

Pneumatyka

magazyn.pneumatyka.com

3/4 (88/89) 2013

kwartalnik

ISSN 1426-6644

Indeks 337 323

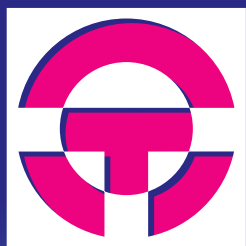


Targi SyMas i Maintenance 2013 str. 4

**Hydrauliczne urządzenia napinające linę
nośno-napędową w kolejach linowych** str. 8

**Charakterystyka izotoniczna
sztucznego mięśnia pneumatycznego** str. 19

**Wizualizacja przepływu strumienia powietrza
przez zadymianie** str. 42



HPS

Międzynarodowe Targi
Hydrauliki, Pneumatyki,
Sterowania i Napędów

X Jubileuszowe

21-23.10.2014

Katowice, ul. Bytkowska 1B

Seminarium naukowo-techniczne
„20 lat Targów HPS – istotnym czynnikiem
rozwoju technologii i rynku techniki płynowej”

Pump Up Your business
Dołącz do profesjonalistów z branży!
www.hps.fairexpo.pl



Centrum Targowe FairExpo Sp. z o.o.
ul. Bytkowska 1B, 40-955 Katowice
tel. (+48) 664 080 290, (+48 32) 728 15 06
hps@fairexpo.pl

Patronat Honorowy



cetop

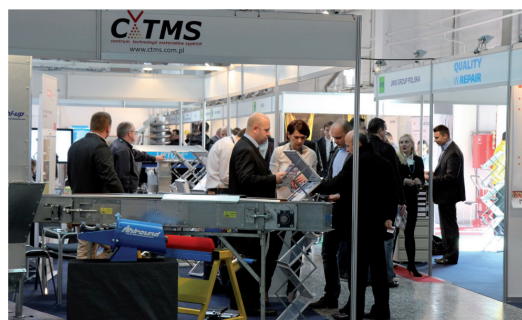


TARGI I KONFERENCJE

4

Targi SyMas i Maintenance 2013

V edycja Targów Obróbki, Magazynowania, Transportu i Logistyki Materiałów Sypkich i Masowych SyMas oraz IV edycja Targów Utrzymania Ruchu, Planowania i Optymalizacji Produkcji MAINTENANCE odbyła się 2 i 3 października 2013 w Hali Targów w Krakowie.



NAPĘDY I STEROWANIA PNEUMATYCZNE

8

Hydrauliczne urządzenia napinające linę nośno-napędową w kolejach linowych

Tomasz Rokita

14

Zastosowanie regulatora PID w metodzie GRAFPOL do pozycjonowania napędu pneumatycznego

Łukasz Dworzak, Jacek Ziemia

19

Charakterystyka izotoniczna sztucznego mięśnia pneumatycznego

Zbigniew Kulesza

25

Prototypowa tamponiarka z napędem pneumatycznym do nadruków powierzchniowych na kapsłach do butelek

Mariusz Grądzki, Roman Trochimczuk

32

Oprogramowanie do wyznaczania rozwiązania zadania odwrotnego manipulatora typu TRIPLANAR

Tomasz Kuźmierski

36

Projekt manipulatora równoległego o sześciu stopniach swobody z pneumatycznym napędem mięśniowym

Dawid Pietrała, Gabriel Bracha, Paweł Łaski, Jakub Takosoglu, Sławomir Błasik

42

Wizualizacja przepływu strumienia powietrza przez zadymianie

Sylwester Wawrzyniak, Józef Kordik, Zdenek Travenicek, Kazimierz Peszyński

45

Pneumatyczne przetworniki niestandardowe długości (PPD) – niestandardowe rozwiązania konstrukcyjne

Czesław Jermak

Pneumatyka

magazyn.pneumatyka.com

Redaktor naczelny

mgr inż. Piotr Karcz

karcz@pneumatyka.com

(+48) 602 414 184

Pneumatyka Sp. z o.o.

ul. Mickiewicza 66

41-807 Zabrze

redakcja@pneumatyka.com

Komitet naukowo-techniczny

prof. nadzw. dr hab. inż.

Łukasz N. Węsierski

prof. dr hab. inż.

Franciszek Siemieniako

prof. zw. dr hab. inż.

Tadeusz Mikulczyński

prof. nadzw. dr hab. inż.

Mariusz Olszewski

prof. dr hab. inż.

Ryszard Dindorf

dr inż. Kazimierz Dzierżek

dr inż. Janusz Pluta

Recenzenci wydania

prof. dr hab. inż.

Franciszek Siemieniako

dr inż. Tomasz Kuźmierski

dr inż. Cezary Kownacki

dr inż. Kazimierz Dzierżek

Targi SyMas i Maintenance 2013

V edycja Targów Obróbki, Magazynowania, Transportu i Logistyki Materiałów Sypkich i Masowych SyMas oraz IV edycja Targów Utrzymania Ruchu, Planowania i Optymalizacji Produkcji MAINTENANCE odbyła się 2 i 3 października 2013 w Hali Targów w Krakowie.

Z całą pewnością możemy stwierdzić, że targi SyMas i Maintenance na dobre wpisały się w kalendarz przemysłowych imprez branżowych. W porównaniu z ubiegłoroczną edycją znacznie wzrosła liczba wystawców, a także różnorodność imprez towarzyszących. Co za tym idzie, tegoroczna edycja przyciągnęła również większe grono odwiedzających. Wystawcy zgodnie podkreślają - targi odwiedzili branżowi goście, profesjonalści, którzy wiedzą czego szukają i w jakim celu przyszli na targi. Były to w większości osoby podejmujące kluczowe decyzje w przedsiębiorstwach, a przez to mające wpływ na kwestie związane z zakupem nowego sprzętu czy wdrażaniem nowoczesnych technologii. W tym właśnie tkwi sukces targów SyMas i Maintenance.

W tym roku na stoiskach swoją ofertę prezentowało niemal 120 firm, a więc po raz kolejny więcej niż w roku ubiegłym. Wśród oferty wystawców można było zobaczyć między innymi: urządzenia do transportu, przeładunku i magazynowania, aparaturę kontrolno-pomiarową, elektronikę systemów ważących, osuszacze i filtry powietrza, dmuchawy, sprężarki, silosy i magazyny, suszarnie, odsiewacze wibracyjne, przenośniki, podajniki, dozowniki, wagi, mieszarki, suszarki, granulatory, separatory, młyny, kruszarki, prasy, odpylacze przemysłowe, środki smarne oraz rozwiązania w zakresie BHP. W ramach STREFY OUTSOURCINGU wystawcy prezentowali usługi serwisu urządzeń, wdrażania przemysłowych systemów IT, czyszczenia przemysłowego, relokacji urządzeń przemysłowych, usług doradczych oraz szkoleniowych w zakresie utrzymania ruchu.

Nowością podczas tegorocznej edycji była Strefa ATEX, w której wystawcy zaprezentowali urządzenia oraz podzespoły stosowane w strefach zagrożonych wybuchem, jak również usługi dla firm używających tego typu urządzeń. Jedną z atrakcji prezentowanych w ramach strefy był POKAZ SYSTEMÓW TŁUMIENIA WYBUCHU, podczas którego aktywowano butlę HRD - czyli rodzaj specjalnej, niezwykle szybkiej gaśnicy która ulega całkowitemu opróżnieniu w czasie kilkunastu tysięcznych sekundy.

W ramach targów MAINTENANCE swoją kontynuację miał projekt szkoleniowy pod nazwą JESIENNA SZKOŁA UTRZYMANIA RUCHU, który cieszył się bardzo dużym zainteresowaniem ze strony słuchaczy. Głównym

tematem szkolenia były dobre praktyki produkcyjne i inżynierskie w działach produkcji i utrzymania ruchu. Targom SyMas jak co roku towarzyszyła kolejna edycja Ogólnopolskiej Konferencji: „Nowoczesne Technologie w Branży Materiałów Sypkich” organizowana we współpracy z czasopismem Powder & Bulk. Na konferencji nie zabrakło prelekcji pracowników naukowych największych polskich uczelni technicznych, jak również prezentacji praktycznych dotyczących instalacji obróbki, transportu, mielenia i granulowania materiałów sypkich.

