

Pneumatyka

1 (74) 2010

KWARTALNIK

cena 12 zł
(w tym VAT 7%)

ISSN 1426-6644

Indeks 337 323

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA



Czujniki
pneumatyczne

Eżektory
próżniowe

Komory
klimatyzacyjne

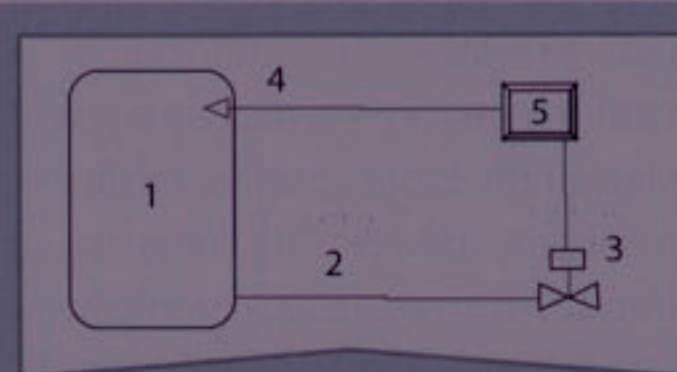
Pneumatyczne
techniki
pomiarowe

Siłowniki
pneumatyczne

Układy

...ydko rośnie, osiągając swoje maksimum. Charakter przebiegu związany jest z badaną konfiguracją (zawór na końcu przewodu i przewód wypełniony powietrzem, panuje w nim ciśnienie takie samo jak w zbiorniku) oraz z badanym procesem (opróżnianiem). Otwarcie zaworu powoduje początkowo tylko wypływ z przewodu, a następnie ze zbiornika. Po osiągnięciu wartości maksymalnej („ustaleniu” się spadku ciśnienia na długości przewodu) współczynnik przepływu maleje wraz ze wzrostem stosunku ciśnienia Y .

konując pomiaru zmian ciśnienia w zbiorniku 1 czujnikiem 3. Do wyznaczania współczynników opisujących



Rys. 1 Schemat stanowiska badawczego:
1 – zbiornik, 2 – badany przewód, 3 – zawór, 4 – czujnik

właściwości przepływowe wykorzystano program FCC autorstwa Szymona Grymka i Tomasza Kiczkowiaka, [6]. W celu oceny wpływu sposobu pomiaru

pneumatyczne

Akcja promocyjna

SUPEROFERTA: KUP SPRĘŻARKĘ I ODBIERZ SWÓJ PROFESJONALNY ZESTAW NARZĘDZIOWY
więcej informacji na www.comprot.eu



5
LAT
GWARANCJI



GRATIS



GRATIS



5
LAT
GWARANCJI

GRATIS

Nowości: Nowa linia bezolejowych sprężarek spiralnych

Sprężarki spiralne są interesującą alternatywą dla tworzenia wolnego od oleju sprężonego powietrza.



Proces kompresji jest osiągnięty za pomocą spirali.

Rozwiązanie takie zapewnia długie i niezawodne działanie.

Nowa linia sprężarek śrubowych T-LINE – wysoka jakość za odpowiednią cenę



Zapraszamy na naszą stronę internetową www.comprot.eu
Firma zapewnia profesjonalny serwis gwarancyjny i pogwarancyjny.



CompRot Sp. z o.o.
ul. Robotnicza 72, 53-608 Wrocław
tel. +48 071 / 798-59-10
e-mail: handlowy@comprot.eu
www.comprot.com.pl

Sklep internetowy

Największy w Polsce sklep internetowy umożliwiający zakup towarów i usług bez pośredników. Compressor.com.pl to całodobowa obsługa, szybkie, proste i bezpieczne zakupy. Naszym Klientom oferujemy szeroki wachlarz towarów branży sprężonego powietrza z gwarancją bezpieczeństwa zakupów w Internecie. Dzięki bezpośredniej współpracy z producentami filtrów, separatorów, sprężarek i zbiorników dajemy Państwu gwarancję najniższej ceny na produkty markowe i zamienniki.

Zapraszamy

Rekomendowany przez polskich inżynierów i zespoły serwisowe.

COMPRESSOR.COM.PL

INTERNETOWY SKLEP - TECHNIKA SPRĘZONEGO POWIETRZA

ADRES SKLEPU INTERNETOWEGO:

<http://compressor.com.pl>

ADRES SKLEPU

ul. Mieszka I 61
66-400 Gorzów Wlkp.
woj. lubuskie
tel. 095 7223 688
Faks: 095 7223 993

➤ Małgorzata Wiewiórowska

Szanowni Państwo

Z wielką satysfakcją oddajemy w Państwa ręce kolejne wydanie „Pneumatyki”. Mimo wielu trudności, jakie również i nas dotyczą w tym trudnym dla gospodarki okresie, niezmordowanie wdrapujemy się na szczyt pagórka. Dotrwaliśmy już do 2010 roku. Aby nie spaść ze stromego zbocza, wciąż liczymy na wsparcie naszych czytelników, przyjaciół w przemyśle i długo oczekiwaną hoszę.

Przyszło nam żyć w czasach, w których niekwestionowane triumfy odnosi wszechobecny internet, a słowo drukowane (książki, czasopisma) zmuszone jest podjąć walkę o swoje miejsce w centrum ludzkiej kultury i cywilizacji. Niełatwo wygrywać z nowoczesną technologią informacyjną, gdy cały świat wiedzy można zamknąć w obudowie telefonu komórkowego schowanego w kieszeni.

W internecie pisać i publikować każdy może – parafrazując słowa znanej piosenki. W klasycznej książce kreatorem wydarzeń jest autor: on tworzy lub opowiada. Jeśli tylko zechce, wykorzystując techniki informacyjne, będzie mógł – używając modnego obecnie słowa – wizualizować przedstawiany świat. Jestem jednak przekonana, że internet nie zniszczy słowa drukowanego i nie będzie zagrażać tej formie ludzkiej komunikacji, którą oferuje książka i czasopismo.

Z niezmienną konsekwencją zachęcamy Państwa do lektury „Pneumatyki” w te chłodne, deszczowe wieczory. Zamieszczono w niej wybrane referaty, które będą prezentowane na XVII Krajowej Konferencji Pneumatyki PNEUMA 2010, organizowanej z okazji 60-lecia Wydziału Mechanicznego Politechniki Białostockiej. Myślę, że ciekawa tematyka zachęci Państwa do ich przeczytania.

I na koniec maksyma Georga Christopha Lichtenberga: „Książek, które chcemy, by były czytane przez młodzież, nie należy zalecać, lecz chwalić w jej obecności”.

Pneumatyka

Redakcja

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

Korekta
Stawomir Gruca

DTP
Marcin Maciński

Komitet naukowo-techniczny

prof. nadzw. dr hab. inż.
Łukasz N. Węsierski

prof. zw. dr hab. inż.
Tadeusz Mikulczyński

prof. nadzw. dr hab. inż.
Mariusz Olszewski

prof. dr hab. inż.
Franciszek Siemieniako

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

Jerzy Ickiewicz
Jerzy Iwaszko
Tadeusz A. Knap
Zbigniew Kulesza
Kazimierz Peszyński

Franciszek Siemieniako
Piotr Strzelczyk
Zygmunt Szczerba
Karol Szostek
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 adiestacji, 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

- zastosowanie pneumatyki
Analiza częstotliwościowa modelu
urządzenia wibracyjnego **46..49**
- układy sterowania
Festo Polska współpracuje ze studentami **15..16**
- targi
III Targi Pneumatyki, Hydrauliki,
Napędów i Sterowań Pneumaticon **45**
- zastosowanie pneumatyki
Korekcja powierzchni czołowej dyszy pomiarowej
pneumatycznego przetwornika długości **37..40**
- nowości
piINLINE™ – nowe, energooszczędne,
wielostopniowe eżektory próżniowe Piab **6**
- układy sterowania
Pneumatyczne układy wykonawcze
urządzeń do badań klimatycznych **17..22**
- elementy pneumatyki
Pneumatyczny zespół amortyzujący
– problemy oceny jakości **23..26**
- siłowniki pneumatyczne
Systemy amortyzacji
siłowników pneumatycznych **8..11**
- nauka i technika
Teoria maszyn i mechanizmów
a rozwój środków transportu **41..44**
- nowości
Węże przemysłowe dla branży spożywczej **7**
- elementy pneumatyki
Wpływ odchyłek montażowych
na obciążenia układu siłownik-pompa **31..36**
- układy pneumatyczne
Wpływ warunków pracy instalacji
pneumatycznej na współczynnik przepływu **12..14**
- elementy pneumatyki
Zastosowanie systemów wizyjnych 3D
w kontroli jakości wykonania elementów
pneumatyki i hydrauliki **27..30**

WYDAWNICTWO
pneumatyka

wydawca kwartalnika

Pneumatyka

- systemy sprężonego powietrza
- napędy i sterowanie pneumatyczne
- instalacje pneumatyczne
- technika próżniowa
- sprężarki
- dmuchawy
- narzędzia pneumatyczne

*zapraszamy
przyjaciół
z przemysłu
do współpracy!*

Pneumatyka

PRZEMYSŁOWE SYSTEMY SPRĘŻONEGO POWIETRZA

ki odśrodkowe
anco

1(70)2009

KWARTALNIK
CENA 12 zł
(w tym VAT 7%)

ISSN 1426-6644

Indeks 337 323

Czujnik
pneumatyczny

Manipulator
pneumatyczny

50-141 Wrocław, pl. Nowy Targ 28
tel./fax: 071 343 18 12, 071 343 18 20

e-mail: pneumatyka@wiewiorowska.pl

piINLINE™ – nowe, energooszczędne, wielostopniowe eżektory próżniowe Piab

Produkty te są doskonale dostosowane do automatycznego przenoszenia komponentów w przemyśle elektronicznym, produktów plastikowych i metalowych oraz operacji typu „podnieś-połóż” w robotyce. Mogą być stosowane wszędzie tam, gdzie wymagane są eżektory próżniowe o dużym przepływie podciśnienia do zapewnienia pewnego chwytania, podnoszenia i przemieszczania przedmiotów.

Główną korzyścią z ich stosowania jest to, że do zasilania wykorzystywane jest sprężone powietrze o niskim ciśnieniu: dostarczają maksymalną wydajność próżni już przy ciśnieniu zasilania 0,18 MPa. Nowa seria eżektorów toleruje pył i włókna, a więc działa niezawodnie w aplikacjach obsługi kartonów oraz materiałów charakteryzujących się znacznymi przeciekami powietrza (np. w przemyśle opakowaniowym). Zastosowanie piINLINE™ zwiększa produktywność, redukuje koszty energii oraz polepsza środowisko pracy. Najmniejszy model, Micro, wykorzystuje średnio o 50% mniej energii niż w przypadku porównywalnych produktów, co oznacza znaczne mniejsze zużycie energii i mniejszą emisję dwutlenku węgla. Poziom hałasu jest również niższy, co stwarza lepsze środowisko pracy.

Eżektory piINLINE™ dostępne są w trzech rozmiarach: Midi, Mini oraz Micro z możliwością wyboru trzech specjalnych opcji, aby zapewnić optymalną wydajność i umożliwić konkretne zastosowanie:

- Xi – najlepszy przepływ próżni, z ostateczną poprawą efektywności próżni wynoszącą około 95% dla głębokich poziomów podciśnienia. Najlepiej współpracuje z gładkimi materiałami (takimi jak szkło czy tworzywa sztuczne) i jest szczególnie przydatny w przemyśle metalowym i tworzyw sztucznych, gdzie elementy są trudne do chwytania.
- Si – duże przepływy przy niskim i średnim poziomie podciśnienia. Zalecane do zastosowań, w których wycieki są istotnym czynnikiem utrudniającym przenoszenie.
- Pi (lub najmniejsze modele Bi) – niskie ciśnienie zasilania 0.18-0.3 MPa sprawia, że nadaje się do stosowania w aplikacjach, gdzie wymagane jest niskie ciśnienie zasilania.

piINLINE™ jest nową serią liniowych eżektorów próżniowych firmy Piab, opartych o technologię COAX®.



Więcej informacji na naszej stronie: www.piab.com

O firmie Piab



Założona w 1951 roku firma Piab projektuje innowacyjne rozwiązania, które zwiększają produktywność i polepszają środowisko pracy użytkowników podciśnienia na całym świecie. Jako wiarygodny partner największych producentów na świecie, firma Piab rozwija i produkuje kompletną linię pomp próżniowych, akcesoriów, urządzeń do transportu próżniowego materiałów sypkich oraz przysawek 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, wydajniejsze i bardziej niezawodne niż konwencjonalne eżektory oraz mogą być integrowane bezpośrednio w maszynach. W efekcie pozwala to na projektowanie elastycznych systemów próżniowych o modułowej budowie. Firma Piab z centralą w Szwecji jest światową organizacją, która posiada oddziały i dystrybutorów w ponad 50 krajach na całym świecie. ■

PIAB Polska Sp. z o.o.
ul. Astronomów 1, 80-299 Gdańsk

tel. +48 58 785 08 50
fax +48 58 785 08 51

e-mail: biuro@piabpolska.pl
www.piab.com

Wężę przemysłowe dla branży spożywczej



Wąż **Transmetal**, wykonany z przezroczystego PVC, wzmocniony stalową, galwanizowaną spiralą. Świetnie sprawdza się w aplikacjach działających pod podwyższonym ciśnieniem bądź podciśnieniem. Ze względu na grubość ścianki wąż ten jest niezwykle odporny na ścieranie. Nadaje się również do przesyłu powietrza, płynów alkoholowych o zawartości do 25 promili oraz płynów o małej zawartości tłuszczu.

Ekonomiczną alternatywą dla podobnych zastosowań jest wąż **Transliquid** ze wzmocnieniem wykonanym z żółtego, utwardzanego PVC. Gładkie wewnętrzne ścianki tych węży i ich promień zgięcia zapobiegają gromadzeniu się osadu, ułatwiają transport, a co za tym idzie zwiększają wydajność przepływów.

Do mniej wymagających zastosowań świetnie nadaje się wąż **Mallatrans**, wyróżniający się wyjątkową elastyczno-

ścią oraz szerokim zakresem możliwych wdrożeń.

Na zaspokojenie potrzeb każdego klienta dodatkowo wpływa też duży wachlarz oferowanych średnic: od 10 mm do 152 mm dla **Transmetal**, od 10 mm do 200 mm dla **Transliquid** oraz od 4 mm do 50 mm (wewnątrz) dla **Mallatrans**.

Użyty do produkcji tych węży materiał z polichloru winylu (PVC) jest nietoksyczny, wolny od metali ciężkich oraz spełnia wymogi dyrektywy Unii Europejskiej dotyczącej substancji przeznaczonych do kontaktu z artykułami spożywczymi (2002/72/CE, 2007/19/CE i 2008/39/CE).

Więcej na www.pneumat.com.pl

PNEUMAT SYSTEM Sp. z o.o.
ul. Paprotna 4, 51-117 Wrocław
tel. (71) 325 18 60

www.pneumat.com.pl

SPITZNAS NIEZAWODNOŚĆ I NISKI KOSZT EKSPLOATACJI



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



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



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



Do zakręcania i odkręcania śrub od M16 do M56



Do wiercenia w miejscach trudnodostępnych

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

Firma Transtools zapewnia autoryzowany serwis gwarancyjny i pogwarancyjny urządzeń Spitznas

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

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

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

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



Systemy amortyzacji siłowników pneumatycznych

Od lat wszędzie tam, gdzie istnieje potrzeba przemieszczenia liniowego znajdują zastosowanie siłowniki pneumatyczne o ruchu liniowym.

Wprowadzenie

Energia zawarta w sprężonym powietrzu w siłowniku pneumatycznym zostaje przekształcona w ruch liniowy tłoka.

Ten ruch następnie jest wykorzystany do przemieszczenia detali lub elementów maszyn i urządzeń. Podczas pracy siłownika jego ruchome części (tłok, tłoczek) w powiązaniu z przemieszczanymi detalami zawierają w sobie energię kinetyczną (energię ciała związaną z jego ruchem) zgodnie z zależnością fizyczną:

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 \quad (1)$$

gdzie:

- m – przemieszczana masa
- v – prędkość przemieszczanej masy.

- ♦ amortyzacja z wykorzystaniem tzw. poduszki pneumatycznej – PPV
- ♦ amortyzacja z wykorzystaniem dopasowującej się tzw. poduszki pneumatycznej – PPS.

Możliwe jest również wykorzystanie elementów zewnętrznych niezwiązanych konstrukcyjnie z siłownikiem, takich jak:

- ♦ amortyzator zewnętrzny – YSR lub YSRW
- ♦ elektroniczny układ sterowania siłownikiem – SPC 11
- ♦ amortyzacja elektroniczna – PPE.

Ze względu na fakt stosowania w przeważającej mierze siłowników z systemami amortyzacji związanymi konstrukcyjnie z siłownikiem w dalszej części będziemy zajmowali się wyłącznie tymi systemami amortyzacji.

Amortyzacja typu P

ników i majstrow, a przede wszystkim twórców takiego postępu technicznego i naukowego.

Modelowanie Układów Dynamicznych

W tego typu amortyzacji elementem amortyzującym jest element wykonany z elastycznego materiału (guma, elastomer), umieszczony wewnątrz siłownika (rysunek 1), który przejmuje uderzenie tłoka o pokrywę siłownika. Amortyzacja ta nie posiada możliwości przystosowania się do zmieniającej się energii kinetycznej. Powoduje to szybsze zużywanie się napędu, powstawanie zjawiska bezpośredniego uderzenia tłoka w pokrywę siłownika oraz efekt „odbijania” się tłoka od pokrywy siłownika.

Amortyzacja typu PPV

W tym rozwiązaniu elementem amortyzującym jest tzw. poduszka powietrzna. Powstaje ona w wyniku zamknięcia pod koniec skoku bezpośredniego wypływu powietrza z komory siłownika i skierowaniu go przez element dławiący przepływ. Wartość dławienia możemy regulować manualnie, poprzez wkręty regulacyjne umieszczone w pokrywach siłownika.

Droga amortyzacji jest związana ze średnicą siłownika i wynosi od 14 mm (dla siłownika o średnicy 16 mm), przez 42 mm (dla siłownika o średnicy 125 mm), do 66 mm (dla siłownika o średnicy 320 mm). W siłownikach z tego typu amortyzacją należy pamiętać o odpowiednim ustawieniu amortyzacji przy każdorazowej zmianie energii kinetycznej (zmianie masy i/lub szybkości ruchu siłownika).

Ustawienie zbyt małej wartości dławienia może prowadzić do uderzenia tłoka w pokrywę siłownika, co prowadzi

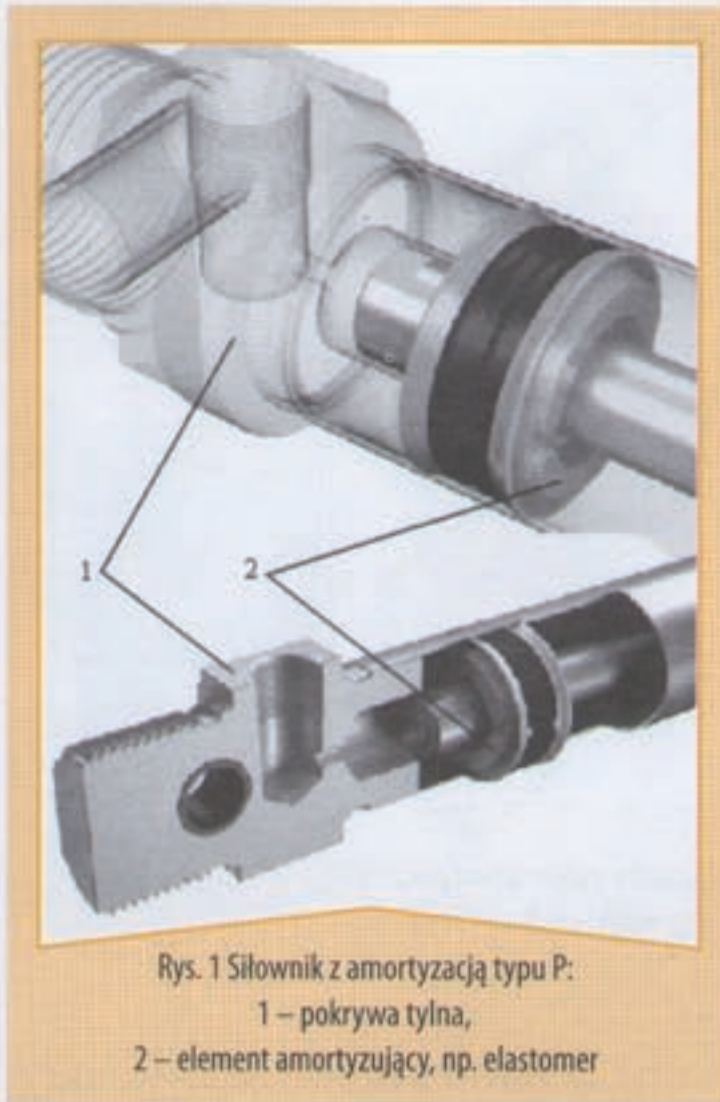
W siłownikach pneumatycznych długość ruchu liniowego jest określona skokiem siłownika. Przy każdym cyklu pracy energia zawarta w sprężonym powietrzu powoduje rozpędzenie ruchomych części siłownika wraz z powiązanimi z nimi detalami, uzyskując wyżej opisaną energię kinetyczną. Ta energia na końcu skoku siłownika, musi zostać „odebrana” – bowiem ruchome elementy zatrzymują się. W celu zapewnienia „odbioru” stosuje się różne rodzaje amortyzacji.

Występująca tendencja do zwiększania wydajności maszyn i urządzeń w powiązaniu z uniwersalnością i minimalizacją czasu przezbrajania powoduje, że mamy coraz częściej sytuacje, gdzie występująca w napędach pneumatycznych energia kinetyczna jest przekształcana, gdyż zmianie ulega przemieszczana masa oraz prędkość ruchu (związana ze wzrostem wydajności). Sytuacja ta powoduje konieczność stworzenia systemu amortyzacji siłowników, który będzie się charakteryzował zdolnością dopasowania do zmieniających się parametrów pracy napędu pneumatycznego. Zadanie to spełnia nowatorski system amortyzacji siłowników Festo oznaczony PPS.

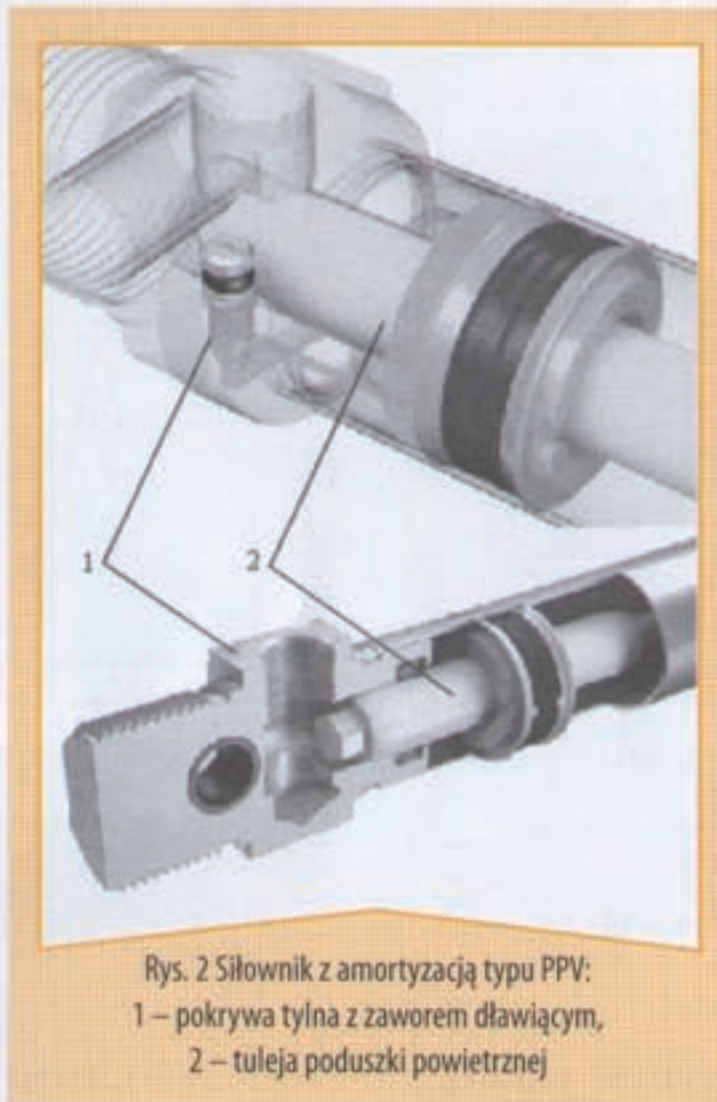
Rodzaje amortyzacji siłowników

Odebranie energii kinetycznej na końcu skoku siłownika może nastąpić przy wykorzystaniu elementów konstrukcyjnie związanych z siłownikiem, takich jak:

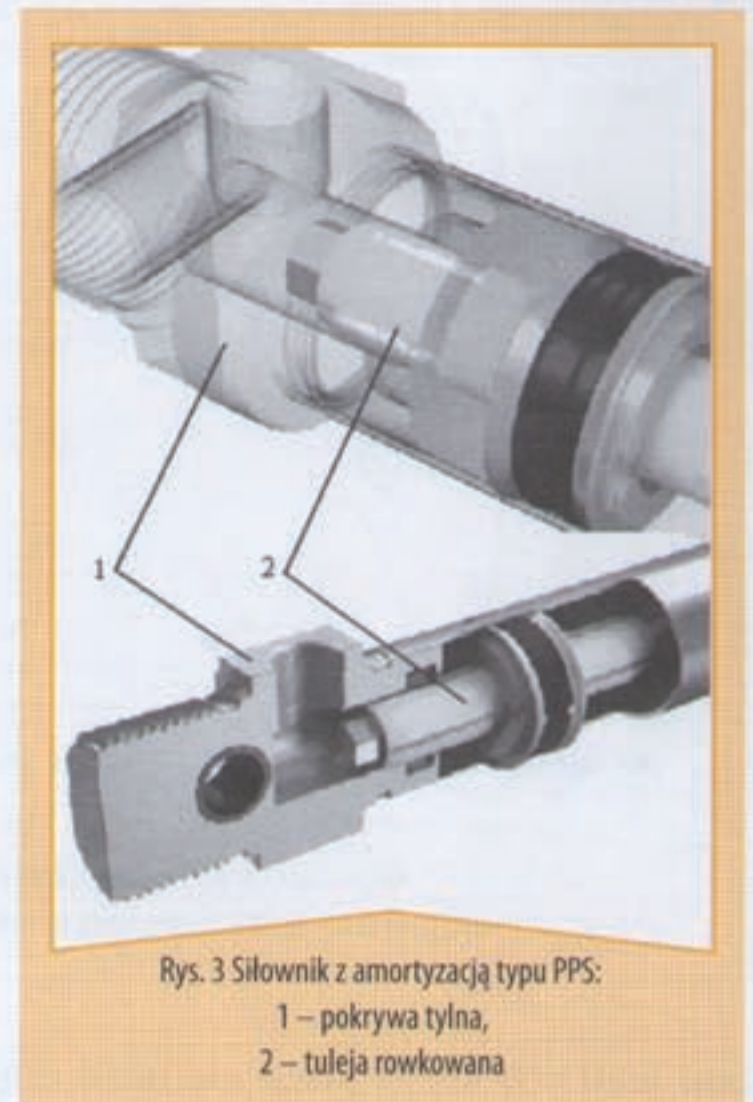
- ♦ amortyzacja z wykorzystaniem elastycznych elementów siłownika – P (oznaczenie wg Festo)



Rys. 1 Siłownik z amortyzacją typu P:
1 – pokrywa tylna,
2 – element amortyzujący, np. elastomer



Rys. 2 Siłownik z amortyzacją typu PPV:
1 – pokrywa tylna z zaworem dławiącym,
2 – tuleja poduszki powietrznej



Rys. 3 Siłownik z amortyzacją typu PPS:
1 – pokrywa tylna,
2 – tuleja rowkowana

dzi do powstawania drgań i szybszego zużywania się urządzenia. Towarzyszy temu również wzrost hałasu.

Ustawienie zbyt dużej wartości dławienia może prowadzić do trudności w osiągnięciu wydajności urządzenia oraz możliwość powstania kolizji mechanicznych i wzrostu występujących obciążeń, co powoduje zmniejszenie trwałości urządzenia.

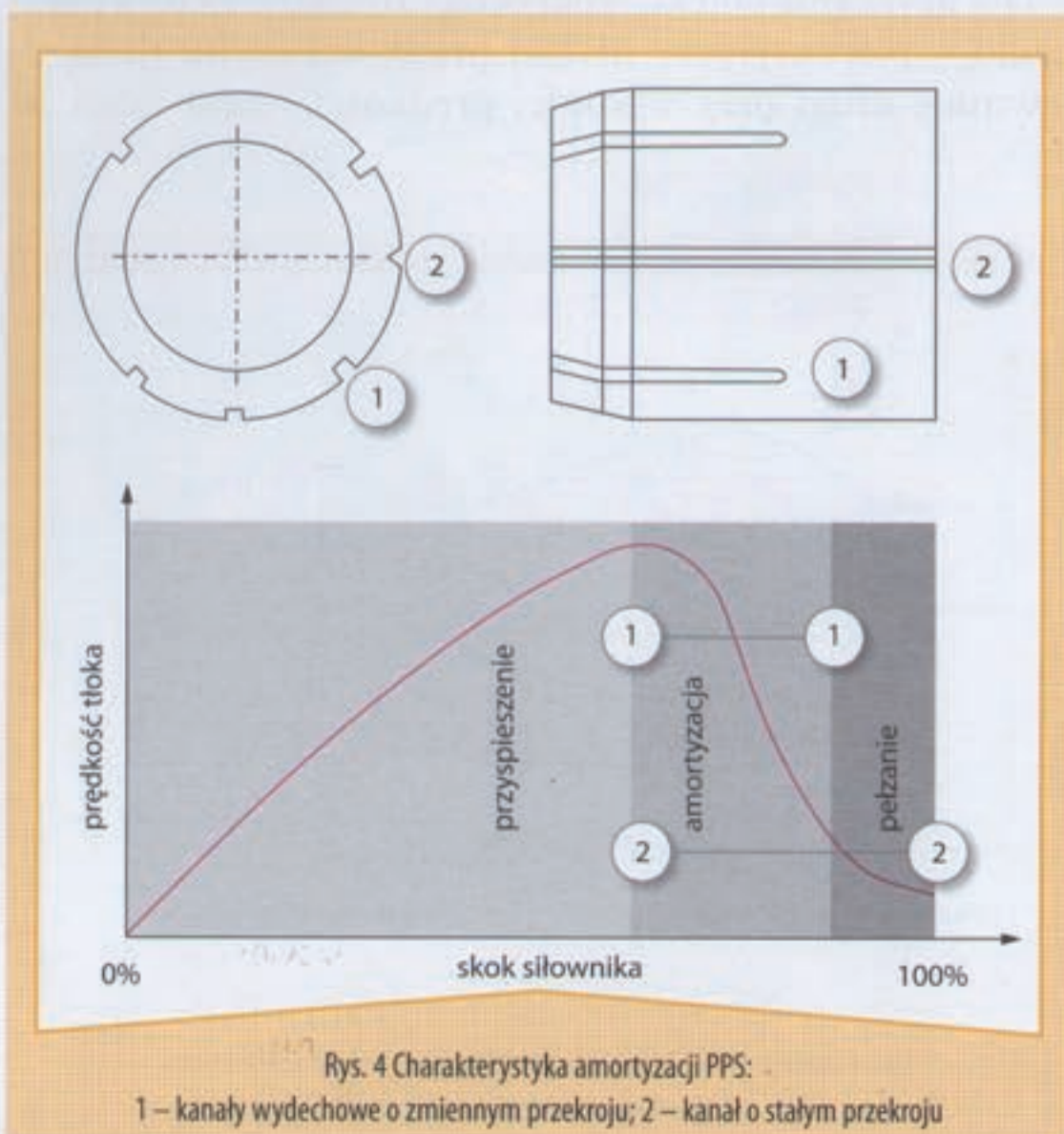
W złożonych urządzeniach, gdzie występuje wiele napędów pneumatycznych, czas potrzebny na właściwe wyregulowanie tego typu amortyzacji stanowi już znaczącą wartość, zważywszy na fakt, iż czas regulacji jednego napędu (dla dwóch kierunków jego ruchu – wysuwu i powrotu tłoczyska) waha się w granicach od trzech do pięciu minut. Dla przykładu, w urządzeniu posiadającym 120 napędów czas potrzebny na jego właściwą regulację to około $120 \times 5 \text{ minut} = 600 \text{ minut}$, czyli 10 godzin. Należy

zwrócić ponadto uwagę na fakt, iż tego typu regulacja powinna być wykonana przez dwóch pracowników. Na rysunku 2 przedstawiono widok amortyzacji typu PPV.

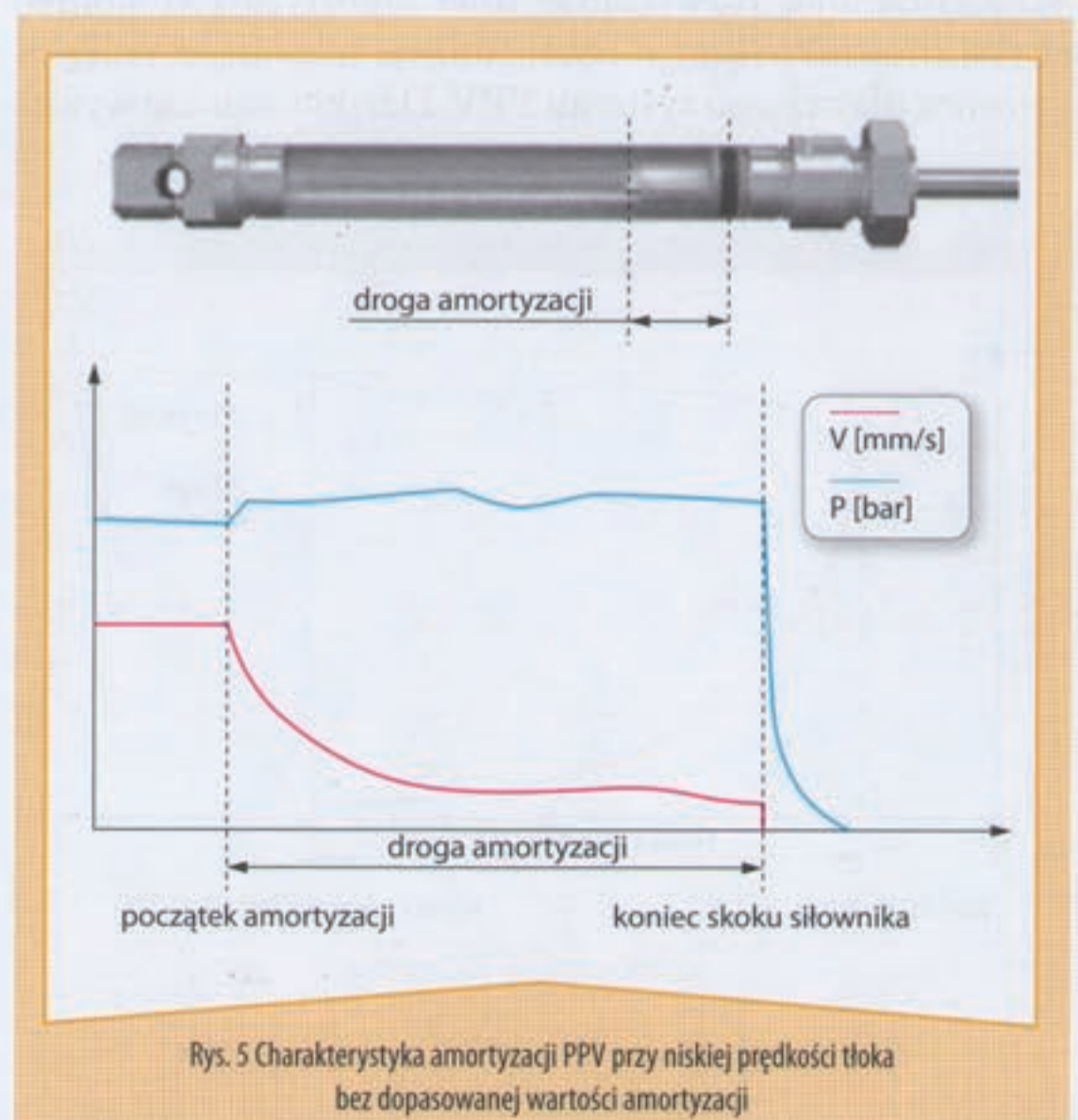
Amortyzacja typu PPS

By wyeliminować powyżej opisane niedogodności występujące w amortyzacji typu P i PPV, został opracowany innowacyjny system amortyzacji z wykorzystaniem dopasowującej się do wartości energii kinetycznej poduszki pneumatycznej oznaczonej przez Festo jako PPS.

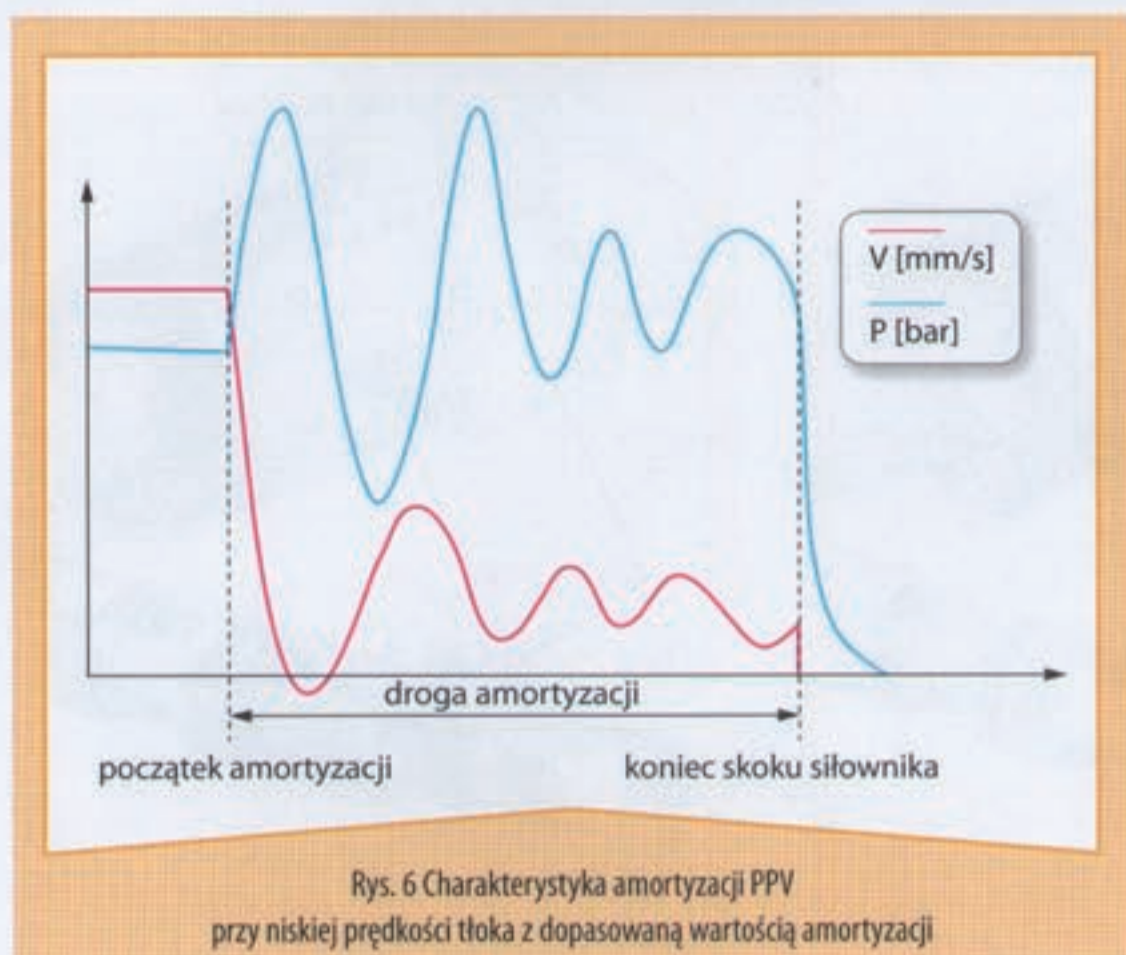
W tego typu amortyzacji elementem amortyzującym jest wytworzona pod koniec skoku tzw. poduszka powietrzna, podobnie jak w rozwiązaniu typu PPV. Powstaje ona w wyniku zamknięcia pod koniec skoku bezpośredniego wypływu powietrza z komory siłownika i skierowa-



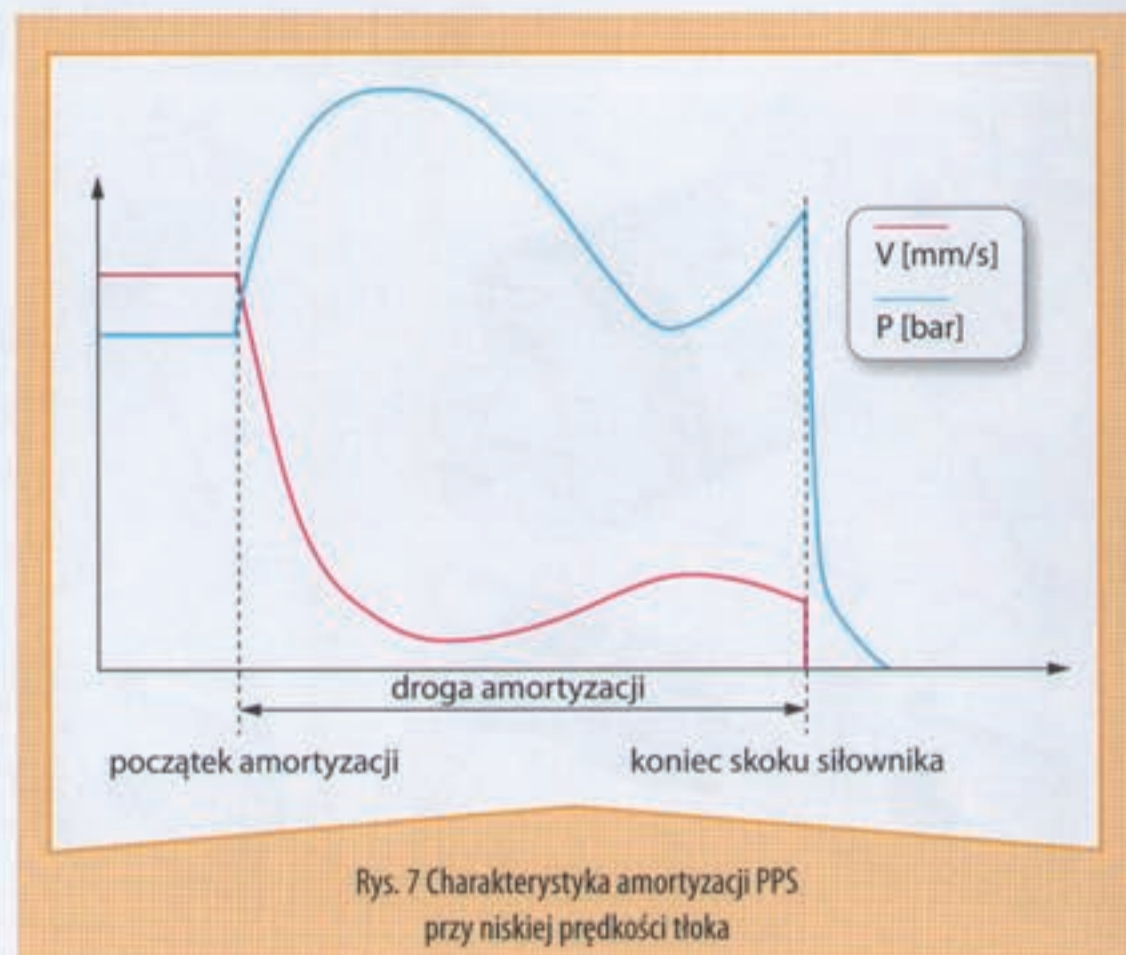
Rys. 4 Charakterystyka amortyzacji PPS:
1 – kanały wydechowe o zmiennym przekroju; 2 – kanał o stałym przekroju



Rys. 5 Charakterystyka amortyzacji PPV przy niskiej prędkości tłoka bez dopasowanej wartości amortyzacji



Rys. 6 Charakterystyka amortyzacji PPV przy niskiej prędkości tłoka z dopasowaną wartością amortyzacji



Rys. 7 Charakterystyka amortyzacji PPS przy niskiej prędkości tłoka

niu tego powietrza przez element samoczynnie dławiący przepływ.

Wartość dławienia jest powiązana z wartością występującej energii kinetycznej, czyli jest zależna m.in. od prędkości przemieszczania się tłoka i masy powiązanych z nim elementów. Siłowniki z tego typu amortyzacją nie posiadają w swoich pokrywach wkrętów do regulacji tego dławienia, tak jak ma to miejsce w siłownikach z amortyzacją typu PPV. Na rysunku 3 przedstawiono widok amortyzacji typu PPS.

Budowa i zasada działania samoczynnie regulowanej amortyzacji PPS

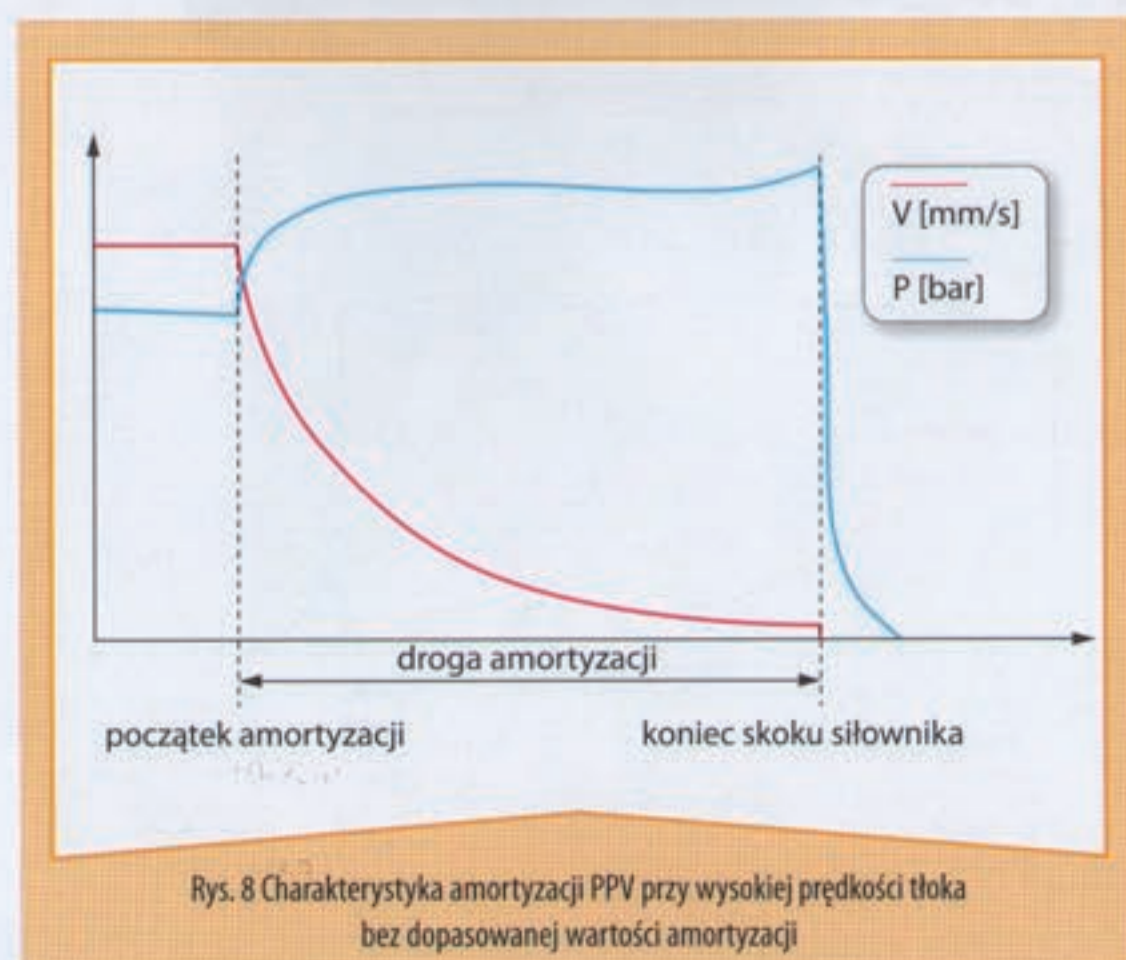
Zarówno budowa, jak i zasada działania systemu PPS jest zbliżona do systemu PPV. Najistotniejszym, a zarazem jedynym elementem amortyzacji typu PPS jest specjalnie skonstruowana tuleja amortyzująca z charakterystycznymi kanałami wylotowymi dwóch typów (rysunek 4). Zastrzeżone rozwiązanie tulei amortyzującej koniec skoku siłownika łączy w sobie funkcje tulei amortyzującej i zaworu dławiącego systemu PPV. Dzięki temu nie wystę-

puje konieczność stosowania zaworu dławiącego w pokrywach siłownika.

