu:

1. motoryzacyjnego („Green Cars" – „Zielone samochody"),
2. budowlanego („Energy Efficient Bulidings" – „Budynki efektywne energetycznie"),
3. produkcyjnego („Factories of the Future" (FoF) – „Fabryki przyszłości").

Sektory te zostały szczególnie dotknięte przez kryzys gospodarczy. Wprowadzenie innowacji w tych sektorach pomoże gospodarkom europejskim szybciej przekształcić się z gospodarek opartych na zasobach w gospodarki oparte o wiedzę.

Celem PPP FoF jest pomoc dla przedsiębiorstw przemysłu Unii Europejskiej, w szczególności małych i średnich przedsiębiorstw (MŚP), w przystosowywaniu się do globalnej presji konkurencyjnej poprzez poprawę bazy technologicznej unijnego przemysłu wytwórczego w szerokim zakresie sektorów.

PPP FoF składa się z programu badawczego polegającego na wsparciu sektora produkcyjnego w rozwoju nowych, bardziej zaawansowanych i proekologicznych technologii. Powodem powstania tego programu jest wzrastający popyt na wyroby bardziej ekologiczne (dostosowane do potrzeb klienta) i wyższej jakości.

Równocześnie przedsiębiorstwa muszą sprostać wymaganiom zużycia mniejszej ilości energii i generowaniu mniejszej ilości odpadów. Program jest finansowany wspólnie przez przemysł oraz Komisję Europejską w ramach 7. Programu Ramowego.

Więcej informacji na temat PPP „Fabryki przyszłości" można uzyskać na stronie internetowej Komisji Europejskiej (http://ec.europa.eu/research/industrial_technologies).

Artykuł powstał w ramach projektu M-FUTURE2011 finansowanego przez Komisję Europejską (finansowanie z 7PR (FP7/2007-2013) pod numerem grantu 266976). Akcja promująca 7 PR NMP organizowana jest jako działanie towarzyszące konferencji Fumat 2011, która odbędzie się w dniach 23-24 września 2011 r. w Warszawie (www.fumat2011.eu) oraz konferencji ManuFuture 2011, która odbędzie się w dniach 24-25 października 2011 r. we Wrocławiu (www.manufuture2011.eu).

■

Prof. dr hab. inż. Edward Chlebus, prof. zw.

Dr inż. Jarosław Chrobot

Dr inż. Anna Burduk

Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, Instytut Technologii Maszyn i Automatyzacji