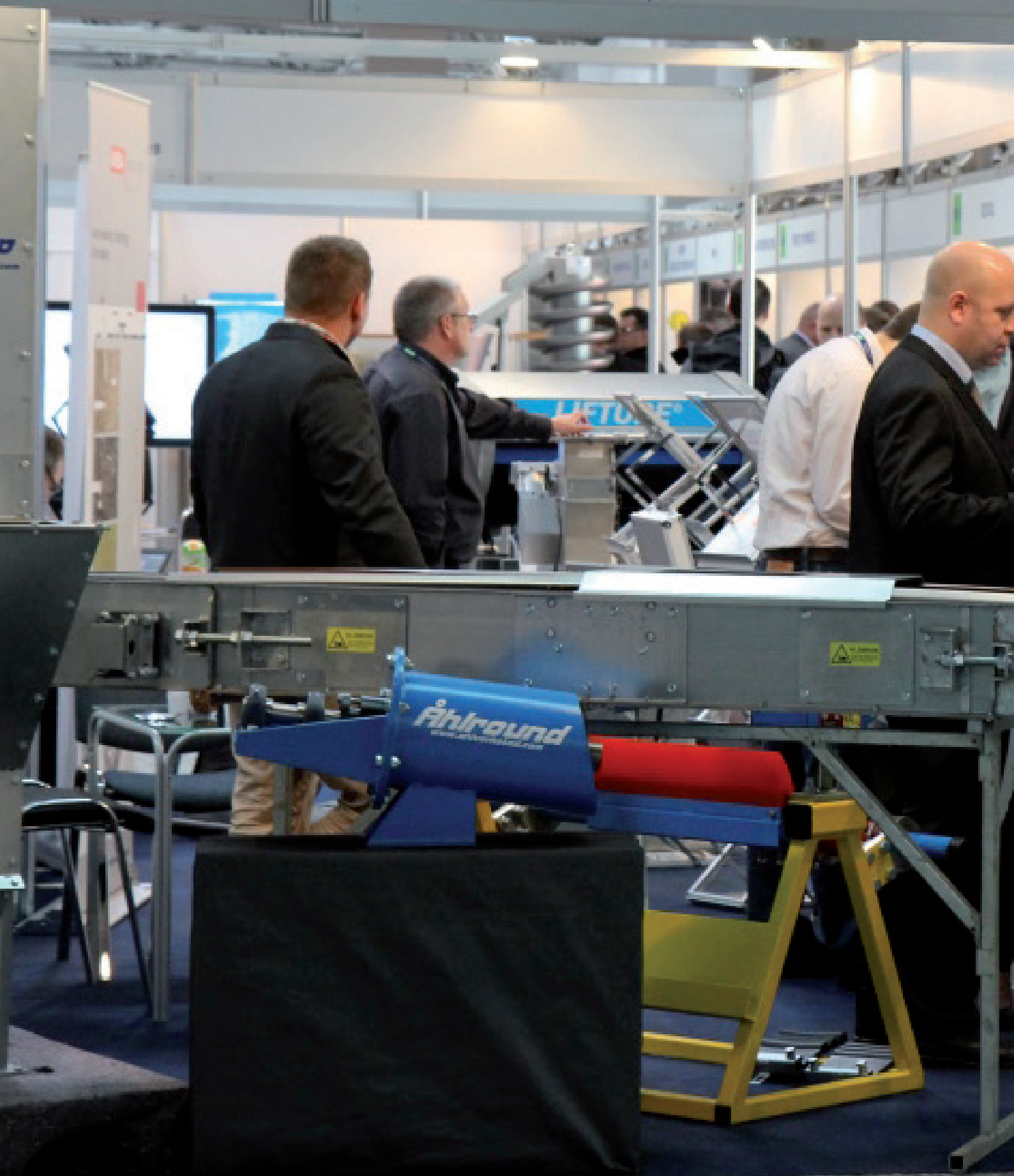
Tradycyjnie przez cały czas trwania targów odbywały się bezpłatne seminaria learnShops™, w ramach których przedstawiciele firm prezentowali najnowsze rozwiązania i technologie. Seminaria jak zawsze cieszyły się niesłabnącym zainteresowaniem gości ze względu na różnorodność prezentowanych tematów: od mieszania, konfekcjonowania, ważenia i przetwarzania materiałów sypkich, poprzez outsourcing utrzymania ruchu, aż do urządzeń wykorzystywanych w strefach zagrożonych wybuchem. Z uwagi na połączenie targów SyMas i MAINTENANCE, a także szeroką tematykę obejmującą targi, oferta prezentowana na stoiskach zyskała sobie uznanie pośród przedstawicieli wielu gałęzi przemysłu, w tym między innymi chemicznej, farmaceutycznej, spożywczej, wydobywczej, budowlanej, rolniczej, metalurgicznej i elektromaszynowej. Targi odwiedzili również przedstawiciele kadry naukowej. Wśród odwiedzających zdecydowaną większość stanowili właściciele i prezesi zakładów przemysłowych, inżynierowie, technologowie i kierownicy produkcji oraz specjaliści ds. technicznych i utrzymania ruchu nie tylko z Polski ale również z Czech, Słowacji, Niemiec, Holandii i Wielkiej Brytanii.

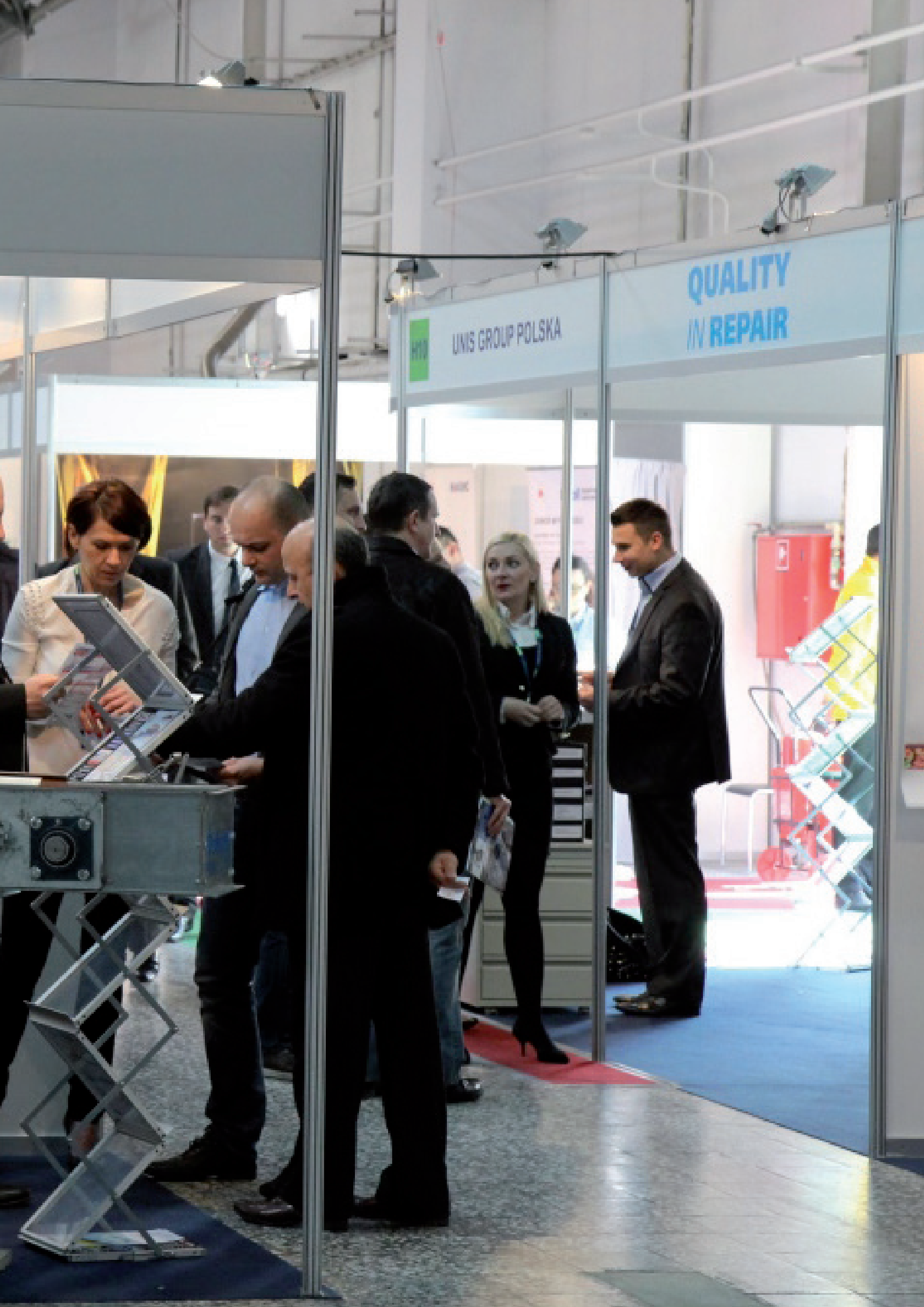
Na przyszłoroczną edycję targów SyMas i MAINTENANCE zapraszamy Państwa 29 i 30 października 2014 r. do nowego obiektu wystawienniczego - Hali Expo Kraków. „Rozpoczęliśmy przyjmowanie zgłoszeń na edycję w 2014 roku” - mówi Karol Miernikiewicz, Specjalista ds. Organizacji Targów „Cieszy nas fakt, że wystawcy już podczas targów rezerwowali stoiska, co niewątpliwie stanowi o wysokim poziomie tegorocznej imprezy.

Więcej informacji na temat przyszłorocznej edycji targów SyMas i Maintenance już wkrótce na stronie: www.easyfairs.com/pl



CTMS
centrum technologii materiałów sypkich
www.ctms.com.pl





Hydrauliczne urządzenia napinające linę nośno-napędową w kolejach linowych

Tomasz ROKITA

rokitom@agh.edu.pl

Katedra Transportu Linowego, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, AGH-Akademia Górniczo-Hutnicza
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

Streszczenie: W artykule przedstawiono czynniki związane z eksploatacją i bezpieczeństwem kolei, uzależnione od wartości siły napinającej linę nośno-napędową kolei jednolinowej. Zaprezentowano funkcjonujące obecnie rozwiązania układów napinających liny ze szczególnym zwróceniem uwagi na hydrauliczne układy napinające.

Zwrócono uwagę na wskaźniki ryzyka i związane z nimi wymagania bezpieczeństwa dla tego typu urządzeń. Zestawiono również najistotniejsze współczesne wymagania funkcjonalne i konstrukcyjne stawiane różnym typom urządzeń napinających określone w normach zharmonizowanych z Dyrektywą 2000/9/WE odnoszącą się do urządzeń przeznaczonych do transportu osób. Na podstawie własnych doświadczeń w dziedzinie projektowania kolei linowych dokonano krytycznej analizy przedstawionych rozwiązań układów napinających stosowanych w kolejach jednolinowych w Polsce.

1. WPROWADZENIE

Jednym z najważniejszych podzespołów kolei jest urządzenie napinające linę. Obejmuje ono wszystkie elementy, które służą do utrzymania napięcia liny we wstępnie ustalonych dopuszczalnych granicach. Od prawidłowej pracy tego urządzenia zależy w dużym stopniu bezpieczna i niezawodna oraz długotrwała praca kolei linowej. W nowoczesnych obiektach do utrzymania siły z wymaganą dokładnością stosuje się najczęściej urządzenia z elektrohydraulicznymi systemami sterowania.

2. KONIECZNOŚĆ STABILIZACJI SIŁY NAPINANIA LINY [1, 2, 3, 4]

Podstawowym zadaniem urządzenia napinającego jest automatyczne utrzymanie wymaganego napięcia w linie nośno-napędowej w ustalonych granicach tolerancji, a przy przekroczeniu dopuszczalnych odchyłek wyłączenie kolei. Duże znaczenie tego urządzenia wynika z istotnego wpływu wywieranej siły napinającej na szereg czynników związanych z eksploatacją i bezpieczeństwem kolei. Do najważniejszych z nich należą:

- stosunek naprężenia rozciągającego linę do poprzecznego naprężenia zginającego, wywołanego przez obciążone pojazdy (za małą siłą rozciągającą linę zmniejsza okres jej eksploatacji),
- tor liny (za małą lub za dużą siłą rozciągającą linę powoduje różne zwisy liny),
- naciski na krążkach podpór niosących o ujemnym odchyleniu ciężki (za dużą siłą rozciągającą linę może spowodować podniesienia liny),
- naciski na krążkach podpór gniotących (za małą siłą rozciągającą linę może spowodować odejście liny),
- możliwość prowadzenia krążków linowych (za małą siłą rozciągającą linę może spowodować jej wypadnięcie z prowadzenia),

- przenoszona siła obwodowa na kole napędowym przy rozruchu i hamowaniu (za małą siłą rozciągającą linę może doprowadzić do jej poślizgu),
- jakość zaplotu (za małą siłą rozciągającą linę może doprowadzić do poluzowania zaplotu),
- siła rozciągająca linę (za dużą siłą rozciągającą linę może spowodować obniżenie współczynnika bezpieczeństwa poniżej wartości zalecanej),
- obciążenie elementów mechanicznych: kół linowych, łożysk, wykładzin, konstrukcji nośnej itd. (za dużą siłą rozciągającą linę może spowodować ich deformację, aż do zniszczenia).