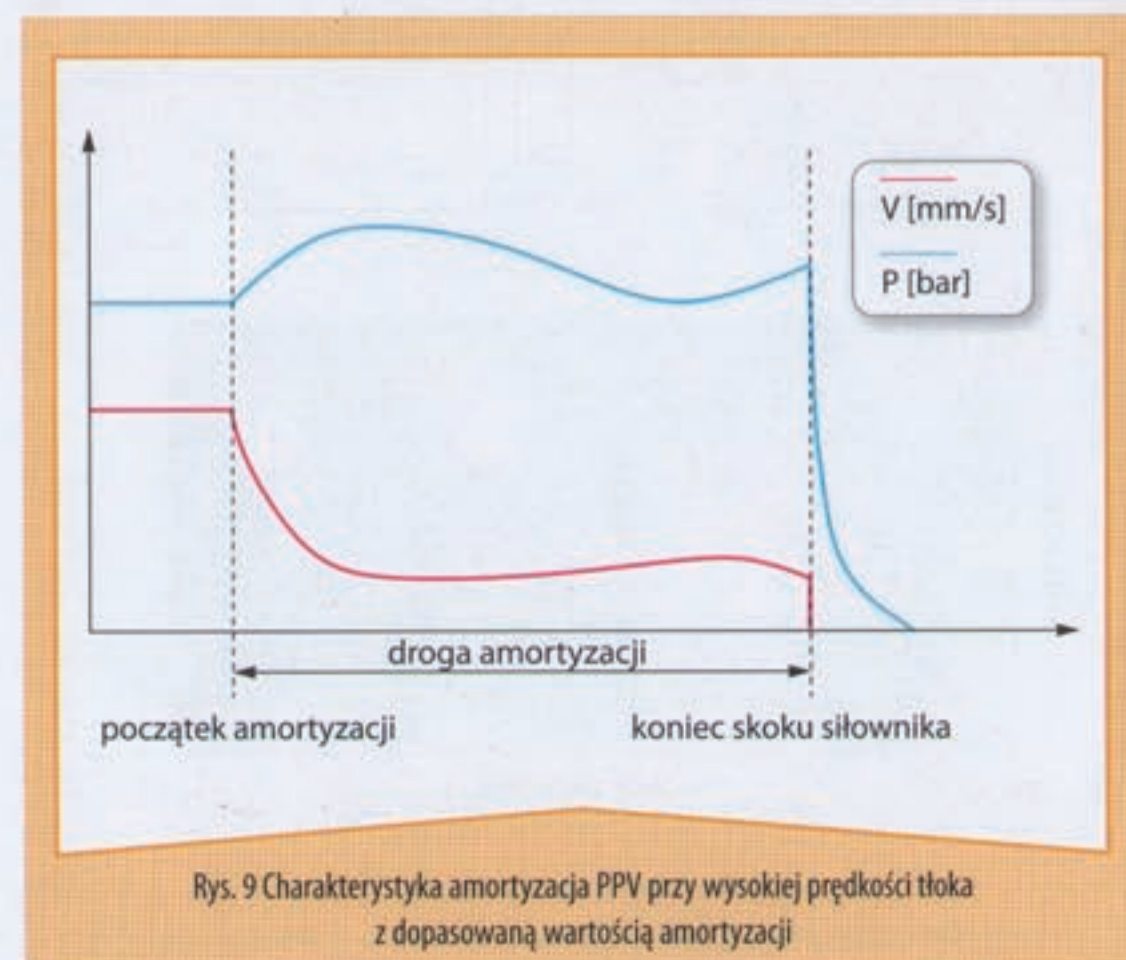
Do momentu gdy tuleja amortyzująca nie dotrze do pokrywy, przepustowość kanału wylotowego pokrywy jest największa. Amortyzacja zaczyna działać, gdy powierzchnia przekroju kanału wylotowego jest mniejsza niż powierzchnia przekroju kanałów dławiących 1 (rysunek 4). Wraz z „wnikaniem” tulei w pokrywę przekrój kanałów dławiących 1 stopniowo ulega zmniejszeniu, zwiększając ciśnienie pneumatycznej poduszki amortyzującej. Kanał wylotowy 2 określa minimalną dozwoloną prędkość, przy której efekt amortyzacji jest osiągnięty. Z tego powodu przekrój kanału przebiegającego wzdłuż całej tulei jest w kształcie V. Takie wzajemne skorelowanie kształtu i przebiegu kanałów wylotowych powietrza powoduje efekt samoczynnej regulacji amortyzacji PPS.

Porównanie amortyzacji PPV i PPS

Dla uzyskania obiektywnej oceny rozpatrzmy dwa przypadki – pierwszy przy niskiej prędkości ruchu tłoka siłownika, drugi przy wysokiej prędkości ruchu tłoka si-



Rys. 8 Charakterystyka amortyzacji PPV przy wysokiej prędkości tłoka bez dopasowanej wartości amortyzacji



Rys. 9 Charakterystyka amortyzacji PPV przy wysokiej prędkości tłoka z dopasowaną wartością amortyzacji

➤ Piotr Zaporski, Edward Maluszycki, Tomasz Kiczowski

Wpływ warunków pracy instalacji pneumatycznej na współczynnik przepływu

Jednym z zadań projektanta układu pneumatycznego jest określenie, na podstawie wymagań stawianych przed układem, niezbędnych właściwości przepływowych instalacji pneumatycznej, [4].

Wstęp

Do opisu strumienia masy przepływającego czynnika wykorzystywane są różne modele matematyczne, których opis można znaleźć, [3]. Współczynniki opisujące właściwości przepływowe elementów wyznacza się najczęściej metodami zbiornikowymi. Z opisem tych metod można się zapoznać, [1, 2].

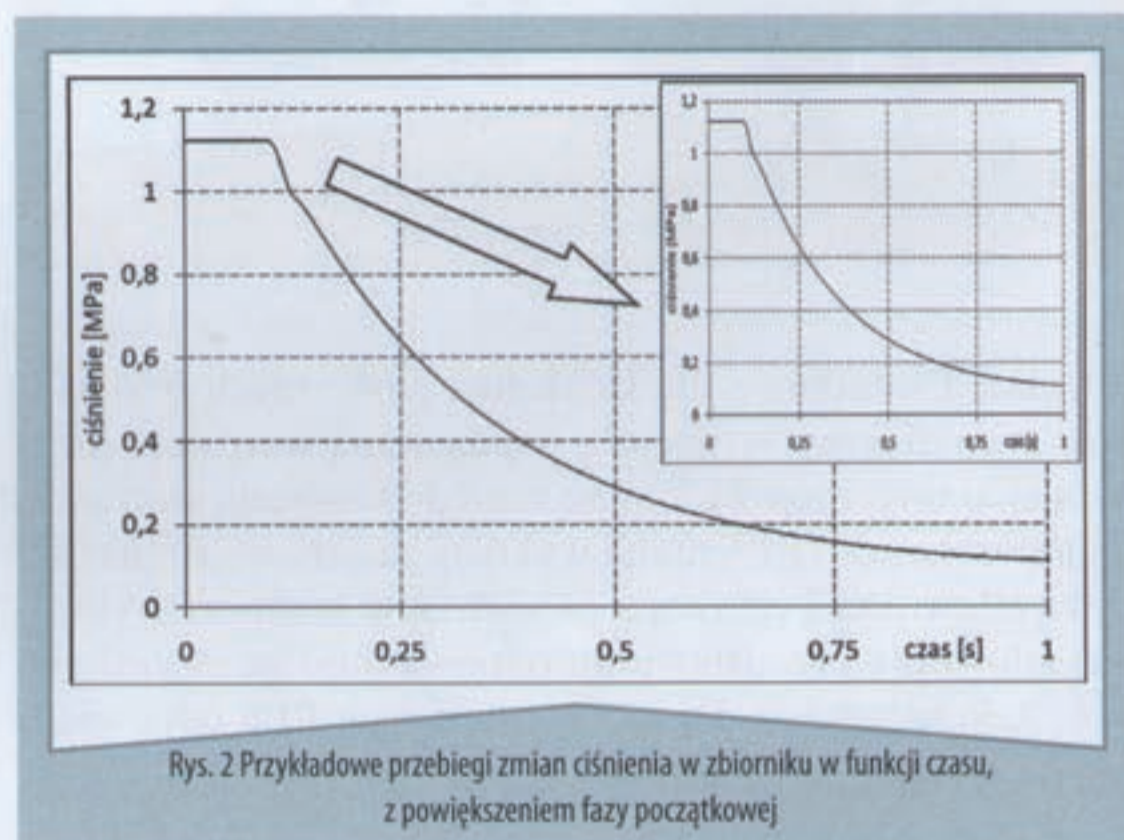
Do weryfikacji projektu wykorzystuje się często symulację komputerową. Jedną z decyzji, którą należy w tym przypadku podjąć jest wybór sposobu opisu instalacji pneumatycznej. Można zastosować model dyskretny jaki proponuje np. Zbigniew Kulesza, [7]. Możliwym jest też opisanie przewodu pneumatycznego modelem o stałych skupionych ze zmiennym współczynnikiem przepływu, [5].

W wielu pracach, [4, 5, 7] dostępne są informacje o problemach zgodności osiągow projektowanych układów uzyskiwanych w badaniach symulacyjnych i w badaniach prototypów. Autorzy niniejszej pracy postanowili eksperymentalnie zweryfikować jak warunki pracy instalacji wpływają na właściwości przepływowe opisywane współczynnikami wyznaczanymi metodami zbiornikowymi.

Opis stanowiska badawczego i badań

Do przeprowadzenia badań zbudowano stanowisko, którego schemat przedstawiono na rys. 1. Składa się ono z następujących elementów: wymiennego zbiornika 1, badanego przewodu 2, zaworu sterowanego elektromagnetycznie 3, czujnika ciśnienia 4 oraz komputera 5 z kartą pomiarową National Instruments USB 6216.

W czasie prowadzenia badań wielkościami wejściowymi były: objętość zbiornika 1 oraz ciśnienie początkowe w nim panujące. Badano proces opróżniania zbiornika



Rys. 2. Przykładowe przebiegi zmian ciśnienia w zbiorniku w funkcji czasu, z powiększeniem fazy początkowej

ni dokonano badań dla różnych częstości próbkowania ciśnienia.

Przykładowe przebiegi zmian ciśnienia w zbiorniku 1 uzyskanych w badaniach przedstawiono na rysunku 2.

Wyniki badań

Na rys. 3 pokazano przebiegi zmian współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień. Badania przeprowadzono dla różnych wartości ciśnień początkowych w zbiorniku.

Widać (rys. 3), że charakter zmian współczynnika przepływu nie jest praktycznie zależny od wartości początkowej ciśnienia w zbiorniku:

1. W fazie początkowej procesu, gdy stosunek ciśnień Y ma małe wartości to współczynnik przepływu rów-

ny jest stały. W fazie końcowej procesu, gdy stosunek ciśnień Y ma duże wartości to współczynnik przepływu rośnie. Ten rodzaj amortyzacji działa optymalnie także w silownikach sterowanych przez zawory sterujące. Zapewnia ono optymalne warunki pracy silowników sterowanych przez zawory sterujące w utrzymaniu ruchu.

Podsumowanie

Pomimo upływu wielu lat od „debiutu” silowników pneumatycznych i ich rozwoju w tym czasie okazuje się, iż nadal możliwy jest ich rozwój i wdrażanie innowacyjnych rozwiązań w dziedzinie konstrukcji. Modernizacja polegająca na integracji amortyzacji zewnętrznej jako elementu składowego silownika (amortyzacja P i PPV), pomimo niepodważalnych zalet, okazuje się w praktyce przemysłowej nie zawsze w pełni realizować postawione zadania. Dlatego też inżynierowie Festo podjęli prace,

Ten rodzaj amortyzacji działa optymalnie także w silownikach sterowanych przez zawory sterujące w utrzymaniu ruchu.

mgr inż. Stefan

Festo Sp. z o.o.

Janki k. Warszawy

ul. Mszczonowska

05-090 Raszyn

Na rys. 4 pokazano wpływ objętości opróżnianego zbiornika na przebiegi zmian współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień. Można zauważyć (rys. 4), że charakter zmian współczynnika przepływu, podobnie jak w poprzednim przypadku (wpływ ciśnienia), nie jest praktycznie zależny (poza zbiornikiem o objętości 0,131 dcm³) od wartości objętości zbiornika. Objętość zbiornika ma zaś istotny wpływ na wartości współczynnika przepływu. Im większa objętość zbiornika tym uzyskujemy większe wartości współczynnika przepływu. Dla badanego przewodu o objętości 0,3697 dcm³ dopiero w przypadku względnie dużych zbiorników (2,4 czy 3,8 dcm³) zmiany objętości zbiornika nie wpływają istotnie na wartości współczynnika przepływu. Zauważyć można również (rys. 4), że dla bardzo małej objętości zbiornika zmienia się charakter przebiegu współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień.

Oczywiście, że można w obliczeniach (przy wyznaczaniu współczynnika przepływu) uwzględnić objętość badanego przewodu. Porównania takiej sytuacji dokonano na rys. 5. Im mniejsza objętość zbiornika w stosunku do objętości przewodu tym większe różnice w wyznaczonym współczynniku przepływu. W analizowanym przypadku bardzo małej objętości uzyskano, po uwzględnieniu objętości przewodu prawie czterokrotny wzrost wartości wy-

znaczanego współczynnika. Wartość tego współczynnika (krzywa 70+V_p na rys. 5) jest wyraźnie większa od współczynnika przepływu uzyskanego dla zbiornika o dziesięciokrotnie większej, w stosunku do objętości przewodu, objętości (krzywa D, czy krzywa D+V_p na rys. 5).

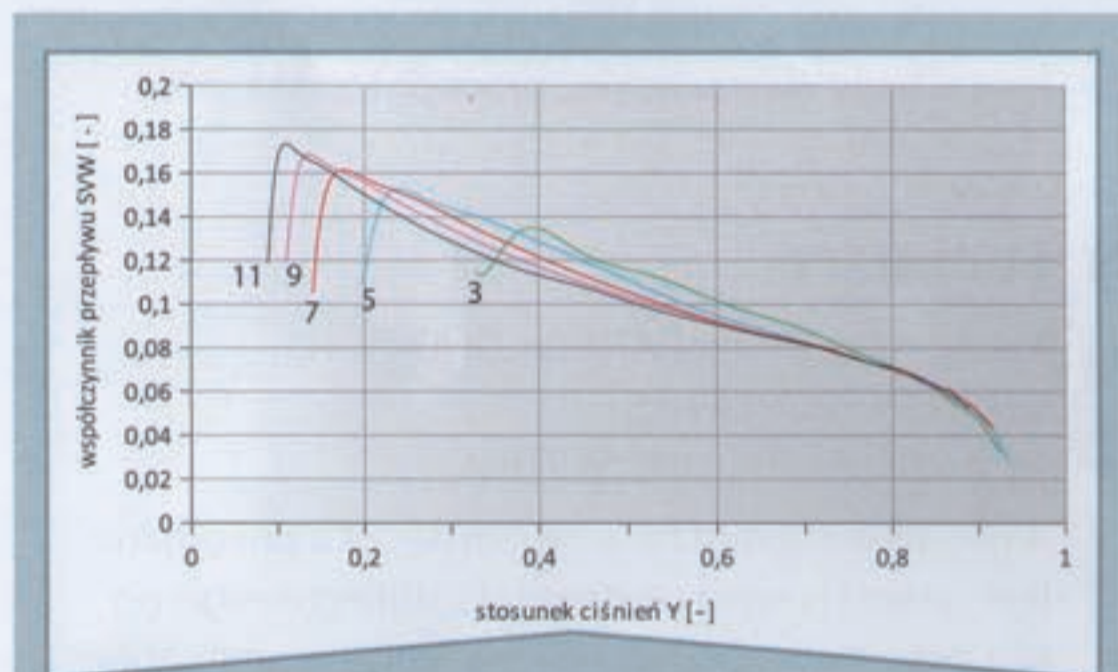
Na rys. 6 pokazano przebiegi zmian współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień, gdy badania przeprowadzono przy różnych (1 – 100 kHz) częstościach próbkowania sygnału ciśnienia. Widać (rys. 6), iż częstość próbkowania nie ma praktycznie wpływu na uzyskane wyniki, a rozbieżności są efektem obróbki danych (usunięcie z przebiegów zmian ciśnienia (rys. 1) odcinków początkowych i końcowych gdzie ciśnienie jest stałe, a także aproksymacji i błędów numerycznych) oraz faktem wykonywania wielu eksperymentów (pomiar z różnymi częstotliwościami próbkowania winien być dokonany podczas jednego eksperymentu).

Na wykresie zmian ciśnienia w funkcji czasu (rys. 1) widać (powiększenie) dwie fazy procesu. Na rys. 7 pokazano wyznaczone współczynniki przepływu dla fazy pierwszej, dla której dokonano aproksymacji wielomianowej przebiegu, fazy drugiej oraz dla obu faz razem.

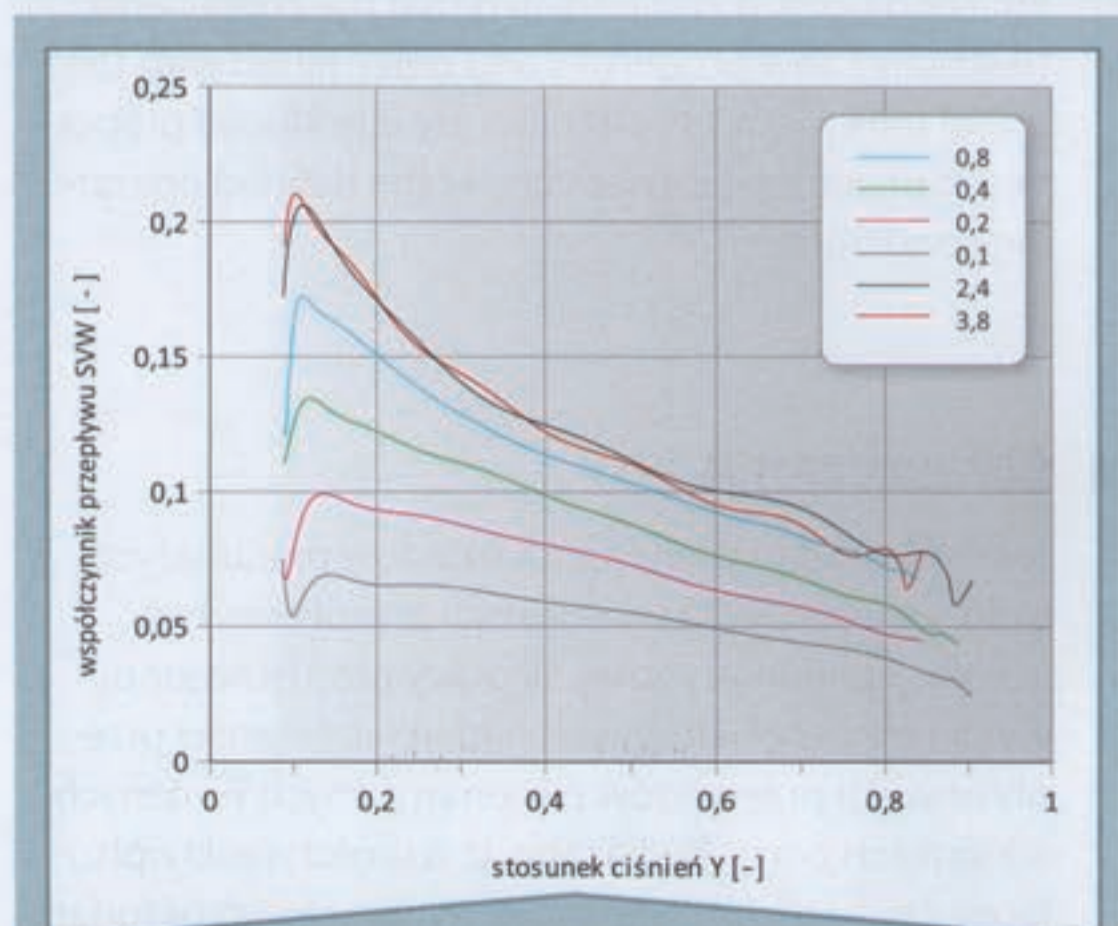
Podsumowanie

Przedstawione w artykule wyniki badań wskazują na problemy z wyznaczeniem współczynnika przepływu rozbudowanych instalacji pneumatycznych w fazie projektowania. Na podstawie wyników badań stwierdzić można, że:

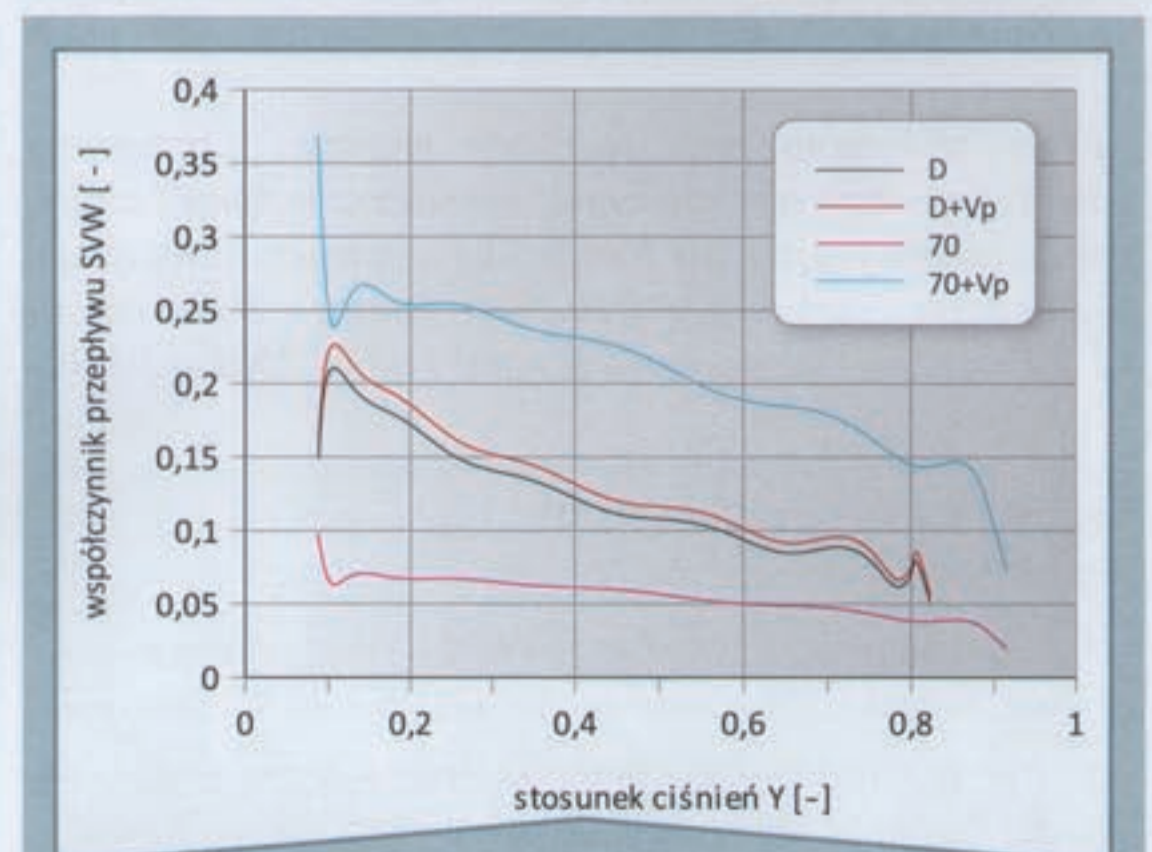
1. Uzyskane wartości współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień nie zależą od wartości początkowej ciśnienia panującego w opróżnianym zbiorniku (rys. 3).
2. Wpływ częstości próbkowania w zakresie 1 – 100 kHz na przebieg zmian współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień jest praktycznie pomijalny (rys. 6).
3. Im większa objętość zbiornika w stosunku do objętości przewodu tym wpływ tej ostatniej na wyniki pomiarów jest mniejszy.
4. Dwufazowość przebiegu procesu (rys. 1 i rys. 7) oraz sposób uwzględniania objętości przewodu łączącego komory (rys. 4 i rys. 5) wymagają dalszych badań.



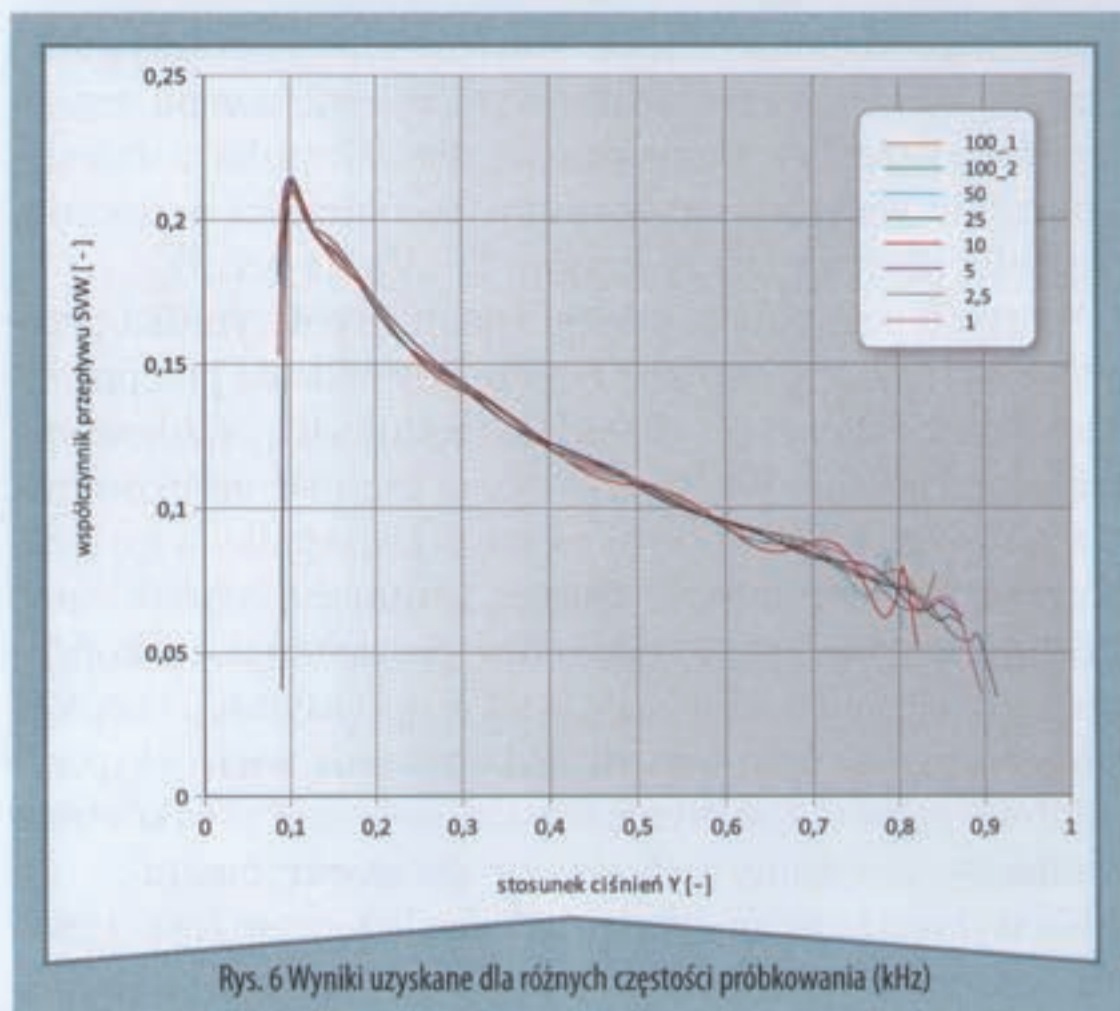
Rys. 3 Przebiegi zmian współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień Y dla modelu przepływu Saint Venanta Wenzela i różnych wartości ciśnienia początkowych (11 – 3 bar) w zbiorniku



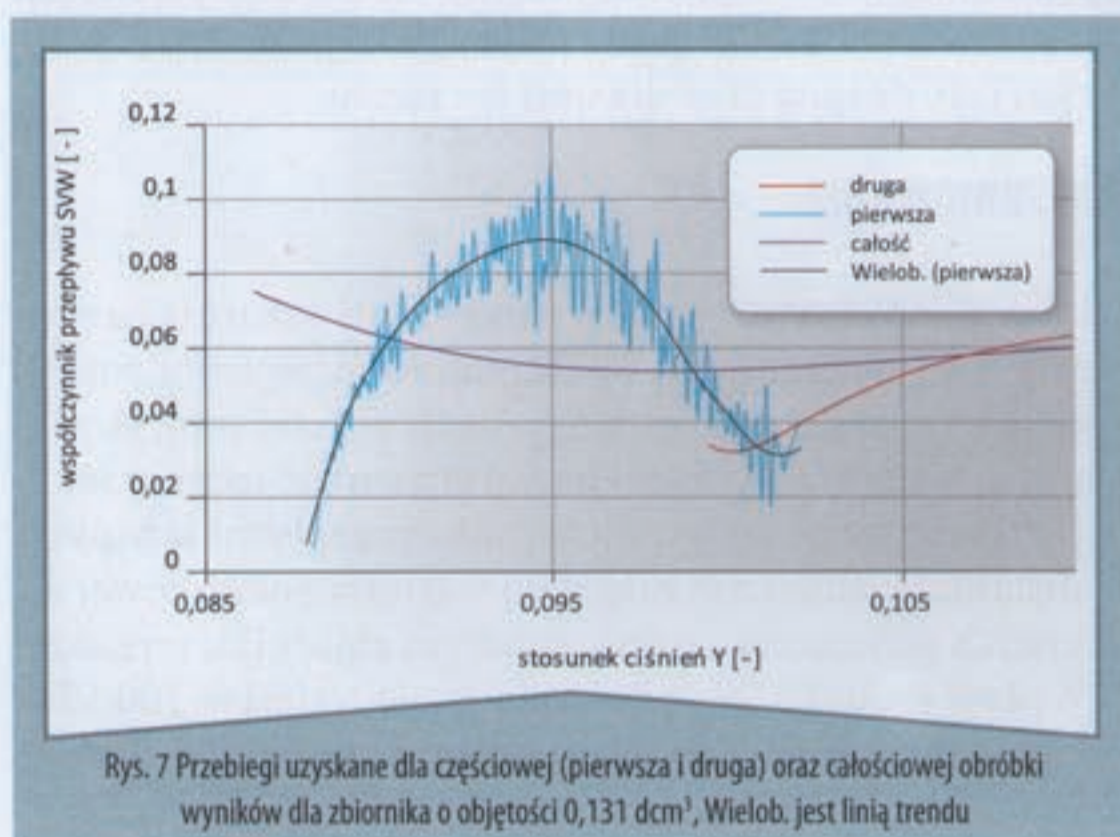
Rys. 4 Przebiegi zmian współczynnika przepływu w funkcji stosunku ciśnień Y dla modelu przepływu Saint Venanta Wenzela i różnych objętości opróżnianego zbiornika



Rys. 5 Przebiegi zależności współczynnika przepływu od stosunku ciśnień dla: D – zbiornika o objętości 3,77 dcm³, D+V_p – zbiornika o objętości 3,77 dcm³ przy uwzględnieniu objętości przewodu, 70 – zbiornika o objętości 0,131 dcm³, 70+V_p – zbiornika o objętości 0,131 dcm³ przy uwzględnieniu objętości przewodu, V_p = 0,37 dcm³



Rys. 6 Wyniki uzyskane dla różnych częstotliwości próbkowania (kHz)



Rys. 7 Przebiegi uzyskane dla częściowej (pierwsza i druga) oraz całościowej obróbki wyników dla zbiornika o objętości 0,131 dcm³, Wielob. jest linią trendu

Zauważyć należy, że prezentowane w pracy wyniki uzyskano tylko dla jednej komory i tylko procesu jej opróżniania. W rozbudowanej instalacji określona objętość może być równocześnie opróżniana i napełniana, a przewód może łączyć dwie komory (bądź więcej) o zmieniających się ciśnieniach. ■

Pracę wykonano przy realizacji projektu: „Inwestycja w wiedzę motorem rozwoju innowacyjności w regionie” współfinansowanego przez Unię Europejską w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego i Budżetu Państwa Poddziałanie 8.2.2 Programu Operacyjnego Kapitał Ludzki 2007 – 2013.

dr inż. Piotr Zaporski*, Edward Maluszycki*,**,
prof. nadzw. dr hab. inż. Tomasz Kiczowski*

* Zakład Napędów i Sterowań, IMNITP, Politechnika Koszalińska, ul. Ractawicka 15-17, 75-620 Koszalin

** Cykl Sprzętu Obrony Przeciwlotniczej, Centrum Szkolenia Sił Powietrznych, ul. Wojska Polskiego 66, 75-903 Koszalin

piotr.zaporski@tu.koszalin.pl, maluszycki@wp.pl,
tomasz.kiczowski@tu.koszalin.pl

➤ Literatura

1. **Iwaszko J.:** Nowa metoda pomiaru współczynnika przepływu, *Archiwum Budowy Maszyn*, tom XXX, zeszyt 3-4, 1983.
2. **Iwaszko J.:** Opory przepływu powietrza przez elementy pneumatyczne. *Prace naukowe, Mechanika Z. 177*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 1999.
3. **Kamiński A.:** Ocena modeli matematycznych charakterystyk przepływowych oporów pneumatycznych, *Hydraulika i Pneumatyka*, Nr 5, 2003.
4. **Kiczowski T.:** Algorytmy i modele w projektowaniu pneumatycznych układów napędowych, *Wyd. Politechniki Koszalińskiej*, 2005.
5. **Kiczowski T., Gałazka K., Grymek Sz.:** Modelowanie przepływu powietrza w instalacji pneumatycznej. [W:] Tarnowski W., Kiczowski T. (red.) *Poliptymalizacja i komputerowe wspomaganie projektowania*, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, 2006.
6. **Kiczowski T., Grymek Sz.:** Program wspomagający wyznaczanie parametrów modeli przepływu gazu, *Pomiary Automatyka Kontrola*, Nr 4, Vol. 54, 2008.
7. **Kulesza Z.:** Modelowanie wieloobwodowych pneumatycznych układów napędowych. *Wydział Mechatroniki Politechniki Warszawskiej*, praca doktorska, 2003.

➤ Summary

INFLUENCE OF OPERATING CONDITIONS ON FLOW PROPERTIES OF A PNEUMATIC LINE SYSTEM

A determination of flow properties of a pneumatic line system is an important task during designing of a pneumatic driving system. Some experimental results are presented in this paper. They are flow properties of pneumatic lines under various operating conditions. It was revealed that the coefficients describing flow properties and determined with the use of tank methods often poorly introduced properties of pneumatic devices under the defined operating conditions.

➤ Streszczenie

Jednym z zadań projektanta układów pneumatycznych jest określenie właściwości przepływowych instalacji pneumatycznej. W pracy przedstawiono wyniki eksperymentalnych badań właściwości przepływowych przewodów pneumatycznych w różnych warunkach pracy. Wykazano, iż współczynniki opisujące właściwości przepływowe wyznaczone metodami zbiornikowymi, nie zawsze oddają własności tych elementów.

» Łukasz Węsierski

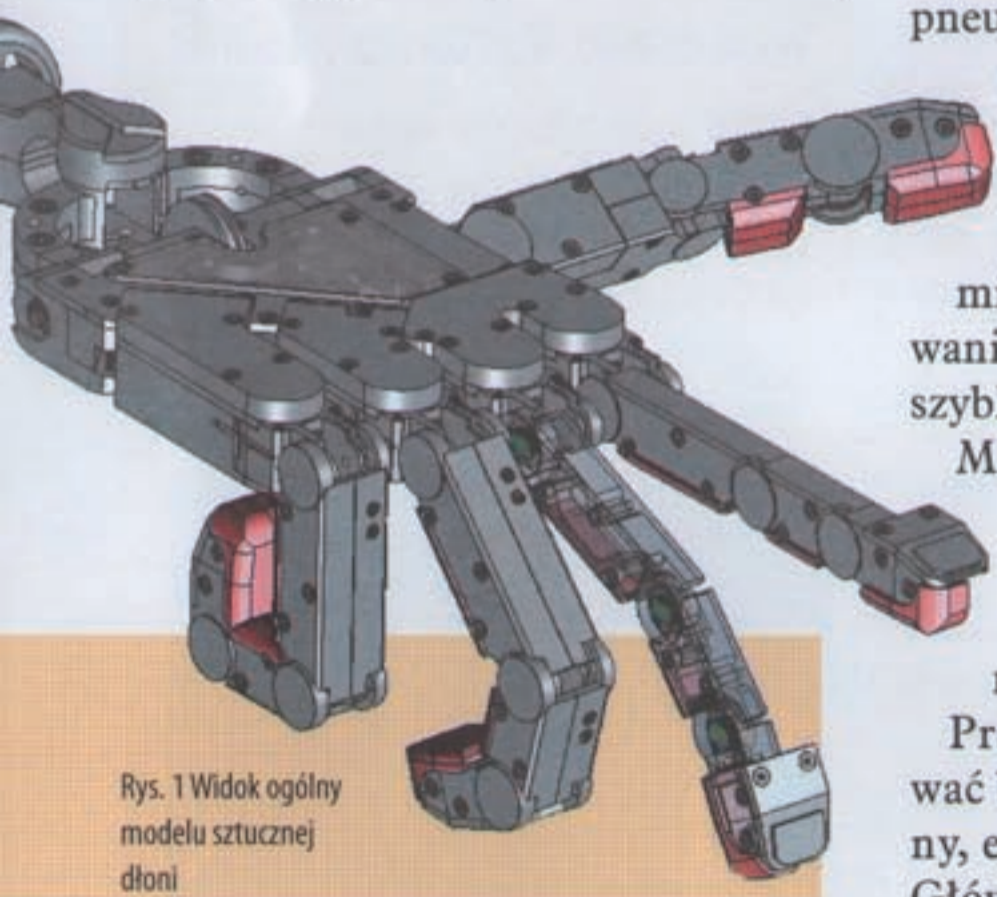
Firma Festo Polska wystąpiła z ciekawą inicjatywą do aktywnych studentów politechnik, szczególnie członków jej kół naukowych: zaproponowała prezentacje swoich prac na targach AUTOMATICON w Warszawie (23-26.03.2010 r.).

Festo Polska współpracuje ze studentami

Byłyby to prace i eksponaty wykonane przez uczelnie, w których wykorzystywane są komponenty produkowane przez Festo. Prace przedstawiane byłyby na powierzchni ekspozycyjnej udostępnionej przez firmę Festo. Studenci mogliby na niej zaprezentować również dokonania swoich uczelni. Do inicjatywy przystąpiło kilka politechnik. Poniżej prezentujemy pomysły przesłane do nas z Białegostoku, Warszawy i Rzeszowa.

Projekt sztucznej dłoni

Celem projektu jest opracowanie i wykonanie manipulatora wzorowanego na ludzkiej dłoni. Część mechaniczna została zaprojektowana tak, by prototyp manipulatora dało się



Rys. 1 Widok ogólny modelu sztucznej dłoni

wykonać z wykorzystaniem obrabiarki sterowanej numerycznie lub metodą szybkiego prototypowania 3D. Na rys. 1 pokazano trójwymiarowy model części mechanicznej manipulatora, sporządzony w programie SolidWorks.

Na podstawie modelu przygotowano pliki sterujące dla drukarki trójwymiarowej i wykonano wszystkie

elementy mechaniczne: paliczki palców, elementy kciuka, śródręcza i nadgarstka. Obecnie trwają prace montażowe polegające na pasowaniu i montowaniu poszczególnych elementów, docieraniu przegubów itp.

Konstrukcja manipulatora ma wymiary zbliżone do wymiarów ludzkiej dłoni oraz wiernie odwzorowuje jej możliwości ruchowe: ma 25 stopni swobody i jest napędzana za pomocą ścięgien. Ściągana poruszane są za pomocą 25 par sztucznych mięśni pneumatycznych. W każdym przegubie zostaną umieszczone hallotronowe czujniki kąta obrotu, a w każdym mięśniu czujniki ciśnienia montowane bezpośrednio na zaworach sterujących.

Do zasilania sztucznych mięśni wykorzystane zostaną elementy pneumatyczne firmy Festo: zespół przygotowania sprężonego powietrza, przewody ciśnieniowe, elementy rozgałęziające i złączne. Najważniejszymi elementami wykonawczymi układu sterowania pracą sztucznych mięśni będą szybkie zawory rozdzielające typu MHE2 firmy Festo. Pracą każdego mięśnia sterować będzie para takich zaworów, zatem w całym prototypie zostanie wykorzystanych 100 zaworów.

Pracą całego manipulatora sterować będzie specjalnie zaprojektowany, elektroniczny układ sterowania. Głównym zadaniem tego układu będzie zbieranie sygnałów pomiarowych z czujników kąta obrotu i ciśnienia oraz sterowanie pracą zaworów MHE2, a zatem realizacja wymaganych ruchów palców manipulatora.

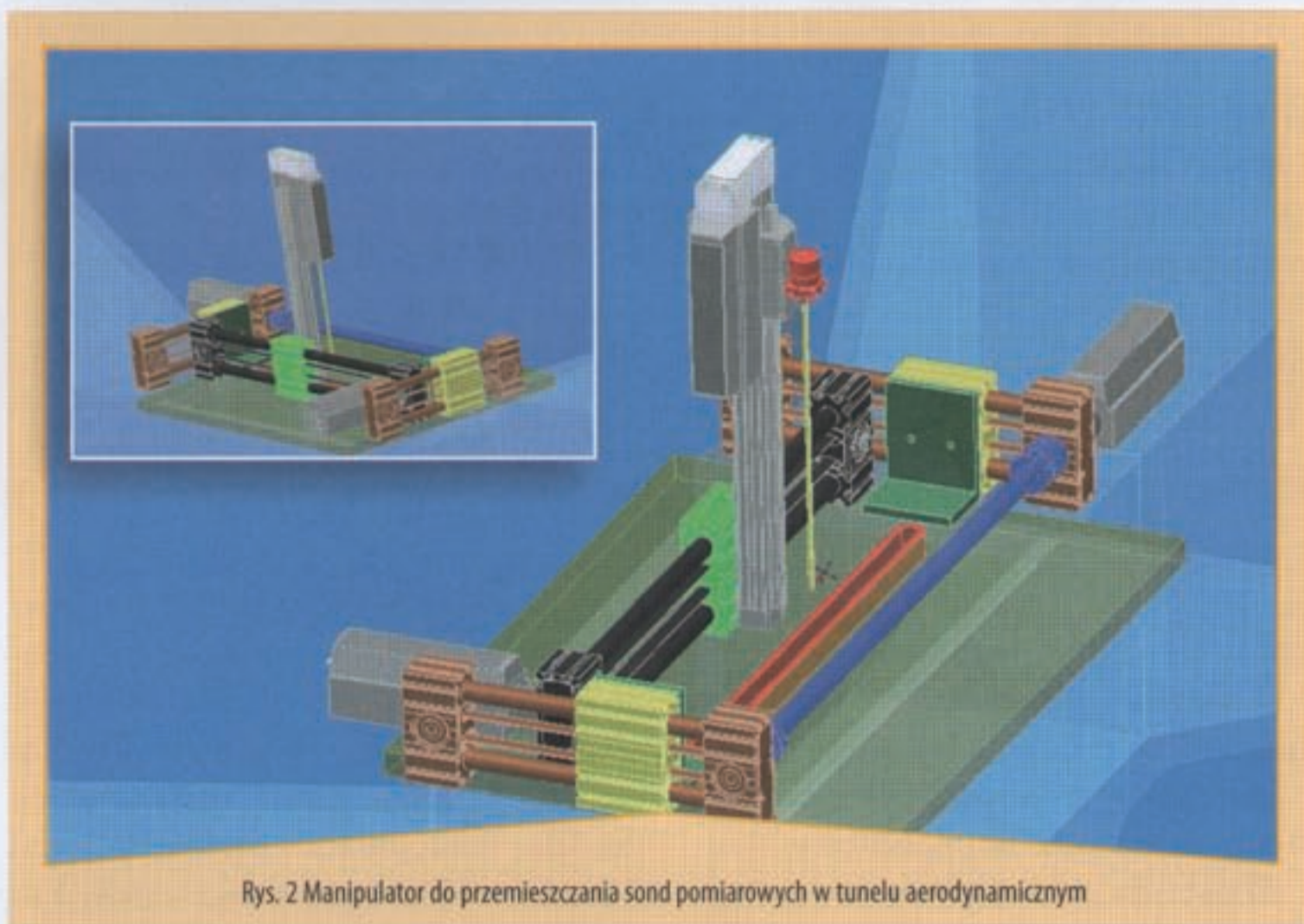
Całością projektu kieruje dr inż. Zbigniew Kulesza z Katedry Automatyki i Robotyki Politechniki Białostockiej. W pracach projektowych

i montażowych biorą udział studenci – członkowie Koła Naukowego Automatykacji Procesów Przemysłowych działającego przy Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej. Są to następujące osoby: Michał Chmielewski, Tomasz Skrzypek, Karol Bieńczyk, Krzysztof Tomaszycy, Szymon Urynowicz i Lucjan Rudziak.

Manipulator odwzorowujący ruch dłoni

Prezentowane przez Politechnikę Warszawską stanowisko ma na celu odwzorowanie ruchu ludzkiej dłoni w przemieszczeniu narzędzia manipulatora. Zastosowanie napędów liniowych Festo typu EGC pozwala na pracę w układzie kartezyjskim z możliwością łatwego dotarcia w każde miejsce przestrzeni roboczej. Komputer połączony z kamerą podczerwieni śledzi ruchy ręki operatora, analizując jej aktualne położenie i wektor prędkości. Po obróbce obrazu i identyfikacji wzorców dane przekazywane są w czasie rzeczywistym do sterownika PLC, który – analizując je – wysterowuje odpowiednio każdy z napędów liniowych. Rozwiązanie to pozwala na proste i niezawodne przemieszczanie końcówki chwytaka zgodnie z ruchem dłoni zadawanym przez operatora. Urządzenie działa w całości bezprzewodowo, ponadto nie wymaga zastosowania paneli oraz pulpitu kontrolnych.

Prostota stanowiska oraz brak potrzeby szkolenia pracownika otwiera przed tą ideą szeroką gamę zastosowań: od wspomaganie pracownika w pracy wymagającej manipulowania ciężkimi obiektami po wyizolowanie go z zagrażającego zdrowiu środowiska.



Rys. 2 Manipulator do przemieszczania sond pomiarowych w tunelu aerodynamicznym

W pracach projektowych i montażowych biorą udział studenci – członkowie Koła Naukowego „Robomatic” w Instytucie Automatyki i Robotyki na Wydziale Mechatroniki Politechniki Warszawskiej.