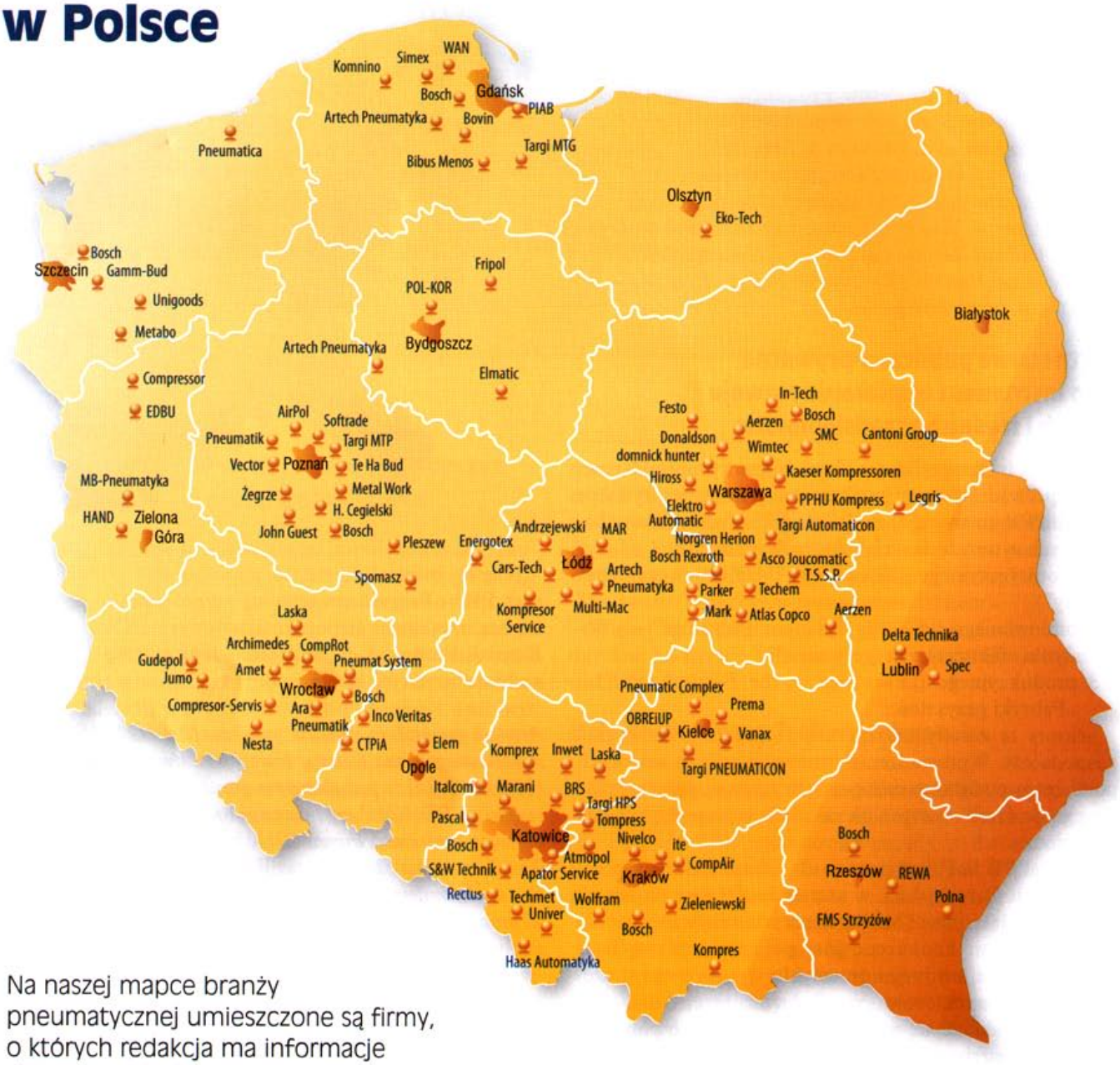
edward.chlebus@pwr.wroc.pl
jarosław.chrobot@pwr.wroc.pl
anna.burduk@pwr.wroc.pl

Literatura

1. www.kpk.gov.pl
2. www.manufuture.org
3. www.ec.europa.eu/research/industrial_technologies/factories-of-the-future_en.html

www.pneumatic.com.pl/archiwum

Branża pneumatyczna w Polsce



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

Spis reklam

Reklamy

Kaeser	I okł.
Piab	II okł.
Pneumaticon	III okł.
IN-TECH	IV okł.
HAPexpo Sosnowiec	4

Artykuły promocyjne

Airpol	5
Almig	6, 7
Kaeser	25, 36, 37
Piab	21
Pneumat System	7

TargiKielce
EXHIBITION & CONGRESS CENTRE

PNEUMATICON

V Targi Pneumatyki, Hydrauliki, Napędów i Sterowań

6-8.03.2012, Kielce

Zakres branżowy targów:

1. Systemy i elementy pneumatyczne
2. Systemy i elementy hydrauliczne
3. Sterowniki
4. Napędy - układy, zespoły i elementy
5. Systemy automatycznego sterowania procesami z udziałem pneumatycznych I hydraulicznych elementów wykonawczych
6. Techniki pomiarowe i laboratoryjne
7. Roboty przemysłowe i manipulatory
8. Elementy wyposażenia i części zamienne.
9. Usługi instalacyjne i naprawcze.
10. Usługi inżynierskie i projektowe
11. Doradztwo techniczne, know-how, patenty, licencje

Patronat Medialny:

WAŻENIE DOZOWANIE PAKOWANIE | napędy i sterowanie | UTRZYMANIE RUCHU | CONTROL ENGINEERING | elektroonline.pl

TARGI KIELCE S.A., 25-672 Kielce
ul. Zakładowa 1, tel. 41 365 12 22, fax: 41 345 62 61, e-mail: biuro@targikielce.pl
Menedżer Targów - **Joanna Adamczyk,** tel. 41 365 12 14, fax 365 14 26
e-mail: adamczyk.j@targikielce.pl

www.pneumaticon.targikielce.pl

IN-TECH®

Dbamy o Twoje ciśnienie

Oddział Północny
84-200 Wejherowo
ul. 3 Maja 23D
504 167 274

Oddział Południowy
62-200 Gniezno
ul. Matejki 25B
509 672 534

Centrala
01-652 Warszawa
ul. Potocka 4/1
500 505 311

www.intechpolska.com
intech@intechpolska.com