Wymagana jest zatem siła napinająca w ściśle określonym przedziale tolerancji. Znanych jest szereg czynników, które mogą utrudniać utrzymanie tego stanu, m.in.:

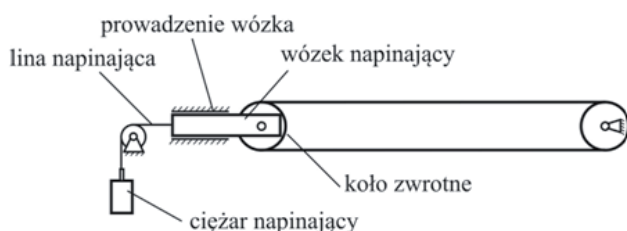
- wydłużenie stałe liny nośno-napędowej,
- wydłużenie liny nośno-napędowej pod wpływem temperatury,
- zmieniające się położenie pojazdów na trasie,
- dynamiczne oddziaływanie liny na trasie,
- obciążenia specjalne (np. burza, walące się drzewa),
- obciążenie śniegiem i lodem (poza eksploatacją).

Zapobieganie skutkom działania tych niekorzystnych czynników nie jest możliwe bez odpowiednio zaprojektowanego urządzenia napinającego. Działanie urządzenia i dobierane parametry pracy zależą od jego lokalizacji. Urządzenie napinające można umieszczać w stacji górnej lub dolnej. Korzystniejsze jest jego umieszczenie w stacji dolnej, ponieważ siła w linie jest wówczas zmniejszona o składową siły ciężkości. Urządzenie napinające umieszcza się w stacji górnej tylko wówczas, gdy w stacji dolnej brak jest miejsca. Dla urządzenia napinającego najkorzystniejsze jest umieszczenie napędu w stacji górnej, ponieważ wtedy do przeniesienia siły obwodowej siła napinająca linę nośno-napędową ma najmniejszą wartość.

3. ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE UKŁADÓW NAPINAJĄCYCH [1, 2]

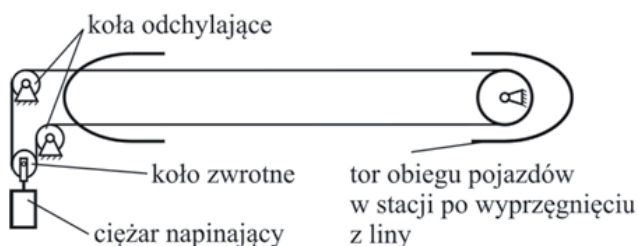
3.1. Układ napinający o działaniu grawitacyjnym

Najbardziej rozpowszechnionym jest układ napinający o działaniu grawitacyjnym (z ciężarem napinającym), który składa się z ruchomego układu koła napinającego położonego w osi kolei z możliwością przemieszczenia i połączonego liną napinającą z ciężarem napinającym (rys. 1).



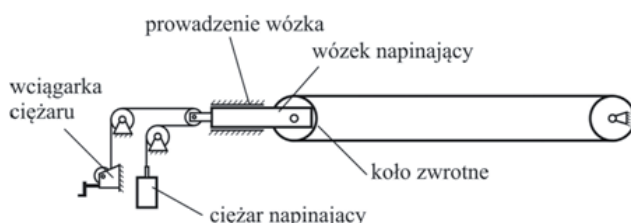
Rys. 1. Napinanie ciężarowe o działaniu bezpośrednim [1]

W przypadku urządzeń z wprzęgłami rozłączalnymi lina nośno-napędowa może być w płaszczyźnie pionowej przegięta o 90°, a ciężar napinający może być połączony bezpośrednio z pionowo przesuwającym kołem napędowym (rys. 2).



Rys. 2. Napinanie ciężarowe o działaniu pośrednim dla pojazdów wyprężanych [1]

Ciężar napinający, czyli przeciwwaga składa się z właściwego ciężaru (betonowego lub stalowego), zamocowania ciężarów i ewentualnie koła linowego napinającego. Celem zredukowania ciężaru napinającego może być on zawieszony poprzez urządzenie wielokrążkowe, przy czym jeden z końców liny napinającej prowadzi do wciągarki napinającej. Za pomocą wciągarki napinającej obciążnik można podnosić lub opuszczać (rys. 3).



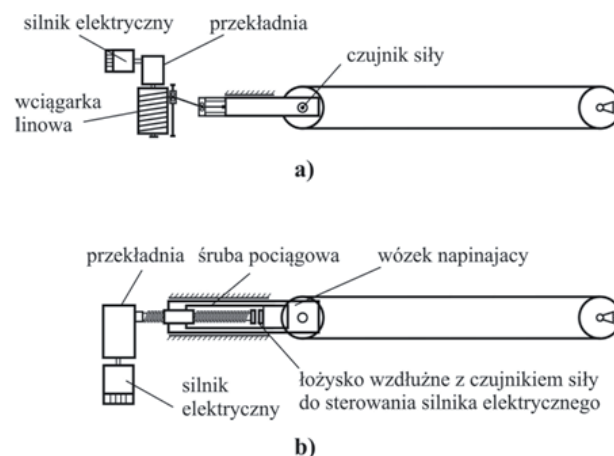
Rys. 3. Napinanie ciężarowe z wciągarką [1]

Zaletą napinania liny ciężarem napinającym jest prostota rozwiązania, szybka reakcja na zmiany obciążenia liny, niezależność od zewnętrznego źródła energii. Jako wadę należy wymienić duże gabaryty stacji napinającej oraz występowanie dużych wartości siły, związanych z dużą bezwładnością ciężaru napinającego.

3.2. Elektrycznie sterowane urządzenia napinające

W rozwiązaniu tym przesuwne koło linowe połączone jest z liną napinającą, która jest nawinięta na bęben. Bęben połączony jest poprzez samohamowną przekładnię ślimakową z silnikiem elektrycznym (rys. 4a). Silnik sterowany jest odpowiednio do wymaganego napięcia liny, przez co lina napinająca może być napięta bardziej lub mniej. Aktualna siła napięcia liny jest mierzona poprzez czujnik umieszczony w sworzniu koła napinającego. Przy tej metodzie nie potrzeba zbyt wiele miejsca na zainstalowanie urządzenia, a droga napinania jest praktycznie nieograniczona. Należy tu wspomnieć złożoność systemu i zapotrzebowanie na energię zewnętrzną. Wadą tej metody z technicznego punktu widzenia jest również brak zabezpieczenia przed zbyt dużym napięciem liny (np. z powodu drzew spadających na linę) w przypadku zaniku zasilania elektrycznego układu.

W innej wersji tego rodzaju napinania koło linowe użyte do napięcia liny usytuowane jest w wózku napinającym. Wózek napinający może być przemieszczany za pomocą mechanizmu śrubowego poruszanego przez silnik elektryczny i przekładnię. Mechanizm śrubowy podparty jest w łożysku wzdłużnym z czujnikiem do pomiaru siły (rys. 4b).



Rys. 4. Przykłady elektrycznych urządzeń napinających [1]

3.3. Hydrauliczne urządzenia napinające

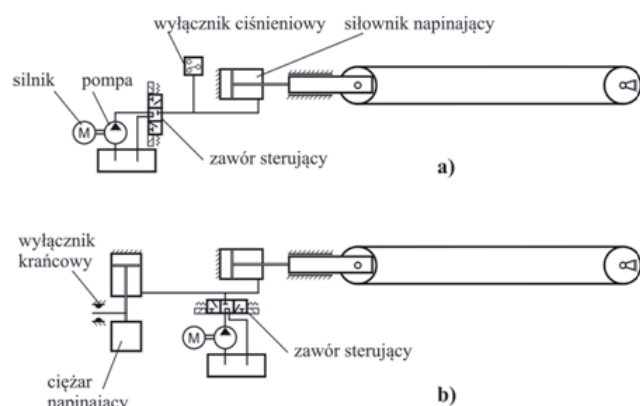
Innymi urządzeniami są hydrauliczne urządzenia napinające liny nośno-napędowe, gdzie napięcie liny sterowane jest za pomocą siłowników np. na podstawie zmierzonego ciśnienia oleju. Zaletą hydraulicznego napinania jest między innymi niewielkie zapotrzebowanie na miejsce, brak szybiku na ciężar napinający oraz brak kół linowych napinających. Wadą jest konieczność doprowadzenia energii w celu regulacji siły napinającej. Im szybciej regulacja ma nastąpić, tym większe jest zapotrzebowanie mocy.

Istnieją różne warianty hydraulicznych urządzeń napinających linę:

- Koło linowe zastosowane do napinania liny posiadające możliwości przesuwania, połączone z jednym lub dwoma siłownikami napinającymi (rys. 5).
- Cylinder napinający sterowany jest poprzez zawór sterujący odpowiednio dożądanego napięcia liny np. na podstawie zmierzonego ciśnienia oleju. W przypadku zaniku ciśnienia siła napięcia liny jest zwykle podtrzymana

przy pomocy pompy ręcznej. Zaletą tego systemu jest m.in. niewielkie zapotrzebowanie na miejsce, brak szybkości na ciężar napinający oraz brak kół linowych napinających. Wadą jest konieczność doprowadzenia energii w celu regulacji siły napinającej. Im szybciej regulacja ma nastąpić, tym większe jest zapotrzebowanie mocy.

- Przesuwne koło linowe połączone jest z jednym lub dwoma siłownikami napinającymi. Ciśnienie w systemie hydraulicznym wytwarzane poprzez ciężar napinający, który działa na kolejny siłownik hydrauliczny. Przez przekazywanie ciśnienia pomiędzy obydwoma siłownikami hydraulicznymi można zredukować masę ciężaru napinającego. Ilość oleju w systemie hydraulicznym regulowana jest za pomocą zaworu sterującego, aktywowanego automatycznie przez wyłącznik krańcowy uruchamiany przez siłownik hydrauliczny. W wyniku tego zostaje zredukowany wymagany skok siłownika hydraulicznego połączonego z ciężarem napinającym oraz uzupełniane są straty oleju spowodowane nieuszczelnnością układu hydraulicznego.