Manipulator pomiarowy do tunelu aerodynamicznego

Celem projektu jest opracowanie i wykonanie manipulatora służącego do przemieszczania sond pomiarowych w przestrzeni tunelu aerodynamicznego. Trójwymiarowy model manipulatora przedstawia rys. 2.

Przeznaczony on będzie do precyzyjnych badań, szczególnie w obrębie warstwy przyściennej. Pozycjonowanie ma się odbywać w sposób automatyczny według wcześniej ustalonej trajektorii przemieszczenia, tak aby cykl badań był najkrótszy. Docelowo manipulator w zakresie sterowania ma być sprzęgnięty z systemem pomiarowym pracującym na bazie oprogramowania pomiarowego DasyLab.

Manipulator jest układem 3-osowym; w szczególnych przypadkach zastosowana jest czwarta oś obrotowa. Zbudowano go w oparciu o siłowniki elektryczne Festo, z wymaganą dokładnością pozycjonowania na poziomie 0,05 mm. Projekt realizowany jest przez studentów w ramach dyplomowych prac inżynierskich.

Segregator elementów kulistych z identyfikacją kolorów

Konstrukcja segregatora oparta jest na siłownikach pneumatycznych. Trójwymiarowy model segregatora przedstawia rys. 3. Zasadniczym elementem jest siłownik obrotowy, na którym osadzony jest walec z wydzielonymi poziomymi płytami, gdzie będą układane kolorowe kulki przez manipulator (siłownik) proporcjonalny z chwytakiem.

Kolorowe kulki grawitacyjnie przemieszczają się z pojemnika górnego i są blokowane na wylocie, gdzie następuje ich identyfikacja według ko-

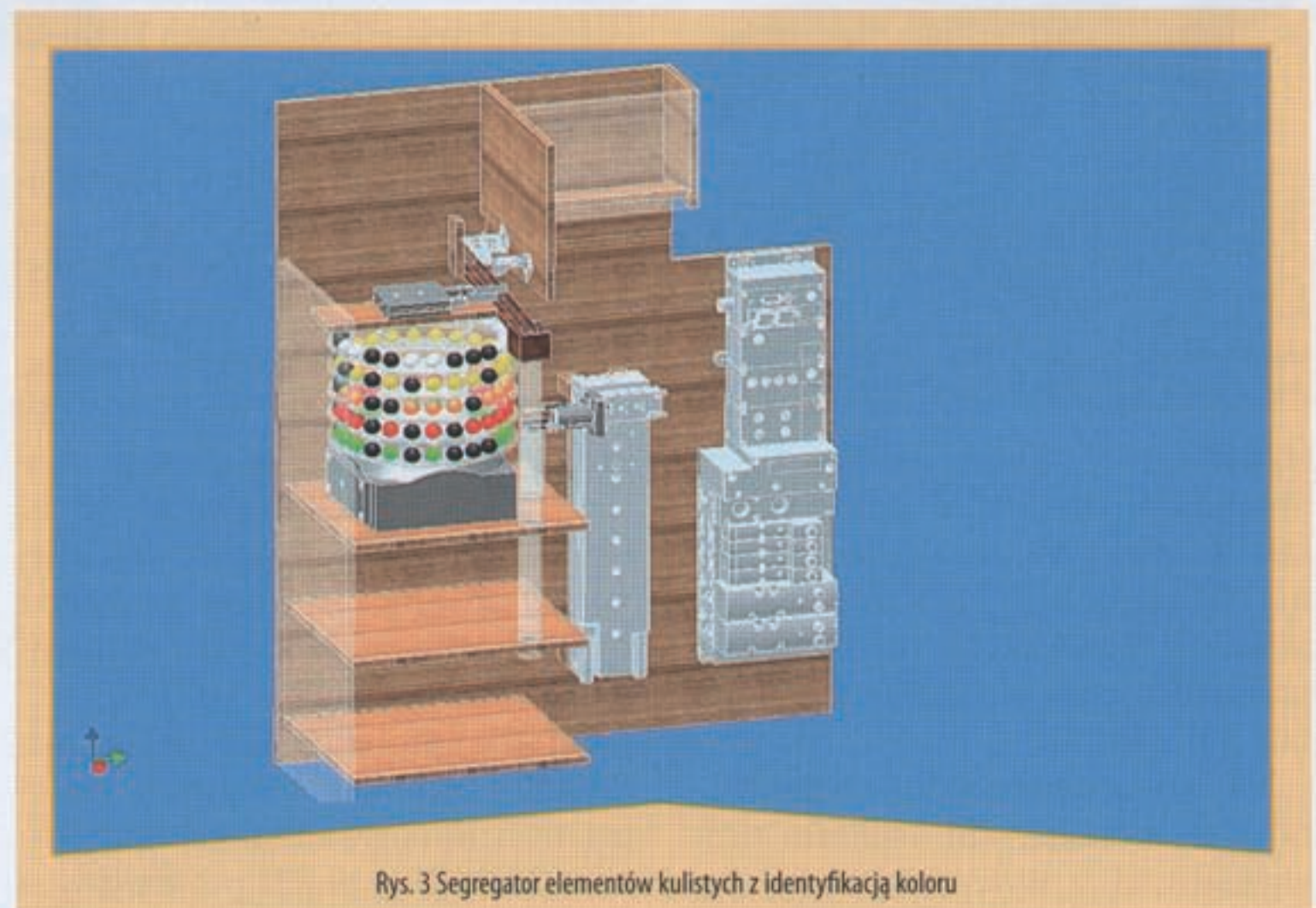
lorów, i przez chwytak układane są na różnych poziomach.

W zależności od programu można ułożyć dowolne kombinacje pozycji kulek, tworząc różne formy graficzne – np. w postaci napisu „FESTO”. Kulki mogą być również zdejmowane i przenoszone na bieżnię w górnej części, po której przemieszczają się do pojemnika dolnego.

Projekt ma na celu stworzenie stanowiska dydaktycznego, a w szczególności pokazanie dużych możliwości techniki pneumatycznej i sensorowej. Realizowany jest przez studentów w ramach dyplomowych prac inżynierskich.

Te dwie ostatnie prace wykonywane są w Zakładzie Mechaniki Płynów i Aerodynamiki na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej. Pracami tymi kieruje dr inż. Zygmunt Szczerba, a wykonują je studenci III roku na kierunku Automatyka i Robotyka w ramach przedmiotu Sterowanie pneumatyczne i hydrauliczne: Justyna Sikora, Paweł Szimanek, Paweł Wróbel i Michał Zawadziński.

prof. dr hab. inż. Łukasz Węsierski
Politechnika Rzeszowska
Wydział Budowy Maszyn
i Lotnictwa



Rys. 3 Segregator elementów kulistych z identyfikacją koloru

➤ **Stanisław Koziol, Tomasz Samborski, Andrzej Zbrowski, Krzysztof Matecki**

Urządzenia do badań klimatycznych służą do testowania właściwości materiałów, działania urządzeń i zespołów oraz przebiegu różnego rodzaju procesów i zjawisk w szczególnych warunkach środowiskowych.

Pneumatyczne układy wykonawcze urządzeń do badań klimatycznych

Wprowadzenie

Badania klimatyczne służą przede wszystkim potwierdzeniu przydatności badanych obiektów do zastosowania i długotrwałej eksploatacji w środowisku charakteryzującym się określonymi właściwościami. Do parametrów określających otoczenie obiektu podczas eksploatacji i badań klimatycznych zaliczają się przede wszystkim:

- ♦ temperatura otaczającej atmosfery
- ♦ wilgotność
- ♦ ciśnienie
- ♦ skład chemiczny atmosfery
- ♦ ruch atmosfery (przepływ) w bezpośrednim otoczeniu obiektu.

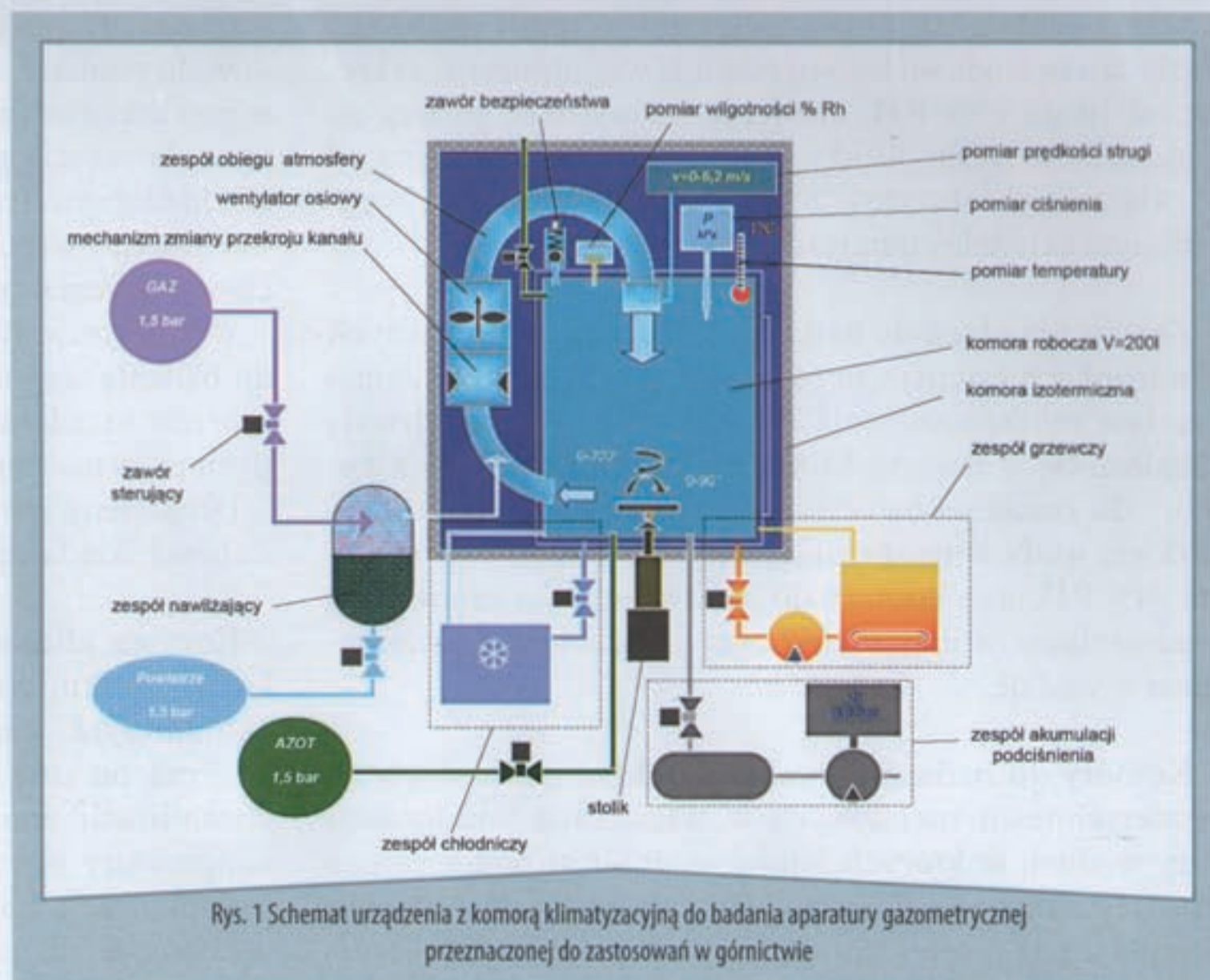
Charakter wymuszeń klimatycznych w urządzeniach badawczych jest najczęściej stały, odzwierciedlający ekstremalne warunki, w jakich obiekt będzie eksploatowany lub w określony sposób przyspieszający pewne procesy fizyczne lub chemiczne w celu skrócenia czasu badania. Zmienny charakter wymuszeń stosuje się np. podczas badania wpływu wielokrotnego zamrażania materiałów budowlanych poddanych bezpośredniemu działaniu wody. Większość badań realizowanych w urządzeniach klimatycznych jest przeprowadzana zgodnie z odpowiednimi standardowymi metodami i procedurami opisanymi w dyrektywach i normach przyjętych w krajach Unii Europejskiej i wielu innych.

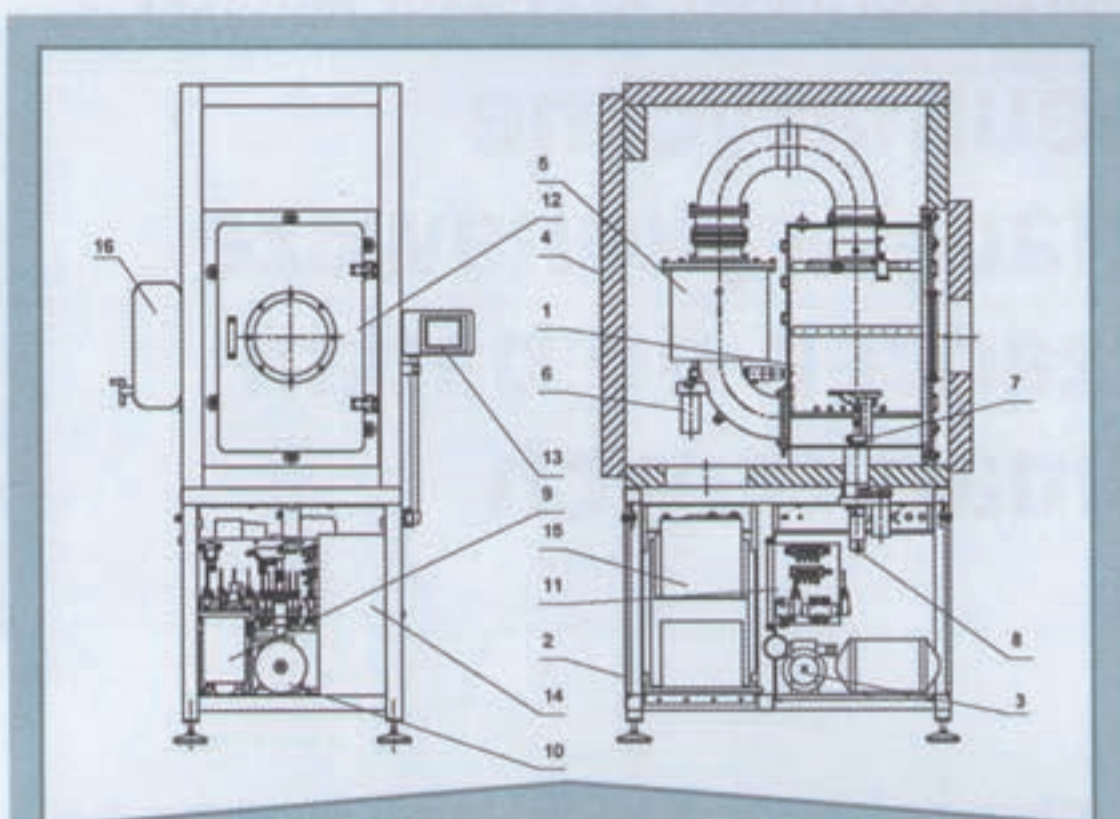
Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy w Radomiu zrealizował kilkanaście projektów rozwojowych, umów i zamówień, których efektem są specjalistyczne urządzenia badawcze i testowe o regulowanych parametrach klimatycznych badań. Wytworzona w ramach tych przedsięwzięć aparatura służy do badania przyrządów gazometrycznych, materiałów budowlanych i meblarskich, pokryć malarskich, procesów tribologicznych i starzenia konstrukcji budowlanych [1, 2, 3]. Obiekty lub układy badane w tych urządzeniach oprócz tego, że znajdują się w specyficznym środowisku, często o zmiennych para-

metrach, poddawane są oddziaływaniu dodatkowych wymuszeń, takich jak: obciążenia mechaniczne, tarcie, natrysk wody oraz praca typowa dla badanego obiektu, np. przyrządu pomiarowego. Do tego rodzaju urządzeń opracowanych i wytworzonych w Instytucie można zaliczyć:

Komory klimatyczne do badania aparatury gazometrycznej przeznaczonej do monitorowania zagrożeń gazowych na stanowiskach pracy między innymi w kopalniach węgla kamiennego. Procedury badawcze realizowane w tych komorach przewidują regulację temperatury w zakresie od -10 do $+50$ °C, wilgotności względnej od 20 do 90% RH, ciśnienia absolutnego od 90 do 110 kPa oraz wytwarzanie niskiej próżni. Atmosfera badawcza jest mieszaniną składającą się z powietrza i określonej ilości różnych gazów wzorcowych. Poprawność wskazań badanego przyrządu jest sprawdzana w strudze gazu o określonym kierunku i prędkości przepływu regulowanej w zakresie od 0 do 10 m/s [4, 5, 6, 7].

Zestawy komór do badania emisji do atmosfery toksycznych związków z materiałów budowlanych i dREW-





Rys. 2 Budowa komory do badań środowiskowych: 1 – komora robocza (ciśnieniowa), 2 – podstawa, 3 – pompa próżniowa, 4 – komora izotermiczna, 5 – zespół obiegu atmosfery, 6 – napęd mechanizmu zmiany przekroju kanału, 7 – stolik, 8 – napęd stolika, 9 – moduł nawilżania, 10 – akumulator podciśnienia, 11 – układ pneumatycznych zaworów sterujących, 12 – drzwi komory roboczej, 13 – pulpit sterowniczy, 14 – szafa sterownicza, 15 – agregat grzewczo-chłodniczy, 16 – zbiornik z wodą

nopochoдных. W stalowych lub szklanych komorach o różnych objętościach od 100 do 1000 dm³ umieszczane są próbki badanych materiałów. Przefiltrowane powietrze o wilgotności względnej 50% RH i temperaturze 23 °C opływa próbkę z prędkością od 0,1 do 0,3 m/s. Po odpowiednim czasie badana jest zawartość szkodliwych dla zdrowia substancji lotnych np. formaldehydu w powietrzu znajdującym się w komorze.

Komory i moduły klimatyzacyjne do badania procesów tarcia i zużycia w określonych warunkach środowiskowych, mających istotny wpływ na wartość współczynnika tarcia i intensywność zużywania się elementów pary ciekiej. Urządzenia z tej grupy w postaci modułów klimatyzacyjnych adaptowanych do istniejących maszyn tarciovych lub osobnych klimatyzowanych urządzeń badawczych pozwalają na wytwarzanie w otoczeniu testowego węzła tarcia środowiska o określonej wilgotności w zakresie od 10 do 95% RH, ciśnieniu od wysokiej próżni do nadciśnienia rzędu 30 kPa, temperatury w zależności od rozwiązania w zakresie – 50 do 350 °C i atmosfery o regulowanym składzie chemicznym.

Zestaw urządzeń do badania dachówek ceramicznych w warunkach intensywnego zraszania i cyklicznego zamrażania w celu sprawdzenia ich odporności na długotrwałą eksploatację w naszym klimacie. Zestaw składa się z komory do zraszania badanych dachówek z założonym wydatkiem wody w temperaturze 18 °C i wilgotności powyżej 94% RH oraz komory do ich cyklicznego zamrażania i odmrażania z naprzemiennym zraszaniem i zanurzeniem w wodzie.

Komory do badania trwałości powłok malarskich na powierzchniach metalowych w warunkach kondensacji pary wodnej, w których kapiel wodna jest podgrzewana do temperatury 35 °C, a wytworzona w ten sposób para skrapla się na powierzchniach próbek pokrytych testowa-

ną powłoką. Na podstawie stanu powłoki po określonym czasie badania określa się jej przydatność do zastosowania w warunkach atmosferycznych.

Komora do badania intensywności procesu karbonatyzacji betonu służy do sprawdzania szybkości i głębokości penetracji atmosferycznego dwutlenku węgla w głąb próbek betonowych, co ma istotne znaczenie dla trwałości konstrukcji żelbetonowych ze względu na korozyjne działanie CO₂ na stalowe zbrojenie. Próbki badanego betonu są poddawane długotrwałemu działaniu atmosfery o odpowiednim stężeniu dwutlenku węgla w temperaturze 20 °C i wilgotności nie przekraczającej 50% RH. Atmosfera jest stale mieszana ze względu na skłonność do gromadzenia się w niższych warstwach cięższego dwutlenku węgla.

W wymienionych urządzeniach badawczych zastosowano szereg układów wykonawczych odpowiedzialnych za wytwarzanie, utrzymanie i regulację określonych parametrów badań klimatycznych zbudowanych z wykorzystaniem materiałów, komponentów instalacyjnych i gotowych rozwiązań funkcjonalnych z dziedziny pneumatyki [8]. Należą do nich przede wszystkim układy filtracji powietrza, regulacji ciśnienia i zabezpieczenia przed jego nadmiernym wzrostem, wymiany atmosfery, sterowania przepływami gazów, regulacji wilgotności i pneumatyczne napędy pomocnicze.

Komory klimatyzacyjne do badania aparatury gazometrycznej

Urządzenia klimatyzacyjne do badania aparatury gazometrycznej są szczególnym przykładem rozwiązania technicznego, w którym elementy i zespoły pneumatyczne stanowią główny układ wykonawczy odpowiedzialny za wytwarzanie atmosfery testowej, regulację jej parametrów klimatycznych i sterowanie przebiegiem badania.

Celem badań aparatury gazometrycznej w komorach klimatycznych jest kontrola poprawności pracy przyrządów do pomiaru stężenia szkodliwych substancji lotnych w powietrzu lub składu atmosfery w środowisku zagrożonym obecnością gazów toksycznych, palnych, np. metanu czy niedoboru tlenu [9-16]. Warunki takie występują między innymi w kopalniach węgla kamiennego, zakładach chemicznych, oczyszczalniach ścieków itp.

W Instytucie zbudowano dwie komory klimatyzacyjne do badania tego typu aparatury. Na rys. 1 przedstawiono schemat urządzenia do badania przyrządów gazometrycznych przeznaczonych do zastosowania w górnictwie.

Urządzenie zaprojektowano i wykonano w formie modułowej składającej się z następujących zespołów:

Komora klimatyzacyjna składa się z zewnętrznej komory izotermicznej o budowie typowej dla urządzeń chłodniczych, której zadaniem jest izolacja termiczna jej wnętrza od otoczenia w celu umożliwienia uzyskania i stabilizacji temperatury pracy niższej lub wyższej od temperatury otoczenia i wewnętrznej komory ciśnieniowej (roboczej). Szczelna komora ciśnieniowa umieszczona w komorze izotermicznej, wykonana ze stali nierdzewnej,

pozwała na uzyskiwanie podciśnienia i nadciśnienia atmosfery badawczej i ogranicza zamkniętą przestrzeń urządzenia badawczego.

Moduł wytwarzania atmosfery badawczej i regulacji jej wilgotności składa się z ciśnieniowych zbiorników (butli) powietrza o wysokiej czystości i gazów tworzących mieszaninę badawczą. Za pośrednictwem odpowiednich zaworów sterujących są one dozowane w wymaganych proporcjach do zespołu nawilżającego, gdzie tworzy się jednorodna mieszanina o wymaganej zawartości pary wodnej. Moduł jest źródłem atmosfery o ściśle określonym składzie, w której odbywa się testowanie przyrządów. Mieszanina gazów może być dostarczana z modułu pod praktycznie dowolnym nadciśnieniem, co jest wykorzystywane do wytwarzania w komorze badawczej ciśnienia absolutnego osiągającego maksymalną wartość 121 kPa.

Moduł dostarczania azotu składa się ze zbiornika ciśnieniowego (butli) z azotem technicznym oraz zaworu obniżającego ciśnienie. Azot służy do przepłukiwania komory w celu usunięcia atmosfery po wykonaniu badania lub szybkiej zmiany składu w przypadku nieprzewidzianego wytworzenia mieszanin niebezpiecznych, wybuchowych, niekontrolowanego wycieku gazu itp. Ponadto został wykorzystany do zasilania i sterowania wszystkich pneumatycznych elementów wykonawczych jako gaz „bezpieczny” gdyż nie tworzy z innymi gazami wykorzystywanymi w badaniach mieszanin wybuchowych np. z metanem.

Zespół akumulacji podciśnienia składa się z pompy próżniowej, podciśnieniowego zbiornika buforowego i zaworu sterującego. Jego zadaniem jest wytwarzanie w komorze klimatyzacyjnej podciśnienia absolutnego o wartości do 79 kPa przewidywanego w procedurach badawczych oraz przyspieszenie wymiany atmosfery poprzez jej usunięcie aż do uzyskania niskiej próżni w całej komorze, co ogranicza konieczność jej długotrwałego przepłukiwania (oszczędność czasu i drogich gazów wzorcowych).

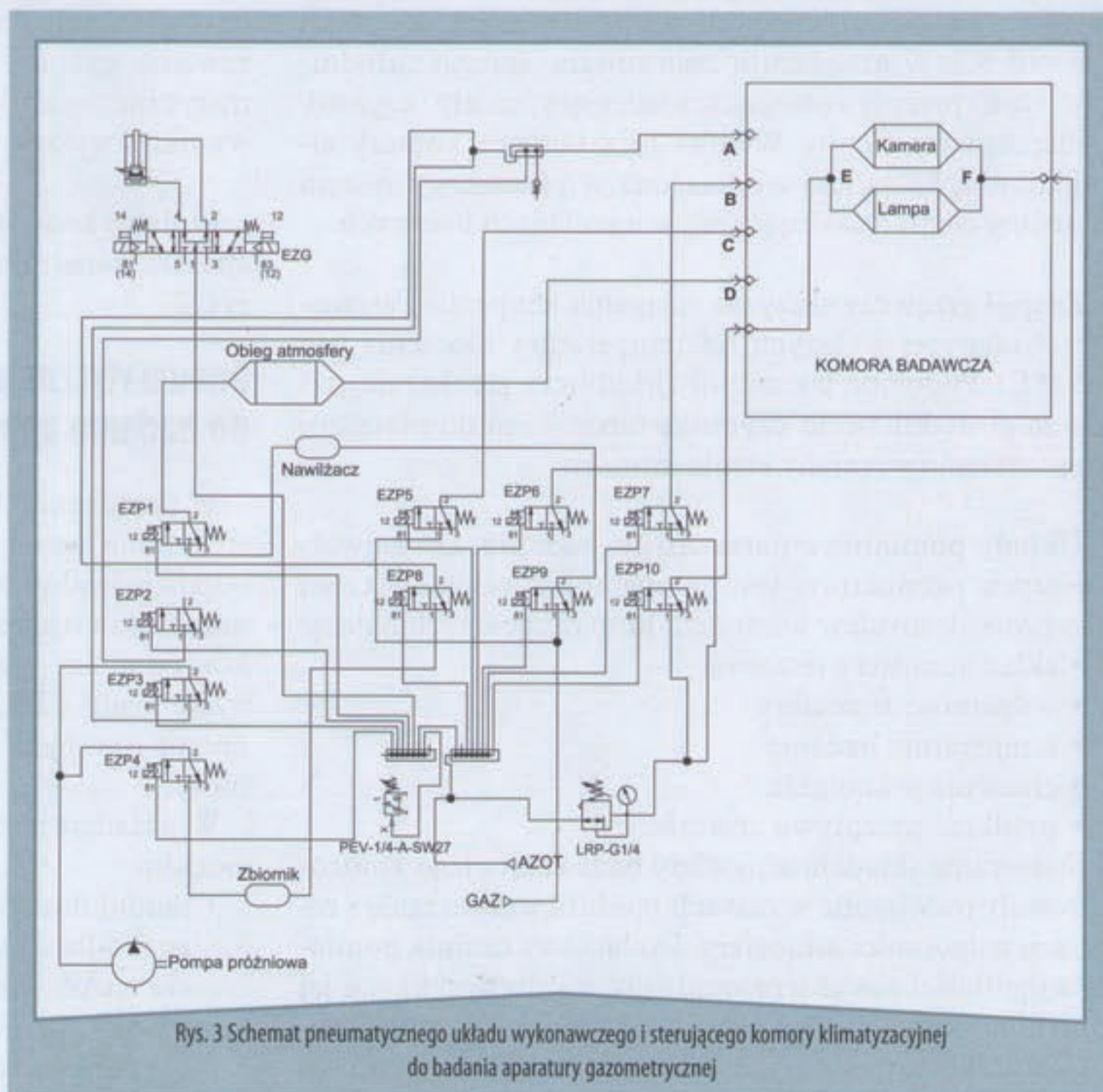
Zespół obiegu atmosfery składa się z kanału tworzącego przerwany obwód o kształcie litery „O”. W przerwie obwodu jest umieszczany badany przyrząd, który znajduje się w strudze gazu przepływającego wzdłuż obiegu. W skład obiegu oprócz kanału wchodzi osiowy wentylator kanałowy wytwarzający ruch gazu oraz przesłona (przepustnica) o regulowanym przekroju przeznaczona do regulacji prędkości przepływu. Moduł jest szczelnie połączony z całością komory ciśnie-

niowej gdyż stanowi fragment jej przestrzeni badawczej. Kształt kanału pozwala na uporządkowanie strugi gazu i osiąganie stabilnych prędkości jego przepływu wokół badanych obiektów. Odpowiednio dobrane wentylator i przepustnica oraz sposób sterowania nimi zapewniają osiągnięcie założonych prędkości przepływu w zakresie od 3 do 10 m/s.

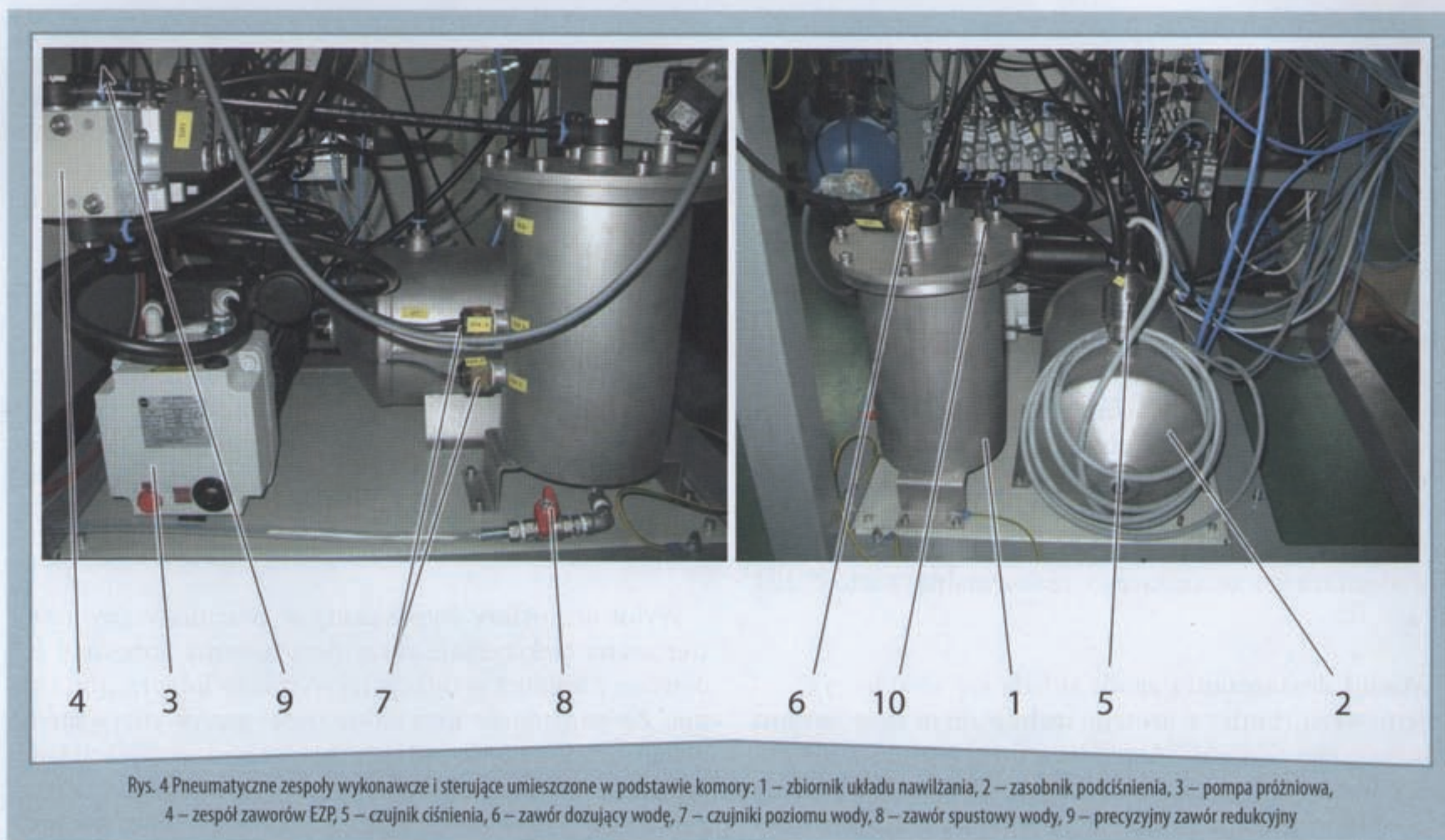
Ruchomy stolik służy do umieszczania badanego obiektu w strudze przepływającego gazu. Posiada on azurowy ruszt, na którym mocuje się badany obiekt. Ruszt może zmieniać swoje położenie w strudze gazu eksponując obiekt różnymi stronami na działanie przepływającego czynnika, co jest wymagane przez niektóre procedury badawcze. Sterowanie położeniem stolika odbywa się z zewnątrz komory bez potrzeby jej rozszczelniania.

Wylot atmosfery wyposażony w pneumatyczny zawór sterowany elektrycznie służy do usuwania atmosfery badawczej z komory w trakcie jej wymiany lub przepłukiwania. Ze względu na niewielkie ilości gazów zużywane do badań, gazy są odprowadzane do systemu wentylacji laboratorium. Budowa modułu wylotowego pozwala na osiągnięcie i utrzymywanie zakładanego nadciśnienia w komorze oraz podciśnienia na poziomie niskiej próżni.

Mechaniczny zawór bezpieczeństwa służy do zapobiegania możliwości niekontrolowanego wzrostu ciśnienia w komorze wskutek nieprzewidzianego wadliwego działania układu sterowania. Konstrukcja komory ciśnieniowej ma ograniczoną wytrzymałość na ciśnienie wewnętrzne i może ulec uszkodzeniu przy nadmiernym jego wzroście,



Rys. 3 Schemat pneumatycznego układu wykonawczego i sterującego komory klimatyzacyjnej do badania aparatury gazometrycznej



co wiąże się również z niebezpieczeństwem dla jej obsługi. Zawór bezpieczeństwa otwiera się samoczynnie pod wpływem zbyt wysokiego ciśnienia upuszczając nadmiar gazu do systemu wentylacji zewnętrznej. Działa niezależnie od jakiegokolwiek układu sterowania.

Zespół chłodniczy służy do osiągnięcia temperatur atmosfery badawczej niższych od temperatury otoczenia (do $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$). W urządzeniu zastosowano agregat chłodniczy typu przepływowego schładzający ciekły czynnik transportujący ciepło. Wynika to z budowy komory ciśnieniowej, która jest wyposażona w płaszczowy system wymiany ciepła znajdujący się w jej ścianach bocznych.

Zespół grzewczy służy do osiągnięcia temperatur atmosfery badawczej wyższych od temperatury otoczenia (do $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$). Podobnie jak zespół chłodniczy przekazuje ciepło za pośrednictwem czynnika cieczowego do płaszczowego systemu wymiany ciepła komory.

Układy pomiarowe parametrów badania. Do najważniejszych parametrów testów aparatury gazometrycznej przeprowadzanych w komorach klimatyzacyjnych należą:

- ♦ skład atmosfery testowej
- ♦ wilgotność atmosfery
- ♦ temperatura badania
- ♦ ciśnienie w komorze
- ♦ prędkość przepływu atmosfery.

Sterowanie składem atmosfery badawczej i jego kontrola zostały rozwiązane w ramach modułu wytwarzania i regulacji wilgotności atmosfery. Dodatkowy czujnik pomiaru wilgotności został wprowadzony w celu weryfikacji jej zmian na skutek zmieniających się ciśnienia i temperatury. Czujniki temperatury, ciśnienia i prędkości przepływu

zostały umieszczone w pobliżu głównej strugi gazu i służą do regulacji parametrów przeprowadzanych testów.

System sterowania pracą urządzenia obejmuje sterowanie wszystkimi funkcjami i parametrami realizowanego procesu badawczego. System pozwala na programowanie testu i przebiegów czasowych wartości jego podstawowych parametrów, bieżącą kontrolę przebiegu badania oraz akwizycję potrzebnych wyników badań. System sterowania wykorzystuje nowoczesne elektroniczne i informatyczne techniki sterowania oraz bieżącą wizualizację wyników wykonywanych pomiarów.

Budowę komory ze wskazaniem jej najważniejszych zespołów konstrukcyjnych i funkcjonalnych przedstawia rys. 2.

Pneumatyczne układy wykonawcze urządzenia do badania aparatury gazometrycznej

W urządzeniu do badania aparatury gazometrycznej zastosowano szereg układów i zespołów pneumatycznych odpowiedzialnych za regulację parametrów procesu badawczego i realizację przebiegu testu zbudowanych z wykorzystaniem standardowych elementów pneumatycznych firmy FESTO. Na rys. 3 przedstawiono schemat pneumatycznego układu wykonawczego i sterującego komory.

W układzie można wyróżnić następujące moduły funkcjonalne:

- ♦ moduł dostarczania gazu składający się z zewnętrznego źródła atmosfery badawczej oznaczonej na schemacie GAZ, nawilzacza oraz zaworów EZP1, EZP5 i EZP9 wprowadzający do komory atmosferę badawczą poprzez nawilzacza lub z jego pominięciem; moduł

służy również do korygowania wilgotności atmosfery i zwiększania ciśnienia w komorze

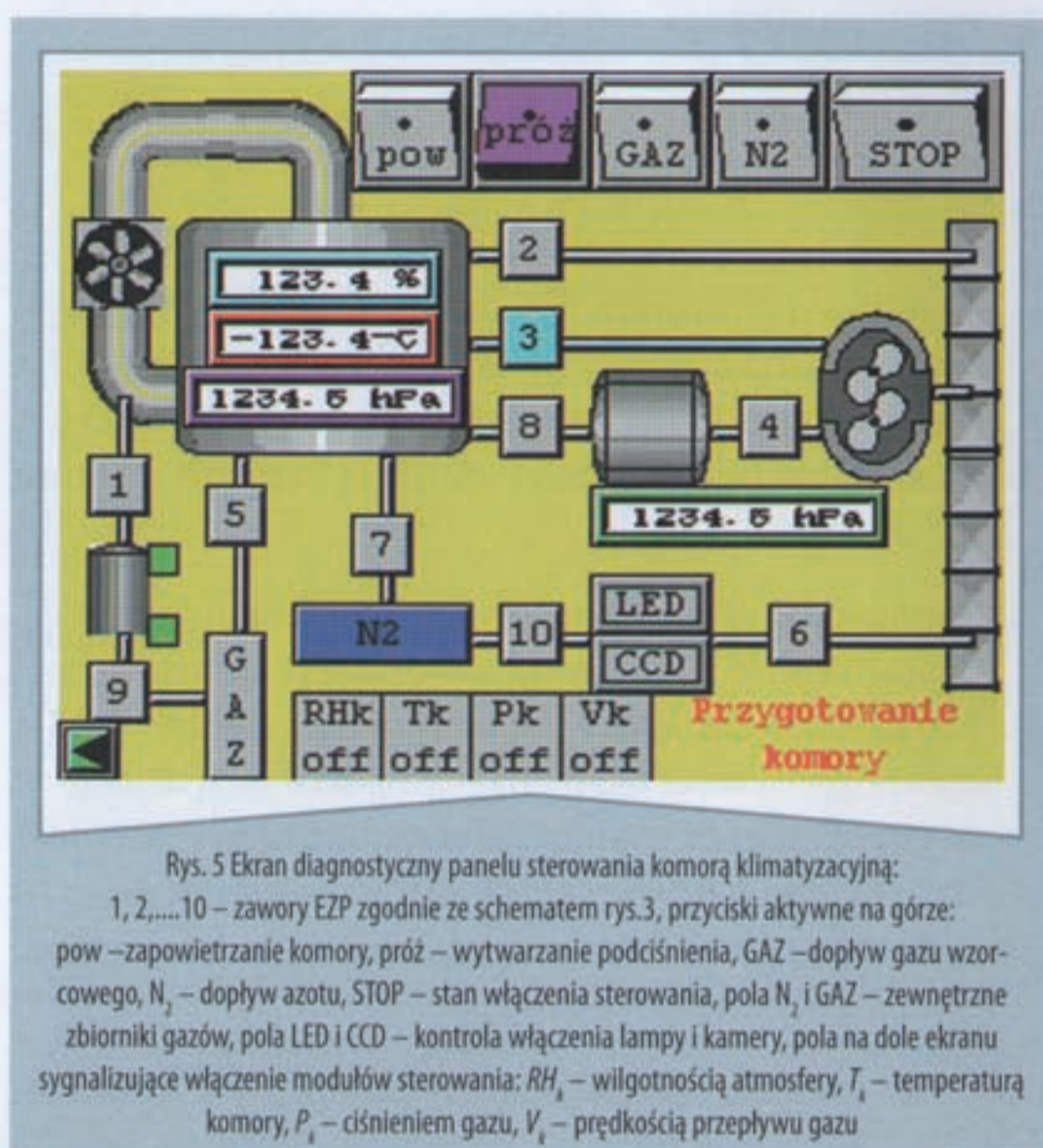
- moduł podciśnieniowy składający się z pompy próżniowej, zbiornika i zaworów EYP3, EYP4 i EYP8, którego zadaniem jest obniżanie ciśnienia w komorze poniżej atmosferycznego, usuwanie z niej atmosfery po przeprowadzonym badaniu i uzyskiwanie niskiej próżni
- układ obiegu azotu składający się z butli, zaworu redukcyjnego, zaworów EYP7 i EYP10 oraz instalacji doprowadzającej sprężony azot do wszystkich zaworów sterujących, którego zadaniem jest przepłukiwanie komory oraz kamery i lampy umieszczonych w osobnych hermetycznych obudowach gazem „bezpiecznym” z punktu widzenia tworzenia niebezpiecznych mieszanin oraz dostarczanie sprężonego czynnika roboczego do elementów wykonawczych
- siłownik ruchomego stolika realizujący jeden z jego ruchów roboczych, uruchamiany sprężonym azotem za pośrednictwem zaworu sterującego EZG
- zawory EYP2 i EYP6 łączące komorę i układ przepłukiwania azotem z atmosferą
- komora badawcza (ciśnieniowa) połączona ze wszystkimi wymienionymi modułami przewodami pneumatycznymi poprzez przepusty A÷F.

Na rys. 4 zamieszczono fotografie podstawy komory, w której umieszczone zostały wymienione pneumatyczne układy wykonawcze i sterujące.

Pracą wszystkich pneumatycznych układów i elementów zarządza elektroniczny system sterujący wbudowany na stałe w strukturę urządzenia wyposażony w pulpit sterowniczy z wyświetlaczem, za pomocą którego można kontrolować i sterować stanem poszczególnych elementów i parametrów pracy urządzenia. Na rysunku 5 przedstawiono widok ekranu ilustrującego schemat urządzenia z aktywowanym modułem podciśnieniowym na etapie przygotowania komory do badania. System pozwala na programowanie przebiegu testów i na ich automatyczną realizację, śledzenie przebiegu testu z kontrolą jego etapów i wartości poszczególnych parametrów oraz na ręczne sterowanie pracą poszczególnych modułów i elementów pneumatycznych wchodzących w skład instalacji komory.

Wykorzystanie elementów i zespołów pneumatycznych w budowie układów wykonawczych komory klimatyzacyjnej do badania aparatury gazometrycznej wynika z możliwości zbudowania za ich pomocą systemu, który spełnia jednocześnie wszystkie najważniejsze funkcje niezbędne w tego rodzaju urządzeniach:

- transport czynników gazowych do wnętrza komory i jej opróżnianie w celu komponowania, modyfikacji i usuwania atmosfery testowej
- regulacja wartości parametrów fizycznych atmosfery testowej (ciśnienie, wilgotność)
- sterowanie przebiegiem testu za pomocą zaworów pneumatycznych sterowanych elektrycznie ze wspomaganie pneumatycznym
- możliwość sterowania systemem za pomocą programowalnego, elektronicznego układu zarządzającego.



Rys. 5 Ekran diagnostyczny panelu sterowania komorą klimatyzacyjną:

1, 2, ..., 10 – zawory EYP zgodnie ze schematem rys. 3, przyciski aktywne na górze: pow – zapowietrzanie komory, próż – wytwarzanie podciśnienia, GAZ – dopływ gazu wzorcowego, N₂ – dopływ azotu, STOP – stan włączenia sterowania, pola N₁ i GAZ – zewnętrzne zbiorniki gazów, pola LED i CCD – kontrola włączenia lampy i kamery, pola na dole ekranu sygnalizujące włączenie modułów sterowania: RH₁ – wilgotnością atmosfery, T₁ – temperaturą komory, P₁ – ciśnieniem gazu, V₁ – prędkością przepływu gazu

Podsumowanie

Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy w Radomiu specjalizuje się w projektowaniu i wytwarzaniu urządzeń badawczych przeznaczonych do testowania obiektów, urządzeń i procesów w specjalnych, symulowanych warunkach klimatycznych. W konstrukcji układów wykonawczych odpowiedzialnych za parametry i skład atmosfery testowej zastosowano standardowe elementy i zespoły pneumatyczne przystosowane do pracy w strefie zagrożonej wybuchem wytwarzane przez firmę Festo. Wykorzystanie wykonawczych i sterujących elementów pneumatyki przemysłowej w nowych, oryginalnych konfiguracjach umożliwiło budowę układów multifunkcyjnych realizujących funkcje transportu, regulacji i sterowania czynnika gazowego.

Zaprojektowane układy pneumatyczne zapewniają elastyczną rekonfigurację systemów wykonawczych odpowiedzialnych za kondycjonowanie atmosfery. Możliwe jest indywidualne dopasowanie parametrów systemu pneumatycznego komór do szczegółowych wymagań aplikacyjnych dotyczących składu chemicznego oraz parametrów klimatycznych.

dr inż. Stanisław Kozioł, dr inż. Tomasz Samborski,
dr inż. Andrzej Zbrowski, mgr inż. Krzysztof Matecki

Instytut Technologii Eksploatacji
– Państwowy Instytut Badawczy
ul. Pułaskiego 6/10, 26-600 Radom

stanislaw.koziol@itee.radom.pl
tomasz.samborski@itee.radom.pl
andrzej.zbrowski@itee.radom.pl
krzysztof.matecki@itee.radom.pl

➤ **Summary**

PNEUMATIC ACTUATOR SYSTEMS FOR DEVICES
INTENDED FOR ENVIRONMENTAL TESTING

Ukryta » nr 1/74/2010

➤ **Streszczenie**

W artykule omówiono przykładowe rozwiązania

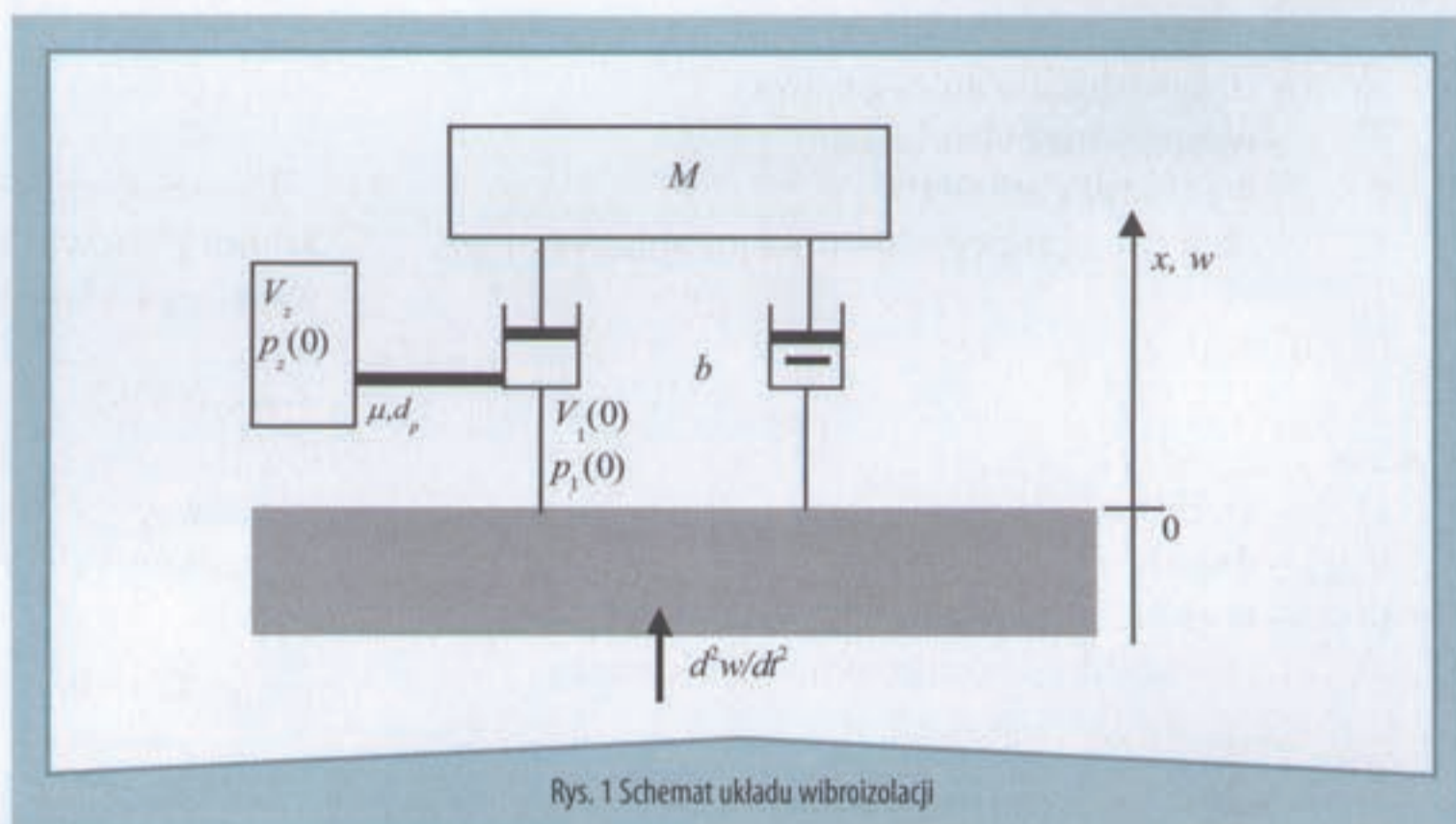
➤ **Tomasz Kiczowski, Igor Maciejewski**

Mała liczba prac z zakresu optymalizacji układów wibroizolacji z elementami pneumatycznymi spowodowała, że autorzy postanowili przeanalizować dynamikę siedziska wraz z układem wibroizolacji o strukturze pozwalającej na analizę wpływu tylko istotnych (zdaniem autorów) parametrów.

Pneumatyczny zespół amortyzujący – problemy oceny jakości

Wprowadzenie

W praktyce coraz częściej zespoły pneumatyczne wykorzystywane są w układach pojazdów do tłumienia drgań, np. w układach zawieszenia samochodu czy wibroizolacji siedzisk operatorów maszyn roboczych, co pokazują E. Haller (2005) czy J. Kowal (1996). W modelowaniu takich układów stosowane są uproszczone modele matematyczne zespołów pneumatycznych. Wynika to między innymi z faktu wykorzystywania tych modeli w układach sterowania procesem amortyzacji. Dodatkowo badania w większości przypadków dotyczą konkretnych konstrukcji układów siedzisk (np. z nożycowym układem prowadzącym) lub konkretnych elementów.



Rys. 1 Schemat układu wibroizolacji

2. tłumik ma charakterystykę liniową
3. procesy mają charakter quasi–statyczny, to znaczy uznać za nieistotne dla przebiegu procesu.

Układ pneumatyczny składa się z silownika jednostronnego działania (o początkowej objętości $V_1(0)$), spełniającego rolę sprężyny, połączonego ze zbiornikiem dodatkowym o objętości V_2 przez instalację o średnicy przewodu d_p i o współczynniku przepływu μ . Wymuszeniem jest zmienne losowo przyspieszenie podłogi d^2w/dt^2 .

Założenia

Przy wyprowadzaniu modelu matematycznego opisującego procesy w układzie amortyzującym (rys. 1) założono, że:

1. masa poruszających się elementów jest stała i jest traktowana jako masa skupiona

Model matematyczny

Analizując zjawiska, które zachodzą w układzie (rys. 1) zapisać możemy za Gercem (1973) czy Kiczowskiem (2005) równaniami:

- ♦ ciśnienia gazu w zbiorniku zasilającym (w zależności (1) i (2) dla zobrazowania dwukierunkowości przepływu (zbiornik – komora bądź komora – zbiornik) zapisano dwa masowe przepływy powietrza, mimo iż w danej chwili występuje tylko jedno z nich)

$$\frac{dp_z}{dt} = \frac{\kappa \cdot R}{V_z} \cdot [T_1 \cdot \dot{m}_{1,z} - T_z \cdot \dot{m}_{z,1}] \quad (1)$$

♦ ciśnienia gazu w komorze siłownika

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{\kappa \cdot R}{V_1} \cdot \left[T_z \cdot \dot{m}_{z,1} - T_1 \cdot \dot{m}_{1,z} - \frac{p_1}{R} \cdot \frac{dV_1}{dt} \right] \quad (2)$$

♦ ruchu tłoka i związanych nim elementów

$$\frac{d^2x}{dt^2} = (F_p + F_t + F_c) / M \quad (3)$$

gdzie:

- p – ciśnienie absolutne
- R – indywidualna stała gazowa
- T – temperatura absolutna
- κ – wykładnik adiabaty
- V_1 – objętość komory siłownika pneumatycznego.

$$V_1 = 0.25 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot (x - w) \quad (4)$$

gdzie:

- D – średnica cylindra
- x – współrzędna położenia tłoka
- w – współrzędna położenia podłogi
- dV_1/dt – szybkość zmian objętości komory.

$$\frac{dV_1}{dt} = 0.25 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dw}{dt} \right) \quad (5)$$

gdzie:

- dx/dt – prędkość ruchu tłoka
- dw/dt – prędkość wymuszenia
- F_p – siła od ciśnień.

$$F_p = 0.25 \cdot \pi \cdot [D^2 \cdot (p_1 - p_a)] \quad (6)$$

gdzie F_t – siła tłumika

$$F_t = -b \cdot \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dw}{dt} \right) \quad (7)$$

gdzie F_c – siła ciężkości

$$F_c = -M \cdot g \quad (8)$$

gdzie:

- M – masa elementów ruchomych
- g – przyspieszenie ziemskie.

Stan początkowy zdefiniowano jako:

$$\begin{cases} w = 0, \frac{dw}{dt} = 0, \frac{d^2w}{dt^2} = 0, \frac{dx}{dt} = 0 \\ p_z(0) = p_1(0) \\ F_p = F \end{cases} \quad (9)$$

Do określenia strumienia masy przepływu gazu między komorą siłownika i zbiornikiem dodatkowym zdecydowano się wykorzystać model Miatłuka-Avtuszko (1980):

$$\dot{m} = 0.5787 \cdot \mu_{M-A} \cdot f \cdot p \cdot \sqrt{\kappa} \cdot \sqrt{\frac{1}{R \cdot T}} \cdot \varphi_{M-A}(Y) \quad (10)$$

gdzie μ_{M-A} – współczynnik przepływu charakteryzujący właściwości elementu, identyfikowany eksperymentalnie,

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

gdzie:

- a – parametr charakteryzujący właściwości elementu, identyfikowany eksperymentalnie, w metodzie jednoparametrycznej $a = 1.13 [-]$,
- Y – stosunek ciśnień dla sytuacji, gdy $p_z > p_1$:

$$Y = \frac{p_1}{p_z} \quad (12)$$

Wskaźniki oceny układu wibroizolacji

Badania przeprowadzono dla dwóch kryteriów oceny jakości:

mechanizmów, publikowane były przez Franza Grashofa. Ważną postacią wśród uczonych tamtego okresu był profesor Uniwersytetu Technicznego w Dreźnie Ludwig Burmester (1840-1927) – twórca zasady podobieństwa w kinematyce. Burmester miał bliskie związki z Łodzią – w la-

Rys. 1 Postać Franciszka Reuleauxa

Związki historyczne

Cofnijmy się do innej epoki, Rewolucji Technicznej. Mamy wówczas intensywny rozwój przemysłu mechanicznego. Dotyczy to jego różnych gałęzi, w tym szczególnie przemysłu maszynowego oraz rozwoju transportu kolejowego, rzeczno-morskiego i lotniczego. Powstaje wielki przemysł i rosną wielkie fortuny, w związku z czym zwiększa się zapotrzebowanie na wykwalifikowanych robotników. W dziedzinie wibroizolacji. Pi-

jego dzieła [1]

do czasów Pierwszej Światowej wojny, wówczas lata bardzo trudne dla przemysłu w Europie Zachodniej, w tym w gałęzi, w tym w przemyśle włókienniczym, drogowym, lotniczym i oceanicznym. W tym czasie przemysł maszynowy i wa-żnym jest ACC – wartość sku-

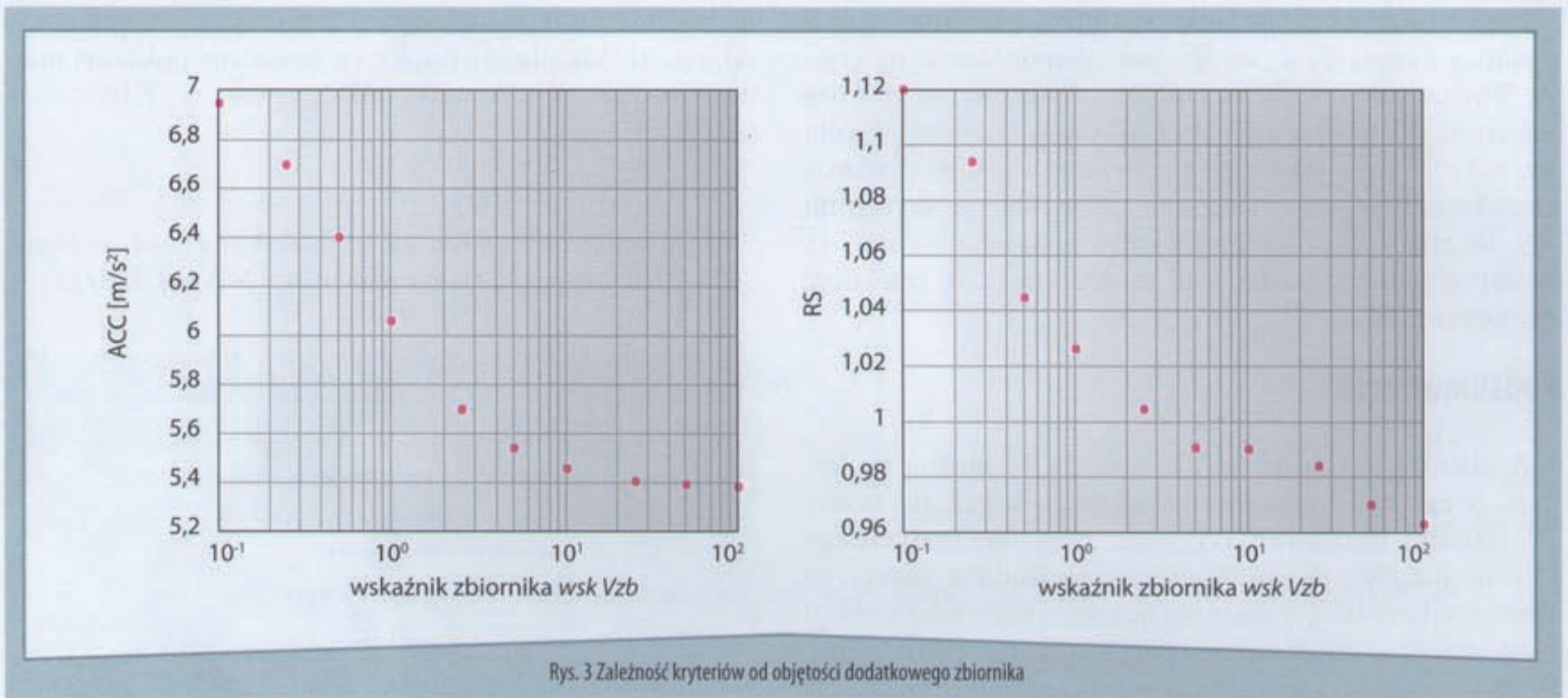
Wspomaganie komputerowe projektowania

Metody optymalizacji w TMM

Sterowanie i regulacja automatyczna

Drgania Mechaniczne DM

Kinematyka i Dynamika Maszyn



teczna przyspieszenia drgań izolowanej masy (*RMS*). Jest to statystyczna miara sygnału okresowo zmiennego (wartość średniokwadratowa):

$$\ddot{x}_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{t} \int_0^t \ddot{x}^2 \cdot dt} \quad (13)$$

gdzie:

- x – przemieszczenie izolowanej masy
- t – czas pomiaru.

Drugim kryterium jest *RS* – wartość maksymalna przemieszczenia względnego między wymuszeniami z podłoża a izolowaną masą (ang. Peak to Peak Value):

$$(x - x_s)_{max} = \max_t(x - x_s) - \min_t(x - x_s) \quad (14)$$

gdzie x – przemieszczenie podłoża.

Wyniki badań: prezentacja

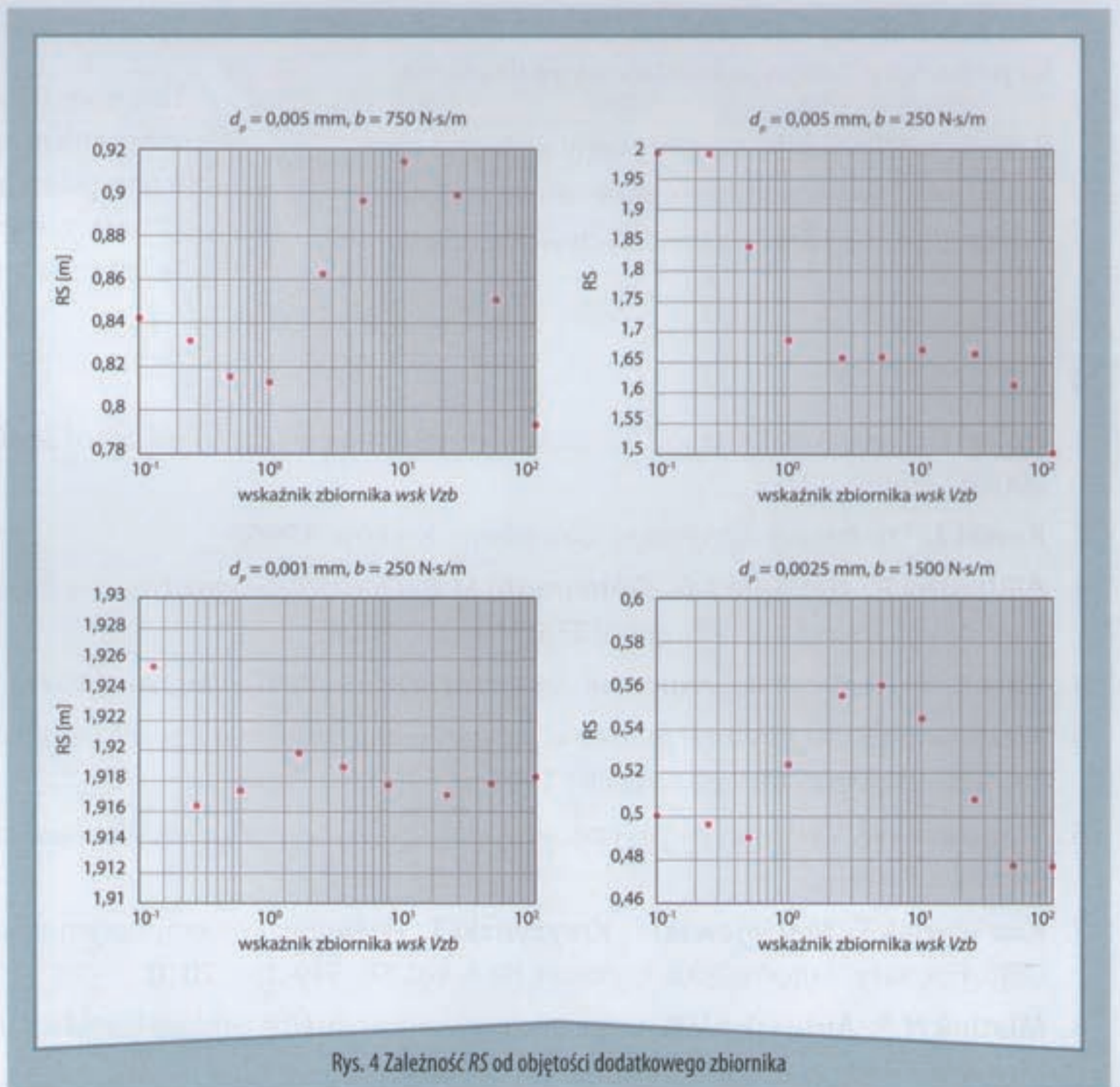
Zaprezentowany wyżej model matematyczny zaimplementowano w środowisku Matlab Simulink.

W ramach badań analizowano wpływ średnicy d_p przewodu łączącego dodatkowy zbiornik z komorą siłownika oraz wskaźnik objętości zbiornika $wskV_{zb}$ będący stosunkiem objętości zbiornika do objętości siłownika.

Przyjęto średnicę siłownika $D = 0.05$ m, a ciśnienie w komorze wyznaczano tak, by generowana przez nie siła (6) równoważyła w położeniu równowagi siłę ciężkości (8).

Poniżej przedstawiono wyniki badań dla wymuszeń stanowiących $\sim 0.87\%$ skoku siłownika. Na rysunku 2 przedstawiono wyniki uzyskane dla układu o $b = 500$ Ns/m, $D = 0.05$ m, $wskV_{zb} = 5$ i różnych średnic d_p przewodu łączącego sprężynę pneumatyczną z dodatkowym zbiornikiem.

Sprawdzenia wpływu wielkości objętości zbiornika dodatkowego na kryterium oceny dokonano dla obiektu o parametrach $b = 500$ Ns/m, $D = 0.5$ m, $d_p = 0.01$ m, a wyniki pokazano na rys. 3.



Uzyskane wyniki pozwalają stwierdzić, iż tylko wpływ średnicy przewodu d_p na RS jest niemonotoniczny (rys. 2). Wydaje się (rys. 3), że podobny charakter może mieć zależność RS od objętości zbiornika dodatkowego. W celu weryfikacji tego stwierdzenia przeprowadzono badania charakteru wpływu wskaźnika zbiornika na kryterium RS dla różnych obiektów (wyniki pokazano na rys. 4). Mamy w tym przypadku, jak sądzono (rys. 3), zależność niemonotoniczną.

Podsumowanie

Analizując uzyskane wyniki (rys. 2 i 4), można stwierdzić, że zależność przemieszczeniowego wskaźnika oceny RS jakości wibroizolacji od parametrów pneumatycznego układu amortyzującego (średnicy przewodu d_p łączącego komorę siłownika i wskaźnika objętości zbiornika $vskV_{zb}$) mają charakter niemonotoniczny z kilkoma ekstremami. W przypadku optymalizacji konstrukcji, co postuluje Tarnowski (2009), występować będą problemy ze znalezie-

niem minimum globalnego. Problemy z optymalizacją takiego układu dla innych kryteriów oceny pokazują między innymi Kiczowski, Maciejewski i Krzyżyński (2010).

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2008-2010 jako projekt badawczy numer N N501 326135.

prof. nadzw. dr hab. inż. Tomasz Kiczowski,
mgr inż. Igor Maciejewski

Instytut Mechatroniki, Nanotechnologii i Techniki
Próżniowej
Politechnika Koszalińska

ul. Raclawicka 15-17, 75-620 Koszalin

e-mail: tomasz.kiczowski@tu.koszalin.pl

e-mail: igor.maciejewski@tu.koszalin.pl

➤ Streszczenie

Mała liczba prac z zakresu optymalizacji układów wibroizolacji z elementami pneumatycznymi spowodowała, że autorzy postanowili przeanalizować dynamikę siedziska wraz z układem wibroizolacji o strukturze pozwalającej na analizę wpływu tylko istotnych (zdaniem autorów) parametrów.

Badany układ pozbawiono mechanizmów pośredniczących, a sprężyna pneumatyczna ma postać siłownika pneumatycznego jednostronnego działania.

Z wielu możliwych kryteriów oceny wybrano dwa i dokonano analizy wpływu parametrów zespołu pneumatycznego na wartości tych wskaźników.

➤ Literatura

1. **Haller E.:** *Device and method for suspension of a vehicle seat by means of additional volumes*, United States Patent 20060278805, 2005.
2. **Kowal J.:** *Sterowanie drganiami*, Gutenberg, Kraków, 1996.
3. **Alkhatiba R., Nakhaie J.G., Golnaraghi M.F.:** *Optimal design of passive linear suspension using genetic algorithm*, „Journal of Sound and Vibration” 275, 665-691, 2004.
4. **Gerc E.W.:** *Napędy pneumatyczne. Teoria i obliczanie*. WNT, Warszawa, 1973.
5. **Kiczowski T.:** *Algorytmy i modele w projektowaniu pneumatycznych układów napędowych*. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin, 2005.
6. **Tarnowski W.:** *Optymalizacja i polioptymalizacja w mechatronice*. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin, 2009.
7. **Kiczowski T., Maciejewski I., Krzyżyński T.:** *Wybrane problemy optymalizacji pneumatycznego zespołu amortyzującego*. Pomiary, Automatyka, Kontrola. Nr 4, vol. 56, 349-354, 2010.
8. **Miatluk N.F., Avtuszko V.P.:** *Dynamika pneumaticznych i gidraulicznych przywodów awtamabilej*. Maszinostoienie, Moskwa, 1980.

➤ Summary

PNEUMATIC DAMPING SYSTEM – PROBLEM OF ITS QUALITY EVALUATION

Not many papers in the subject area of pneumatic vibro-isolation system optimisation have caused that the Authors of this paper have decided to analyse the dynamic behaviour of the seat suspension system. Such vibro-isolation system has the simplified structure in order to analyse an influence of the significant system parameters.

This investigated system is free from a guidance mechanism and the pneumatic spring is built using a one-sided pneumatic cylinder. An influence of the chosen system parameters is investigated for the selected vibro-isolation criteria.

➤ Andrzej Sioma

W pracy przedstawiono metodę analizy obrazu produktu wykonanego przy pomocy systemu wizyjnego 3D.

Zastosowanie systemów wizyjnych 3D w kontroli jakości wykonania elementów pneumatyki i hydrauliki

Wprowadzenie

Tworzenie modelu trójwymiarowego odbywa się na stanowisku pomiarowym, na którym badany element (tarcza rozrządcza) przemieszczany jest na stole pomiarowym w polu widzenia systemu wizyjnego. Obiekt oświetlany jest linią lasera. System wizyjny został tak skonfigurowany, aby na obrazie widoczny był profil rozrządu oświetlony przez laser. Na podstawie analizy obrazu wykonywanej przez system wizyjny obliczany jest profil wysokości badanego elementu. Po złożeniu zdefiniowanej ilości profili tworzony jest trójwymiarowy model produktu, na którym realizowany będzie program pomiarowy.

W pracy przedstawiono dwa zadania pomiarowe. Pierwsze z nich dotyczy oceny parametrów wymiarowych kontrolowanych w procesie produkcji tarczy rozrządczej. Kontroluje się kształt i pozycjonowanie rowka odciążającego wykonanego przy nerce ssawnej i tłocznej.

Drugie zadanie pomiarowe dotyczy oceny stopnia zużycia tarczy rozrządczej i tarczy oporowej pracującej w pompie. Tarcze sterują kierunkiem przepływu współpracując z powierzchnią czoła wirnika. W wyniku pracy tarczy uszkodzone zostały powierzchnie współpracy tarcz z wirnikiem. Zadanie pomiarowe polega na wykonaniu obrazu 3D uszkodzonej powierzchni oraz wykonaniu na jego podstawie oceny stopnia jej zużycia.

Przykład pomiaru tarczy rozrządczej

W warunkach linii produkcyjnej w procesie technologicznym, w którym założono pełną kontrolę wyrobów opuszczających zakład niezbędne jest zastosowanie stano-

wiska lub zespołu stanowisk pozwalających na międzyoperacyjną kontrolę produktu. Stanowisko takie będzie również pomocne na stacjach regeneracji pomp pozwalając na szyb-



Rys. 1 Widok tarczy oświetlonej wiązką lasera na stanowisku wizyjnym



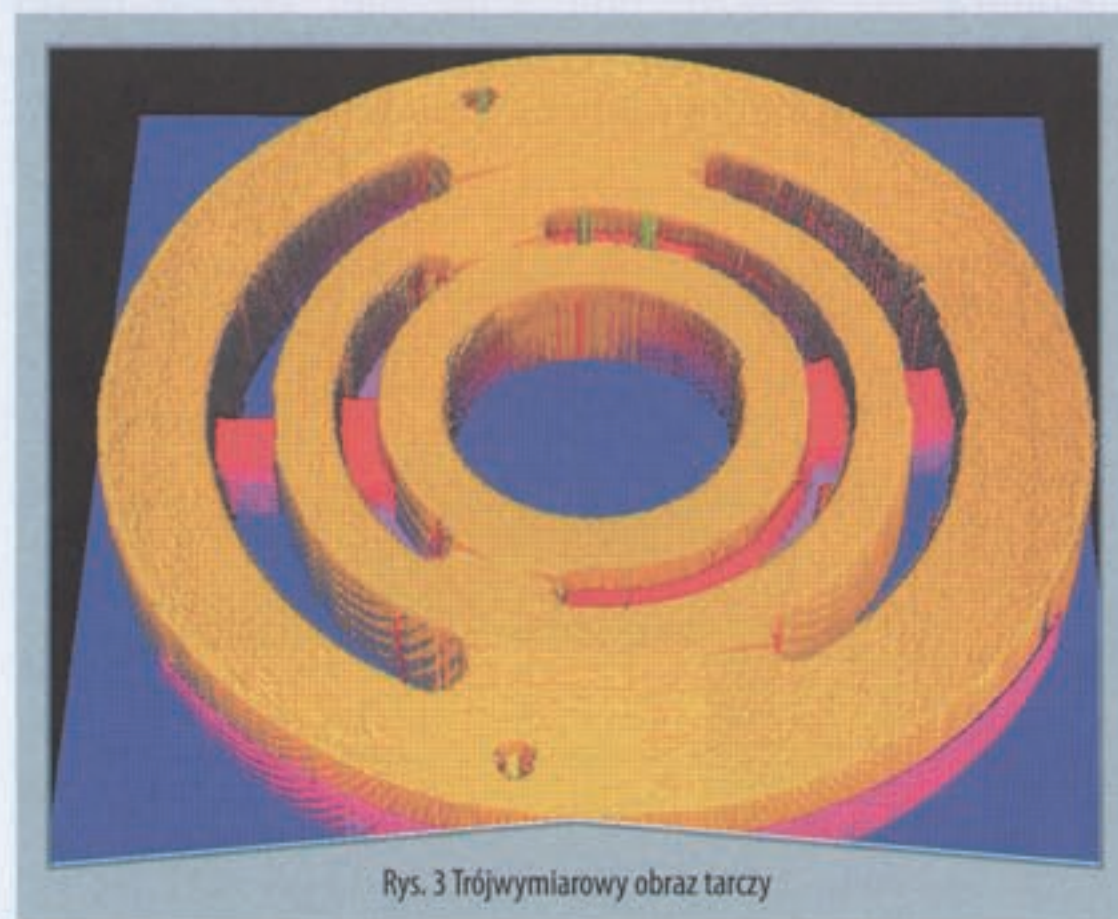
Rys. 2 Obraz tarczy oświetlonej wiązką lasera odbierany w systemie wizyjnym

ką ocenę stopnia zużycia poszczególnych podzespołów w pompie.

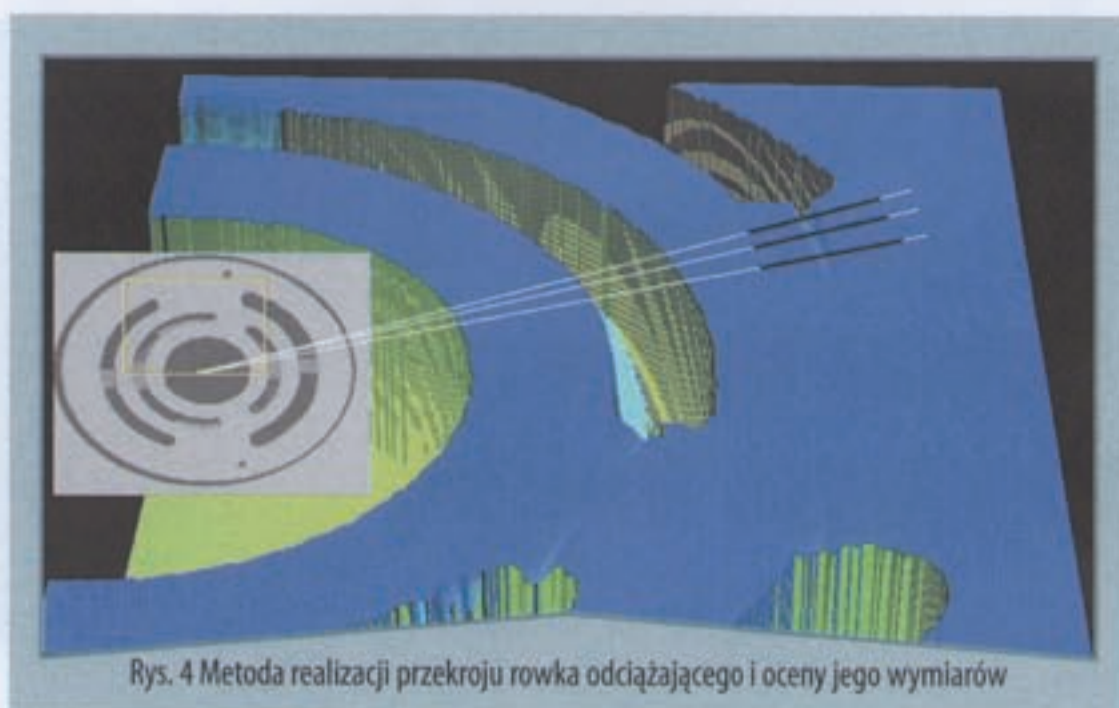
System wizyjny pobiera obraz tarczy na monochromatycznej matrycy CMOS. Na rysunku 2 widoczny jest obraz tarczy i wiązki laserowej wyświetlonej na jej powierzchni widoczny w systemie wizyjnym.

Parametry systemu wizyjnego są dobierane w taki sposób, aby na obrazie widoczny był ślad linii lasera. Jednocześnie czas ekspozycji i wartość przysłony powinna zapewniać eliminowanie z obrazu widzianego w systemie wizyjnym widoku powierzchni i jej kształtu. Ważne jest również to, aby w przypadku wystąpienia przypadkowego odbicia światła lasera od innych powierzchni przedmiotu ślad tego odbicia nie był widoczny na obrazie przedmiotu.

Na podstawie tak dobranych parametrów pobierane są obrazy przeliczane następnie na profil wysokości tworzą-



Rys. 3 Trójwymiarowy obraz tarczy



Rys. 4 Metoda realizacji przekroju rowka odciążającego i oceny jego wymiarów

cy kolejne przekroje trójwymiarowego obrazu. Przy budowie obrazu tarczy wykorzystano następujące rozdzielczości.

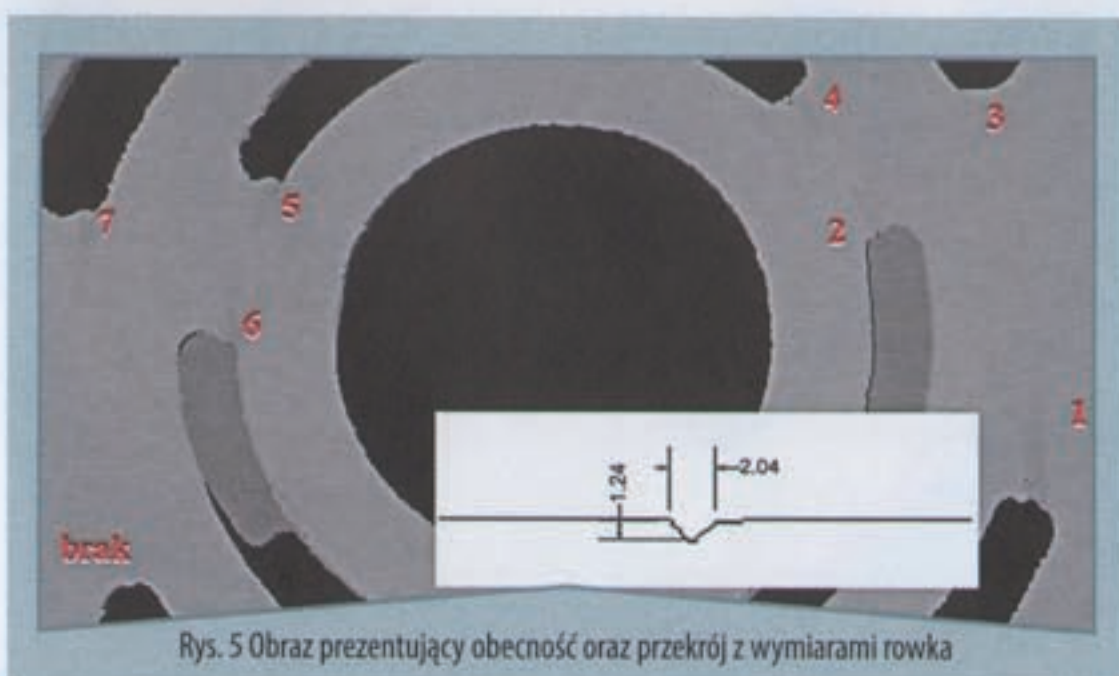
$$\Delta X = 0.1[\text{mm} / \text{piksel}] \quad (1)$$

$$\Delta Y \approx 0.1[\text{mm} / \text{piksel}] \quad (2)$$

$$\Delta Z \approx 0.04[\text{mm} / \text{piksel}] \quad (3)$$

Na trójwymiarowym obrazie tarczy wykonano analizę obecności rowka odciążającego. Zgodnie z rysunkiem wykonawczym na tarczy powinno znajdować się 8 rowków wychodzących z nerek ssawnej i tłocznej. Dla obrazu 3D zdefiniowano obszary ROI (Region of Interest), w których poszukiwane są rowki odciążające. Analizę obecności i jakości wykonania rowka realizowano za pomocą pomiaru głębokości i szerokości rowka na zdefiniowanych przekrojach widocznych na rys. 4. Wyznaczono środek tarczy a następnie wykonano 3 przekroje dla każdego z rowków. Do oceny wymiarowej wybrano tylko część przekroju w bezpośrednim sąsiedztwie rowka oznaczoną czarną linią. Analiza wymiarowa tego fragmentu przekroju umożliwia odczyt szerokości i głębokości rowka. Oceniając te dwa parametry sprawdzana jest obecność rowka na tarczy oraz jakość jego wykonania. Głębokość tłoczenia mierzona jest od górnej powierzchni tarczy w trzech przekrojach dla każdego rowka wzdłuż promienia tarczy.

Na podstawie analizy wykonanych przekrojów dla wszystkich rowków tworzony jest obraz kontrolny dla operatora. Na obrazie tym oznaczono kolejne rowki i wskazano miejsce, w którym opisano błędy jego wykonania (rys. 5). Wyświetlono również wybrany przekrój z pa-



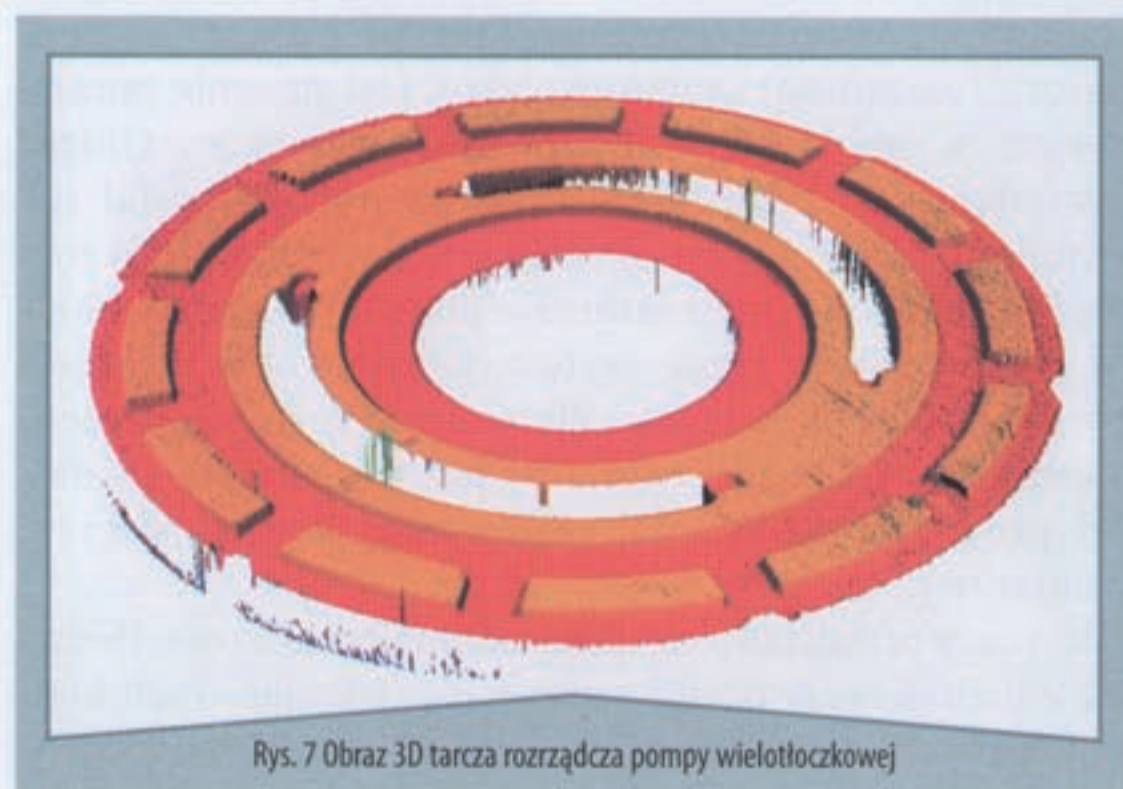
Rys. 5 Obraz prezentujący obecność oraz przekrój z wymiarami rowka

rametrami wymiarowymi kontrolowanego rowka tarczy.

Na powierzchni tarczy możliwa jest również ocena pola powierzchni rowka (rys. 6). Do tego celu wyznaczono obszar ROI, w którym sprawdzana jest wysokość punktów leżących poniżej powierzchni tarczy rozrządczej. Analizując ten obszar wyznaczane jest pole powierzchni rowka widoczne na rys. 6 oraz objętość rowka w zdefiniowanym obszarze na powierzchni tarczy.



Rys. 6 Pole powierzchni i objętość rowka

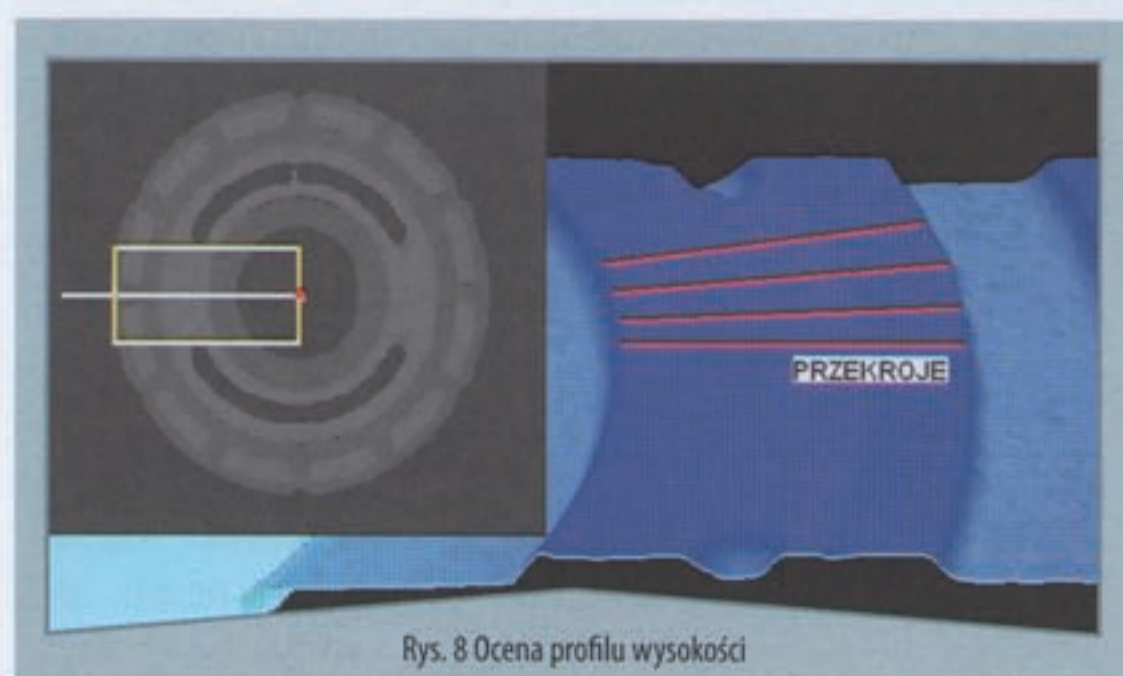


Rys. 7 Obraz 3D tarcza rozrządcza pompy wielotłoczkowej

Przykład pomiaru uszkodzeń tarczy rozrządczej

W pracy przedstawiono również zadanie oceny powierzchni tarczy współpracującej z wirnikiem pompy wielotłoczkowej. W celu oceny stopnia zużycia powierzchni współpracujących z wirnikiem na podstawie oceny profilu wysokości tej powierzchni badana tarcza wymontowana została z pompy.

W przypadku profilu 3D jak i w przypadku obrazu 3D (rys. 7) na obrazie przedmiotu widoczne są zakłócenia



Rys. 8 Ocena profilu wysokości

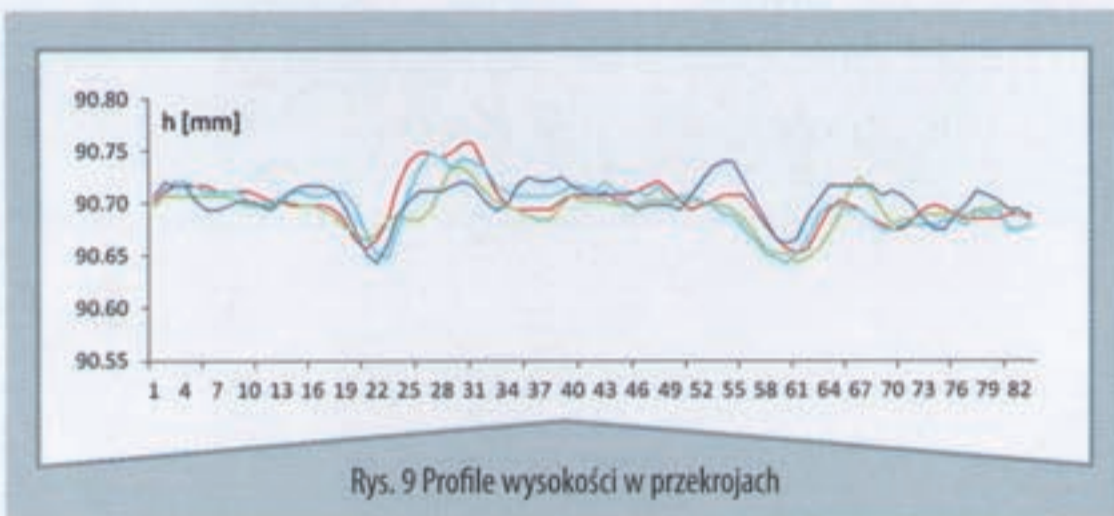
wynikające zarówno z geometrii pracy systemu, jak i z odbicia światła lasera od powierzchni przedmiotu. W wyniku zjawiska okluzji część punktów tworzących model 3D obiektu przyjmuje wartość wysokości równą 0. W wyniku odbicia światła lasera od krawędzi przedmiotu na obrazie widoczne są zakłócenia w postaci „piku profilu wysokości”. Obraz taki należy poddać filtrowaniu przed realizacją procedur pomiarowych w celu usunięcia fałszywych punktów pomiarowych. Na obrazie widocznym na rysunku 8 zastosowano filtrowanie wygładzające i filtrowanie z użyciem mediany, stosując macierz 3x3. Należy jednak pamiętać, że przy wygładzaniu, wysokość „pików” pojawiających się na obrazie, będzie miała wpływ na wartość wysokości punktów w ich otoczeniu.

Badania wykonano dla przekrojów wzdłuż osi wychodzących ze środka tarczy i odchylonych o kąt 2° względem siebie. Na rysunku 9 widoczny jest wykres prezentujący 5 profili wysokości. Dane pomiarowe na wykresie opisują tylko fragment przekroju, widoczny na obrazie w postaci czarnych linii na badanej powierzchni (rys. 8). Przy budowie modelu 3D zastosowano następujące rozdzielczość systemu wizyjnego:

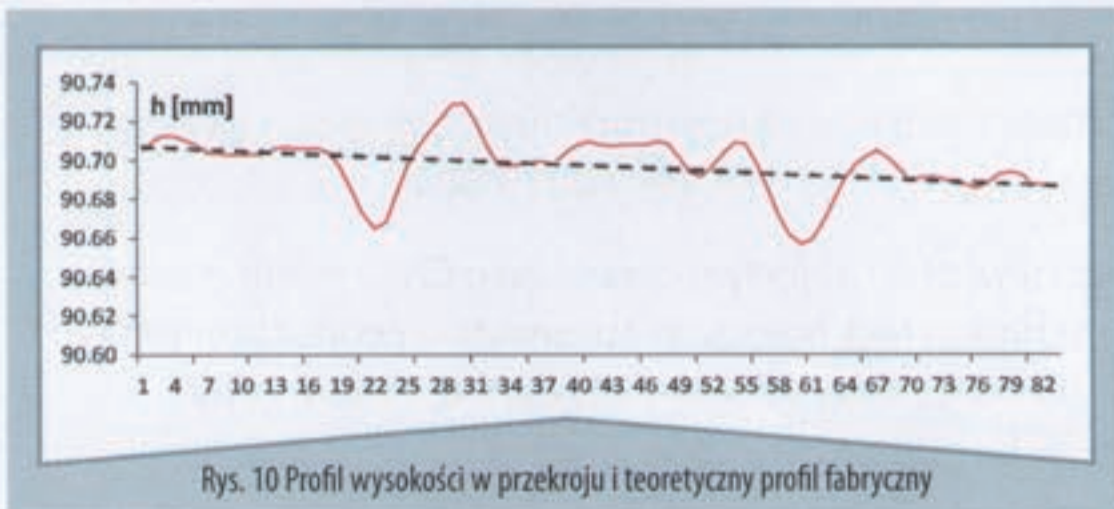
$$\Delta X = 0.1[\text{mm} / \text{piksel}] \quad (4)$$

$$\Delta Y \approx 0.1[\text{mm} / \text{piksel}] \quad (5)$$

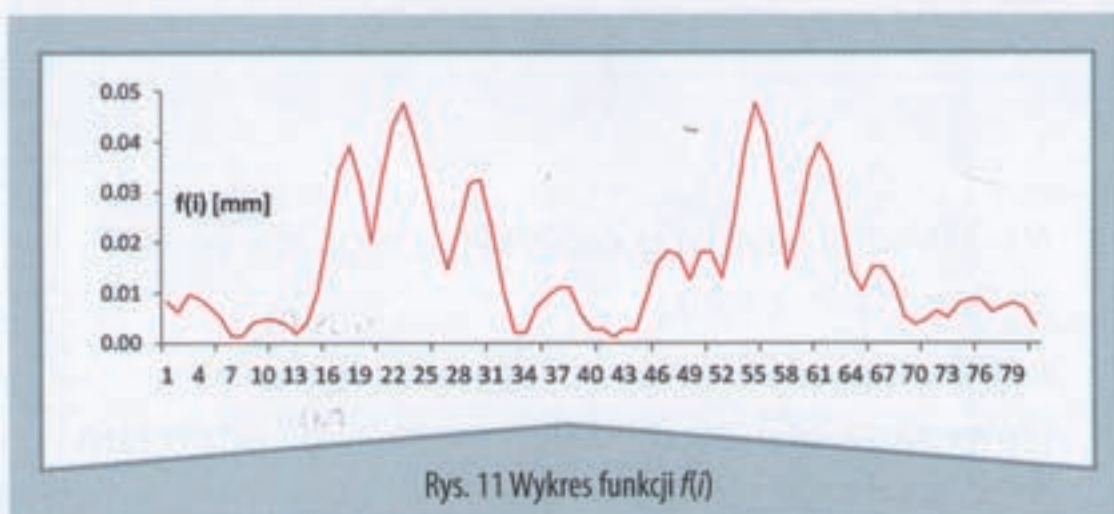
$$\Delta Z \approx 0.04[\text{mm} / \text{piksel}] \quad (6)$$



Rys. 9 Profile wysokości w przekrojach



Rys. 10 Profil wysokości w przekroju i teoretyczny profil fabryczny



Rys. 11 Wykres funkcji $f(i)$

Realizując badania dla kolejnych przekrojów, pobieramy dane z trójwymiarowego modelu produktu. Powierzchnię oceniano na podstawie 82 punktów pomiarowych (rysunek 9) opisujących kolejne pomiary realizowane wzdłuż promienia tarczy. Kolejne przebiegi prezentują profil wysokości wykreślone po przeskalowaniu na milimetry.