Rys. 5. Przykłady hydraulicznych urządzeń napinających [1]

- Stałe napięcie pętli liny nośno-napędowej: Hydrauliczne urządzenie napinające, w przypadku, którego wytwarzana siła napinająca jest stała w określonym przedziale czasowym (np. 1 dnia) przez blokadę mechaniczną siłownika hydraulicznego. Wynikiem takiego sposobu napinania jest prawie stałe napięcie pętli liny nośno-napędowej dla wszystkich przypadków obciążenia. Ten rodzaj hydraulicznego urządzenia napinającego nie potrzebuje żadnych urządzeń sterujących i regulujących, z wyjątkiem urządzenia do kontrolowania zadanego napięcia liny. Zaletą rozwiązania jest np. to, że podczas eksploatacji nie jest konieczne dostarczanie zewnętrznej energii dla urządzenia napinającego oraz to, że nie zachodzi potrzeba żadnej regulacji siły napięcia podczas eksploatacji. Wadą jest bardziej czasochłonne obliczanie linii liny, które należy przewidzieć dla wszystkich możliwych stanów eksploatacyjnych kolei.



Rys. 6. Hydrauliczne urządzenie napinające z dwoma siłownikami



Rys. 7. Hydrauliczne urządzenie napinające kolei linowej „Słotwiny TAB” w Krynicy Zdroju

4. WYMAGANIA BEZPIECZEŃSTWA STAWIANE URZĄDZENIOM NAPINAJĄCYM LINY NOŚNO-NAPĘDOWE [5, 6]

W zakresie zasadniczych wymagań bezpieczeństwa stawianych urządzeniom napinającym liny nośno-napędowe kolei linowych kluczową rolę odgrywają dwa akty prawne: Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2000/9/WE z dnia 20.03.2000 r. dotycząca urządzeń kolei linowych przeznaczonych do przewozu osób oraz Rozporządzenie Ministra Infrastruktury w sprawie zasadniczych wymagań dla kolei linowych przeznaczonych do przewozu osób, Dziennik Ustaw Nr 15, poz. 130, 11 grudzień 2003. Szczegółowe wymagania sformułowane są w normie zharmonizowanej z ww. dyrektywą PN-EN 1908 Wymagania bezpieczeństwa dla osobowych kolei linowych. Urządzenia napinające. Wymagania normy dotyczą projektowania, wytwarzania, montażu i eksploatacji urządzeń napinających.

Poniżej zestawiono wskaźniki ryzyka, które należy uwzględnić przy konstruowaniu bądź modernizacji urządzeń napinających :

- przekroczenie dopuszczalnych granic dla napięcia i zmiany długości liny;
- przekroczenie dopuszczalnych granic ciśnienia w hydraulicznych urządzeniach napinających;
- zakłócenie lub przechwycenie, które utrudnia swobodny ruch liny;

- zakłócenie, zaklinowanie lub niewłaściwe położenie ruchomych części urządzenia napinającego;
- osłabienie lub uszkodzenie elementów urządzenia napinającego wskutek zużycia, korozji lub zmęczenia;
- uszkodzenie elementów urządzenia napinającego jako rezultat nieprawidłowego zaprojektowania;
- zagrożenia, które może spowodować urządzenie napinające dla osób w strefach dojścia i w strefach roboczych;
- niewłaściwe zachowanie ludzi (pasażerowie, obsługa lub strony trzecie) jako rezultat zaniedbania.

Wymienione zagrożenia wymagają specjalnych postanowień, które opisane są szczegółowo w normie PN-EN 1908.

Postanowienia tej normy dotyczą zasadniczo projektowania i przeznaczone są do:

- zapewnienia, że napięcia w linach utrzymywane są w dopuszczalnych granicach;
- niedopuszczenia lub zapobiegania uszkodzeniu mechanicznym i hydraulicznym elementów bezpieczeństwa i układów do pomiaru siły i ciśnienia;
- niedopuszczenia i wykrycia nieprawidłowego funkcjonowania urządzenia napinającego;
- ochrony osób przed ryzykiem upadku lub kontaktu z ruchomymi częściami urządzenia napinającego.

5. CECHY KONSTRUKCYJNE I FUNKCYJONALNE URZĄDZEŃ NAPINAJĄCYCH [7]

5.1. Wymagania ogólne dla wszystkich urządzeń

Ruch urządzenia napinającego powinien dostosować go co najmniej do sumy następujących czynników, chyba że może być poczynione specjalne uzasadnienie dla innego podejścia:

- zmiany długości napinanych lin przy różnicy temperatur 60°C, chyba że lokalne warunki klimatyczne wymagają uwzględnienia większej różnicy temperatur;
- trwałego wydłużenia liny 0,50/00 w przypadku lin nośnych i 1,50/00 dla lin nośno-napędowych i napędowych. Ten ruch powinien wynosić co najmniej minimalną wymaganą długość na renowację zaplotu lub nowego mocowania końca liny;
- wpływu różnic w zwisie dla wszystkich specyficznych warunków obciążeń ruchowych;
- sprężystą zmianę długości lin spowodowaną różnicą napięcia liny we wszystkich specyficznych warunkach obciążeń ruchowych. Dla lin nośno-napędowych i napędowych należy wykonać obliczenia dla modułu sprężystości 80 kN/mm² (nowa lina) i 120 kN/mm² (lina używana).

Jeżeli położenie przeciwcieżaru lub hydraulicznego urządzenia napinającego jest nastawne, ruch przeciwcieżaru lub podnośnika można obliczać, przyjmując różnicę temperatur 30oC i wymaganą długość na renowację zaplotu lub na zamontowanie nowego mocowania końca liny.

Ograniczenia:

- Ruch powinien być ograniczony przez ograniczniki mechaniczne.

- We wszystkich warunkach normalnego ruchu urządzenia napinające nie powinny osiągać mechanicznych ograniczników.
- Położenia krańcowe ruchomej części urządzenia napinającego powinny być kontrolowane.
- Wyzwolenie wyłącznika ograniczenia ruchu powinno zainicjować zatrzymanie kolei linowej.
- Możliwe powinno być jedynie przestawienie wyłączników ograniczenia ruchu na miejscu i ręcznie. Wyłączniki krańcowe ograniczenia ruchu należy tak zaprojektować, aby mogły być nastawialne; należy je zamontować z uwzględnieniem granicznych położów w ruchu bez uwzględniania trwałego wydłużenia liny.
- Górne wyłączniki przeciwcieżarów lin napędowych i nośno-napędowych napowietrznych kolei linowych wahadłowych i kolei napowietrznych o ruchu pulsacyjnym powinny być zaprojektowane z wyłącznikami pochłaniającymi energię.
- Wyłączniki te powinny być zaprojektowane na energię uderzenia przeciwcieżaru obliczoną w warunkach dynamicznych przy prędkości uderzenia przeciwcieżaru równej 1/3 maksymalnej prędkości ruchu.
- W przypadku układu z kołem, należy postępować analogicznie, biorąc pod uwagę powstały wzrost lub zmniejszenie prędkości uderzenia. Konstrukcje przenoszące obciążenia powinny być w stanie wytrzymać te uderzenia.
- Przeciwcieżary powinny być prowadzone tak, aby nie mogły wykołować się, zablokować, przechylić lub obrócić.
- Wózki napinające powinny być prowadzone tak, aby nie mogły wykołować się, zablokować, przechylić lub obrócić.
- W kolejach linowych z połączonym napędem i stacją napinającą, moment skręcający spowodowany siłami obwodowymi nie powinien utrudnić ruchu wózka napinającego.

5.2. Ogólne wymagania dla hydraulicznych urządzeń napinających

- Urządzenia hydrauliczne powinny być zaprojektowane i powinny funkcjonować w taki sposób, aby ich działanie w urządzeniach, które kontrolują, regulują lub napędzają, zabezpieczało przed niedopuszczalnymi wpływami na inne części urządzenia kolei linowej (na przykład zabrudzenie olejem).
- Urządzenia hydrauliczne powinny być zabezpieczone przez co najmniej jeden odpowiednio zwymiarowany, nastawialny zawór ograniczający ciśnienie.
- Zawór ten powinien być zabezpieczony przed nastawianiem przez nieupoważnione osoby oraz powinien posiadać niezależny obwód wypływowy.
- Granica nadciśnienia zaworu powinna być taka, aby rury i połączenia miały współczynnik bezpieczeństwa na rozerwanie co najmniej 3. Ograniczniki ciśnienia i inne podobne elementy powinny mieć współczynnik bezpieczeństwa na rozerwanie co najmniej 1,8 w odniesieniu do nominalnego ciśnienia zagwarantowanego przez wytwórcę.
- Urządzenia hydrauliczne powinny mieć łatwy upust.
- Położenie zatrzymania i ruchu wstecznego urządzeń

należy kontrolować, jeżeli ich niewłaściwe położenie mogłoby doprowadzić do zagrożenia.

- Jeżeli jest to konieczne urządzenia hydrauliczne powinny być odpowiednio chłodzone lub podgrzewane zgodnie ze wskazaniami wytwórcy.
- Urządzenia hydrauliczne należy ustawiać w taki sposób, aby zbieranie się wody i tworzenie lodu nie mogło niekorzystnie wpływać na ich działanie.
- Nie należy dopuszczać, aby spadki ciśnienia były ograniczane w rurociągu powrotnym lub przez zbyt mały przekrój poprzeczny rury w stosunku długości. W przypadku obwodów hydraulicznych, które są ważne z punktu widzenia bezpieczeństwa należy zainstalować oddzielne rurociągi powrotne.
- Jeżeli czujniki ciśnienia są stosowane do regulacji lub pomiarów, prędkość przepływu oleju nie może mieć wpływu na pomiar ciśnienia (na przykład, połączenie do nurników). Odpowiednie przyłącze spustowe dla ciśnienia powinno być zamontowane w celu przeprowadzania badań.
- Rury i elementy obwodu hydraulicznego powinny być trwale oznakowane zgodnie ze układem hydraulicznym. Przyrządy kontrolne i czujniki powinny być oznakowane w sposób wyraźny i trwały zgodnie z ich odpowiednim przeznaczeniem.
- Możliwe powinno być rozszczelnienie układu hydraulicznego przy użyciu zaworu ręcznego.
- Filtry powinny być odpowiednie wymiarowane i wyposażone we wskaźnik zatkania. Filtry zamontowane w rurociągu powrotnym powinny być wyposażone w zawór obejściowy i zawór ograniczający ciśnienie.
- Należy zamontować wskaźnik poziomu oleju.
- Należy zamontować prosty układ kontroli dla wszystkich nastawianych ciśnień.
- Odpowiedni amortyzator, którego długość pochłaniania nie powinna obejmować ruchu nurnika, powinien być zamontowany po stronie nacisku nurnika, chyba, że urządzenie jest wyposażone w natychmiastowe zatrzymanie ruchu zanim zatrzymanie na końcu zostanie osiągnięte.
- Cylindry, tłoki i ich mocowania powinny wykazywać współczynnik bezpieczeństwa co najmniej 1,8 w odniesieniu do wyraźnej granicy plastyczności dla ciśnienia nadmiarowego zaworu bezpieczeństwa, biorąc pod uwagę maksymalne naprężenie obliczone w strefach koncentracji naprężeń.
- Współczynnik bezpieczeństwa w odniesieniu do maksymalnego ciśnienia występującego po zadziałaniu zaworu bezpieczeństwa, obliczony w odniesieniu do wyraźnej granicy plastyczności, nie powinien być mniejszy niż 1,5.
- Maksymalne obciążenie krytyczne przy wyboczeniu należy obliczać w analizie statycznej z połączeniami sworzniovymi, przyjętymi na obu końcach, chyba, że występują rzeczywiste bardziej niekorzystne warunki.
- Nurniki napinające powinny być zaprojektowane i zamontowane tak, aby nie mogły być wywołane niedopuszczalne naprężenia zginające oraz aby nie dopuścić do zacięcia tłoka w cylindrze.
- Jeżeli stosuje się dwa nurniki napinające, urządzenie należy tak zaprojektować, aby w warunkach ruchowych ciśnienie w obu nurnikach było jednakowe. W przypadku uszkodzenia

jednego z nurników, drugi nurnik, konstrukcje przenoszące obciążenie, wózek napinający i prowadnice powinny być zdolne do przeniesienia całkowitego obciążenia oraz dodatkowego obciążenia bez trwałego odkształcenia.

- Pompy i odcinki przewodów należy zwymiarować na prędkość tłoka co najmniej 5 mm/s, chyba że warunki ruchowe lub rodzaj urządzenia wymagają większych prędkości.
- Urządzenie bezpieczeństwa wykrywające pęknięcie przewodu, które powinno funkcjonować jeżeli prędkość tłoka osiągnie trzykrotną wartość, określoną wyżej, powinno być zamontowane w punkcie połączenia przewodu ciśnieniowego każdego cylindra napinającego.
- W przypadku terenowych kolei linowych, powinien być zamontowany zawór ograniczający ciśnienie o odpowiednim przekroju i zamontowany bezpośrednio na nurniku, jeżeli jest to konieczne, aby zabezpieczyć urządzenie napinające przed nadmiernym ciśnieniem, wynikającym z użycia hamulca szynowego.
- Hydrauliczne urządzenie napinające powinno być zdolne do funkcjonowania, jeżeli jest stosowany napęd pomocniczy lub awaryjny. Ręczne działanie w celu utrzymania ciśnienia jest dopuszczalne, jeżeli stosowany jest napęd awaryjny.
- Należy pokazać ciśnienie w nurnikach, a ciśnienie robocze należy wyraźnie oznaczyć.
- Należy zamontować drugą pompę, która powinna zapewnić działanie urządzenia napinającego pod obciążeniem niezależnie od głównego zasilania.
- W przypadku uszkodzenia hydraulicznego urządzenia napinającego, we wszystkich przypadkach obciążeni występujących w warunkach ruchu, powinno być możliwe bezpieczne sprowadzenie pojazdów z pasażerami do stacji.

Konserwacja i kontrola zaworów ograniczających napięcia nominalnego

- Napięcie liny powinno być utrzymane automatycznie w ustalonych granicach.
- Utrzymanie napięcia w linie w dopuszczalnych granicach powinno być kontrolowane przez dwa niezależne urządzenia pomiarowe, z których jedno powinno być urządzeniem mierzącym siłę całkowitego napięcia liny. Wynik pomiaru siły powinien uwzględniać błędy pomiarowe siły. Na pomiar nie powinno mieć wpływu tarcie w nurnikach hydraulicznych. Możliwe powinno być całkowite odciążenie urządzeń pomiarowych tak, aby można było sprawdzić ich położenia zerowe.
- Dla kontroli napięcia liny, powinny być zamontowane dwa zawory ograniczające, które różnią się nie więcej niż $\pm 15\%$ od napięcia nominalnego. Kolej linowa powinna być sprowadzona w stan spoczynku, jeżeli rzeczywiste napięcie liny zmieni się poza graniczne wartości.
- Wszystkie wymagania dla normalnego działania urządzenia kolei linowej powinny być spełnione dla wszystkich napięć liny w zakresie określonym przez graniczne wartości napięcia liny. Należy wykonać obliczenia lin obejmujące cały zakres obciążeń.

- Dla wszystkich możliwych warunków ruchowych należy sprawdzić na podstawie obliczeń, że w przypadku całkowitej utraty oleju z układu hydrau-licznego:
 - jest stale zapewnione przenoszenie przez koło napędowe obciążenia w przypadku obniżenia dopuszczalnego sprężenia ciernego o więcej niż 10%;
 - że minimalna siła na styku liny nośno-napędowej na krążku nośnym nie jest mniejsza niż 200 N, uwzględniając obciążenia skupione.
 - że dla najbardziej niekorzystnych warunków obciążenia zostanie utrzymana minimalna odległość 1 metra między pojazdami i przeszkodami.
- Powinno być także możliwe ręczne nastawianie napięcia liny w określonych granicach.

6. PODSUMOWANIE

Występująca różnorodność rozwiązań urządzeń napinających, przy szybkim postępie technicznym, wymaga coraz bardziej specjalistycznej wiedzy na różnych etapach powstawania oraz funkcjonowania kolei linowych. Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, jako jedna z nielicznych jednostek naukowo-badawczych w Europie, od wielu lat zajmuje się zagadnieniami transportu linowego. W odpowiedzi na najnowsze oferty współpracy inwestorów, wykonawców i użytkowników kolei linowych, podjęto wielostronne działania związane z problematyką urządzeń napinających linę. Obejmują one nie tylko zdobywanie i gromadzenie wiedzy oraz doświadczeń w tym zakresie, ale zmierzają także do opracowania i stosowania krajowych rozwiązań systemów napinających.

Dotychczasowe doświadczenia, poparte praktyką z eksploatacji i badań różnych urządzeń napinających, a także wdrożeniami kilku krajowych rozwiązań, przemawiają za stosowaniem urządzeń opracowanych i wykonanych w Polsce. Nie ustępują one konstrukcjom zagranicznym, są tańsze i łatwiej je serwisować, co w okresie wzmożonego ruchu ma istotne znaczenie dla właścicieli kolei.

Rozwiązania takie zastosowano już w następujących kolejach linowych:

- KL „Azoty-Słotwiny” w Krynicy Zdroju,
- KL „Dzikowiec” w Boguszowie Górcach,
- KL „Słotwiny TAB” w Krynicy Zdroju.

W najbliższej przyszłości podstawowym typem urządzeń napinających w kolejach jednolinowych okrężnych będą z pewnością urządzenia z elektrohydraulicznymi systemami sterowania napinaniem lin.

LITERATURA

- [1] **Doppelmayr A.**, *Warunki projektowania napowietrznych kolei linowych o ruchu okrężnym*, Opracowanie polskiego wydania: dr hab. inż. Wójcik Marian, dr inż. Rokita Tomasz. Wyd. Katedra Transportu Linowego, Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, Kraków 2003.
- [2] **Kudzielka H.** *Koleje linowe i wyciągi narciarskie*, Wyd. KaBe Krosno 2010
- [3] **Pluta J.**, *Hydrauliczne układy napinania liny w kolejach linowych napowietrznych*, dwumiesięcznik naukowo-techniczny *Hydraulika i Pneumatyka*, z. 5/2005.
- [4] **Pluta J.** *Elektrohydrauliczne systemy sterowania siłą napinania liny w kolejach napowietrznych*, Transport Miejski i Regionalny, Kraków 12/2010
- [5] Dyrektywa Unii Europejskiej i Rady Nr 2000/9/WE odnosząca się do urządzeń kolei linowych przeznaczonych do przewozu osób. Dz. U. UE 2005/C 230/C, marzec 2000.
- [6] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury w sprawie zasadniczych wymagań dla kolei linowych przeznaczonych do przewozu osób, Dziennik Ustaw Nr 15, poz. 130, 11 grudzień 2003.
- [7] PN-EN 1908 - Wymagania bezpieczeństwa dla osobowych kolei linowych. Urządzenia napinające.

HYDRAULIC TENSIONING DEVICES FOR THE SUSPENSION AND PROPULSION ROPE IN CABLE RAILWAYS

Abstract: The article focuses on factors related to the operation and safety of railways, which are dependent on the tensioning force acting on the suspension and propulsion rope in a single-cable railway. It presents rope tensioning system solutions currently in operation, with particular emphasis on hydraulic tensioning systems.

Attention is drawn to risk ratios and the associated safety requirements for this type of equipment. Also, a summary of today's key functional and design requirements imposed on different types of tensioning devices, as defined in standards harmonized with Directive 2000/9/EC relating to cableway installations designed to carry persons, is provided.

Based on personal experience in the design of cable railways and ski lifts, tensioning system solutions used in single-cable railways in Poland are critically evaluated.

Zastosowanie regulatora PID w metodzie GRAFPOL do pozycjonowania napędu pneumatycznego

Łukasz DWORZAK*, Jacek ZIEMBA*

Lukasz.Dworzak@pwr.wroc.pl, Jacek.Ziemba@pwr.wroc.pl

* Instytut Technologii Maszyn i Automatyzacji, Politechnika Wrocławska,
ul. Łukasiewicza 5, 50-371 Wrocław

Streszczenie: Gdy wymagane jest uzyskanie przez napęd kilku zadanych pozycji pierwszym skojarzeniem są napędy elektryczne. W praktyce przemysłowej dokładność napędów elektrycznych w wielu aplikacjach jest zbyt duża. W takim przypadku zastosowanie znajdują prostsze w budowie i tańsze w zakupie serwonapędy pneumatyczne. Do ich sterowania stosowane mogą być specjalizowane sterowniki położenia lub regulatory. W związku z zaawansowaniem sterowników PLC możliwe jest obecnie realizowanie przez nie funkcji regulatora. W artykule zaprezentowano implementację regulatora PID zastosowanego do pozycjonowania napędu pneumatycznego w metodzie Grafpol modelowania procesów i algorytmów sterowania.