Otrzymane wyniki pomiaru profilu prezentują dane z obrazu trójwymiarowego. Obraz ten w czasie przygotowania podlegał filtrowaniu wygładzającemu z użyciem średniej liczonej w macierzy 3x3. Występujące na powierzchni tarczy głębokości rowków, powstałe w wyniku zużycia, można odczytać bezpośrednio z wykonanego profilu wysokości (wartości wyrażono w milimetrach). Na rys. 10 widoczne są również fragmenty powierzchni, na których występuje naddatek w stosunku do teoretycznego profilu tarczy.

Do opisu wady zużytej powierzchni zaproponowano funkcję $f(i)$ opisującą powierzchnię współpracy w następujący sposób.

$$f(i) = \max(x_{i-2} : x_{i+2}) - \min(x_{i-2} : x_{i+2}) \quad (7)$$

Funkcja ta umożliwi wskazanie punktów profilu w sąsiedztwie, których występują duże zmiany wysokości profilu wynikające z uszkodzenia profilu teoretycznego, z jakimi została fabrycznie wykonana tarcza rozrządca.

Przykład pomiaru uszkodzeń tarczy oporowej

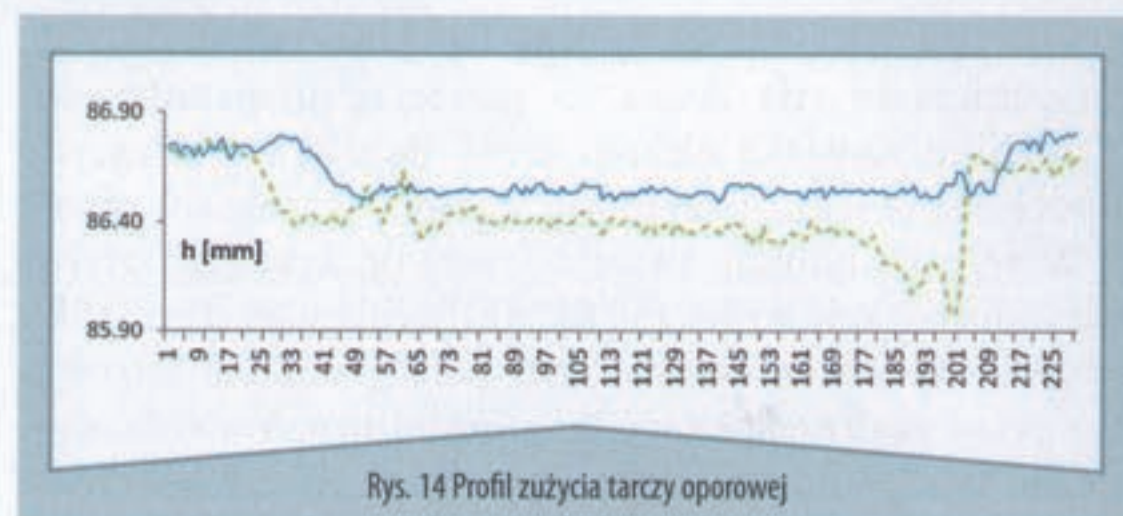
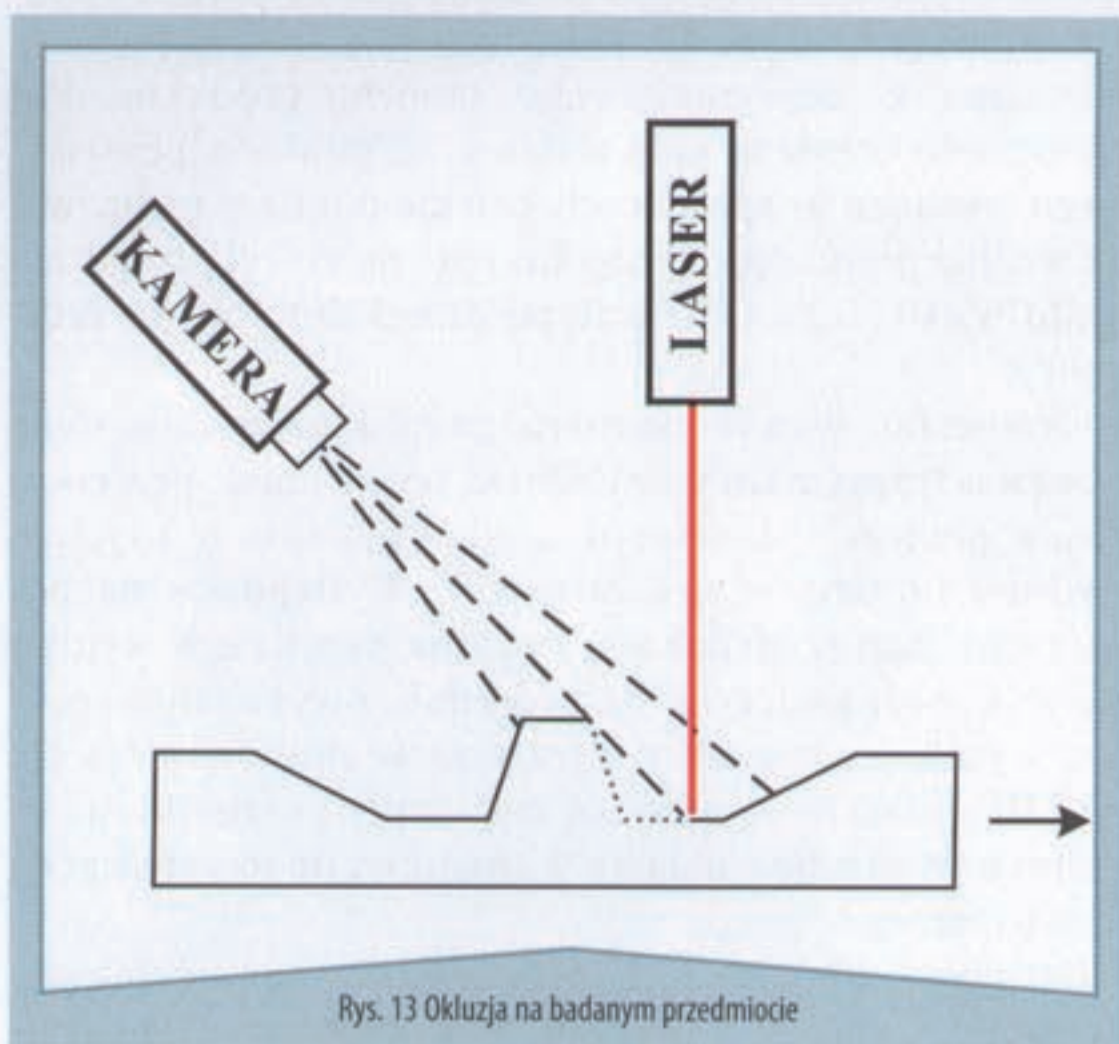
Kolejnym przykładem wykorzystania systemu wizyjnego w zadaniu kontroli wymiarów i powierzchni elementów pomp hydraulicznych jest kontrola tarczy oporowej.

W zadaniu tym nie tworzono modelu trójwymiarowego a jedynie profile wysokości w płaszczyźnie XZ. Kolejne przekroje tarczy, w których wykonano pomiar profilu wysokości widoczne są na rys. 12. Takie rozwiązanie zaproponowano z uwagi na możliwość wystąpienia błędów okluzji (przysłaniania) wiązki lasera przez element badany. Zjawisko to występuje wówczas, gdy na badanej powierzchni tarczy wyświetlana jest wiązka lasera jednak nie jest ona widoczna w systemie wizyjnym. Spowodowane jest to przysłonięciem obrazu wiązki przez elementy tarczy.

Dla badanej tarczy wykonano kilkanaście profili wysokości. W artykule prezentowane są dwa z nich, widoczne na obrazie tarczy (rys. 12) jako czarne linie w przykładowych przekrojach. Profil wysokości wskazuje wartość głębokości uszkodzenia powierzchni powstałej w wyniku tarcia z wirni-



Rys. 12 Widok powierzchni tarczy oporowej zużytej w wyniku pracy w pompie



Podsumowanie

Realizowane pomiary potwierdzają możliwość realizacji szybkiej oceny wymiarowej kształtu produktu, jak i wad kształtu powierzchni. Dla ostatniego z prezentowanych pomiarów pozyskanie i obróbka ponad dwustu punktów pomiarowych realizowane jest w czasie około 100 ms. Technologia ta jest możliwa do zastosowania w procesie wytwarzania bezpośrednio na linii produkcyjnej.

kiem. Dodatkowo na wykresie możemy zauważyć przesunięcie krawędzi uszkodzenia w stosunku do środka tarczy. Świadczy to o niewspółosiowości pracy wirnika i tarczy oporowej.

Kolejne profile umożliwiają również porównanie uszkodzeń w pozostałych ćwiartkach tarczy. Na wykresie zaprezentowano dwa przekroje: linią ciągłą przekrój (a) przy kącie 45° i linią przerywaną przekrój (b) przy kącie 270° . Widoczna jest duża różnica głębokości uszkodzenia powierzchni tarczy na przykładzie oceny profilu. Realizując pomiar kolejnych profili zauważono, że stopień zużycia powierzchni w każdej z ćwiartek tarczy był inny. Największą głębokość uszkodzeń zmierzono przy kącie 90° , a najmniejszą przy kącie 270° .

Praca wykonana w ramach grantu badawczo-rozwojowego finansowanego ze środków na naukę w latach 2007-2010.

dr inż. Andrzej Sioma

Katedra Automatykacji Procesów
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki

Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków

Literatura

1. **Kowal J., Sioma A.:** *Active vision system for 3D product inspection: Learn how to construct three-dimensional vision applications by reviewing the measurements procedures*, Control Engineering USA; ISSN 0010-8049. vol. 56, 2009.
2. **Sioma A., Struzikiewicz G.:** (2009) *Measurement and vision control of an object processed on a CNC milling machine*, Production process in mechanical engineering: advanced machining technology in automotive production today and tomorrow: research reports CEEPUS project CII-SK 0067-04-08/09 ISBN 978-83-7242-509-6, 37–44, 2009.

Summary

The quality control of pneumatic and hydraulic elements with using 3D vision system.

The article discusses usage of innovative three-dimensional vision system in quality control process for hydraulic and pneumatic elements.

A method of selecting cross section profile on 3D images is presented.

Application of 3D image processing for reading dimensions of examined part surface defects is also described.

➤ Jacek Bałchanowski, Władysław Twaróg

Układy tłokowe, siłownik hydrauliczny-pompa, najczęściej stosowane są do tłoczenia zanieczyszczonych cieczy, zapraw betonowych lub tynkarskich na duże wysokości przy stosunkowo małych wydajnościach.

Wprowadzenie

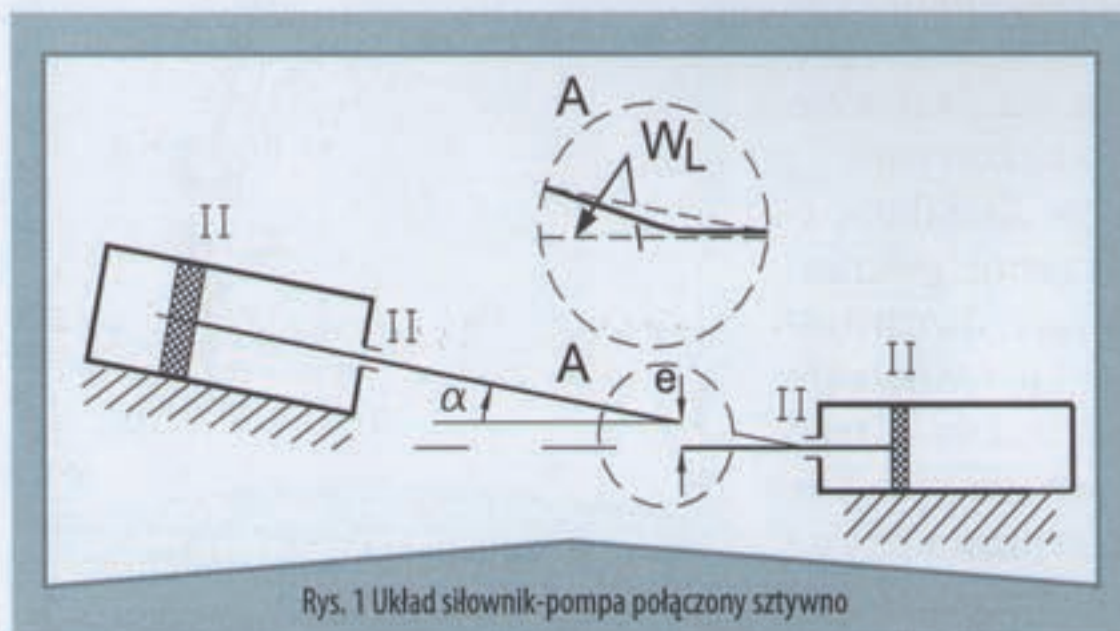
W odróżnieniu od pomp wirowych układy tłokowe cechują się dużą żywotnością pod warunkiem dokładnego montażu na sztywnym podłożu. Wymagania dotyczące dokładnego montażu i wcześniejszego planowania podłoża wynikają z więzów biernych występujących w połączeniu obu tłoczków. Powszechnie stosowane sprzęgło sztywne wnosi do układu więzy bierne. Odchylenia od wymiarów nominalnych powstałe podczas montażu powodują, że osie tłoczków są zwichrowane (rys. 1) (kąt zwichrowania α i odległość pomiędzy osiami e).

Podczas montażu połączenie tłoczków siłownika i pompy sprzęgłem sztywnym niweluje te wielkości poprzez odkształcenie sprężyste tłoczków. Odkształcenia te są wymuszone podczas montażu poprzez przyłożenie zewnętrznego momentu gnącego. Wartość tego momentu wyznaczono korzystając z równania osi ugiętej [6]:

$$M_g = \frac{3\pi E d_p^4 d_s^4 \sqrt{e^2 + (l_e - s_s)^2 \sin^2 \alpha}}{64 d_p^4 (l_{os} + s_s)^2 + 64 d_s^4 (l_{op} + h_s - s_s)^2} \quad (1)$$

gdzie:

- E – moduł Younga
- d_p – średnica tłocznika pompy
- d_s – średnica tłocznika siłownika
- l_{os} – odległość czoła tłocznika siłownika od łożyska przy wsuniętym tłoku
- l_{op} – odległość czoła tłocznika pompy od łożyska przy wsuniętym tłoku
- h_s – skok tłoka siłownika
- e – odległość osi tłocznika pompy od osi tłocznika siłownika
- α – kąt zwichrowania osi tłoczków
- s_s – bieżący skok siłownika.

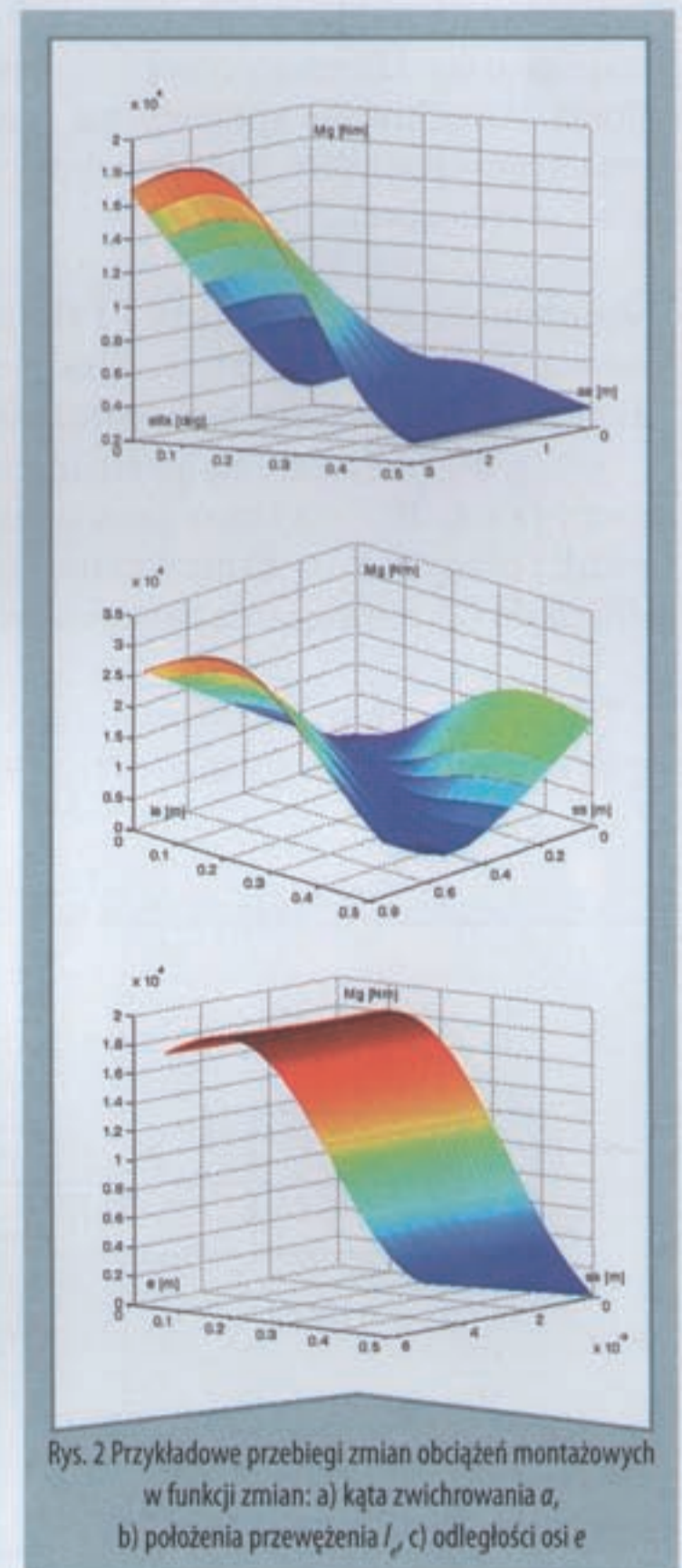


Rys. 1 Układ siłownik-pompa połączony sztywno

Wpływ odchyłek montażowych na obciążenia układu siłownik-pompa

Oprócz tego momentu (1) w trakcie pracy układu pojawia się moment gnący wynikający z obciążeń roboczych. Wartość tego momentu zależy od siły biernej F_b , odchyłek montażowych oraz średnic tłoczków. Powstający na tłoczkach wypadkowy moment gnący jest równoważony przez parę sił poprzecznych działających w parach tworzonych przez tłok i tłoczek z cylindrem. Siły te osiągają znaczne wartości i mogą prowadzić do degradacji tulei cylindrowych. Zjawisko takie wystąpiło w rzeczywistym układzie siłownik – pompa w którym siłownik hydrauliczny dwustronnego

działania napędzał dwie pompy jednostronnego działania. Błędy montażowe w tym układzie generowały tak duży moment gnący (1) (rys. 2), że po kilkunastu godzinach pracy układu pompa traciła zdolność pompowania. Utrata zdolności pompowania wynikała ze zniszczenia tulei cylindrowej (występowało zjawisko skrawania tulei przez tłok po wcześniejszym zniszczeniu odpowiednich uszczeltek). Układ ulegał awarii, której usunięcie wymagało wymiany tulei cylindrowej pompy. Powyższe fakty są przyczyną podjęcia niniejszego opracowania, którego celem będzie opracowanie sprzęgła wzdłużnego służącego do połączenia tłocznika siłownika z tłoczyskiem pompy niewrażliwego na odchyłki montażowe.



Rys. 2 Przykładowe przebiegi zmian obciążeń montażowych w funkcji zmian: a) kąta zwichrowania α , b) położenia przewężenia l , c) odległości osi e

Analiza i synteza strukturalna układu siłownik-pompa

Analizując strukturę układu przedstawionego na rys. 1 stwierdzono, że w tym dwuczłonowym ($n=2$) układzie o ruchliwości rzeczywistej ($W_r=1$), człony tworzą cztery pary II klasy ($p_4=4$) oraz występuje ruchliwość lokalna tłoków ($W_L=1$). Korzystając ze wzoru na ruchliwość mechanizmów przestrzennych [1], [5] wyznaczono liczbę więzów biernych R_b w układzie:

$$R_b = W_r + W_L - 6(n-1) + 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + 1p_5 \quad (2)$$

Podstawiając do zależności (2) wymienione i oznaczone na rys. 1 dane, otrzymano liczbę więzów biernych w układzie ($R_b=12$). Zarówno siłownik jak i pompa zawierają po cztery więzy bierne ($R_{bS}=R_{bP}=4$) wobec czego sztywne połączenie (sprzęgło) tłoczysek wnosi do układu również cztery więzy bierne. Aby wyeliminować te więzy bierne należy zrezygnować ze sztywnego połączenia tłoczysek i wprowadzić ruchowe połączenie korzystając z odpowiedniej pary kinematycznej lub nawet z dodatkowego członu. Poszukiwane sprzęgło nie może zawierać par kinematycznych zdolnych do przenoszenia momentów gnących i skręcających.

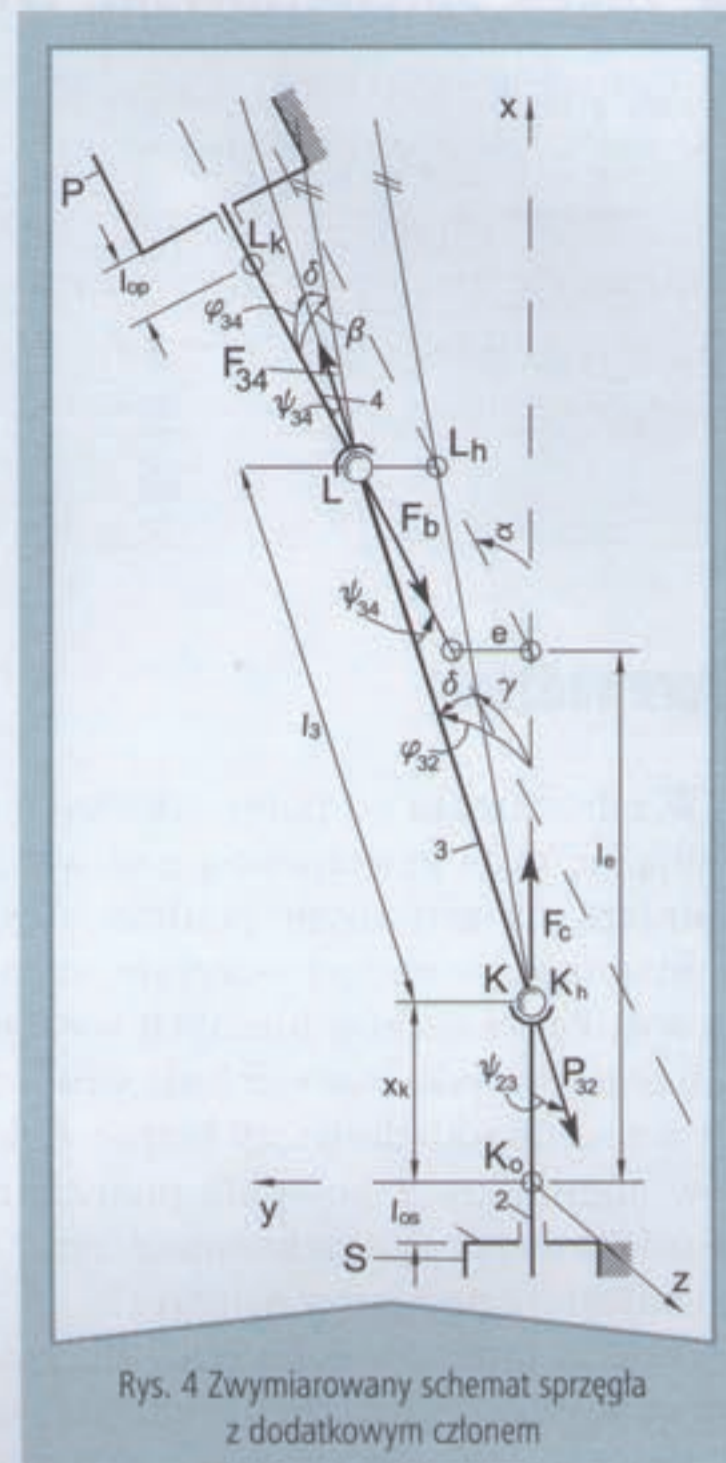
Założenie to eliminuje pary I i II klasy i kieruje poszukiwania na pary pozostałych klas pierwszej postaci [4]. Zakładając, że tłoczyska będą połączone bezpośrednio parą ($n=3$, $W_L=2$) lub za pośrednictwem dodatkowego członu ($n=4$, $W_L=3$) oraz pozostanie niezmienny siłownik i pompa ($R_b=8$) otrzymano po podstawieniu tych założeń do (2) rozwiązania zamieszczone na rys. 3, [2], [3].

Oba otrzymane rozwiązania służące do połączenia tłoczysek siłownika i pompy są niewrażliwe na odchyłki mon-

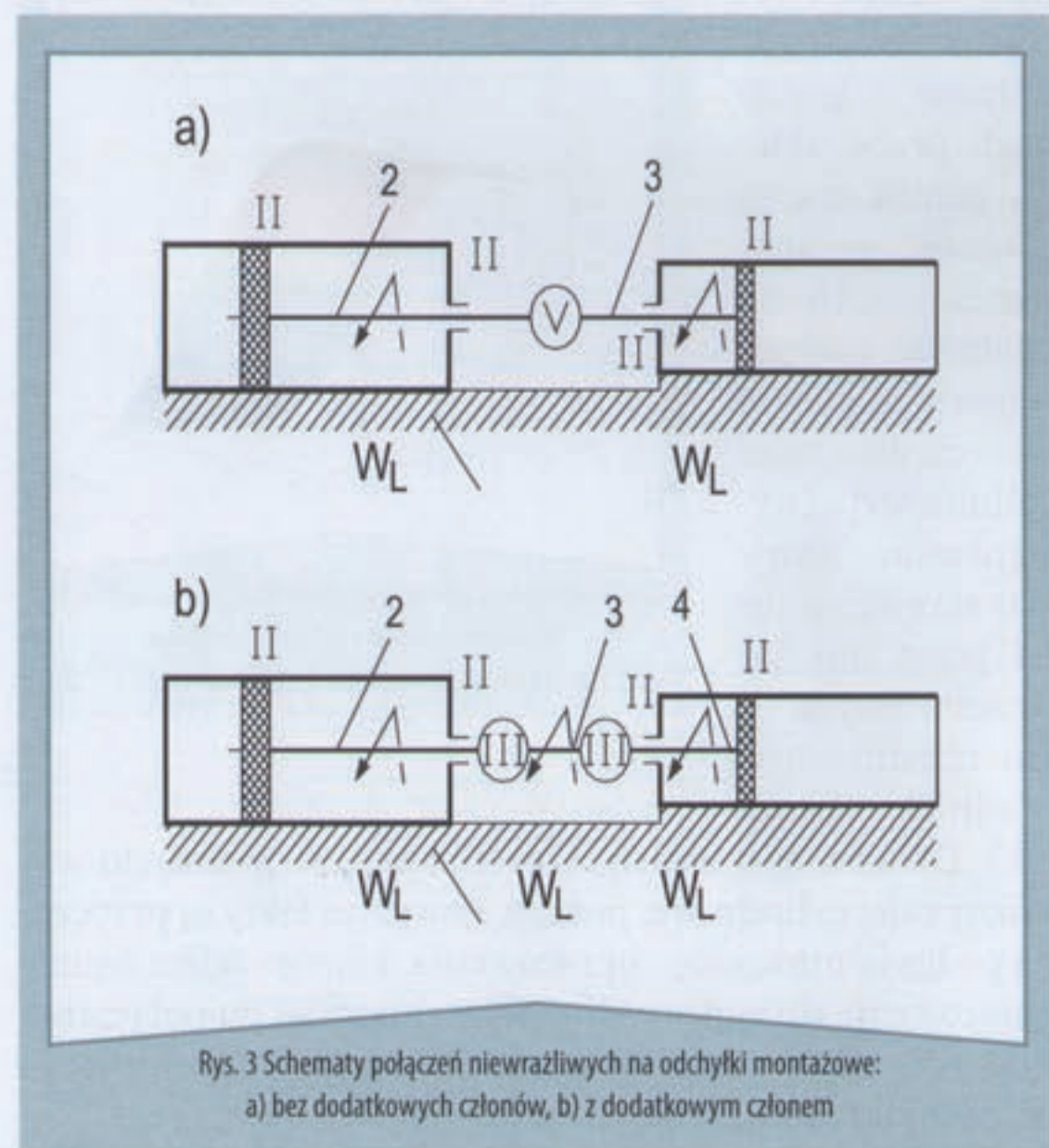
tażowe co oznacza, że podczas montażu w układzie nie pojawią się żadne dodatkowe obciążenia. Wobec powyższego oba rozwiązania spełniają postawione warunki eliminacji obciążeń montażowych.

Nie oznacza to jednak całkowitej eliminacji momentów gnących działających na tłoczyska. Jeżeli w wyniku montażu osie tłoczysek będą zwichrowane to siły przenoszone przez sprzęgło będą wywoływały momenty gnące na tłoczysku siłownika i pompy. Należy w kolejności przeprowadzić analizę sił działających w sprzęgłe i ich efekty. Ponieważ proponowane sprzęgło nie zawiera więzów biernych to wartości momentów gnących można wyznaczyć w oparciu o warunki równowagi statycznej. Rozwiązanie przedstawione na rys. 3a (para V klasy) jest sprzęgłem zdolnym do przenoszenia tylko sił ściskających.

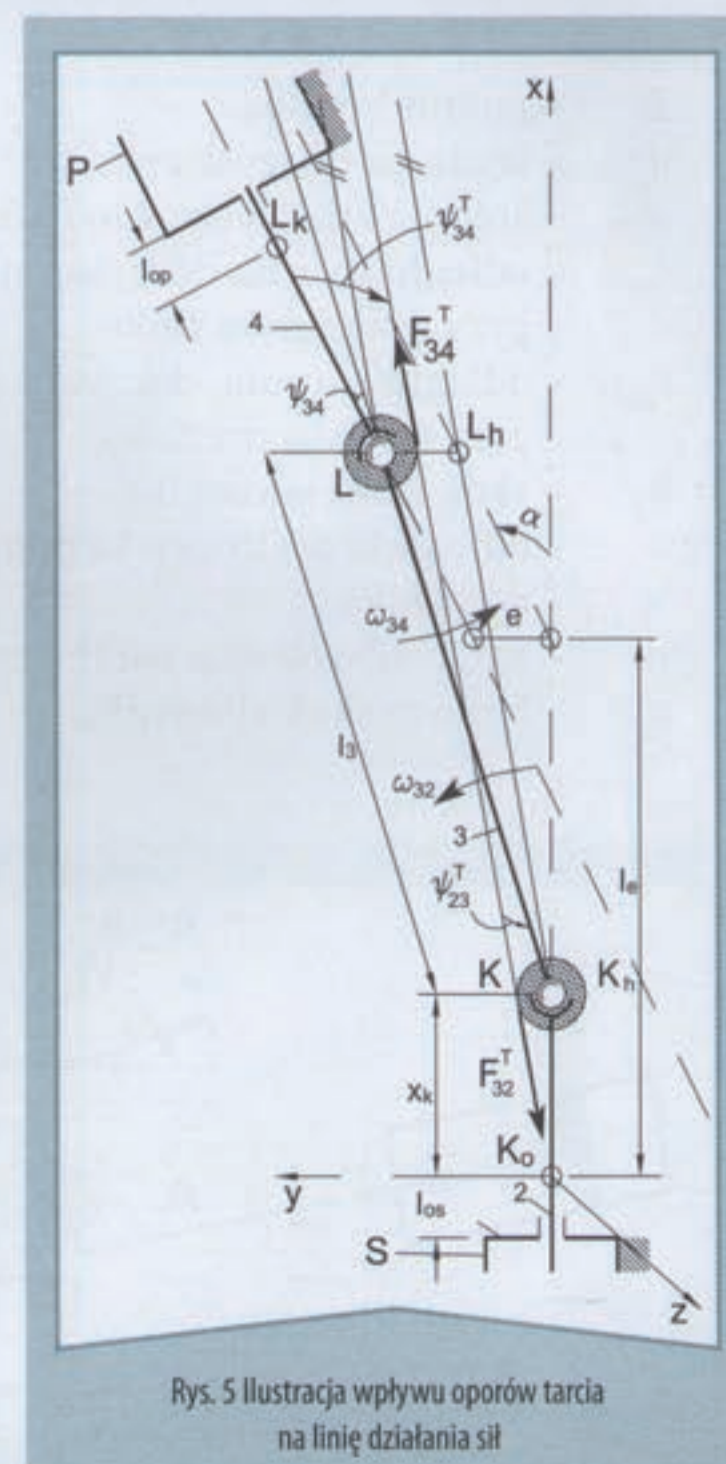
Jest to więc sprzęgło jednokierunkowe i jako takie nie może być stosowane w układzie siłownik-pompa. W tej sytuacji do dalszych analiz wybrano rozwiązanie z członem dodatkowym (rys. 3b) jako rozwiązanie gwarantujące dwustronne przenoszenie sił. Dla tego sprzęgła będzie przeprowadzona analiza statyczna



Rys. 4 Zwymiarowany schemat sprzęgła z dodatkowym członem



Rys. 3 Schematy połączeń niewrażliwych na odchyłki montażowe: a) bez dodatkowych członów, b) z dodatkowym członem



Rys. 5 Ilustracja wpływu oporów tarcia na linię działania sił

mająca na celu określenie wpływu geometrii sprzęgła i odchyłek montażowych na szkodliwe obciążenia tłoczków siłownika i pompy.

Analiza statyczna sprzęgła z dodatkowym członem

Na rys. 4 przedstawiono zwymiarowany schemat kinematyczny wybranego sprzęgła w którym tłoczek siłownika 2 połączone jest łącznikiem 3 z tłoczkiem pompy 4 tworząc dwa przeguby kuliste K i L .

Z osią cylindra siłownika połączony jest nieruchomy kartezjański układ współrzędnych którego początek znajduje się w początkowym położeniu przegubu tłoczka siłownika K_0 . Oś x tego układu pokrywa się z osią cylindra i tłoczka siłownika i zwrócona jest zgodnie z ruchem roboczym tłoczka (rys. 4), a oś y jest prostopadła do osi obu tłoczków i jest zwrócona od osi tłoczka 2 siłownika do osi tłoczka 4 pompy (jest równoległa do odległości pomiędzy osiami tłoczków e). Przy tak przyjętym układzie współrzędnych oś tłoczka 4 pompy leży w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny xK_0 , łącznik 3 jest nachylony do tej płaszczyzny pod kątem δ o wartości opisanej zależnością:

$$\delta = \arcsin \frac{e}{l_3} \quad (3)$$

Rzut poziomy łącznika 3 ($K_h L_h$) (opisany kątem δ (3)) tworzy z osią x układu współrzędnych kąt γ , a z osią tłoczka 4 kąt β . Wartości tych kątów opisują następujące zależności:

$$\beta = \arcsin \left(\frac{x_K - l_e}{\sqrt{l_3^2 - e^2}} \sin \alpha \right) \quad (4)$$

$$\gamma = \alpha + \beta \quad (5)$$

Kąty opisane zależnościami (3), (4) i (5) pozwalają określić wartości kątów pomiędzy osią łącznika 3 a osiami tłoczka siłownika 2 i tłoczka pompy 4.

$$\varphi_{23} = \arccos(\cos \gamma \cos \delta) \quad (6)$$

$$\varphi_{43} = \arccos(\cos \beta \cos \delta) \quad (7)$$

Kąty te (6) i (7), w przypadku nieuwzględniania oporów tarcia, są również odpowiednimi kątami pomiędzy siłami oddziaływania łącznika 3 na tłoczka a siłą czynną F_c siłownika ($\psi_{2s} = \varphi_{2s}$) i siłą bierną F_b pompy ($\psi_{4s} = \varphi_{4s}$). Wykorzystując ten fakt można wyznaczyć wartość siły czynnej F_c w funkcji wartości siły biernej F_b i geometrii układu z następującej zależności:

$$F_c = F_b \frac{\cos \varphi_{23}}{\cos \varphi_{43}} \quad (8)$$

Z kolei wartości momentów gnących działających na tłoczka można wyrazić następująco:

$$Mg_2 = (l_{0s} + x_K) F_b \frac{\sin \varphi_{23}}{\cos \varphi_{43}} \quad (9)$$

$$Mg_4 = (l_{0p} + h_p - A) F_b \operatorname{tg} \varphi_{43} \quad (10)$$

gdzie:

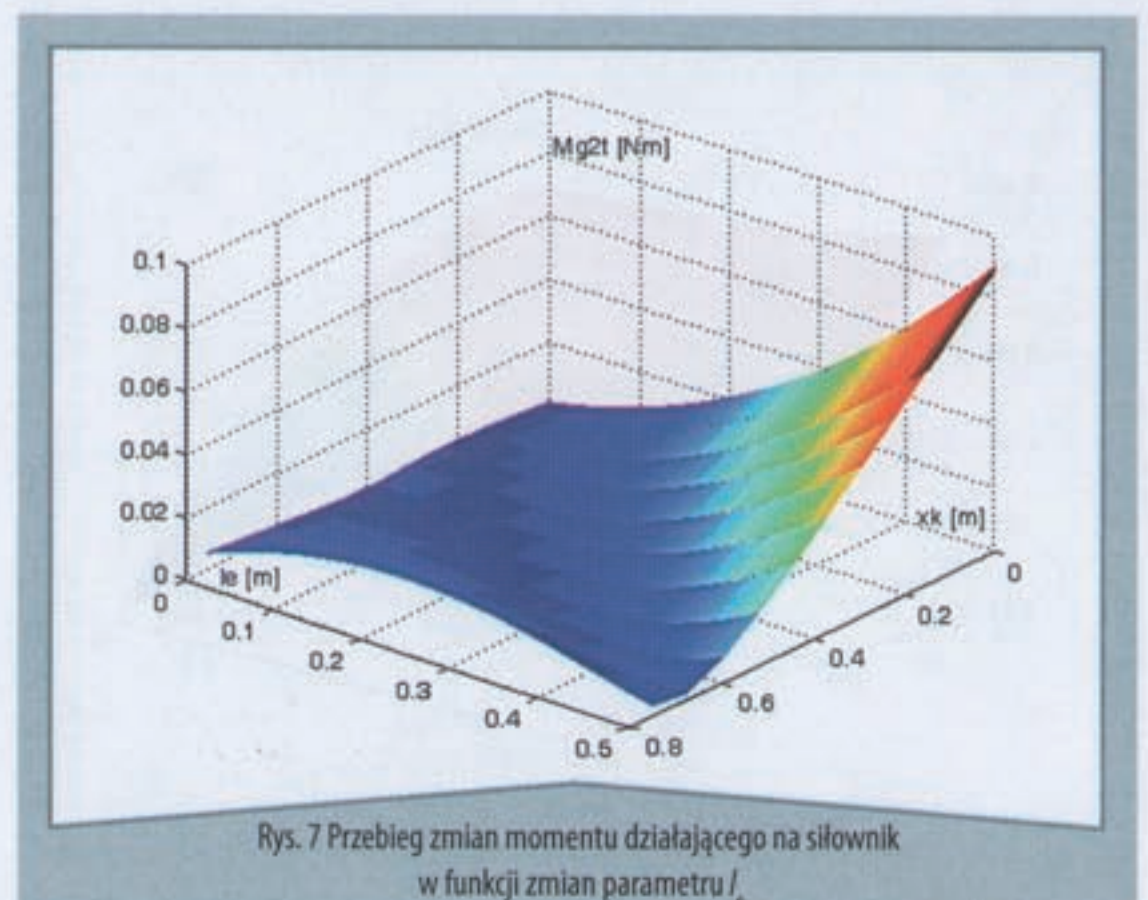
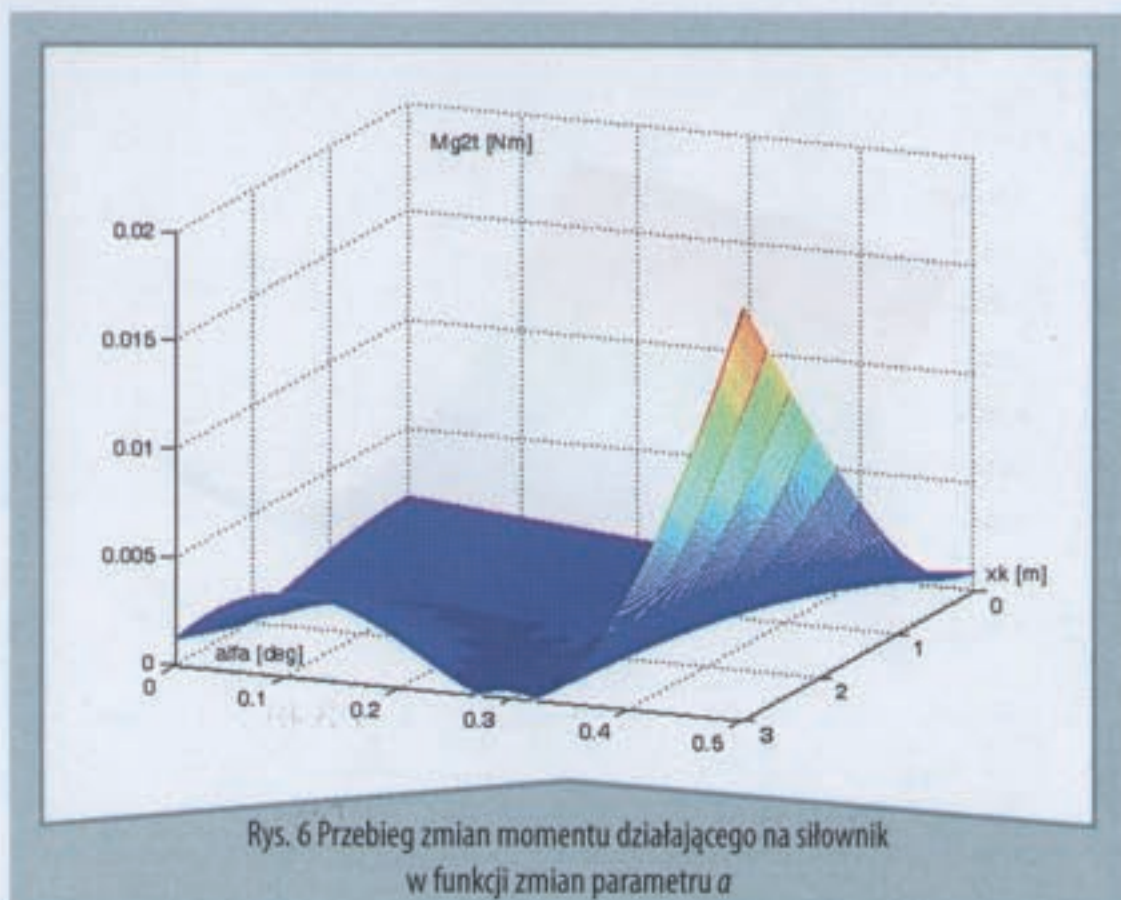
$$h_p = \frac{h_s + l_3 \cos \delta (\cos \gamma_k - \cos \gamma_0)}{\cos \alpha}$$

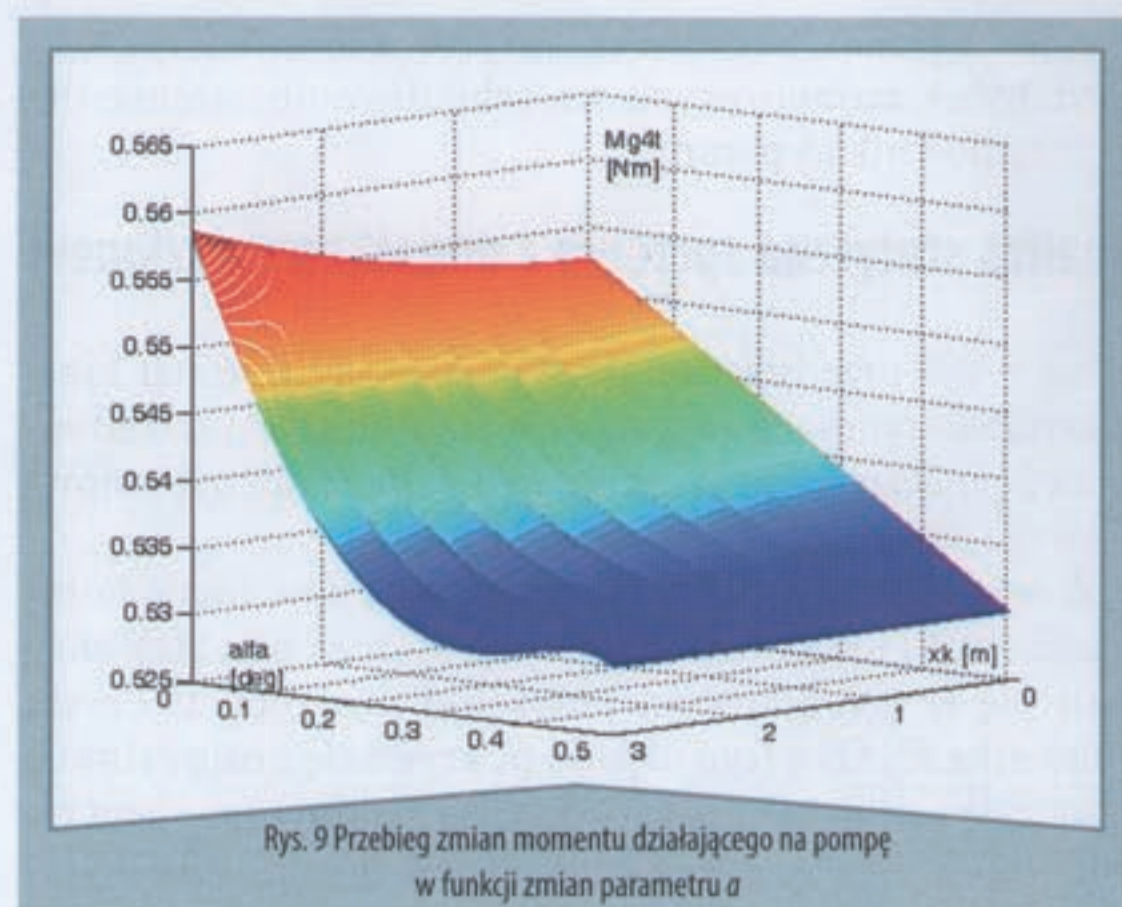
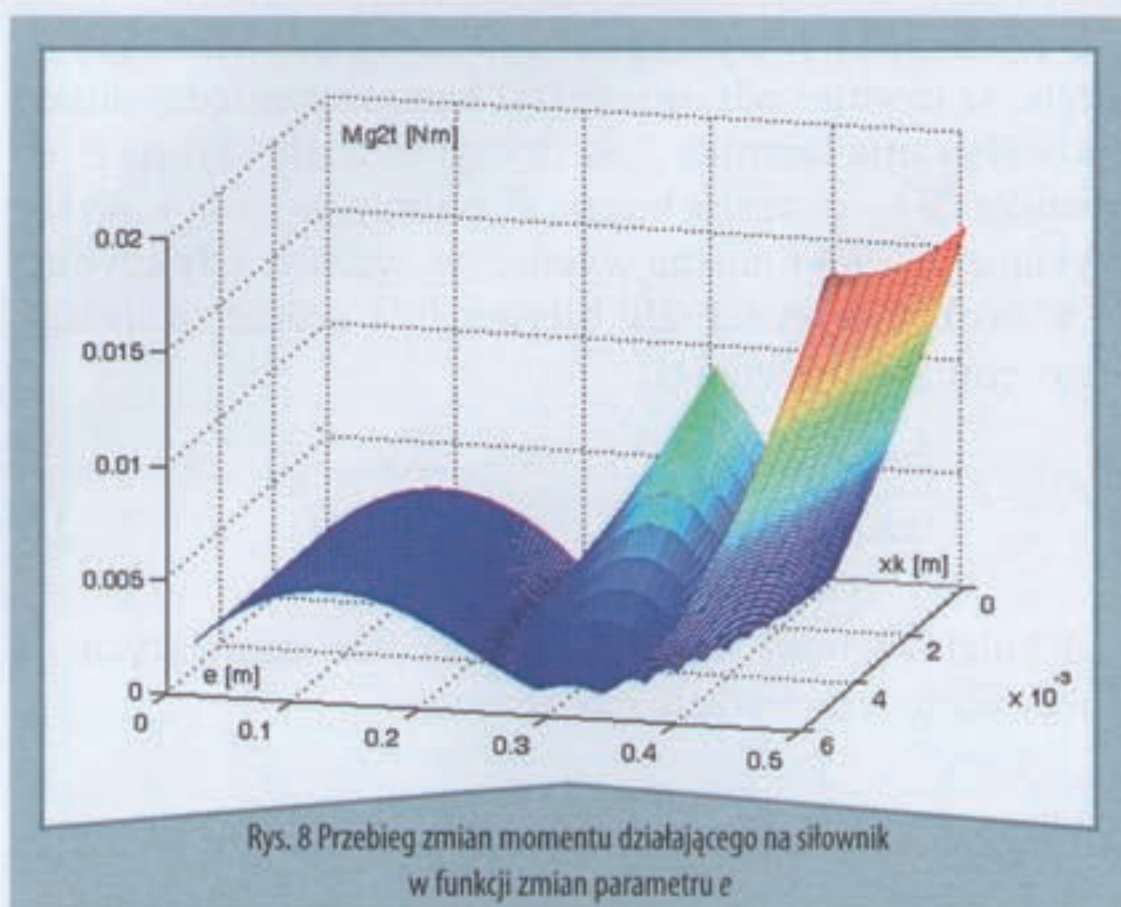
$$A = \frac{x_K + l_3 \cos \delta (\cos \gamma - \cos \gamma_0)}{\cos \alpha}$$

$$\gamma_k = \alpha + \arcsin \frac{(h_s - l_e) \sin \alpha}{\sqrt{l_3^2 - e^2}}$$

$$\gamma_0 = \alpha + \arcsin \left(\frac{-l_e \sin \alpha}{\sqrt{l_3^2 - e^2}} \right)$$

Zależności (9) i (10) opisują przebieg zmian wartości momentów gnących podczas cyklu pracy układu siłownik-pompa bez uwzględnienia tarcia w przegubach K i L . Bliższa analiza zależności (9) pozwala zauważyć, że największym wpływem na zmiany wartości momentu Mg_2 cechuje się parametr x_K opisujący położenie przegubu K .