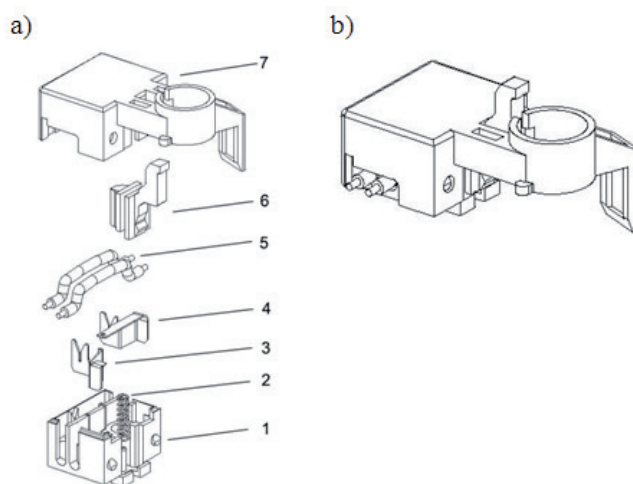
1. WPROWADZENIE

W przypadku maszyn w których wymagane jest osiągnięcie przez napęd kilku zadanych pozycji najczęściej stosowane są napędy elektryczne. To rozwiązania poza wysoką powtarzalnością i dokładnością pozycjonowania ($\pm 0,02\text{mm}$) charakteryzuje jednak stosunkowo wysoka cena zakupu. Gdy tak wysoka dokładność pozycjonowania nie jest wymagana możliwe jest zastosowanie mniej precyzyjnych ($\leq \pm 0,5\text{mm}$) i tańszych rozwiązań zbudowanych w oparciu o serwonapędy pneumatyczne. Układy takie składają się z napędu pneumatycznego, zaworu proporcjonalnego przepływu, układu pomiarowego oraz regulatora. W związku z rozwojem sterowników PLC obecnie możliwe jest uproszczenie tego rozwiązanie poprzez realizację regulatora w sterowniku PLC. Obniża to koszty całego układu oraz stopień jego skomplikowania. W artykule przedstawiono sposób użycia regulatora PID realizowanego przez sterownik PLC w metodzie Grafpol. Omawiane zagadnienie przedstawiono na przykładzie zautomatyzowanego stanowiska montażu łącznika elektrycznego.

1.1. Łącznik elektryczny i stanowisko jego zautomatyzowanego montażu

Łączniki elektryczne stosowane są w kuchniach gazowych z zapłonem iskrowym. Ich zadaniem jest podanie iskry do palnika w momencie, gdy użytkownik wciska pokrętkę gazowe kuchni. Wygląd oraz budowę łącznika przedstawiono na rys. 1.

Na stanowisko produkcyjne łączników elektrycznych dostarczone są korpusy z zamontowaną sprężyną oraz stykami. W przypadku dotychczasowego, całkowicie niezmechanizowanego rozwiązania pracownik ma za zadanie przeciągnąć przewody przez łącznik, zaciąć je w stykach (wcisnąć w styki powodując nacięcie ich izolacji przez styki i powstanie przejścia elektrycznego pomiędzy stykami a przewodami), nałożyć popychacz i pokrywę, zatrzasnąć pokrywę oraz przetestować łącznik.

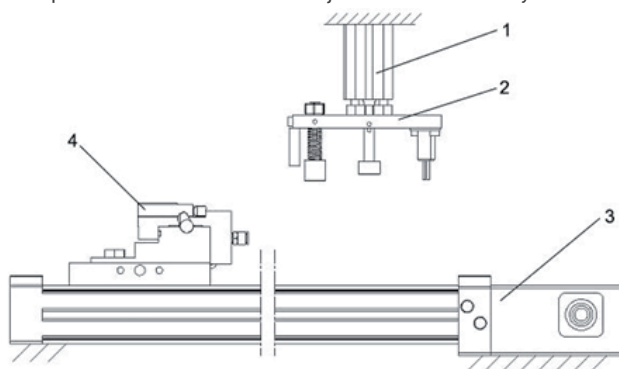


Rys. 1. a) budowa łącznika elektrycznego: 1-korpus, 2-sprężyna, 3-styk stały, 4-styk ruchomy, 5-przewody, 6-popychacz, 7-pokrywa, b) widok zmontowanego łącznika

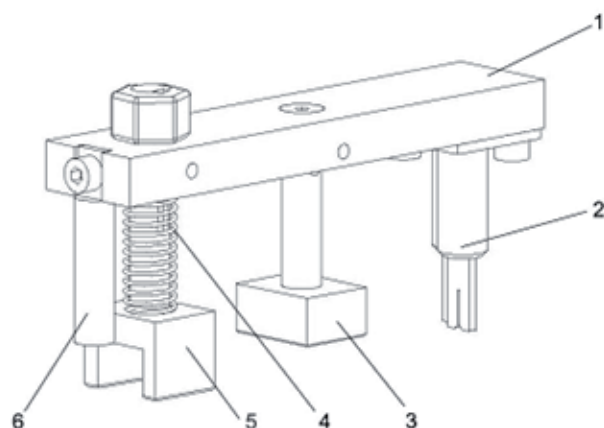
W celu ułatwienia i przyspieszenia czynności montażowych zaprojektowano zautomatyzowane stanowisko montażowe (Dworzak, 2007) [1] zbudowane w oparciu o siłownik beztłoczyskowy ze zintegrowanym pomiarem położenia tłoka (rys.2) i przyrząd roboczy (rys.3). W tym przypadku pracownik siedzący po prawej stronie układu przedstawionego na rys. 2 ma za zadanie zamontować korpus łącznika w uchwycie montażowym oraz przeciągnąć przewody przez korpus podłączając je do źródła napięcia. Kolejno beztłoczyskowy napęd pneumatyczny wykonuje ruch do pozycji pod elementem zacinającym przewody (rys.3) gdzie wskutek opuszczenia przez siłownik pneumatyczny przyrządu roboczego następuje zacięcie przewodów. Kolejno uchwyt montażowy zostaje wycofany do pracownika, który zakłada pokrywę i wyzwala ruch napędu beztłoczyskowego do pozycji pod elementem zatrzymującym pokrywę łącznika, a następnie do pozycji pod układem elementów testującym łącznik pod kątem przejścia elektrycznego.

Zastosowanie tego rozwiązania pozwala na zwiększenie komfortu pracy operatora oraz skrócenie czasu montażu poprzez zautomatyzowanie operacji zacinania przewodów,

zatraskiwania pokrywy oraz testowania przejścia elektrycznego w łączniku. Wpływa to bezpośrednio na BHP pracowników oraz zmniejszenie kosztu wytworzenia



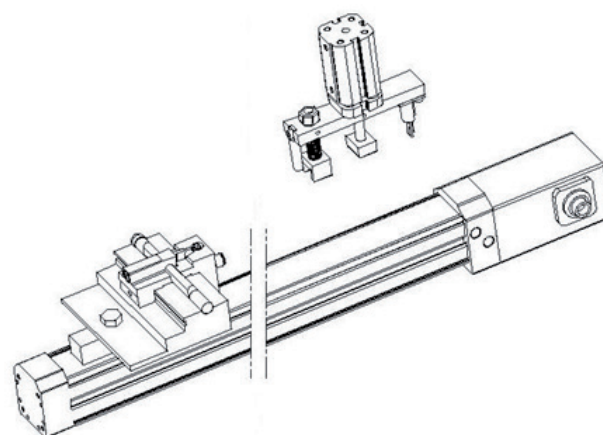
Rys. 2. Zmechanizowane i zautomatyzowane stanowisko montażowe:
1-siłownik dwustronnego działania, 2-przyrząd roboczy,
3-siłownik beztłoczkowy ze zintegrowanym układem pomiaru położenia tłoka, 4-uchwyt montowanego łącznika



Rys. 3. Przyrząd roboczy: 1-płyta główna, 2-zacinacz przewodów,
3-element zatraskujący pokrywę, 4-sprężyna, 5-element przytrzymujący łącznik, 6-element naciskający popychacz

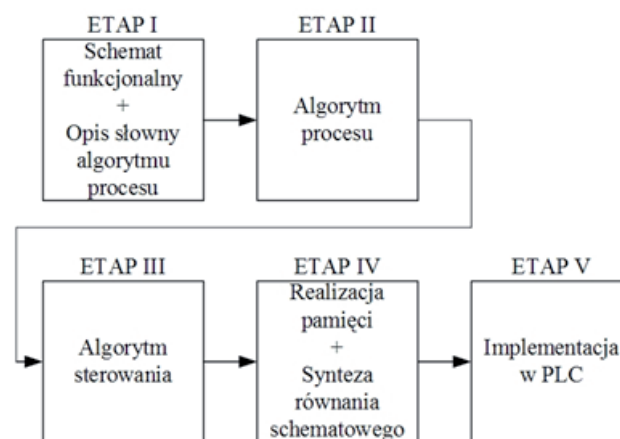
2. METODA GRAFPOL

Metoda Grafpol modelowania i programowania procedur sekwencyjnych została opracowana w latach 90-tych XX wieku w Instytucie Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej przez Tadeusza Mikulczyńskiego i Zdzisława Samsonowicza (Mikulczyński, Samsonowicz, 1997). Metoda Grafpol, podobnie jak metody Grafset i SFC, bazowała na sieci Petriego. W porównaniu jednak z wspomnianymi rozwiązaniami umożliwiała nie tylko modelowanie procedur sekwencyjnych, lecz także jawną realizację pamięci, co pozwalało na programowanie sterowników PLC. W pierwotnej postaci pamięć realizowana była za pomocą Metody Transformacji Sieci.