Minimalna wartość momentu Mg_2 wystąpi, gdy poziomy rzut łącznika KL pokrywa się z osią tłoczyska siłownika ($\gamma = 0$). Przypadek taki występuje gdy przegub K znajduje się w położeniu określonym współrzędną:

$$x_K = l_e - \sqrt{l_3^2 - e^2} \quad (11)$$

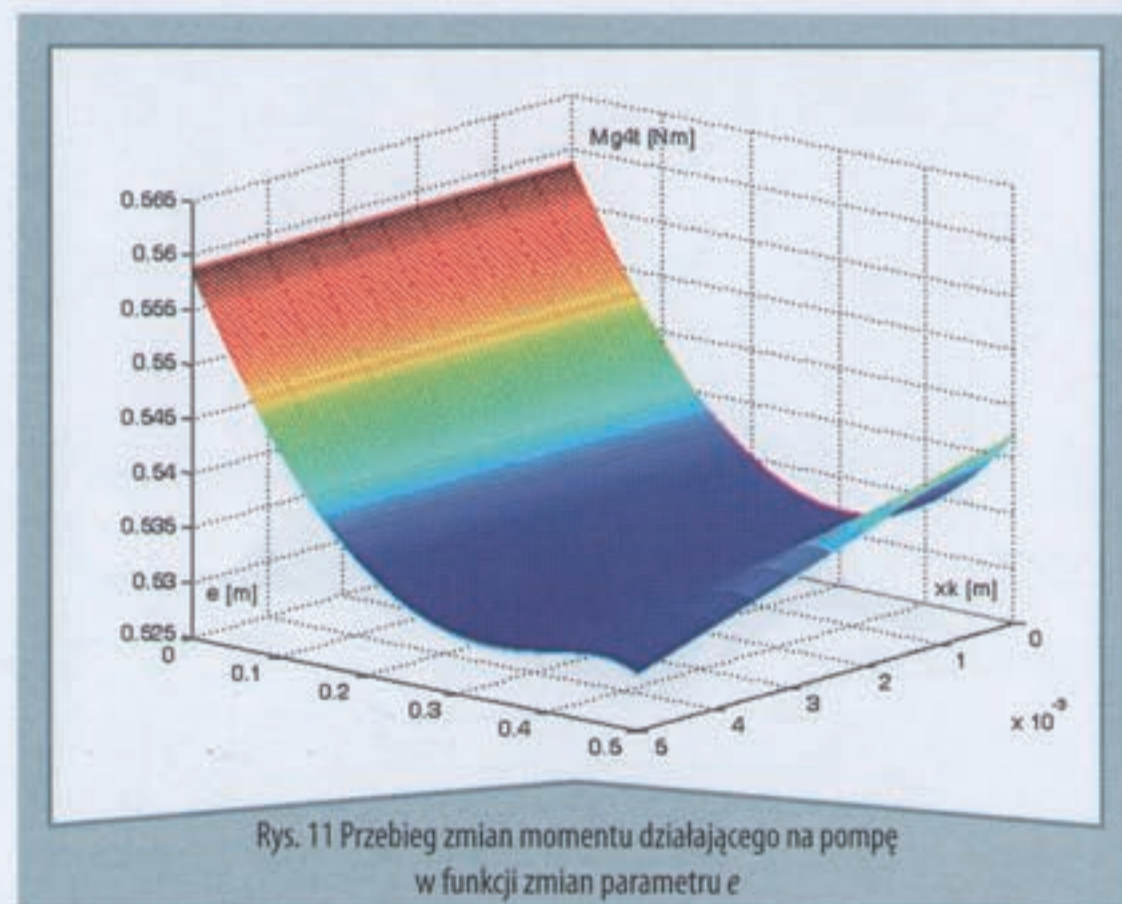
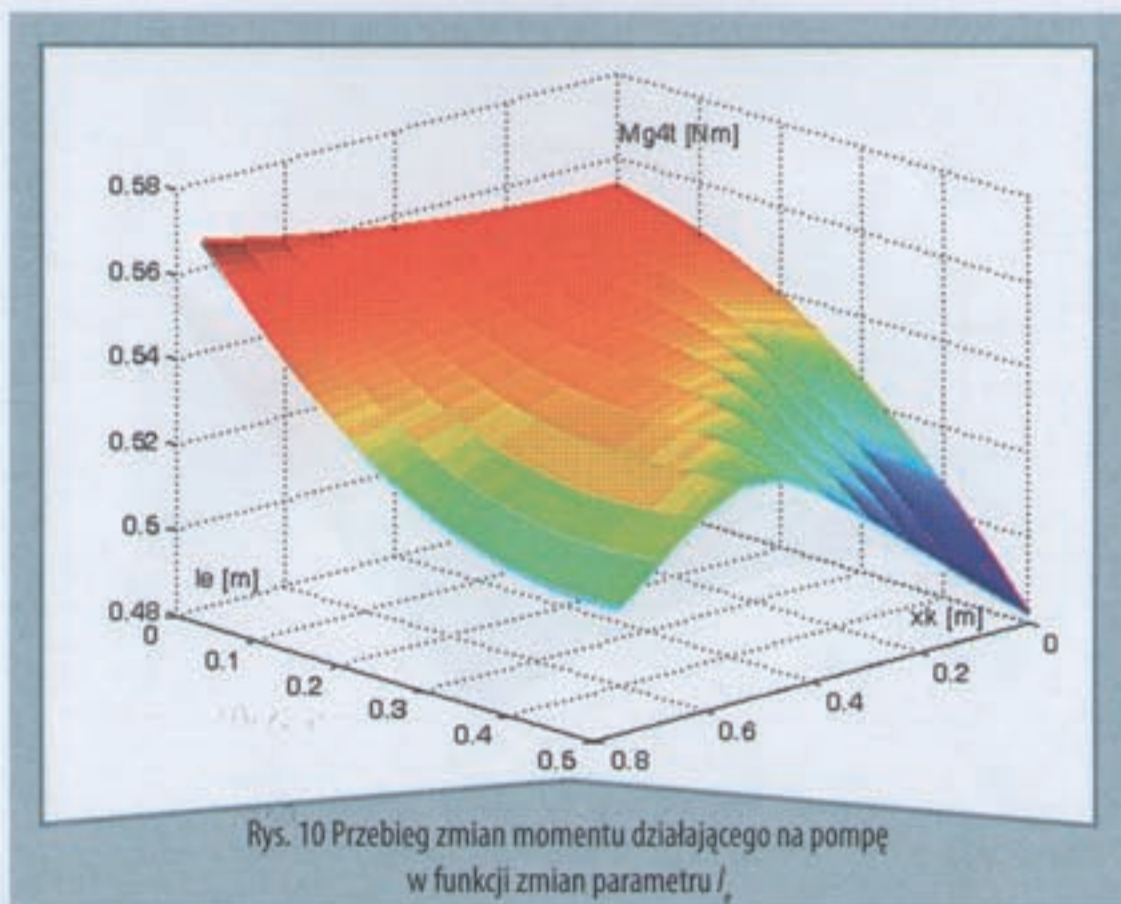
Przegub L znajduje się wtedy w przewężeniu osi tłoczysk. Jeżeli l_e dąży do h_3 , moment Mg_2 dąży do maksimum. Wpływ parametrów l_3 , e i α jest znacznie mniejszy. Wzrost wartości parametrów e i α zawsze powoduje wzrost wartości momentu Mg_2 . Odwrotnie wpływa długość łącznika l_3 . Wzrost jej wartości powoduje obniżenie wartości momentu Mg_2 . Analizując z kolei zależność (10) można zauważyć odwrotny wpływ położenia przegubu K na wartości momentu Mg_4 . Dla położenia początkowego ($x_K = 0$) moment osiąga maksymalne wartości. Wraz ze wzrostem wartości tego parametru wartość momentu maleje i osiąga swoje minimum gdy przegub K znajdzie się w przewężeniu (rzut poziomy łącznika jest równoległy do osi tłoczyska pompy ($\beta = 0$)). Położenie to opisane jest współrzędną:

$$x_K = l_e \quad (12)$$

W dalszej fazie ruchu (x_K rośnie) zmiany wartości Mg_4 są uzależnione od wartości odchyłek montażowych. Wpływ zmian wartości parametrów l_3 , l_e i α na zmiany wartości Mg_4 jest podobny jak w przypadku momentu Mg_2 . Porównując maksymalne wartości obu momentów można zauważyć, że moment Mg_4 osiąga znacznie większe wartości niż moment Mg_2 .

Ogólnie można więc stwierdzić, że na maksymalne wartości momentów działających na osie tłoczysk największy wpływ ma położenie układu (x_K) oraz położenie przewężenia osi (l_e). Ilościowa analiza wpływu wartości tych parametrów na przebiegi momentów zostanie przeprowadzona po uwzględnieniu oporów tarcia w przegubach kuli- stych K i L . Uwzględniając wpływ oporów tarcia w przegubach w postaci kul tarcia (rys. 5), będących odpowiednikami kół tarcia w układach płaskich [4], przeprowadzono powtórny analizę statyczną układu. Pod wpływem tarcia linia działania sił oddziaływania pomiędzy łącznikiem 3 a tłoczyskami 2 i 4 ulegnie zmianie, a kąty opisujące nachylenie linii działania do osi tłoczysk będą opisane następującymi zależnościami:

$$\psi_{23}^T = \varphi_{23} - \arcsin\left(\frac{2r\mu'}{l_3}\right) \quad (13)$$



$$\psi_{43}^T = \varphi_{43} + \arcsin\left(\frac{2r\mu'}{l_3}\right) \quad (14)$$

gdzie:

- r – promień czopów kulistych pomiędzy łącznikiem 3 a tłoczyskami,
- μ' – współczynnik tarcia w parze kulistej.

Zmiana kierunku linii działania sił oddziaływania zmieni wartość siły czynnej (8). Po uwzględnieniu oporów tarcia wartość siły czynnej będzie opisana zależnością:

$$F_c^T = F_b \frac{\cos\psi_{23}^T}{\cos\psi_{43}^T} \quad (15)$$

Zmianie ulegną również wartości momentów gnących działających na poszczególne tłoczyska. Wartości te będą opisywać następujące zależności:

$$Mg_2^T = \frac{F_b}{\cos\psi_{43}^T} \left((l_{s0} + x_K) \sin\psi_{23}^T - r\mu' \right) \quad (16)$$

$$Mg_4^T = \frac{F_b}{\cos\psi_{43}^T} \left((l_{p0} + h_p - A \sin\psi_{43}^T) + r\mu' \right) \quad (17)$$

Zależności (16) i (17) opisują przebiegi zmian momentów działających na osie tłoczysk po uwzględnieniu oporów tarcia w przegubach K i L . Analizując zależność (16) nietrudno zauważyć, że wartości momentu z tarciem są mniejsze niż w przypadku momentu wyznaczonego bez uwzględnienia oporów tarcia.

Wynika to ze zmniejszenia odchylenia linii działania siły z tarciem od osi tłoczyska siłownika (13), co powoduje zmniejszenie ramienia działania siły oraz przeciwnego zwrotu momentu tarcia w przegubie K (16). Położenie układu o minimalnej wartości momentu (16) opisuje zależność:

$$x_K = r\mu'(B \sin \gamma - C \cos \gamma) \quad (18)$$

gdzie:

$$B = \frac{\sqrt{l_3^2 - 4r^2\mu'^2}}{l_3}$$

$$C = \frac{2r\mu'}{l_3}$$

Odwrotne zjawisko można zauważyć w przegubie L . Kąt odchylenia (14) siły oddziaływania pod wpływem tarcia wzrasta (rośnie ramię działania siły), a moment tarcia w przegubie L ma ten sam zwrot co moment siły z tarciem (17). Minimalna wartość momentu (17) występuje w położeniu opisanym współrzędną:

$$x_K = r\mu'(B \sin \beta - C \cos \beta) - l_3 \cos \delta (\cos \gamma - \cos \gamma_0) \quad (19)$$

Ponadto położenia układu o minimalnych wartościach momentów pod wpływem tarcia ulegają przemieszczeniu. Im większe momenty tarcia w przegubach, tym większe

przemieszczenie minimów. Minima momentów przemieszczają się zgodnie z ruchem tłoczysk (współrzędne opisane zależnościami (18) i (19) osiągają większe wartości niż wartości uzyskane z zależności (11) i (12)). Wpływ poszczególnych parametrów montażu i sprzęgła po uwzględnieniu oporów tarcia zostanie poddany analizie ilościowej dla przyjętego przykładu.

Przykład

W celu przeprowadzenia analizy ilościowej wpływu zmian wartości parametrów l_e , e i α na przebiegi zmian momentów działających na osie tłoczysk przyjęto następujące wartości parametrów opisujących geometrię układu siłownik-pompa: momentów działających na osie tłoczysk przyjęto następujące wartości parametrów opisujących geometrię układu siłownik-pompa:

$$\begin{aligned} h_s &= 0.5 \text{ [m]}, & r &= 0.02 \text{ [m]}, \\ l_3 &= 0.2 \text{ [m]}, & l_{op} = l_{os} &= 0.05 \text{ [m]}, \\ \mu' &= 0.1, & 0 < l_e < 0.75 \text{ [m]}, \\ 0 < \alpha < 3^\circ, & & 0 < e < 0.005 \text{ [m]}, \\ 0 < x_K < 0.5 \text{ [m]}. & & \end{aligned}$$

Otrzymane wyniki w postaci wykresów przedstawiono na rys. 6, 7, 8, 9, 10 i 11.

Analiza ilościowa potwierdza wnioski sformułowane na podstawie analizy jakościowej. Z przebiegów wartości momentów przedstawionych na rys. 6, 7, 8, 9, 10 i 11 wynika, że w przypadku momentu działającego na tłoczysko siłownika osiąga on swoje maksymalne wartości na końcu tłoczenia (x_K dąży do h_s). Zmiana wartości parametru l_e powoduje pięciokrotnie większe zmiany maksymalnej wartości momentu niż pozostałe parametry (e i α), a sam przebieg zmian jest łagodny.

W przypadku przebiegu zmian wartości momentu działającego na oś tłoczyska pompy obserwuje się maksymalne wartości momentu na początku tłoczenia ($x_K = 0$). W dalszej fazie ruchu następuje spadek wartości momentu. Jedynie w przypadku zmian parametru e obserwuje się minimum wartości momentu po osiągnięciu którego wartości znowu rosną. Porównując przedziały wartości obu momentów można zauważyć, że zakresy zmian są podobne, natomiast bezwzględne wartości momentu działającego na tłoczysko pompy są około sześć razy większe od momentu działającego na tłoczysko siłownika w przypadku zmian wartości parametru l_e i dwadzieścia osiem razy większe w przypadku zmian wartości parametrów e i α .

Zakończenie

Analiza strukturalna sprzęgła sztywnego stosowanego do połączenia tłoczysk siłownika i pompy wykazała, że wnosi ono do układu cztery więzy bierne, co oznacza konieczność bardzo dokładnego wykonania i montażu. Efektem błędów montażowych (e , l_e i α) jest moment gnący (1), powodujący niszczenie tulei cylindrowej pompy. To niekorzystne zjawisko można wyeliminować, stosując

proponowane sprzęgło z członem pośredniczącym (rys. 3b). Proponowane sprzęgło eliminując całkowicie naprężenia montażowe staje się niewrażliwe na odchyłki montażowe.

Odchyłki montażowe zamieniane są w odpowiednie przemieszczenia dodatkowego łącznika, co powoduje zanik wrażliwości na niedokładność wykonania i montażu. Dodatkowe momenty gnące pojawiające się na tłoczyskach (16), (17), których przebiegi dla przykładowej geometrii układu siłownik-pompa przedstawiono na rys. 6, 7, 8, 9, 10 i 11, osiągają wartości (wyznaczone dla jednostkowej siły biernej $F_b = 1$ [N]) wielokrotnie mniejsze od wartości momentu opisanego zależnością (1).

Tłoczysko pompy jest obciążone dodatkowym momentem około trzydzieści razy większym od momentu działającego na tłoczyska siłownika. Zastosowanie w praktyce

omawianego sprzęgła wyeliminowało niszczenie tulei cylindrowej pompy, a żywotność układu siłownik-pompa zależy tylko od trwałości gumowych elementów uszczelniających. ■

dr inż. Jacek Bałchanowski,
dr inż. hab. Władysław Twaróg, prof. nadzw.

Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn
Wydział Mechaniczny

Politechnika Wrocławska
ul. Łukasiewicza 7/9, 50-371 Wrocław

jacek.balchanowski@pwr.wroc.pl
wladyslaw.twarog@pwr.wroc.pl

➤ Literatura

1. **Bałchanowski J., Twaróg W.:** *Metoda syntezy strukturalnej mechanizmów równoległych*. Teoria maszyn i mechanizmów. Redakcja: Wojnarowski J., Adamiec-Wójcik I. Bielsko-Biała, str. 377-384, 2008.
2. **Bałchanowski J., Szrek J., Twaróg W.:** *Jednokierunkowe sprzęgło wzdluzne*. Zgł. patentowe P 384766, 2008.
3. **Bałchanowski J., Twaróg W.:** *Sprzeglo wzdluzne*. Zgł. patentowe P 384768, 2008.
4. **Kożewnikow S.N.:** *Teoria mechanizmów i maszyn*. Wyd. MON Warszawa, 1956.
5. **Miller S.:** *Układy kinematyczne. Podstawy projektowania*. Warszawa WNT, 1988.
6. **Niezdziński M.E., Niezdziński T.:** *Zadania z wytrzymałości materiałów*. Warszawa WNT, 2005.

➤ Summary

INFLUENCE OF ASSEMBLY DEVIATION ON THE LOAD IN

kinematik
UNDER DEVIATION ON THE LOAD IN
PUMP SYSTEM

Systems mounted on vehicles are used for pumping concrete on high altitude. The actuator-pump rod are usually connected by rigid coupling. The type of connection of actuator and pump assembly deviations are the initial stresses in the system and affect durability of the system. The stress in the system may cause the destruction of pistons and lead to loss of pumping capacity. The design of the longitudinal coupling insensitive to assembly deviation and the static analysis of actuator-pump system are the subjects of

➤ Streszczenie

Układy siłownik-pompa montowane na środkach transportowych wykorzystywane są do przetrącania zapraw betonowych na duże wysokości. Tłoczysko siłownika z tłoczyskiem pompy najczęściej połączone jest sprzęgłem sztywnym. Sposób połączenia obu tłoczysk oraz odchyłki montażowe są przyczyną powstawania wstępnych naprężeń w przedmiotowym układzie i w sposób istotny decydują o żywotności układu. Obciążenia wynikające z odchyłek montażowych mogą być przyczyną niszczenia tulei tłokowych i prowadzić do zaniku zdolności pompowania układu. Tematem niniejszego artykułu będą poszukiwania sprzęgła wzdluznego niewrażliwego na odchyłki montażowe i analiza obciążeń działających na łączone tłoczyska podczas pracy układu.

Actuator-pump systems mounted on vehicles are used for pumping concrete on high altitude. The actuator-pump rod are usually connected by rigid coupling. The type of connection of actuator and pump assembly deviations are the initial stresses in the system and affect durability of the system. The stress in the system may cause the destruction of pistons and lead to loss of pumping capacity. The design of the longitudinal coupling insensitive to assembly deviation and the static analysis of actuator-pump system are the subjects of this article.

THE ACTUATORS-PUMP SYSTEMS MOUNTED ON VEHICLES ARE USED FOR PUMPING CONCRETE ON HIGH ALTITUDE. THE ACTUATOR-PUMP ROD ARE USUALLY CONNECTED BY RIGID COUPLING. THE TYPE OF CONNECTION OF ACTUATOR AND PUMP ASSEMBLY DEVIATIONS ARE THE INITIAL STRESSES IN THE SYSTEM AND AFFECT DURABILITY OF THE SYSTEM. THE STRESS IN THE SYSTEM MAY CAUSE THE DESTRUCTION OF PISTONS AND LEAD TO LOSS OF PUMPING CAPACITY. THE DESIGN OF THE LONGITUDINAL COUPLING INSENSITIVE TO ASSEMBLY DEVIATION AND THE STATIC ANALYSIS OF ACTUATOR-PUMP SYSTEM ARE THE SUBJECTS OF THIS ARTICLE.

➤ **Czesław Janusz Jermak, Mirosław Rucki**

We współczesnych systemach pomiaru wielkości geometrycznych ważną pozycję zajmuje pneumatyczna technika pomiarowa, charakteryzująca się szeregiem zalet.

Korekcja powierzchni czołowej dyszy pomiarowej pneumatycznego przetwornika długości

Wprowadzenie

Najważniejszymi zaletami pneumatycznej techniki pomiarowej są:

- ♦ bezstykowy pomiar
- ♦ duża czułość
- ♦ oczyszczanie strefy pomiaru
- ♦ stosunkowo prosta i niezawodna konstrukcja.

Z wymienionych zalet wynikają wprost obszary zastosowania. Są to głównie precyzyjne pomiary długości wymiarów wewnętrznych i zewnętrznych. Szczególnie spektakularne wydaje się być zastosowanie przetworników w układach kontroli czynnej, realizujących pomiar podczas obróbki. Uwidaczniają się tam w pełni zalety w postaci odporności na bardzo niekorzystne warunki panujące w strefie pomiaru, obecność płynu chłodząco-smarującego oraz produktów obróbki. Należy jeszcze dodać, że typowy zakres pomiarowy pneumatycznych przetworników długości wynosi około 100 μm , co w niektórych rodzajach obróbki może być niewystarczające. Stąd w artykule podjęto próbę poprawy właściwości metrologicznych na drodze korekcji geometrycznej powierzchni czoła dyszy pomiarowej.

Teoretyczne podstawy korekcji

Stosowane w praktyce przemysłowej pneumatyczne przetworniki długości bazują na układzie konstrukcyjnym pneumatycznej kaskady proporcjonalnej (rys. 1a). Składają się one z następujących elementów:

- ♦ dyszy wlotowej 1 o średnicy d_w
- ♦ komory pomiarowej 2
- ♦ dyszy pomiarowej 3 o średnicy d_p .

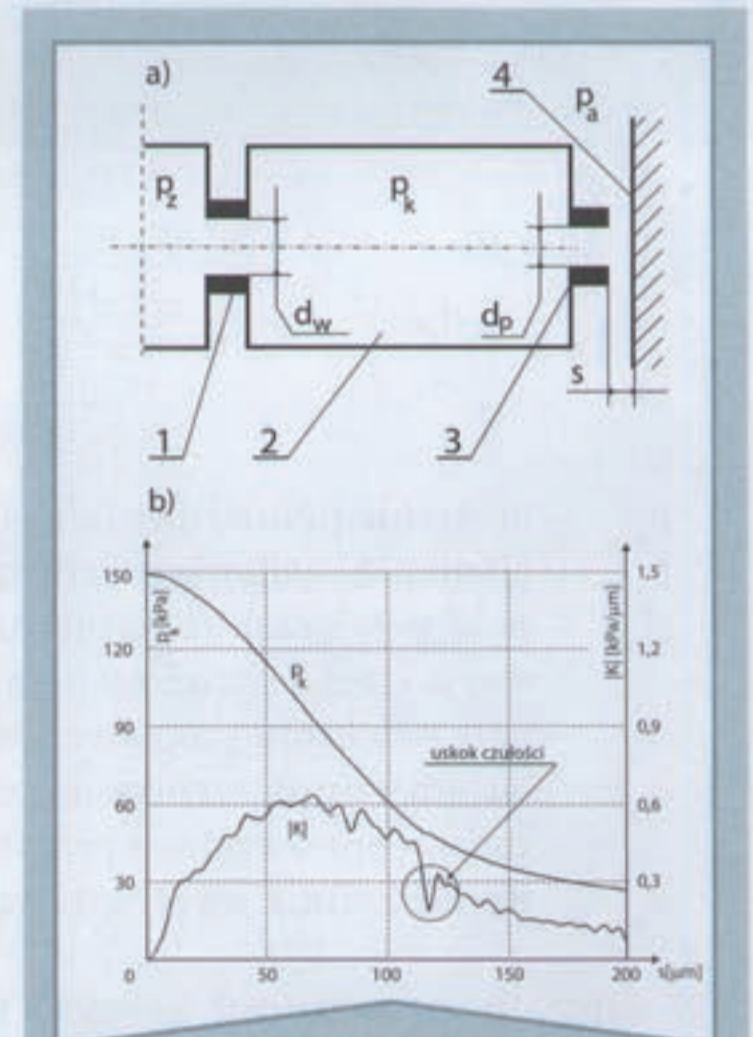
Przetworniki są zasilane powietrzem o nadciśnieniu $p_z = 150\text{--}300$ kPa (w badaniach $p_z = 150$ kPa). Podstawową charakterystyką metrologiczną jest charakterystyka statyczna (rys. 1b), opisująca zależność między ciśnieniem pomiarowym p_k w komorze pomiarowej a szczeliną pomiarową s i między czołem dyszy pomiarowej 3 a powierzchnią przesłaniającą 4, odtwarzającą zmianę wymiaru.

Przebieg charakterystyki, a więc i parametry metrologiczne są kształtowane przez wymiary otworów dyszy wlotowej i pomiarowej. Zależne są również od unormowanej średnicy czoła dyszy pomiarowej D_c , czyli ilorazu średnic d_c i d_p . Zbyt duże wartości D_c są przyczyną występowania zaburzeń w przebiegu charakterystyki statycznej, co szczególnie widać w przebiegu krzywej czułości $K = g(s)$. Powstały uskok czułości (rys. 1b) jest efektem złożonych procesów

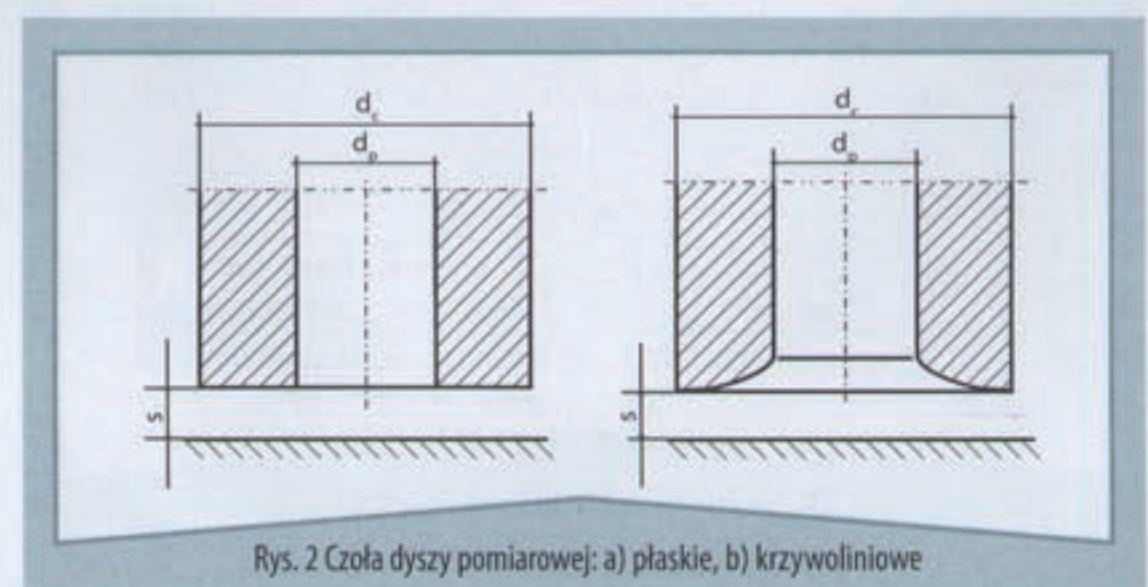
termo – i gazodynamicznych w strefie wypływu z dyszy pomiarowej i ogranicza w istotnym stopniu zakres pomiarowy (Crnojevic C. i inni, 1997). W niektórych przypadkach, a zależy to od geometrii czoła dyszy opisanej ilorazem średnic D_c , uskok przyjmuje znaczną wartość i jest zlokalizowany w pobliżu maksimum czułości.

Można więc postawić pytanie, czy jest możliwe takie ukształtowanie powierzchni czołowej dyszy pomiarowej, aby zmiana powierzchni dławiącej wymuszała żądany przebieg charakterystyki statycznej. Przeprowadzone w Zakładzie Metrologii i Systemów Pomiarowych Politechniki Poznańskiej badania wykazały, że jest to możliwe. Symulacje komputerowe oraz pomiary wykonano dla przypadku płaskich powierzchni czoła dyszy i powierzchni przesłaniającej. Możliwość takiego ukształtowania potwierdzają również wyniki prac Michnikowskiego (1985).

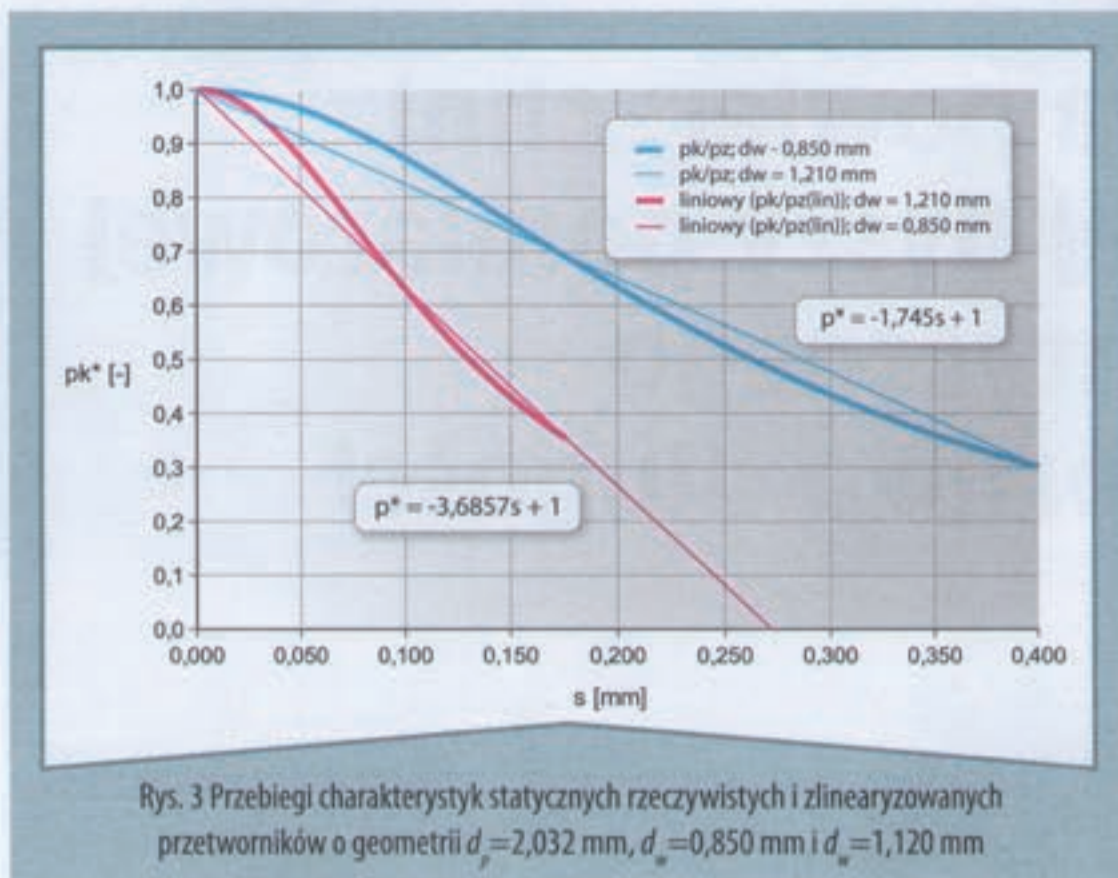
Funkcję przetwarzania statycznego w postaci uproszczonej opisuje związek (Gluchov W.I., 2002):



Rys. 1. a) Schemat, b) charakterystyki: statyczna $p_k = f(s)$ i czułości $K = g(s)$



Rys. 2. Czoła dyszy pomiarowej: a) płaskie, b) krzywoliniowe



Rys. 3 Przebiegi charakterystyk statycznych rzeczywistych i linearyzowanych przetworników o geometrii $d_p=2,032$ mm, $d_w=0,850$ mm i $d_w=1,120$ mm

$$p_k = \frac{p_z}{1 + \alpha^2 \left(\frac{A_{ps}}{A_w} \right)^2} = \frac{p_z}{1 + 16 \frac{\alpha_{ps}^2 d_p^2 s^2}{\alpha_w^2 d_w^4}} \quad (1)$$

gdzie:

- p_k – ciśnienie pomiarowe (absolutne)
- p_z – ciśnienie zasilania przetwornika (absolutne)
- A_{ps} – pole powierzchni wypływu z dyszy pomiarowej w strefie szczeliny pomiarowej $A_{ps} = \pi d_p s$
- A_w – pole przekroju geometrycznego dyszy wlotowej
- α_{ps} – współczynnik wypływu w strefie dysza pomiarowa – powierzchnia przesłaniająca
- α_w – współczynnik wypływu dyszy wlotowej.

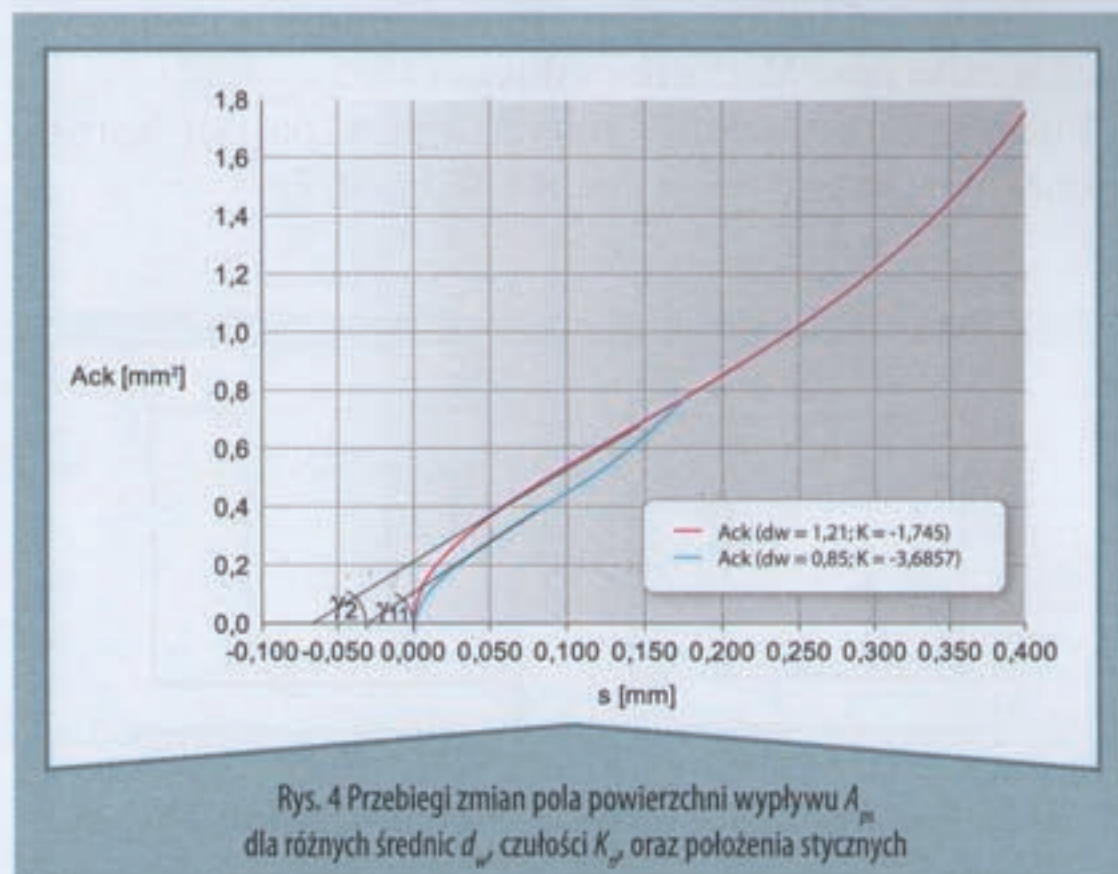
W dalszych rozważaniach przyjęto łatwiejszą do stosowania postać unormowaną

$$p_k^* = \frac{p_k}{p_z} = \frac{1}{1 + 16 \frac{\alpha_{ps}^2 A_{ps}^2}{\pi^2 \alpha_w^2 d_w^4}} \quad (2)$$

gdzie:

- p_k^* – unormowane ciśnienie pomiarowe.

Można założyć, że możliwa jest taka zmiana pola powierzchni wypływu A_{ps} , która zapewni liniowy przebieg charakterystyki statycznej. Powinno więc zachodzić:



Rys. 4 Przebiegi zmian pola powierzchni wypływu A_{ps} dla różnych średnic d_w , czułości K_p oraz położenia stycznych

$$p_k^* = K_n s + 1 \quad (3)$$

gdzie:

- K_n – unormowana czułość przetwornika [$1/\mu\text{m}$].

Porównując (2) (3), obliczamy pole powierzchni dławiącej A_{ps} w funkcji szczeliny s :

$$A_{ps} = 0,25 \cdot \frac{\pi}{\alpha} \cdot d_w^2 \cdot \sqrt{\frac{-K_n s}{1 + K_n s}} \quad (4)$$

gdzie:

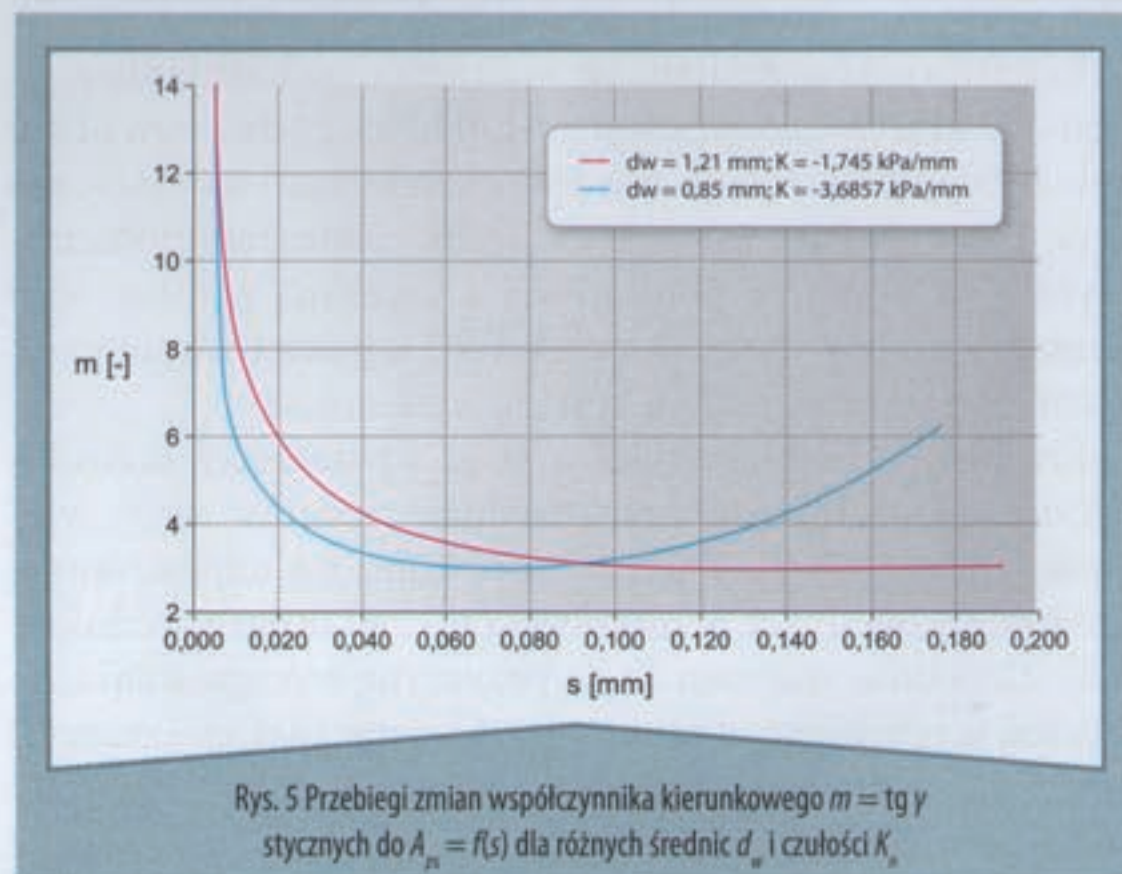
- α – iloraz współczynników przepływu $\alpha = \alpha_{ps}/\alpha_w$.

Dla dowolnych szczelin $s > 0$ pole powierzchni wypływu z dyszy z czołem stożkowym jest znacznie większe, a jego zmiana ma charakter nieliniowy (rys. 4). W dalszych rozważaniach przyjęto wartość ilorazu α współczynnika przepływu α_{ps} i współczynnika przepływu α_w , równą 0,8.

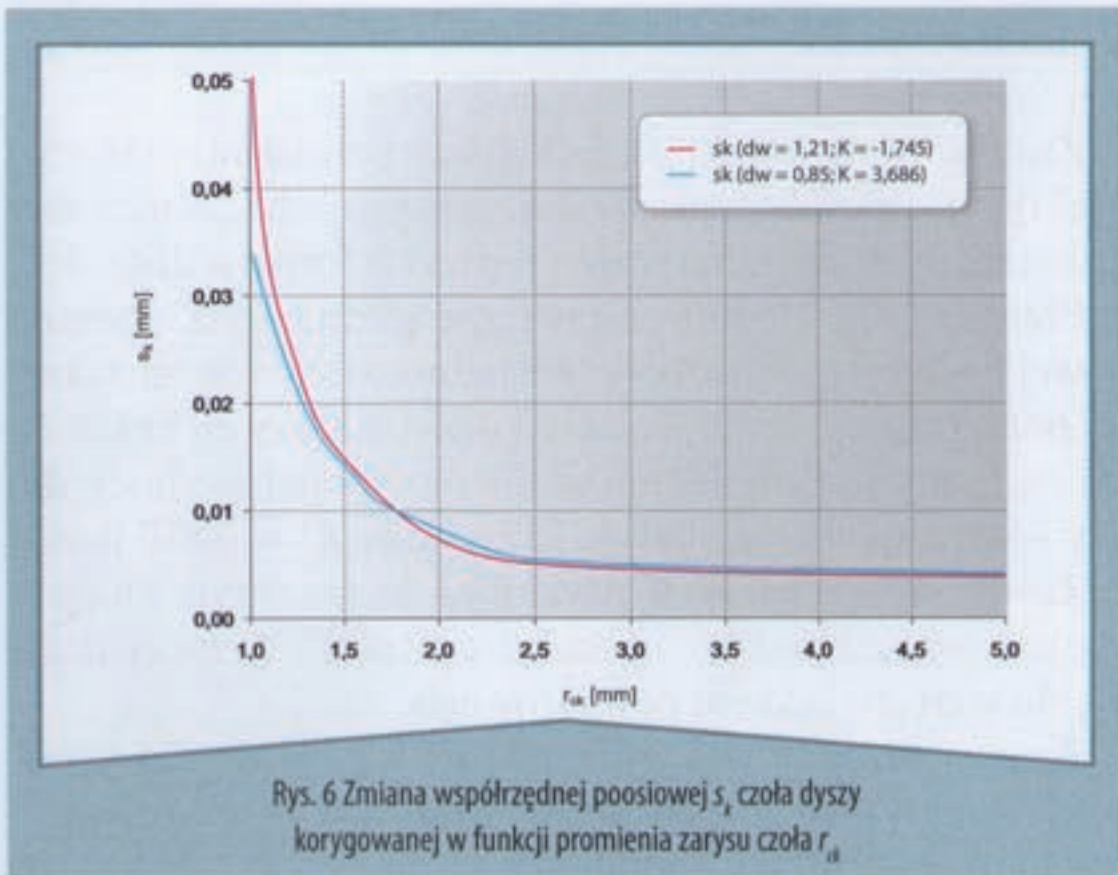
W algorytmie obliczenia geometrycznych współrzędnych opisujących kształt powierzchni czoła należy przyjąć założenie, aby dla danej szczeliny s powierzchnia dławiąca była jednocześnie powierzchnią najmniejszą.

Powierzchnia A_{ps} realizująca liniową zależność bezwymiarowego ciśnienia w funkcji szczeliny będzie powierzchnią dławiącą wtedy i tylko wtedy, gdy styczne do niej będą charakteryzowały zależność od szczeliny pomiarowej s pola powierzchni bocznych powierzchni walców A_{ps} przechodzących przez kolejne punkty powierzchni czołowej dyszy pomiarowej. Rys. 4 ilustruje położenie stycznych do krzywej zmiany pola A_{ps} dla $d_w = 0,850$ mm i 1,120 mm. Uzyskane z obliczeń czułości przetwornika wynosiły odpowiednio: $K_n = -1,745$ $1/\mu\text{m}$ oraz $K_n = -3,686$ $1/\mu\text{m}$.

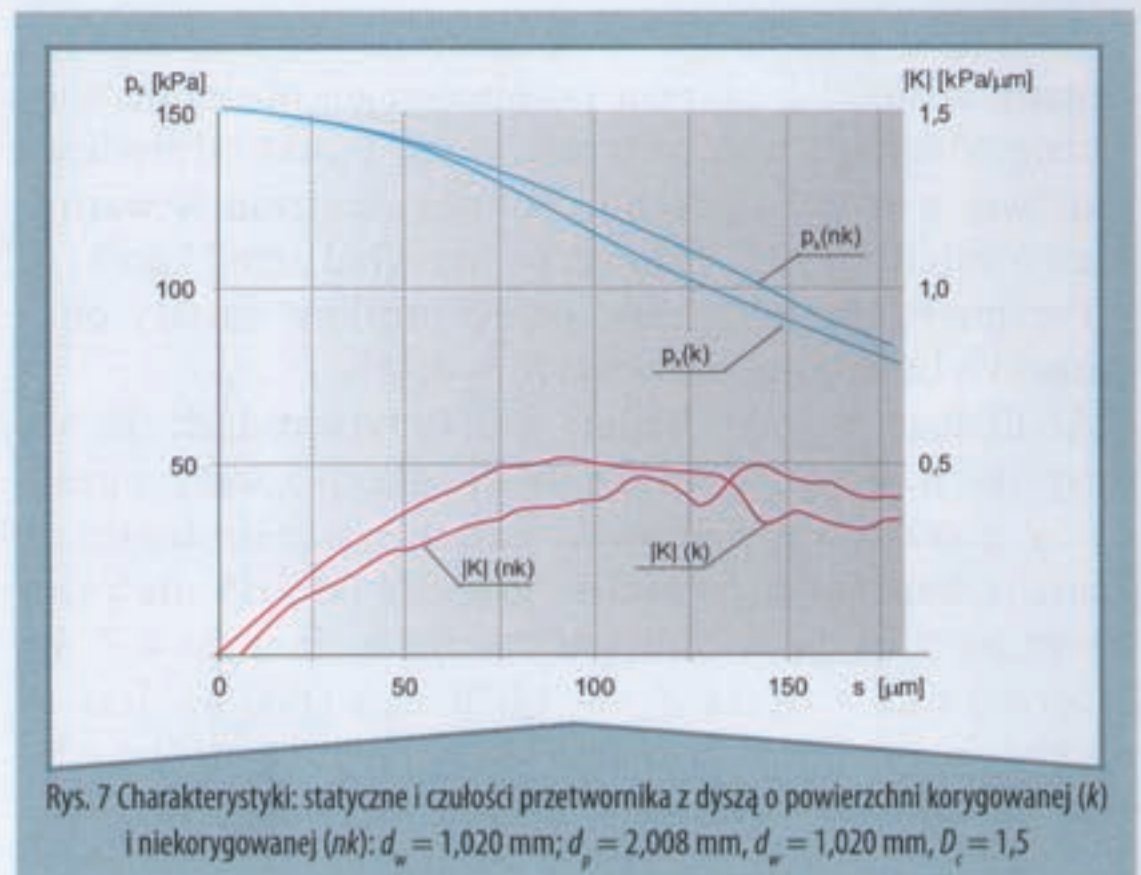
Z punktu widzenia konstrukcji czoła dyszy bardzo istotny jest przebieg współczynnika kąтового stycznych m ($m = \text{tg } \gamma$ do krzywej $A_{ps} = f(s)$). Wartości m zależą zarówno od średnicy d_w , jak i czułości K_n . W rozpatrywanych przypadkach minimalne wartości tego współczynnika były zbliżone do siebie, ale osiągnęte przy różnych szczelinach pomiarowych. Współrzędna minimum m stanowi jednocześnie ograniczenie konstrukcyjne korekcji.



Rys. 5 Przebiegi zmian współczynnika kierunkowego $m = \text{tg } \gamma$ stycznych do $A_{ps} = f(s)$ dla różnych średnic d_w i czułości K_p



Rys. 6 Zmiana współrzędnej poosiowej s_k czola dyszy korygowanej w funkcji promienia zarysu czola r_{ek}



Rys. 7 Charakterystyki: statyczne i czułości przetwornika z dyszą o powierzchni korygowanej (k) i niekorygowanej (nk): $d_w = 1,020$ mm; $d_p = 2,008$ mm, $d_w = 1,020$ mm, $D_r = 1,5$

Z przytoczonych rozważań wynika następujący związek

$$\frac{dA_{ps}}{ds^*} = \operatorname{tg} \gamma = -0,125 \cdot \pi \cdot d_w^2 \frac{K_n \sqrt{(1 + K_n \cdot s)}}{\sqrt{-K_n s(1 + K_n \cdot s)^2}} \quad (5)$$

Przyjmujemy, że powierzchnia dławiąca wypływ z dyszy pomiarowej ma kształt powierzchni bocznej walca o średnicy d_{ck} oraz wysokość $s^* = s_k + s$. Pole powierzchni wypływu opisuje wzór

$$A_{ps} = \pi \cdot d_{ck} \cdot (s + s_k) \quad (6)$$

Z porównania wzorów (4) i (6) oblicza się współrzędne poosiowe s_k czola dyszy korygowanej

$$s_k = s(1 + 2K_n s) \quad (7)$$

Promieniową współrzędną d_{sh} zarysu czola oblicza się ze wzoru

$$d_{ck} = 0,25 \cdot d_w^2 \cdot \frac{\sqrt{-K_n \cdot s(1 + K_n \cdot s)}}{-K_n \cdot s(1 + K_n s)^2} \quad (8)$$

Zestawiając obie współrzędne, otrzymano współrzędne zarysu krzywoliniowego czola dyszy pomiarowej, zapewniającego prostoliniowy przebieg charakterystyki statycznej (rys. 6).

W zależnościach opisujących współrzędne d_{ck} , s_k profilu czola dyszy pomiarowej korygowanej występuje średnica

dyszy wlotowej d_w , obliczona dla konkretnego przypadku korekcji przetwornika. Stąd, chcąc otrzymać optymalne parametry charakterystyki statycznej, należy zastosować dyszę wlotową spełniającą konkretne wymagania korekcji.

Wyniki badań eksperymentalnych

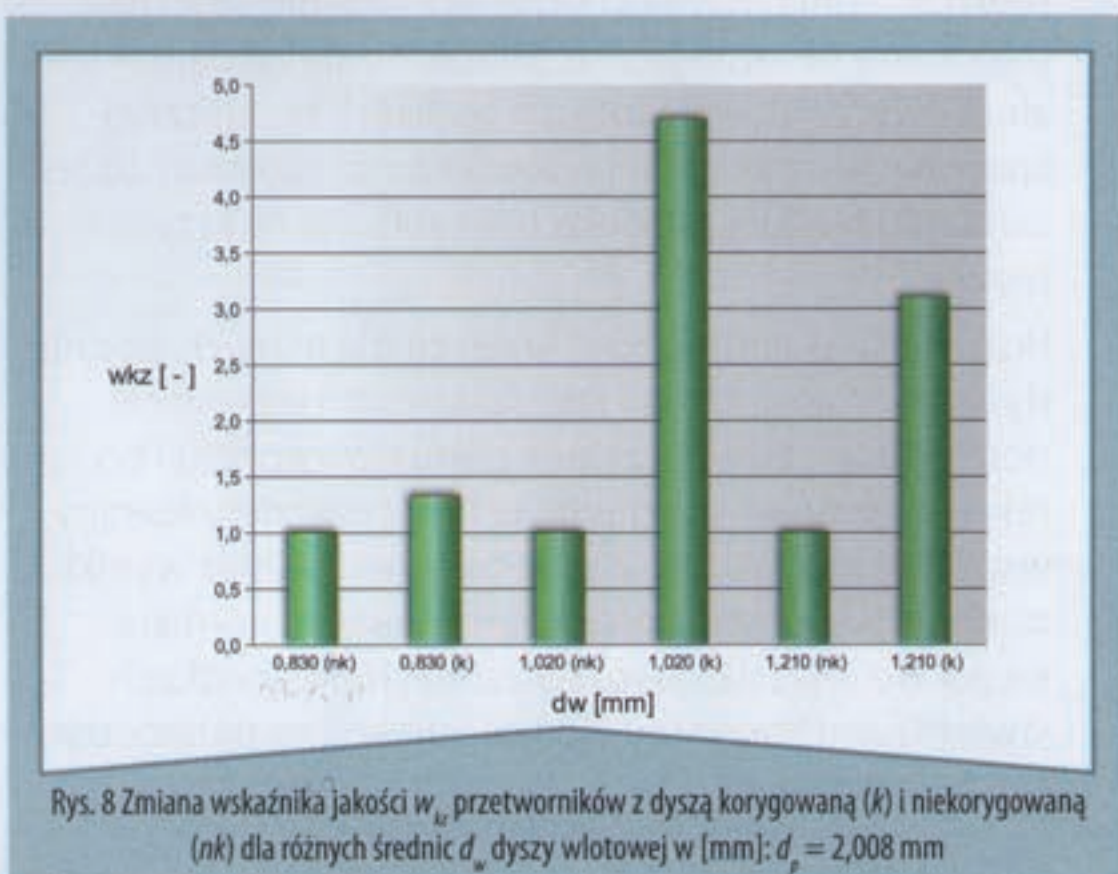
Podstawowym celem badań była ocena wpływu średnicy dyszy wlotowej d_w na właściwości metrologiczne przetwornika oraz skuteczność korekcji. Skuteczność rozumiana jest jako odstępstwo parametrów od uzyskanych w konfiguracji optymalnej, czyli takiej, dla której została ona przewidziana.

Ocenę właściwości metrologicznych przetworników po korekcji łatwo jest przeprowadzić w oparciu o zaproponowany wskaźnik jakości w_{kz} :

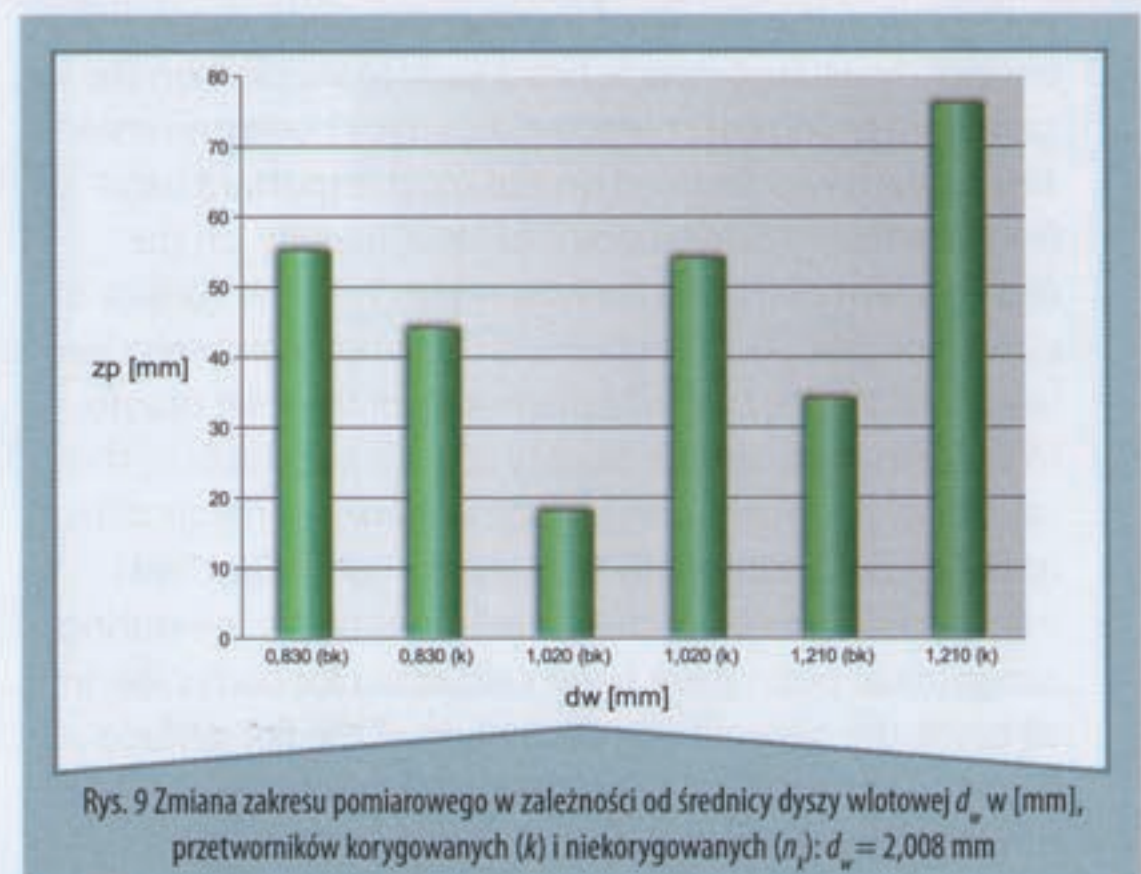
$$w_{kz} = \frac{K_k \cdot z_p}{K_0 \cdot z_{p0}} \quad (9)$$

gdzie:

- K_k – czułość przetwornika po korekcji
- z_p – czułość przetwornika po korekcji
- K_0 – czułość przetwornika przed korekcją
- z_{p0} – czułość przetwornika przed korekcją.



Rys. 8 Zmiana wskaźnika jakości w_{kz} przetworników z dyszą korygowaną (k) i niekorygowaną (nk) dla różnych średnic d_w dyszy wlotowej w [mm]: $d_p = 2,008$ mm



Rys. 9 Zmiana zakresu pomiarowego w zależności od średnicy dyszy wlotowej d_w w [mm], przetworników korygowanych (k) i niekorygowanych (nk): $d_w = 2,008$ mm

Wskaźnik jakości jest względną miarą jednoczesnej zmiany czułości i zakresu pomiarowego, obejmuje więc łączne oddziaływanie tych wielkości. Punkt odniesienia stanowią wartości iloczynu czułości i zakresu w warunkach ustalonych jako bazowe, na przykład przed korekcją.

Parametry metrologiczne przetworników zostały obliczone dla błędu nieliniowości $\delta_l = 0,75\%$.

Analizując wyniki badań należy stwierdzić, że we wszystkich rozpatrywanych przypadkach korekcja czoła dyszy pomiarowej poprawiła parametry metrologiczne. Zmiana wskaźnika jakości w_{kz} sięgała od 1,35 dla przetwornika z dyszą wlotową $d_w = 0,830$ mm do 4,7 dla przetwornika z dyszą $d_w = 1,020$ mm (rys. 8). Jest to oczywiste, ponieważ korekcja była przeprowadzona właśnie dla tej dyszy wlotowej. Można przypuszczać, że zastosowanie dyszy o większym czole, np. $D_c = 2$ lub 3, poprawiłoby jeszcze bardziej korzystny efekt korekcji. Należy zauważyć, że w ostatnim przypadku zastosowanie dyszy wlotowej o „optymalnej” średnicy zwiększyło zakres pomiarowy (rys. 9) o około 300%. W skojarzeniu ze znacznym wzrostem wskaźnika jakości świadczy to o wzroście czułości, efekt jest więc podwójny: wzrasta czułość i zakres pomiarowy. Jedynie w przypadku zastosowania dyszy wlotowej o średnicy $d_w = 0,830$ mm nastąpiło – kosztem wzrostu czułości – zmniejszenie zakresu pomiarowego.

▼ Literatura

1. **Crnojevic C.** and others: *The Influence of the Regulator Diameter and Injection Nozzle Geometry on the Flow Structure in Pneumatic Dimensional Control Systems*. „Journal of Fluids Engineering”, vol. 119, 1997.
2. **Głuchov W.I.**: *Račtet karakteristik pnevmatičeskich sistem vysokogo davlenia dla izmerenia razmerov*. „Izmeritielnaja tehnika”, No 6, 1971.
3. **Michnikowski P.**: *Analiza możliwości poprawy własności statycznych czujnika pneumatycznego prostego poprzez celowe ukształtowanie powierzchni czołowej dyszy pomiarowej*. Praca doktorska. Politechnika Wroclawska, Wrocław, 1985.

▼ Summary

CORRECTION OF THE HEAD SURFACE OF MEASURING NOZZLE OF THE AIR GAUGE

In the paper, the results of the investigations on the influence of measuring nozzle head surface shaping on the air gauge metrological characteristics have been presented. The analysis was focused on the most important issue from the technological point of view, namely, on the replacement of the flat head surfaces with the surface of curved profile. The effect of such geometrical correction was examined for various diameters of the inlet nozzle. In order to evaluate the quality of such a correction, the sensitivity and measuring range underwent comparative analysis, and additionally the „quality coefficient” was introduced. Moreover, the coordinates of the measuring range initial point have been calculated for each case. In all cases, the geometrical correction of the flat surface replaced with conical one revealed the improvement of metrological characteristics.

Podsumowanie

Zastosowanie korekcji czoła dyszy pomiarowej stanowi efektywny sposób poprawy statycznych właściwości metrologicznych pneumatycznych przetworników długości.

Poprzez odpowiednie zestawienie średnic dysz – pomiarowej i wlotowej – możliwy jest jednoczesny wzrost zakresu pomiarowego i czułości. Najkorzystniejszy efekt korekcji osiągany jest dla jednej ściśle określonej średnicy dyszy wlotowej, w omawianym przypadku $d_w = 0,830$ mm.

Zastosowanie korekcji ogranicza w znacznym stopniu niekorzystne zjawisko „uskoku czułości”, przyczyniając się do wzrostu zakresu pomiarowego.

Zaproponowany wskaźnik jakości w_{kz} stanowi wygodny i obiektywny sposób oceny właściwości metrologicznych przetworników poddanych korekcji. ■

dr inż. Czesław Janusz Jermak, dr inż. Mirosław Rucki

Zakład Metrologii i Systemów Pomiarowych
Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania

Politechnika Poznańska
pl. M. Skłodowskiej-Curie 5, 60-965 Poznań

cz.jermak@interia.pl,
miroslaw.rucki@put.poznan.pl

▼ Streszczenie

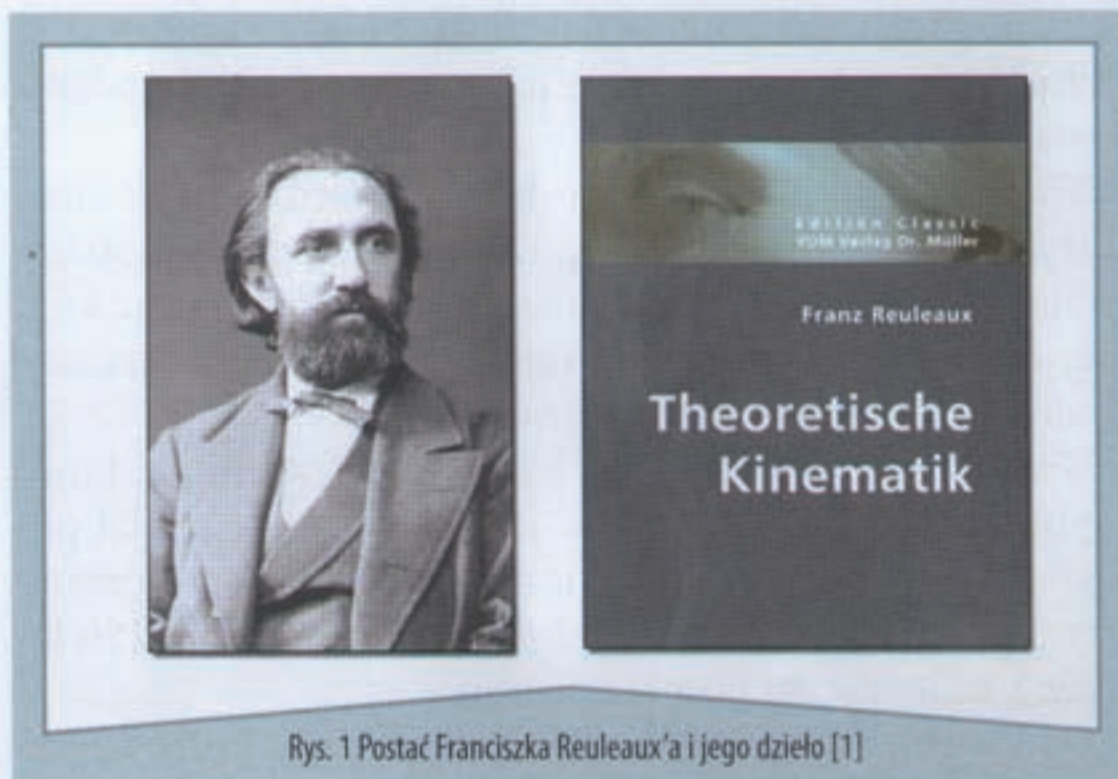
W artykule przedstawiono wyniki badań wpływu ukształtowania powierzchni czołowej dyszy pomiarowej pneumatycznego przetwornika długości na parametry metrologiczne. Skupiono się na najbardziej złożonym z punktu widzenia realizacji technicznej sposobie ukształtowania powierzchni czołowej, to jest zamianie płaskiej powierzchni czołowej na krzywoliniową.

Rozpatrzono skuteczność korekcji dla różnych średnic dyszy wlotowej. Oceny jakości korekcji dokonano, porównując czułość i zakres pomiarowy przed i po korekcji, oraz przez specjalnie w tym celu zdefiniowany współczynnik jakości. Zamieszczono również wyniki obliczeń współrzędnej początku zakresu pomiarowego. We wszystkich rozpatrzonych przypadkach stwierdzono korzystny wpływ korekcji na parametry metrologiczne.

➤ Janusz Wawrzecki

Śledząc rozwój historyczny środków transportu drogowego, kolejowego, morskiego i lotniczego, należy podkreślić, że istnieje ścisły związek Teorii Maszyn i Mechanizmów w ujęciu klasycznym i w ujęciu współczesnym tej dyscypliny nauki z systemami transportowymi.

Teoria maszyn i mechanizmów a rozwój środków transportu



Rys. 1 Postać Franciszka Reuleaux'a i jego dzieło [1]

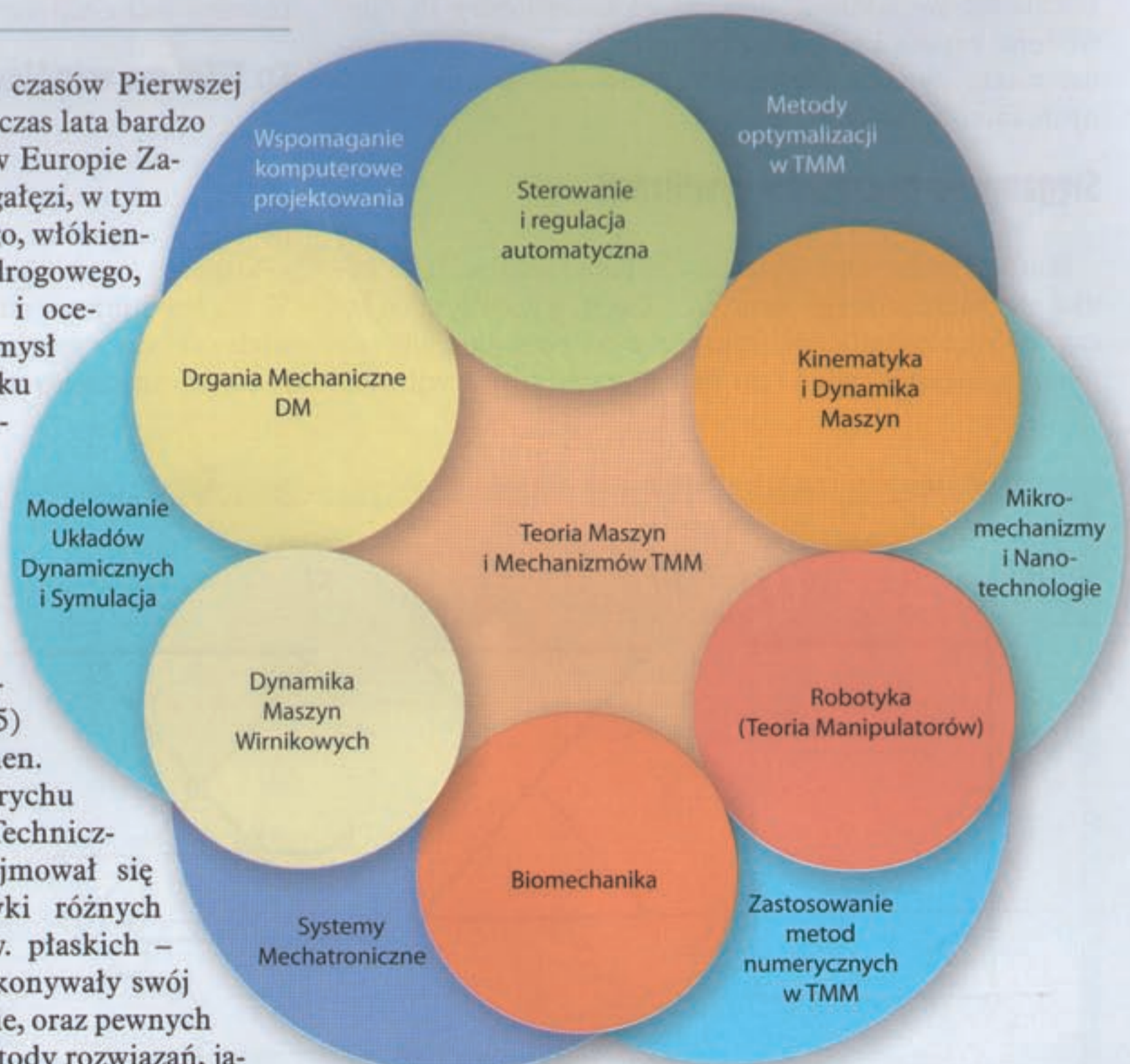
kreślnymi). Datę opublikowania jego dzieła przyjęto umownie za początek rozwoju Teorii Maszyn i Mechanizmów jako nauki o technicznej realizacji ruchu. Przyjęte przez Reuleaux określenia, takie jak np. MECHANIZM czy MASZYNA, a także opracowane przez niego modele, są także i dziś podstawą badania ruchu.

Wielu ówczesnych naukowców prowadziło badania związane nie tylko z kinematyką, ale również i dynamiką – np. prace Wittenbauera dotyczyły wyznaczania graficznego koła zamachowego i układów korbowych. Późniejsze prace innych badaczy, np. w dziedzinie struktury mechanizmów, publikowane były przez Franza Grashofa. Ważną postacią wśród uczonych tamtego okresu był profesor Uniwersytetu Technicznego w Dreźnie Ludwig Burmester (1840-1927) – twórca zasady podobieństwa w kinematyce. Burmester miał bliskie związki z Łodzią – w la-

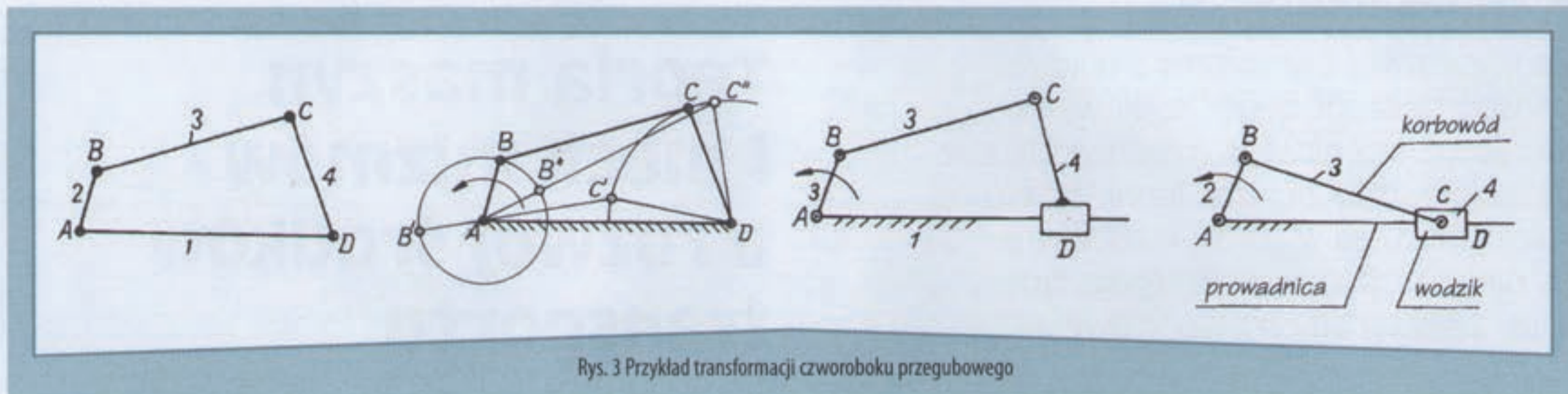
Związki historyczne

Cofnijmy się do innej epoki, do czasów Pierwszej Rewolucji Technicznej. Mamy wówczas lata bardzo intensywnego rozwoju przemysłu w Europie Zachodniej. Dotyczy to jego różnych gałęzi, w tym szczególnie przemysłu maszynowego, włókienniczego oraz rozwoju transportu drogowego, kolejowego, rzeczno, morskiego i oceanicznego. Powstaje wielki przemysł i rosną wielkie fortuny, w związku z czym zwiększa się zapotrzebowanie na wykwalifikowanych robotników i majstrów, a przede wszystkim twórców takiego postępu technicznego i naukowego.

Mamy rok 1875. Niemiec Franz Reuleaux ogłasza swoje najważniejsze dzieło pt. „Theoretische Kinematik”. Reuleaux (1829-1905) urodził się w Eschweiler koło Aachen. Był profesorem politechniki w Zurychu oraz Gewerbakademie (Akademii Technicznej) w Berlinie. Jako badacz zajmował się głównie zagadnieniami kinematyki różnych mechanizmów zaliczanych do tzw. płaskich – czyli takich, których elementy wykonywały swój ruch względny w jednej płaszczyźnie, oraz pewnych mechanizmów przestrzennych. Metody rozwiązań, jakie stosował Reuleaux, były metodami graficznymi (wy-



Rys. 2 Poglądowy układ TMM



Rys. 3 Przykład transformacji czworoboku przegubowego

tach 80. XIX wieku wykładał w tamtejszej w Szkole Technicznej.

Wiemy już, że TMM jest nauką o technicznej realizacji ruchu w mechanizmach, gdzie umownie przyjęto, że wszystkie elementy ruchome i nieruchome (mające tradycyjną nazwę ogniw, obecnie zwanych członami) stanowią ciała sztywne. W tym ujęciu rozwijała się Teoria Maszyn i Mechanizmów. Następnie rozpoczęto badania mechanizmów zawierających niektóre elementy podatne i tę część nazwano drganiami mechanicznymi. Dalszy rozwój TMM wiązał się z elementami sterowania i regulacji. Tak więc, po latach, TMM obejmowała kolejne działy pod wspólną nazwą.

Stały rozwój techniczny sprawił, że w XX wieku rozwijają się na obrzeżach TMM podstawy automatyki, teoria mechanizmów przestrzennych (głównie jako robotyka), a następnie dynamika maszyn wirnikowych i biomechanika. W latach 80. ubiegłego wieku i później zaistniała możliwość swobodnego dostępu do komputerów PC, powodując rozwój kierunków pokrewnych – takich jak modelowanie dynamiczne, zastosowanie metod numerycznych, metod optymalizacji itp.

Sięgamy do początków cywilizacji

Musimy zadać sobie pytanie, czy przed rokiem 1875 nauka nie miała żadnego związku z TMM, a poza tym co łączy TMM ze środkami transportu od początku ich powstania. Sięgnąć można do prac z początków cywilizacji

śródziemnomorskiej. Koło znane było w Babilonie około 5 tys. lat p.n.e., chociaż jego wynalazca pozostał nieznany. Mijały tysiące lat, zmieniała się technika i doskonaliła technologia, a koło pozostaje jako konstrukcja ponadczasowa.

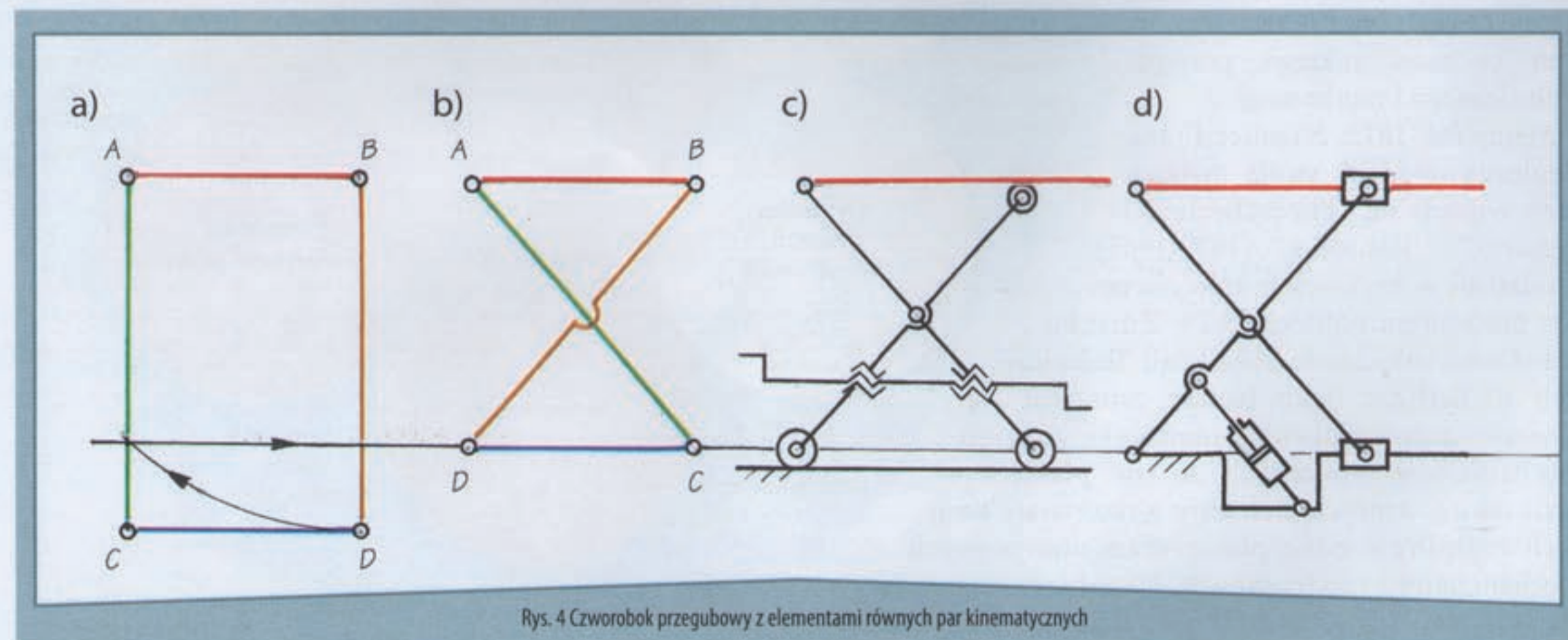
W epoce helleńskiej (około 800 lat przed narodzeniem Chrystusa) w „Iliadzie” Homera znajdujemy opis kobiety ze złota, pomagającej Hefajstosowi w kuźni. Opisując kuźnię, Homer wspomina o chrapiących miechach, uważanych współcześnie za prasprężarki.

Ważną postacią był Heron Starszy z Aleksandrii, który zapisał się w historii techniki jako ten, który ożywił posąg. Można obecnie nazwać je prarobotami. Współczesny Heronowi Ktesibios wynalazł zegar wodny (około 150 lat p.n.e.), który zaczął odmierzać czas.

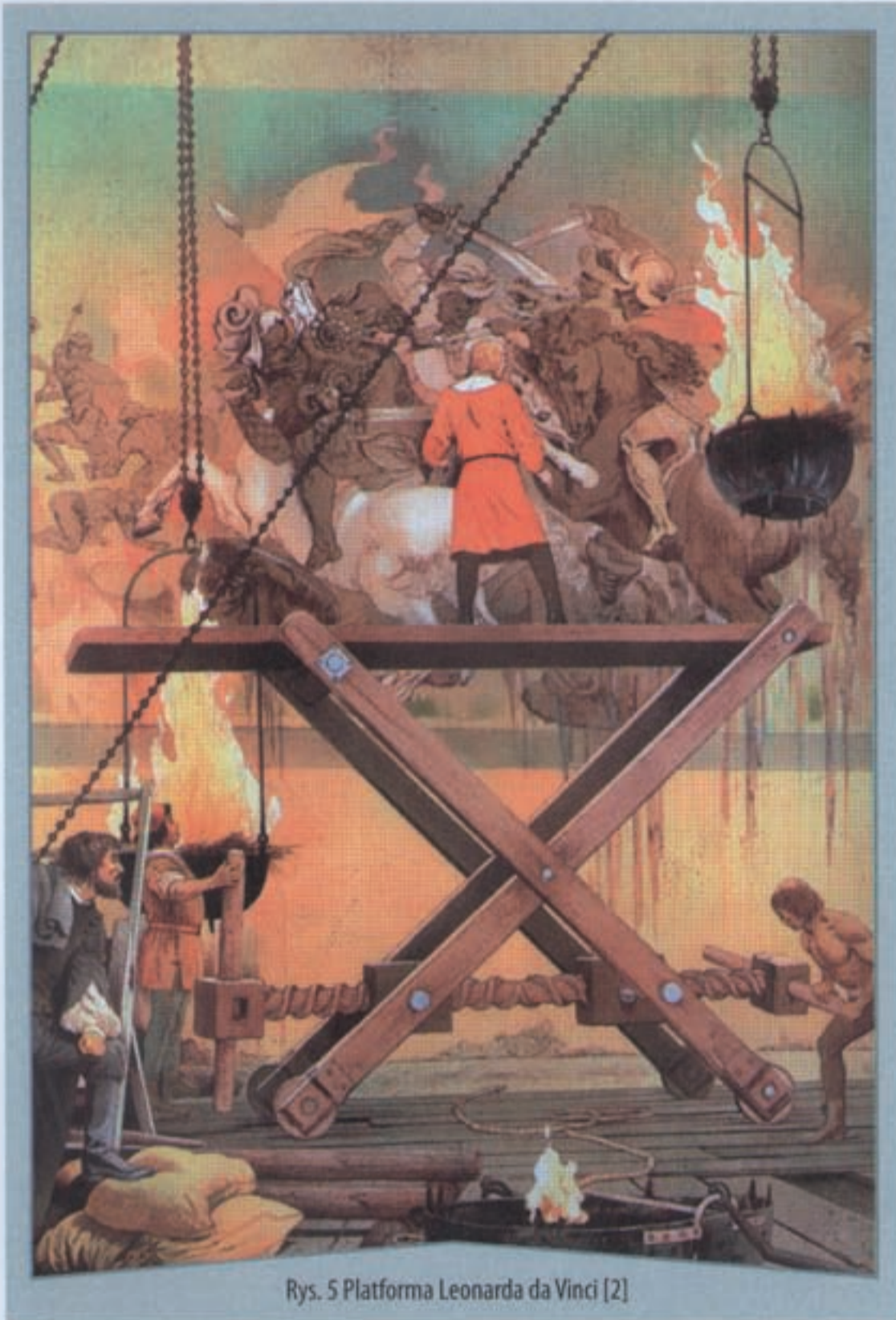
Starożytni Egipcjanie wykorzystywali np. koło wodne do nawadniania pól na różnych wysokościach, używając pras klinowych i innych narzędzi. Tę technikę stosuje się również w czasach nam współczesnych.

Co TMM ma wspólnego z Renesansem

Jeśli cofniemy się do Renesansu, czyli do czasów odległych nam o około 500 lat, to nie można pominąć tu jednej wielkiej postaci tamtego okresu – artysty, wynalazcy, genialnego konstruktora Leonarda da Vinci (1452-1519). W dorobku inżynierskim Leonarda da Vinci znajdujemy wiele szkiców z opisami maszyn i urządzeń, jak np. dźwig, prototyp spadochronu czy łodzi podwodnej. Był kon-



Rys. 4 Czworobok przegubowy z elementami równych par kinematycznych



Rys. 5 Platforma Leonarda da Vinci [2]

struktorem zaworów klapkowych i urządzeń związanych z transportem. Zanim jednak przedstawię jego wynalazek, którego idea przetrwała do współczesności, nawiązać muszę do początków TMM.

Jednym z podstawowych urządzeń w TMM jest tzw. czworobok przegubowy, w którym wszystkie elementy połączone są w sposób umożliwiający ich ruch względny. Czworobok ten może spełniać różne warunki geometryczne i może podlegać transformacji. Jeżeli spełnia tzw. warunki geometryczne Grashofa, to otrzymamy mechanizm korbowo-wahaczowy (rys. 3a).

Jeżeli w takim mechanizmie w miejsce połączenia obrotowego D wprowadzimy element przesuwny D i przeniesiemy parę obrotową C do suwaka D, otrzymamy mechanizm korbowo-wodzikowy (rys. 3c), przy czym określenie „wodzikowy” stanowi część tradycyjnej nazwy mechanizmu silnika Watta.

Czworobok przegubowy może spełniać inne warunki geometryczne, przyjmując postać jak na rys. 4a.

Postać czworoboku – jak na rys. 4c – znana była Leonardo da Vinci, który wykorzystał ją do zbudowania platformy w swojej pracowni malarskiej (rys. 5).

Doskonałość tej konstrukcji stanowi wzór dla współczesnego zastosowania wynalazku sprzed blisko 500 lat w pojazdach technicznych – np. obsługi lotnisk (rys. 6a), do pojazdów zaopatrzenia samolotów i do załadunku bagażu. Platforma ta znajduje również i inne zastosowanie techniczne, np. przy montażu trakcji elektrycznej kolei czy przy obsłudze magazynów.

Wynalazki Pierwszej Rewolucji Przemysłowej

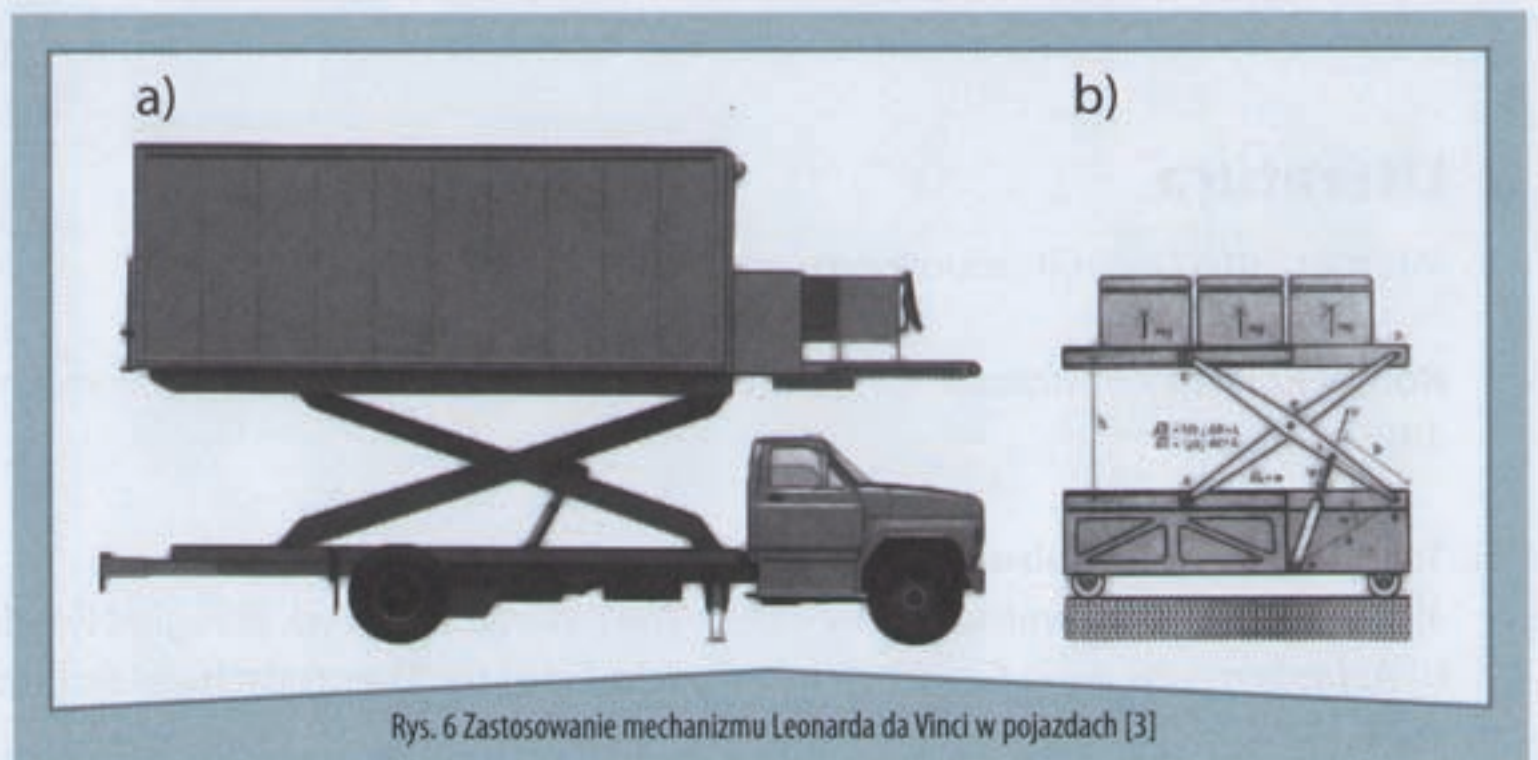
Epokowym wynalazkiem był silnik parowy Thomasa Newcomena z 1711 roku, regulator odśrodkowy prędkości obrotowej, wynaleziony przez Watta, a także silnik parowy (maszyna) z 1769 r. Silnik parowy w krótkim czasie znalazł zastosowanie w parowozie kolei żelaznej, do napędu statków towarowych, pasażerskich i okrętów wojennych oraz do napędu maszyn. Podejmowane były również próby z silnikiem parowym do napędu pojazdów drogowych.

Układ korbowy znalazł zastosowanie w tłokowych silnikach spalinowych o ruchu posuwisto-zwrotnym, benzynowych i wysokoprężnych, w sprężarkach tłokowych czy pompach tłokowych. Wynalazki te, jak również inne odkrycia naukowe, przyczyniły się do szybkiego rozwoju różnych gałęzi przemysłu i rodzajów transportu.