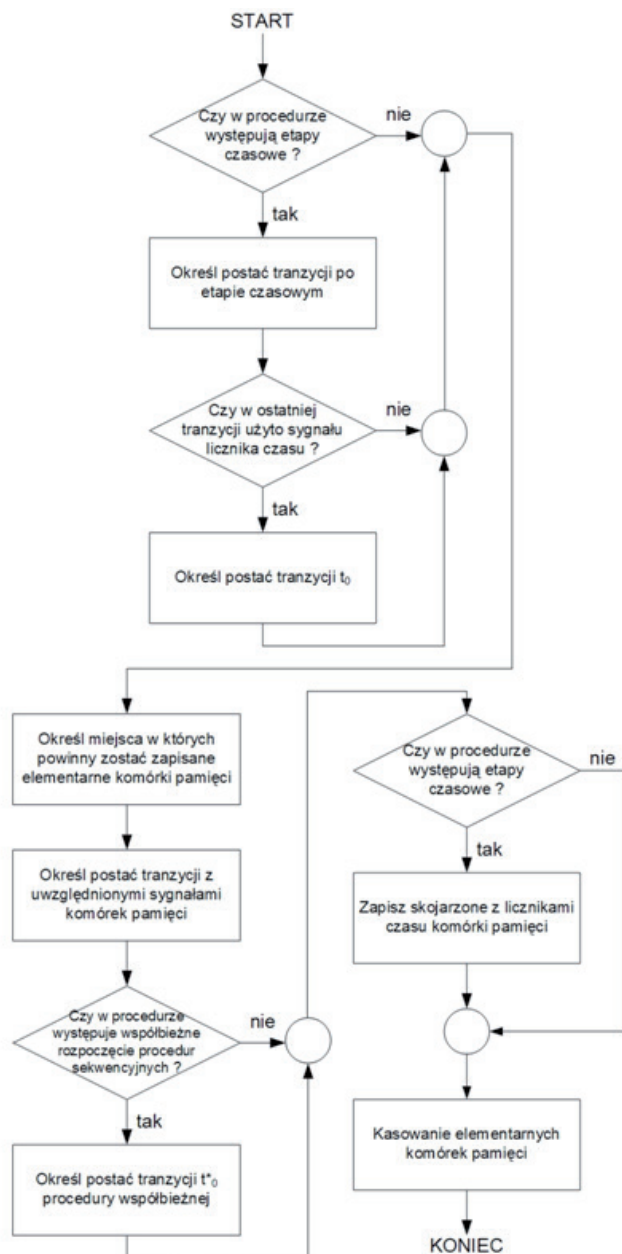


Rys. 4. Zmechanizowane i zautomatyzowane stanowisko montażowe - widok od strony prawej

Choć rozwiązanie to pozwalało na użycie najmniejszej wymaganej liczby komórek pamięci to ze względu na konieczność analizowania przebiegu sygnałów wejściowych i wyjściowych procesu było bardzo czasochłonne w codziennym użyciu. Dlatego też postanowiono zmienić sposób realizacji pamięci na wymagający mniejszej ilości operacji przy zachowaniu dotychczasowej funkcjonalności metody Grafpol. W wyniku podjętych prac powstały nowe zasady realizacji pamięci metody Grafpol (Dworzak, 2012). W wyniku prowadzonych prac opracowano także zasady umożliwiające realizację etapów czasowych nie tylko na poziomie modelowania lecz także syntezy równania schematowego. Opracowane zasady sformułowano w postaci IF... THEN. Aby uprościć wybór odpowiedniej zasady oraz kolejność ich stosowania na etapie modelowania, jak i realizacji pamięci, opracowano algorytm postępowania przedstawiony na rys. 6.



Rys. 5. Etapy modelowania wg metody Grafpol



Rys. 6. Etapy modelowania wg metody Grafpol

Do najistotniejszych zasad realizacji pamięci zaliczyć należy: Zasadę dotyczącą zapisu elementarnych komórek pamięci. Jeśli zakończony zostanie ruch napędu z pozycji wyjściowej to następuje zapis elementarnej komórki pamięci. Stany w których następuje zapis opisują tranzycje t_i , które sygnalizują zakończenie wykonania kroku. Zależności opisujące zapis elementarnych komórek pamięci mają następujące postaci:

$$\begin{aligned}
 M_1(S) &= t_1, \\
 M_2(S) &= t_i \cdot m_1 \cdot t_{i-1}, \\
 M \\
 M_i(S) &= t_j \cdot m_{i-1} \cdot t_{j-1}, \\
 M \\
 M_L(S) &= t_k \cdot m_{L-1} \cdot t_{k-1}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Zasadę dotyczącą zastosowania sygnału elementarnych komórek pamięci.

Jeśli zapisana zostanie j-ta elementarna komórka pamięci (M_j) to:

- wszystkie tranzycje poprzedzające tranzycję w której nastąpił zapis j-tej komórki pamięci, aż do tranzycji w której została zapisana poprzednia komórka pamięci włącznie lub tranzycji zerowej, mają postać:

$$t_i^* = t_i \cdot \overline{m_j} \tag{2}$$

- wszystkie tranzycje następujące po tranzycji w której nastąpił zapis j-tej komórki pamięci, aż do tranzycji w której została zapisana następna komórka pamięci włącznie lub ostatniej tranzycji, mają postać:

$$t_i^* = t_i \cdot m_j \tag{3}$$

Kasowanie elementarnych komórek pamięci

Jeśli spełniona zostanie ostatnia tranzycja z uwzględnioną pamięcią (t_n^*) to następuje kasowanie wszystkich użytych w algorytmie elementarnych komórek pamięci.

Zależność opisująca kasowanie wszystkich elementarnych komórek pamięci jest następująca:

$$\begin{aligned}
 M_{1,2,\dots,L}(R) &= M_1(R) + M_2(R) + \\
 K + M_L(R) &= t_n \cdot m_L = t_n^*
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

2.1. Regulatory

Pozycjonowanie serwonapędów pneumatycznych może być zrealizowane poprzez zastosowanie dedykowanych rozwiązań (rys. 7) lub za pomocą regulatora realizowanego sprzętowo bądź zaimplementowanego w sterowniku PLC. Niezależnie od zastosowanego rozwiązania konieczne jest uwzględnienie wybranego rozwiązania na etapie modelowania procesu.



Rys. 7. Sterownik położenia pośrednich SPC11 siłownika pneumatycznego firmy Festo [5]

2.2. Projektowanie algorytmu sterowania

Sposób implementacji regulatorów PID w metodzie Grafpol przedstawiony zostanie na przykładzie zautomatyzowanego urządzenia montażowego łączników elektrycznych. Schemat funkcjonalny urządzenia oparto na rys. 2. Siłownik beztłoczyskowy sterowany jest przez zawór proporcjonalny zarządzany regulatorem PID, któremu zadawane są do osiągnięcia pozycje IN_PID. O uzyskaniu zadanej pozycji informują zmienne wyjściowe OUT_PID, które przyjmują wartość logiczną 1, gdy OUT_PID=IN_PID (wartość osiągnięta jest równa wartości zadanej). Siłownik tłoczyskowy obsługiwany jest przez pneumatyczny zawór bistabilny, gdzie podanie prądu na cewkę 2Y2 powoduje wysuw tłoczyska, a na cewkę 2Y1 wsuw tłoczyska. Wysunięcie tłoczyska sygnalizowane jest przez czujnik 2S2, zaś wsunięcie przez 2S1.

Sposób funkcjonowania urządzenia przedstawiono w postaci opisu słownego. Ze względu na przejrzystość ograniczono się w artykule jedynie do zacinania przewodów i zatraskiwania pokrywy, pomijając proces testowania łącznika elektrycznego. Opis słowny procesu dla poszczególnych etapów jest następujący:

E1: *jedź do pozycji zacinania*

Realizacja: 1A(1) (IN_PID_1)

Sygnalizacja: OUT_PID_1

E2: *zatnij przewody*

Realizacja: 2A(1) (2Y2)

Sygnalizacja: 2S2

E3: *uniesie przyrząd roboczy*

Realizacja: 2A(2) (2Y1)

Sygnalizacja: 2S1

E4: *jedź do operatora*

Realizacja: 1A(2) (IN_PID_0)

Sygnalizacja: OUT_PID_0

E5: *jedź do zatraskiwania pokrywy*

Realizacja: 1A(1) (IN_PID_2)

Sygnalizacja: OUT_PID_2

E6: *zatrzaśnij pokrywę*

Realizacja: 2A(1) (2Y2)

Sygnalizacja: 2S2

E7: *uniesie przyrząd roboczy*

Realizacja: 2A(2) (2Y1)

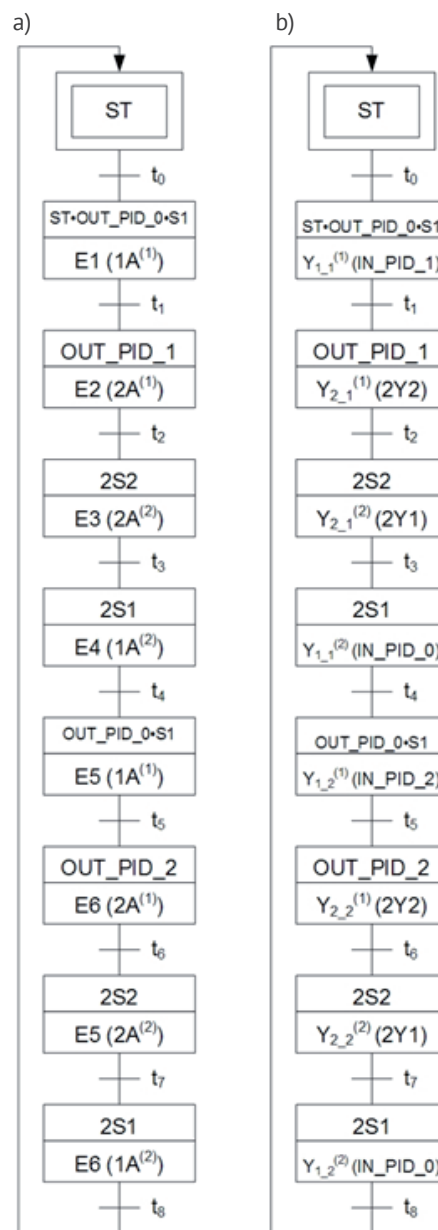
Sygnalizacja: 2S1

E8: *jedź do operatora*

Realizacja: 1A(2) (IN_PID_0)

Sygnalizacja: OUT_PID_0

Na rys. 8 zaprezentowano algorytm procesu oraz sterowania bez zrealizowanej pamięci. Zastosowana zmienna ST oznacza zezwolenie na wykonanie procedury, a zmienna S1 jest sygnałem z przycisku wyzwalanego przez operatora w celu uruchomienia procesu montażu.