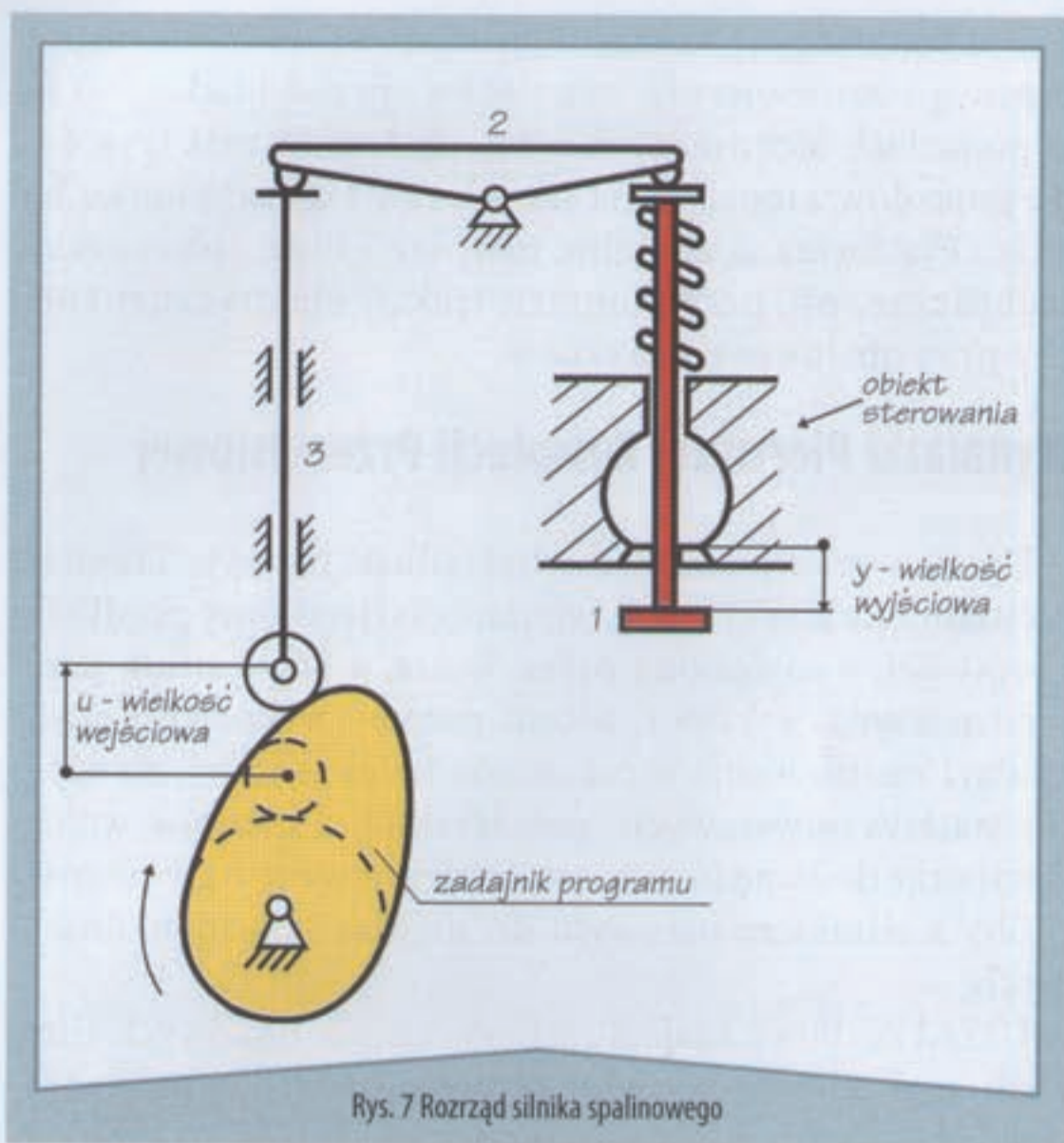
Trochę współczesności

Układ korbowy nie jest jedynym mechanizmem klasycznej TMM, zastosowanym w silnikach spalinowych. Silnik nie mógłby działać bez układu rozrządu. Najprostszemu schematycznie rozrząd przedstawiony jest na rys. 7. Rozrząd składa się z wałka rozrządu z krzywkami, popychacza, dźwigni rozrządu ze sprężynami oraz zaworów. Przedstawiony tu schemat rozrządu w silniku spalinowym stanowi układ sterowania otwarty programowany. Program sterujący zaworami zawarty jest w kształcie krzywki. Na tym przykładzie widzimy konieczność rozpatrywania zagadnień TMM i sterowania.

Urządzenia i maszyny – takie jak sprężarki, pompy, silniki parowe – również posiadają mechanizmy rozrządu; niekiedy stanowią one skomplikowane konstrukcje (można tu przytoczyć np. mechanizm rozrządu pary w parowozie, mający obecnie tylko znaczenie historyczne).



Rys. 6 Zastosowanie mechanizmu Leonarda da Vinci w pojazdach [3]



Rys. 7 Rozrzad silnika spalinowego

Co jeszcze łączy transport z TMM

Ktoś mógłby zadać pytanie, jakie inne mechanizmy niż korbowe znajdują zastosowanie w pojazdach transportowych kołowych, w transporcie lotniczym i morskim. Wyliczmy je więc kolejno:

1. W pojazdach kołowych w obszarze zainteresowań TMM znajdują się między innymi:
 - ♦ zawieszenie przednie samochodów osobowych i ciężarowych, będące mechanizmem przestrzennym
 - ♦ układ kierowniczy, będący układem sterowania pojazdu
 - ♦ układ napędu wycieraczek przedniej szyby
 - ♦ mechanizmy zamykania drzwi w autobusach
 - ♦ mechanizm ruchomego podjazdu dla niepełnosprawnych w autobusach niskopodłogowych
 - ♦ mechanizm fotela kierowcy samochodów transportowych

➤ Literatura

1. Internet, http://en.wikisource.org/wiki/Autor:Frantz_Reuleaux
2. **Romei F.:** *Wielcy mistrzowie. Leonardo da Vinci. Artysta, wynalazca i uczonej epoki Renesansu*, wyd. Galaktyka, Łódź, 1995.
3. **Torbiel J-C., Archambault A.:**
 - a) *Wielojęzyczny słownik wizualny – Leksykon tematyczny*, wyd. Przegląd Reader's Digest, Warszawa 1999, str 507.
 - b) *Aufgabensammlung Getriebelehre*, wyd. Institut für Theoretische Maschinenlehre, Technische Universität Graz, 1976.

- ♦ mechanizmy podnoszenia skrzyń w samochodach wywrotkach
- ♦ mechanizmy śrubowe znajdujące zastosowanie w licznych urządzeniach samochodów technicznych.

2. W samolotach i śmigłowcach:
 - ♦ podwozia samolotów stanowią przykład stosowania mechanizmów przestrzennych
 - ♦ sprężarki i siłowniki w układach sterowania
 - ♦ w śmigłowcach (wojskowych) układ sterowania mocą silników.
3. W statkach transportowych morskich i oceanicznych, niezależnie od silników napędowych, występują różne mechanizmy i urządzenia transportu wewnętrznego, układy regulacji automatycznej, temperatury ciśnienia, poziomu zanurzenia, układy sterowania ruchami siłowni itp.
4. Kolejną grupę stanowią roboty mobilne spełniające liczne funkcje, np. kontrolne roboty inspekcyjne, roboty militarne, roboty do działań pirotechnicznych i inne. Należy również wspomnieć o robotach przemysłowych spełniających funkcje w zrobotyzowanych systemach transportowych.

Podsumowanie

W artykule podjęto próbę przybliżenia podstawowych informacji, czym jest i jak powstawała dyscyplina nauki nazywana TMM. Kilka przykładów o znaczeniu fundamentalnym dla rozwoju techniki i metod badawczych, a także krótka ich historia może zwrócić uwagę na potrzebę uwzględnienia jej w kształceniu inżynierów transportu oraz przy prowadzeniu prac badawczych w tej dziedzinie.

dr hab. inż. Janusz Wawrzecki, prof. AHE
Akademia Humanistyczno-Ekonomiczna w Łodzi

↳ Łukasz Węsierski

Tegoroczny Pneumaticon, odbywający się na początku marca w Kielcach, został połączony z targami Enex i Ekotech, związanymi z odnawialnymi i ekologicznymi źródłami energii.

III Targi Pneumatyki, Hydrauliki, Napędów i Sterowań Pneumaticon



Fot. 1 Prezentacja osiągnięć kieleckiej politechniki

dr. inż. H. Chrostowski z Korporacji Napędów i Sterowań Hydraulicznych i Pneumatycznych. Oprócz organizatora, referaty z zakresu pneumatyki wygłosili prof. R. Dindorf, mgr J. Barycki, dr Z. Czystek i mgr W. Miłojajewska. Referaty te będą publikowane na łamach „Pneumatyki” i tam odsyłamy wszystkich zainteresowanych.

Jeśli chodzi o wystawców, to należy odnotować, że Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatyki w Kielcach zaprezentował swoje dwa nowe produkty. Pierwszym jest specjalny siłownik pneumatyczny z podwójnym tłokiem zaprojektowanym z myślą o zgrzewarkach punktowych, stosowanych między innymi do zgrzewania krat. W siłowniku tym – o średnicy 80 mm, przy ciśnieniu 0,6 MPa – można uzyskać siły docisku 5,7 kN. Drugim produk-

Targi Enex i Ekotech zdominowały ze względu na liczbę wystawców (205) targi Pneumaticon, w których udział wzięło tylko 36 wystawców, z czego zaledwie kilku z branży pneumatycznej.

Targom towarzyszyło seminarium pt. „Krajowy sektor hydrauliki i pneumatyki w okresie kryzysu”, zorganizowane przez

tem jest pneumohydrauliczny zespół dociskowy, będący dwustopniowym wzmacniaczem pneumohydraulicznym, w którym uzyskuje się siły prawie 50 kN. Możliwości uzyskiwania tak znacznych sił przy niedużych gabarytach pozwalają na stosowanie tego zespołu w wielu urządzeniach technologicznych, takich jak np. nitowarki, przyrządy obróbkowe i montażowe. Zespół przeznaczony jest do zastosowań w układach pracujących w cyklu automatycznym, bowiem wyposażono go w czujniki kontaktronowe, umożliwiające bezdotykową sygnalizację położenia.

Zakłady Automatyki Polna z Przemysłu zaprezentowały całą gamę zaworów regulacyjnych i siłowników membranowych, stosowanych w układach regulacyjnych. Pokazały też wiele wyrobów dostosowanych do indywidualnych potrzeb klienta. Z zakresu dostawy sprężonego powietrza swoje usługi oferowała na własnym stoisku firma Marani, a w całej hali wystawowej była tylko jedna sprężarka śrubowa Gardner Denver i trochę elementów pneumatyki oferowanych przez pośredników (firma Stakom). Z uczelni reprezentowane były Politechnika Wrocławska i Świętokrzyska – studenci tej ostatniej pokazywali swoje prace z mechatroniki, wykonane w ramach działalności kół naukowych.

Wydaje się, że termin Pneumaticonu – trzy tygodnie przed tak dużą imprezą, jaką jest Automaton w Warszawie – nie jest zbyt szczęśliwy, stąd stosunkowo małe zainteresowanie firm z branży pneumatyki tą interesującą imprezą targową. ■



Fot. 3 Stoisko firmy Parker



Fot. 2 Na targach był obecny także kielecki Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Elementów i Układów Pneumatyki



Fot. 4 Ekspozycja „Pneumatyki” na stoisku firmy Marani

➤ Jacek Kłosiński, Arkadiusz Trąbka

Analiza częstotliwościowa modelu urządzenia wibracyjnego

Wprowadzenie

Urządzenia wibracyjne stanowią kategorię urządzeń przeznaczonych do realizacji szeregu procesów technologicznych lub wykonywania zadań transportowych. W każdym z obszarów zastosowania tych urządzeń, tj. w odlewniach przy zagęszczaniu mas w formach odlewniczych lub usuwaniu odlewów z form, w budownictwie przy zagęszczaniu betonu lub ubijaniu podłoża, na liniach montażowych przy transporcie elementów lub pakowaniu, drgania generowane przez zastosowane źródło napędu stanowią czynnik determinujący funkcjonalność danego urządzenia. Gdyby jednak częstotliwości wymuszenia drgań pokryły się z częstotliwościami drgań własnych urządzenia, powstanie rezonans, czyli niekontrolowany wzrost amplitudy drgań, którego następstwem jest hałas oraz możliwość wystąpienia uszkodzeń mechanicznych drgającego obiektu.

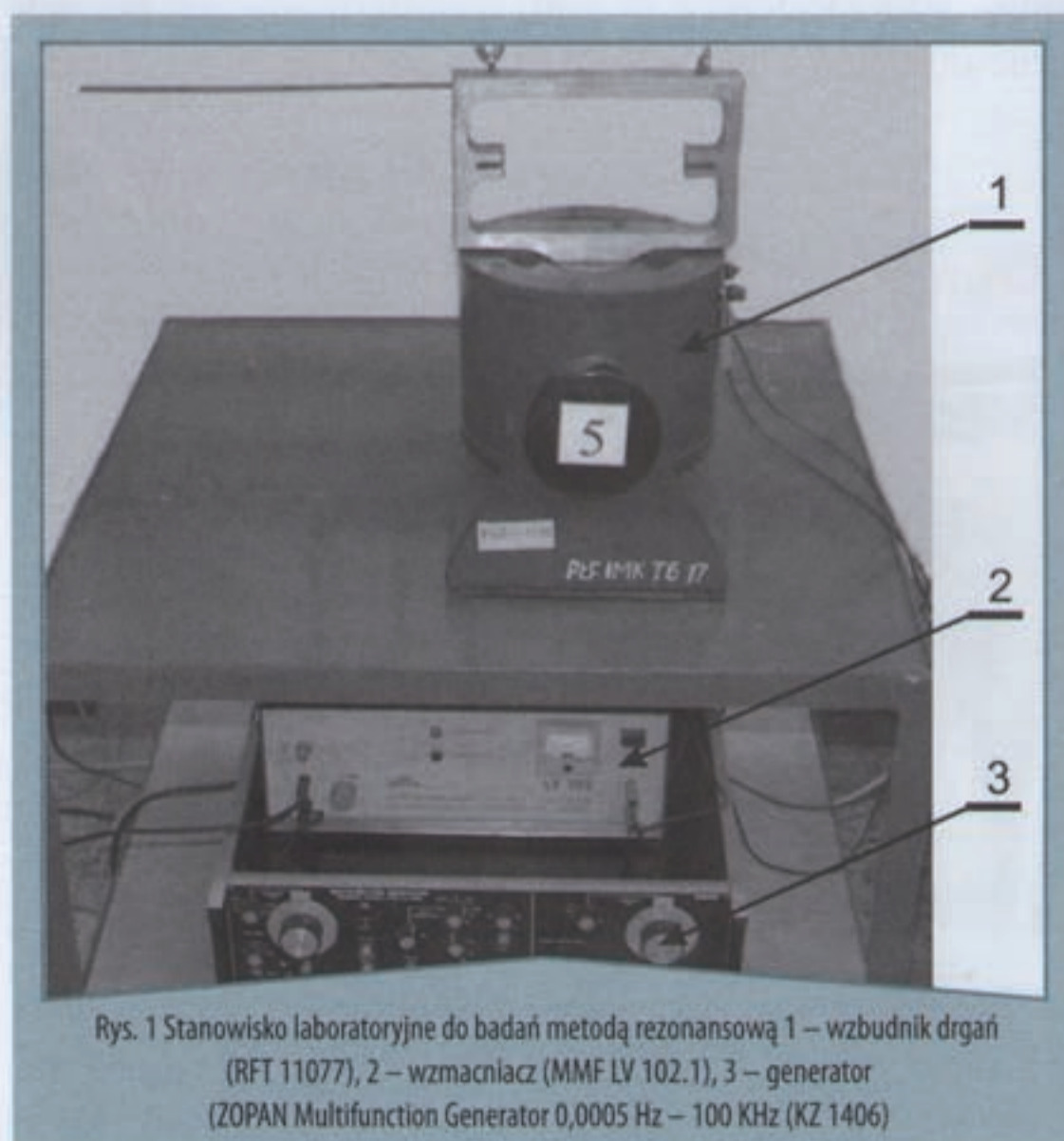
Jedną z metod umożliwiających prawidłowy dobór parametrów eksploatacyjnych danego urządzenia jest analiza częstotliwościowa. Przeprowadzenie analizy częstotliwościowej pozwala na poznanie własności dynamicznych danej konstrukcji, na które składają się takie parametry jak częstotliwości drgań własnych oraz postaci tych drgań, a w konsekwencji umożliwia taki dobór częstotliwości wymuszeń, by urządzenie pracowało ciszej i mniej awaryjnie.

Analizę częstotliwościową (modalną) można wykonać doświadczalnie za pomocą metody rezonansowej lub metody fazowej separacji postaci drgań, bądź też numerycznie. Analiza przeprowadzana metodami eksperymentalnymi może być zrealizowana na obiekcie rzeczywistym lub jego prototypie, co wiąże się jednak z dużymi kosztami przy braku pewności co do możliwości uzyskania konstrukcji o zadowalających własnościach dynamicznych. Dużo lepszym narzędziem oceny własności dynamicznych, zwłaszcza na etapie projektowania nowych konstrukcji, jest analiza numeryczna realizowana za pomocą oprogramowania opartego na metodzie elementów skończonych (MES). Do niedawna analizy złożonych struktur z zastosowaniem MES można było wykonywać jedynie w specjalizowanych programach, takich jak ABAQUS, ANSYS, COSMOS, NASTRAN itp. Samo jednak przygotowanie modelu geometrycznego (zwłaszcza w przypadku skomplikowanych konstrukcji) wymagało użycia odpowiedniego programu do modelowania przestrzennego. Jednym z najczęściej stosowanych od wielu lat zarówno w przemyśle jak i w dydaktyce programów do modelowania przestrzennego jest Inventor firmy Autodesk. Wycho-
dząc naprzeciw oczekiwaniom mniej wymagających użyt-

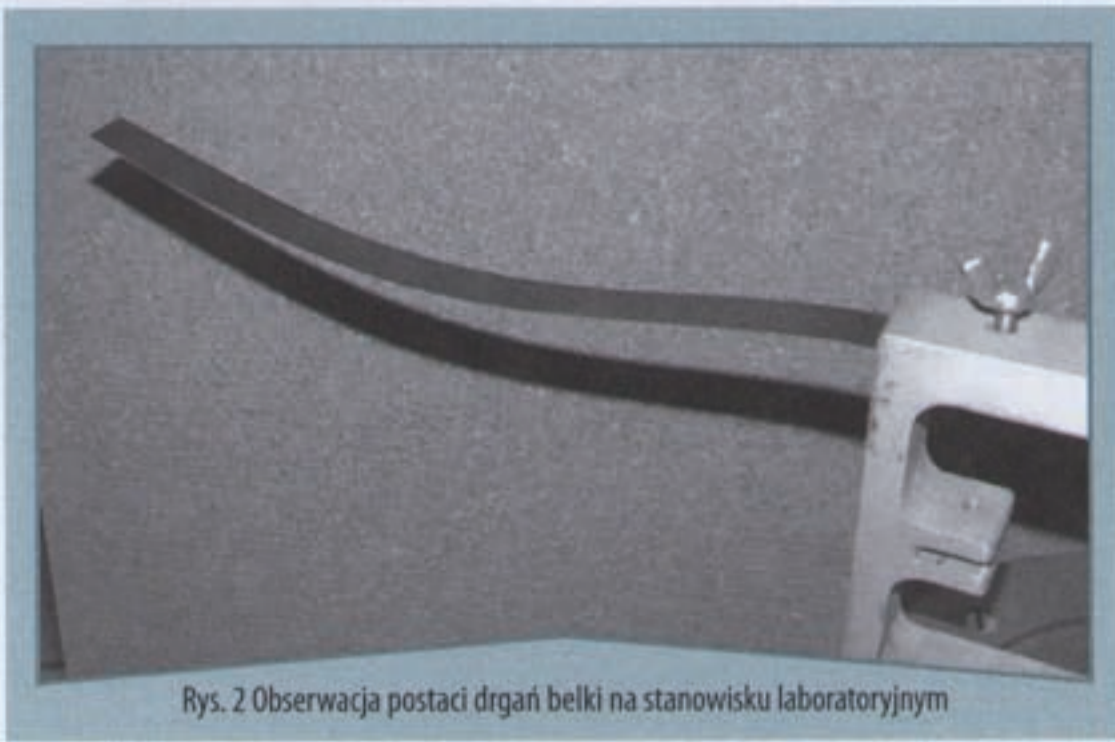
Przeprowadzenie analizy częstotliwościowej pozwala na poznanie własności dynamicznych danej konstrukcji, na które składają się takie parametry jak częstotliwości drgań własnych oraz postaci tych drgań, a w konsekwencji umożliwia taki dobór częstotliwości wymuszeń, by urządzenie pracowało ciszej i mniej awaryjnie.

kowników, twórcy programu Inventor od wersji 9 rozpoczęli udoskonalanie swojego produktu dodając do konfiguracji Professional możliwość liniowej analizy statycznej naprężeń dla pojedynczych części. Wraz z pojawianiem się kolejnych wersji programu udoskonalano i poszerzano możliwości modułu obliczeniowego (dodając m.in. możliwość wykonywania analiz dynamicznych). Użytkownikom wersji 2009 w konfiguracjach Inventor Simulation Suite oraz Inventor Professional firma Autodesk udostępniła do testów nowe narzędzie o nazwie Advanced Simulation Technology Preview (ASTP) rozszerzające możliwości przeprowadzania symulacji MES m.in. o możliwość analizy oraz optymalizacji złożeń (Nowak, 2008). Stanowiący w Inventorze 2009 niezależną aplikację moduł ASTP od wersji 2010 stanowi integralną część programu.

W pracy podjęto próbę przeprowadzenia analizy częstotliwościowej (modalnej) w programie Inventor Professional 2010 dla modelu urządzenia wibracyjnego stanowiącego zespół złożony z ramy podstawy, czterech sprężyn naciskowych, korpusu z blatem roboczym oraz wibratora inercyjnego umieszczonego centralnie pod blatem. Poszukiwano informacji o najważniejszych cechach dynamicznych analizowanego zespołu, tzn. jego częstotliwościach drgań własnych oraz odpowiadających im postaciach tych drgań.



Rys. 1 Stanowisko laboratoryjne do badań metodą rezonansową 1 – wzbudnik drgań (RFT 11077), 2 – wzmacniacz (MMF LV 102.1), 3 – generator (ZOPAN Multifunction Generator 0,0005 Hz – 100 KHz (KZ 1406))



Rys. 2 Obserwacja postaci drgań belki na stanowisku laboratoryjnym

Konfiguracja parametrów modułu obliczeniowego

Zaimplementowany w programie Inventor Professional 2010 moduł obliczeniowy charakteryzuje się dużą liczbą możliwych do skonfigurowania parametrów. Aby właściwie dobrać parametry konfiguracyjne do analizy modalnej zespołu w postaci modelu urządzenia wibracyjnego, najpierw analizie poddano prosty element konstrukcyjny. Rozpatrzono mianowicie drgania giętne jednostronnie utwierdzonej, jednorodnej belki o stałym przekroju, dla której można wyznaczyć rozwiązanie metodą analityczną oraz przeprowadzić weryfikację doświadczalną.

W pierwszej kolejności doświadczalnie określono własności materiału, z którego wykonana została analizowana belka. Na podstawie wyników próby ścisłej rozciągania, którą przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej Heckert FP10, wyznaczono wartość modułu Younga. Po dokonaniu dokładnych pomiarów masy oraz wymiarów wyznaczono także gęstość materiału. Następnie wychodząc z równania drgań giętnych nietłumionych, po przyjęciu odpowiednich warunków brzegowych wyprowadzono zależność, na podstawie której określono częstotliwości drgań własnych rozpatrywanej belki. Na podstawie wyznaczonych metodą analityczną częstotliwości drgań własnych jednostronnie utwierdzonej belki, dobrano wartości poszczególnych parametrów konfiguracyjnych modułu obliczeniowego w programie Inventor. Następnie na

stanowisku laboratoryjnym wyposażonym we wzbudnik drgań, generator sygnałów okresowych oraz wzmacniacz (rys. 1), przeprowadzono weryfikację modelu numerycznego wykonując badanie metodą rezonansową (rys. 2).

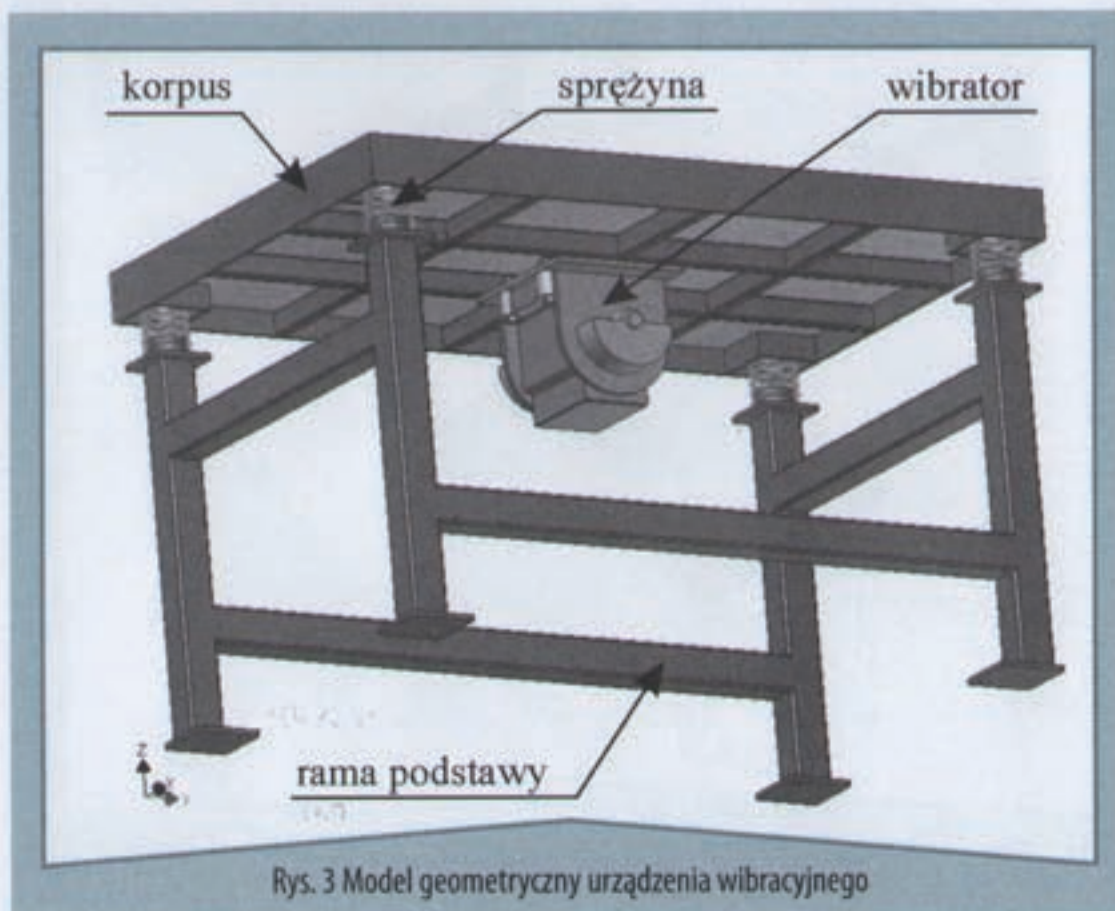
Otrzymane numerycznie częstotliwości drgań własnych porównano z wynikami rozwiązania analitycznego oraz badań doświadczalnych. Uzyskane wyniki (tab. 1) świadczą o tym, że wyznaczone numerycznie częstotliwości drgań własnych wykazują dobrą zgodność z wartościami otrzymanymi analitycznie, choć prawdopodobnie z uwagi na błędy numeryczne, przy wyższych częstotliwościach drgań obserwuje się zawyżanie wyznaczanych wartości. Z kolei odniesienie wartości rozwiązania numerycznego do wyników badań pozwala oszacować wpływ tłumienia (zarówno materiałowego, jak i wynikającego z oporów ośrodka, w którym odbywa się ruch) na częstotliwość drgań własnych (różnica wartości od 3,2% do 3,9%).

Model geometryczny urządzenia wibracyjnego

Przyjmując koncepcję rozpatrywanego w pracy urządzenia wibracyjnego wzorowano się na istniejących konstrukcjach tzw. stołów wibracyjnych. W odniesieniu do ramy podstawy urządzenia założono wykonanie jej ze spa-

Tab. 1 Postacie oraz częstotliwości drgań własnych jednostronnie utwierdzonej belki o przekroju prostokątnym (11,5 x 1,0 x 175 mm) otrzymane analitycznie, numerycznie oraz doświadczalnie

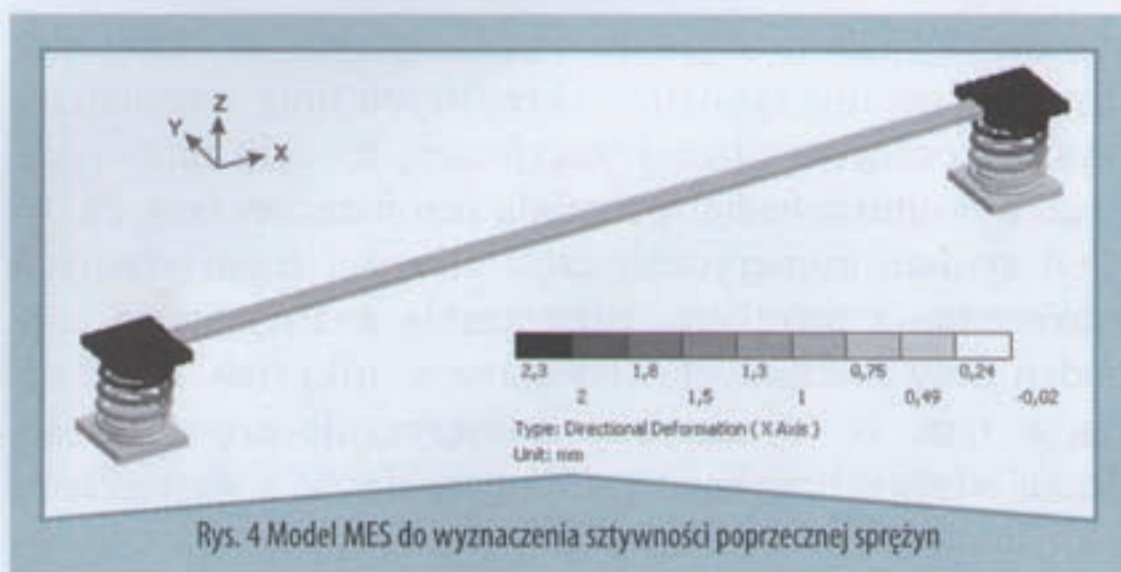
Lp.	Postać drgań własnych	Częstotliwość drgań własnych otrzymana		
		Analitycznie [Hz]	Numerycznie [Hz]	Doświadczalnie [Hz]
1		27,01	27,13	26,3
2		169,25	169,98	163,7
3		473,79	476,29	458,5
4		928,63	933,53	Niemożliwe do zaobserwowania
5		1535,09	1543,45	Niemożliwe do zaobserwowania



Rys. 3 Model geometryczny urządzenia wibracyjnego



Rys. 5 Podział modelu geometrycznego urządzenia wibracyjnego na elementy skończone



czenia części w zespole jedynie pomiędzy sklejeniem a połączeniem za pośrednictwem liniowych sprężyn.

W tej sytuacji konieczne było wykonanie dodatkowych analiz celem określenia sztywności połączenia śrubowego podstawy wibratora z korpusem stołu oraz sztywności osiowej i poprzecznej sprężyn umieszczonych pomiędzy korpusem stołu i ramą podstawy. Sztywności śrub ($k_s = 614,7 \cdot 10^6 \text{ N/m}$) określono za pomocą modułu do analizy naprężeń w programie Inventor, natomiast sztywności sprężyn ($k_o = 25 \cdot 10^3 \text{ N/m}$, $k_p = 22 \cdot 10^3 \text{ N/m}$) zostały wyznaczone w programie Ansys (rys. 4). W obliczeniach dotyczących sprężyn śrubowych walcowych korzystano z wyników eksperymentu pomiarowego opisanego w pracy (Banaszewski i Filipowicz, 2004).

Przygotowując model urządzenia wibracyjnego do symulacji numerycznych poszczególnym częściom przypisano materiał oraz charakteryzujące go własności wytrzymałościowe, zadano wiązania w postaci utwierdzenia przegubowego ramy podstawy do podłoża, dokonano podziału modelu geometrycznego na elementy skończone. Konfigurując ustawienia siatki, tzn. średnią wielkość elementu, współczynnik gradacji, maksymalny kąt trójkąta siatki oraz kryteria wygładzania, korzystano z wyników analiz omówionych w rozdziale 2. Otrzymano model dyskretny złożony z 229599 elementów skończonych i 444289 węzłów. Widok modelu dyskretnego pokazano na rys. 5.

W wyniku przeprowadzonej analizy wyznaczono pierwszych 11 postaci i częstotliwości drgań własnych, które mieszczą się w przyjętym na wstępie (na podstawie

wanych profili ceowych, natomiast konstrukcję korpusu opracowano w formie ramy spawanej z zamkniętych profili wydrążonych o przekroju prostokątnym, przykrytej blatem roboczym i usztywnionej obrzeżem wykonanym z pasów blachy. Pomiedzy korpusem a ramą podstawy umieszczono w narożach stołu cztery sprężyny naciskowe, nasuwając je na odpowiednio wzmocnione tuleje prowadzące.

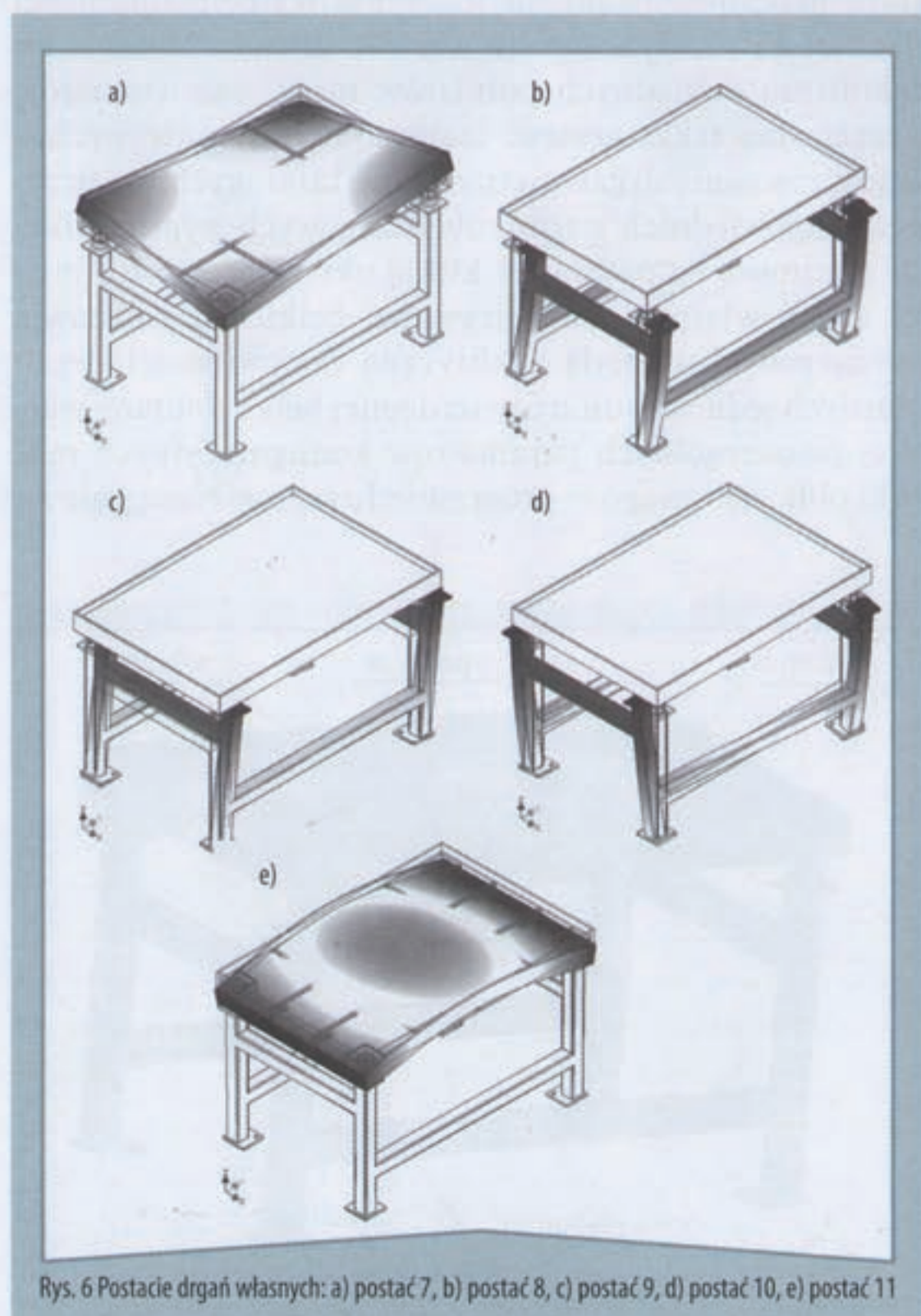
Jako wzbudnik drgań zastosowano wibrator inercyjny o napędzie elektrycznym typu NEA 50770 produkowany przez firmę Netter Vibration. Przyjęto koncepcję urządzenia z pojedynczym wibratorem, który umieszczono centralnie pod korpusem stołu (rys. 3).

Założenia do obliczeń oraz wyniki symulacji numerycznych

Zastosowany w programie Inventor Professional 2010 moduł do analizy modalnej umożliwia wykonanie analizy całego zespołu, przy czym z uwagi na użyty solver (pozwalający na wykonywanie wyłącznie liniowych analiz statycznych) nakłada na analizowany obiekt pewne ograniczenia. Sprowadzają się one do konieczności wyboru sposobu połą-

Tab. 2 Częstotliwości i postaci drgań własnych modelu urządzenia wibracyjnego

Lp.	Częstotliwość [Hz]	Postać drgań
1	4,28	Drgania korpusu stołu w płaszczyźnie poziomej
2	4,28	Drgania korpusu stołu w płaszczyźnie poziomej
3	4,60	Drgania pionowe korpusu stołu w kierunku współrzędnej Z
4	6,91	Drgania skrętne korpusu stołu względem osi Z
5	7,26	Drgania skrętne korpusu stołu względem osi Y
6	7,63	Drgania skrętne korpusu stołu względem osi X
7	39,94	Drgania giętne korpusu – naprzemienne ugięcia naroży
8	48,28	Drgania giętne ramy podstawy w kierunku poprzecznym (względem osi Y)
9	61,40	Drgania giętne ramy podstawy w kierunku wzdłużnym (względem osi X)
10	69,80	Zginanie ze skręcaniem (względem osi Z) ramy podstawy
11	99,98	Drgania giętne korpusu – ugięcia obrzeża oraz wybrzuszenie środka blatu



Michalczyk, 1995) przeszukiwanym zakresie od 0 do 100 Hz. Otrzymane częstotliwości i odpowiadające im postaci drgań własnych zestawiono w tab. 2. Na rys. 6 przedstawiono natomiast pięć postaci drgań giętnych analizowanej struktury (postacie własne od 7 do 11), pomijając jednocześnie pierwszych sześć postaci drgań, którym odpowiadają ruchy korpusu stołu jako bryły sztywnej.

Podsumowanie i wnioski

Z przeprowadzonych analiz wynika, że program Inventor Professional 2010 umożliwia wykonanie analizy modalnej zespołu. Nakłada jednak na analizowany obiekt ograniczenia w postaci konieczności sklejenia komponentów lub połączenia ich za pomocą linowych sprężyn.

Na podstawie wykonanych symulacji numerycznych ustalono, że w rozpatrywanym urządzeniu wibracyjnym w zakresie 0-100 Hz (który obejmuje wartości w otoczeniu częstotliwości roboczej 50 Hz wybranego do zastosowania wibratora inercyjnego) występuje 11 postaci oraz częstotliwości drgań własnych.

Pierwsze sześć postaci drgań odpowiada w przybliżeniu ruchowi korpusu stołu wzdłuż poszczególnych współrzędnych, przy czym najniższa częstotliwość odpowiada drganiom poziomym, zaś najwyższa drganiom skrętnym, co pozostaje w zgodzie z opisem drgań stołów wibracyjnych zamieszczonym w pracy (Michalczyk, 1995).

Wszystkie kolejne postacie drgań własnych wynikają ze sprężystości giętej elementów konstrukcyjnych, przy czym postacie 7 i 11 dotyczą drgań korpusu stołu, a 8, 9 i 10 drgań ramy podstawy.

Częstotliwość, przy której występują drgania giętne korpusu stołu, odpowiadające 7 postaci drgań własnych (rys. 6a), ma wartość mniejszą o około 20% od częstotliwości wymuszenia, co oznacza że analizowana konstrukcja stanowi tzw. urządzenie nadrezonansowe. Oznacza to także, że podczas rozruchu wibratora, a zwłaszcza podczas hamowania częstotliwość wymuszenia musi przejść przez kolejne częstotliwości drgań własnych urządzenia, wywołując krótkotrwałe stany rezonansowe, objawiające się znacznymi wzrostami amplitud drgań korpusu stołu oraz obciążenia ramy podstawy w stosunku do stanu ustalonego (Banaszewski i Filipowicz, 2004; Michalczyk i Banaszewski, 2006).

Rzeczywiste częstotliwości drgań własnych urządzenia będą niższe niż obliczone, gdyż w modelu obliczeniowym nie można było uwzględnić tłumienia. Dodatkowy czynnik, który również powoduje obniżenie częstotliwości drgań analizowanego urządzenia wibracyjnego stanowi obciążenie blatu stołu roboczego nadawą. Występujące w związku z wymienionymi czynnikami obniżenie częstotliwości drgań własnych urządzenia będzie miało korzystny wpływ na jego pracę, gdyż zwiększy się przedział pomiędzy częstotliwością drgań giętnych korpusu stołu a częstotliwością wymuszenia. ■

dr hab. inż. Jacek Kłosiński, prof. ATH,
dr inż. Arkadiusz Trąbka

Wydział Budowy Maszyn i Informatyki

Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej

➤ Literatura

1. **Banaszewski T., Filipowicz A.:** *Oddziaływanie dynamiczne przesiewaczy nadrezonansowych na konstrukcję wsporczą*, Maszyny Górnicze, nr 22 (2), 33-37, 2004.
2. **Michalczyk J.:** *Maszyny wibracyjne – obliczenia dynamiczne, drgania, hałas*, WNT, Warszawa, 1995.
3. **Michalczyk J., Banaszewski T.:** *Oddziaływanie dynamiczne maszyn stosowanych w przeróbce surowców mineralnych*, Wyd. AGH, Kraków, 2006.
4. **Nowak A.:** *Analiza wytrzymałościowa części i zespołów dla Autodesk Inventor*, Kreator, nr 6, 7-10, 2008.
5. Katalogi firmy Netter Vibration, 2009.

➤ Summary

FREQUENCY ANALYSIS OF VIBRATORY DEVICE MODEL

In the paper an attempt of a frequency analysis of a vibratory device model, performed by means of a new computational module implemented in the latest Autodesk Inventor Professional 2010 program version, has been presented. The results of an analytical solution and laboratory research of vibration of an one-sided constrained beam (carried out with the resonant method) have been presented. On the basis of findings, the estimation of an influence of the configurational parameters of the computational module, on the obtained eigenfrequencies and mode shapes coincidence, has been performed. A geometric model of the assembly of a shape of vibratory device has been created. It consists of a base frame, four compression springs, a body with a top and a centrally situated inertial vibrator. Preparing the model of the device for the frequency analysis, the supportive calculations for the evaluation of the stiffness of springs and screws have been carried out. The first 11 modes and eigenfrequencies have been determined. Conclusions have been formulated.

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	
Comprot	II okł.
HPS Katowice	IV okł.
Pneumatyka	I okł.
CPP Prema S.A.	III okł.

Compressor	3
Transtools	7

CENTRUM PRODUKCYJNE PNEUMATYKI



PREMA S.A. Kielce



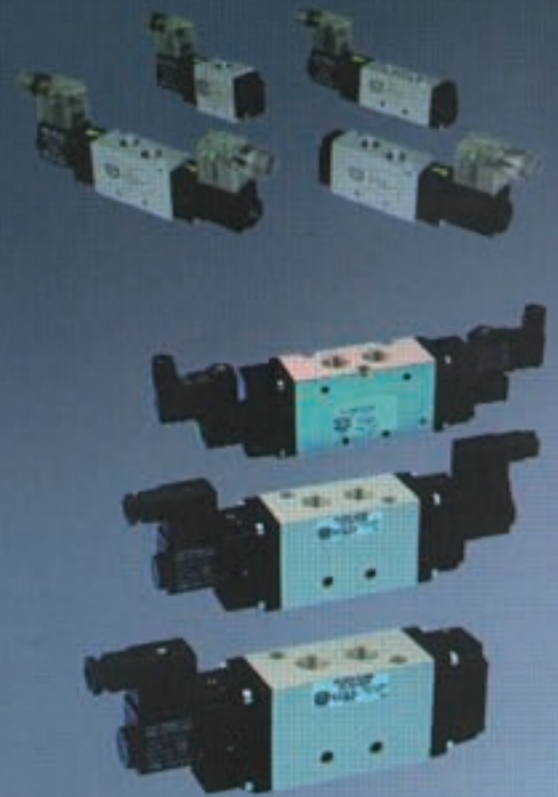
siłowniki pneumatyczne
D12÷D320, ISO i CNOMO
z elementami mocującymi



siłowniki pneumatyczne
kompaktowe i dociskowe
D16÷D100



cyliny hydrauliczne
D25÷D160



zawory rozdzielające
G1/8-G3/4



elementy przygotowania
sprężonego powietrza
G1/4-G3/4

CPP PREMA S.A.

ul. Wapiennikowa 90, 25-101 Kielce
tel. +48 41 361 95 24, +48 41 366 95 31
tel. +48 41 366 95 30, fax + 48 41 361 91 08
tel. kom. 0 693 724 755, 0 693 724 767
Marketing : tel + 48 41 362 21 60
e-mail : prema@prema.pl



**AUTOMATYZACJA TECHNOLOGII DLA MAŁYCH
I ŚREDNICH PRZEDSIĘBIORSTW**

www.prema.pl

HPS

VIII MIĘDZYNARODOWE TARGI HYDRAULIKI,
PNEUMATYKI, STEROWANIA I NAPĘDÓW

19-21.10.2010
KATOWICE, UL. BYTKOWSKA 1B

**NAJWAŻNIEJSZE SPOTKANIE BRANŻY
W CENTRALNEJ EUROPIE**

**ZAPRASZAMY DO KATOWIC,
STOLICY POLSKIEGO PRZEMYSŁU**

www.hps.mtk.katowice.pl

ORGANIZATOR



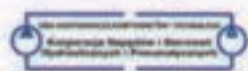
Międzynarodowe Targi Katowickie Sp. z o.o.
40-955 Katowice, ul. Bytkowska 1B
tel. +48 32 78 99 176, 103; fax +48 32 25 40 227
b.nowak@mtk.katowice.pl

PATRONAT HONOROWY

Wiceprezes Rady Ministrów
Minister Gospodarki
Rzeczypospolitej Polskiej

cetop

Europejski Komitet Hydrauliki
i Pneumatyki



Korporacja Napędów i Sterowań
Hydraulicznych i Pneumatycznych

HiP

Pneumatyka

UtrzymanieRuchu24.pl



WORTAL BRANŻOWY
Energoelektronika.pl

metale24.pl

MM Magazyn
Przemysłowy

www.rynekautomatyki.pl

PATRONAT MEDIALNY

**napędy
i sterowanie**

aktualności techniczne i informacyjne



powder.bulk

POWDER BULK

**SŁUŻBY
UTRZYMANIA
RUCHU**

**Hydraulics &
Pneumatics**

**CONTROL
ENGINEERING**

marketeo.com

**UTRZYMANIE
RUCHU**

PAR