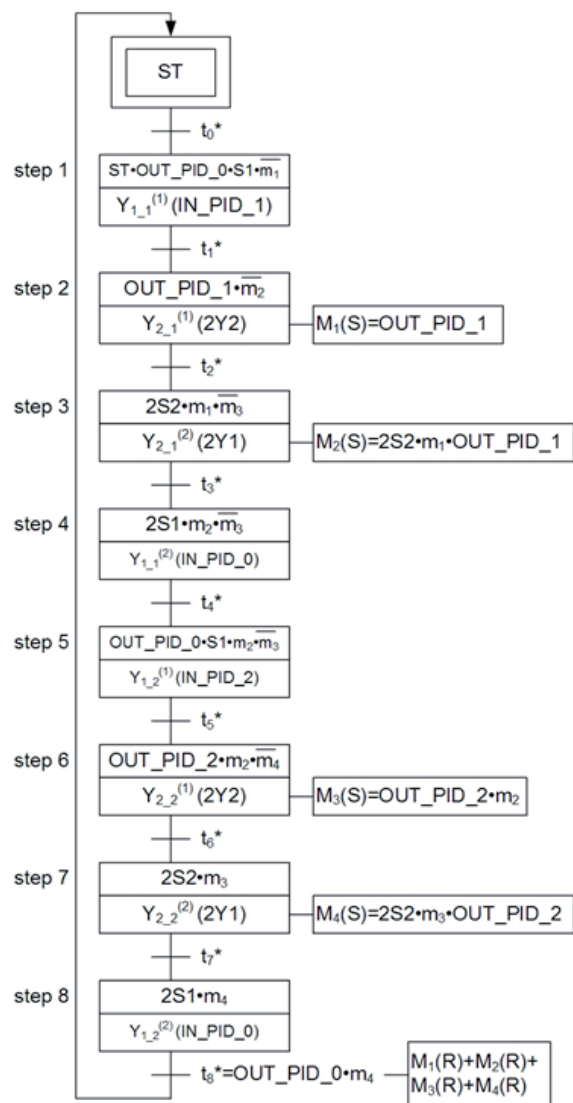
Rys. 8. a) algorytm procesu, b) algorytm sterowania

Kolejno zrealizowano pamięć, wyznaczając miejsca zapisu, warunek kasujący oraz uwzględniając jej sygnały w tranzycjach – rys. 9.

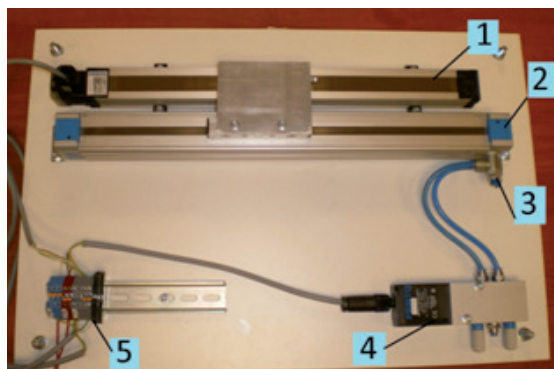
Przedstawione schematycznie na etapie algorytmu procesu i sterowania reprezentacje regulatorów PID realizowane są w praktyce w sterowniku PLC przez odpowiednią implementację regulatora. Dobór nastaw nie stanowił przedmiotu prowadzonych badań i pozostawia się go czytelnikowi do własnej analizy. Niemniej jednak regulatory implementowane w sterownikach PLC posiadają funkcje samoregulacji (ang. auto tuning), dzięki której regulator zadając sygnały do zaworu „obserwuje” na podstawie liniału pomiarowego zachowanie się układu tym samym określając jego dynamikę i dobierając

nastawy zapewniające jak najmniejsze przeregulowanie.

Na podstawie opracowanego algorytmu ze zrealizowaną pamięcią (rys. 9) możliwe było wyznaczenie równania schematowego, które zaimplementowane zostało w sterowniku PLC. Sterownik PLC firmy Unitronics podłączony był do zaworu proporcjonalnego przepływu oraz liniatu pomiarowego (rys. 10). Przeprowadzone próby pozwoliły stwierdzić poprawność opracowanego algorytmu.



Rys. 9. Algorytm sterowania ze zrealizowaną pamięcią



Rys. 10. Stanowisko badawcze, 1- liniat pomiarowy, 2-siłownik beztloczykowy, 3-zawory zwrotno-dławiące, 4-zawór proporcjonalny przepływu, 5-złączki śrubowe

2. WNIOSKI

Intensywny rozwój sterowników PLC w ostatnich latach charakteryzuje się implementacją w nich funkcji które dotychczas realizowane były jedynie przez oddzielne podzespoły automatyki. Przykładem tego są regulatory, które obecnie mogą być realizowane także przez sterownik PLC. Przekłada się to bezpośrednio na obniżenie ceny elementów automatyki oraz ułatwia programowanie procesów regulacji, np. sterowania serwonapędami pneumatycznymi.

Opracowane dotychczas nowe zasady realizacji pamięci metody Grafcop znacznie skróciły czas realizacji pamięci. Ich zastosowanie poszerzone zostało obecnie o możliwość implementacji regulatorów, dzięki czemu zakres stosowania metody Grafcop rozszerzony został o układy analogowe.

LITERATURA

1. Dworak Ł. (2007), *Automatyzacja stanowiska monta-żu łącznika elektrycznego z wykorzystaniem napędu pneumatycznego*, praca magisterska, Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, Wrocław
2. Mikulczyński T., Samsonowicz Z. (1997), *Automatyzacja dyskretnych procesów produkcyjnych: metody modelowania procesów dyskretnych i programowania PLC*, WNT, Warszawa
3. Dworak Ł. (2012), *Nowe zasady syntezy metodą Grafcop sekwencyjnych układów sterowania*, Praca doktorska. Promotor: prof. dr hab inż. Tadeusz Mikulczyński. Politechnika Wrocławska, <http://www.dbc.wroc.pl>
4. Brzózka J. (2004), *Regulatory i układy automatyki*, Mikom, Warszawa
5. Dzierżek K. (2002) *Układ pozycjonowania siłowników pneumatycznych - stanowisko dydaktyczne*. Pneumatyka nr 4.
6. http://www.festo.com/cat/pl_pl/products_SPC11_1

PID CONTROL APPLICATION IN GRAFCOP METHOD FOR POSITIONING PNEUMATIC DRIVE

Abstract: If is required to get a few positions by the drive the first idea are electric drives. In commercial practice the accuracy of electric drives is in many applications too high. In this case is easier to build and cheaper to buy pneumatic servo drive. To control it can be used specialized positions drivers or controllers. Due to the high advancement of PLC is now possible to implement the functions of regulator into PLC. The paper presents the implementation of PID controller applied to the pneumatic servo drive in the Grafcop method modeling and design control algorithms.

Charakterystyka izotoniczna sztucznego mięśnia pneumatycznego

Zbigniew KULESZA*

z.kulesza@pb.edu.pl

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

Streszczenie: W artykule omówiono problemy wyznaczania charakterystyki statycznej mięśnia pneumatycznego przeznaczonego do napędu sztucznej dłoni. Przedstawiono przebieg eksperymentalnego wyznaczania charakterystyki statycznej przy stałym obciążeniu (tzw. charakterystyki izotonicznej) mięśnia. Opracowano nową postać charakterystyki izotonicznej na podstawie rozważań dotyczących geometrii mięśnia. Otrzymana zależność zapewnia dużą zgodność wyników obliczeniowych i eksperymentalnych.

1. WPROWADZENIE

Sztuczne mięśnie pneumatyczne mogą być używane w układach regulacji położenia członów manipulatorów i innych mechanizmów wymagających dużych prędkości ruchu oraz zapewniających znaczne siły napędowe, przy niewielkich przemieszczeniach. W porównaniu do tradycyjnych siłowników pneumatycznych (tłokowych, przeponowych, mieszkowych i in.) sztuczne mięśnie pneumatyczne mają szereg zalet, np. wysoką wartość rozwijanej siły w stosunku do masy, zwartą i odporną na przeciążenia konstrukcję oraz wspomnianą już dużą prędkość ruchu (Dindorf, 2010). Ich podstawową wadą są silnie nieliniowe charakterystyki statyczne i dynamiczne, utrudniające sterowanie pracą mięśnia (Baldwin, 1963; Brown, 1999; Chou, 1996; Schulte, 1961; Tondu, 1997). Poprawa jakości sterowania może nastąpić poprzez zbadanie właściwości statycznych i dynamicznych mięśnia i opracowanie modelu matematycznego ułatwiającego proces projektowania algorytmu regulacji.

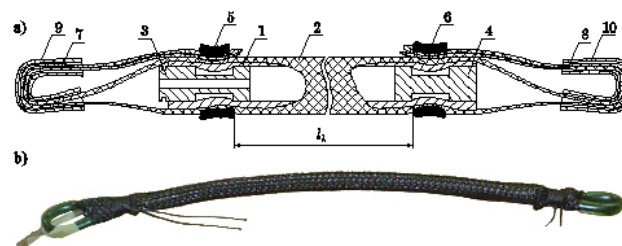
W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych charakterystyki statycznej mięśnia pneumatycznego. Jest to tzw. charakterystyka izotoniczna, podająca zależność względnego skrócenia mięśnia od wartości doprowadzonego ciśnienia przy stałej wartości siły obciążającej mięsień. Badaniom poddano sztuczny mięsień pneumatyczny wykonany w prosty sposób z opłotu z włókien syntetycznych oraz z elastycznej rurki stanowiącej przeponę mięśnia (Halloran, 2004; Laksanacharoen, 2004; Skrzypek, 2009). Zespół podobnych mięśni zastosowano do napędu manipulatora - sztucznej dłoni (Tomaszycki, 2012).

Wyniki badań eksperymentalnych zestawiono z wynikami otrzymanymi z obliczeń przeprowadzonych na podstawie zależności podawanych w literaturze. Ze względu na to, że stwierdzono znaczne rozbieżności wyników eksperymentalnych i obliczeniowych, opracowano nowe równania pozwalające obliczać charakterystykę izotoniczną wykonanego mięśnia. Nowy opis matematyczny obliczeniowej charakterystyki izotonicznej otrzymano na podstawie zależności geometrycznych elementów mięśnia.

2. BUDOWA SZTUCZNEGO MIĘŚNIA PNEUMATYCZNEGO

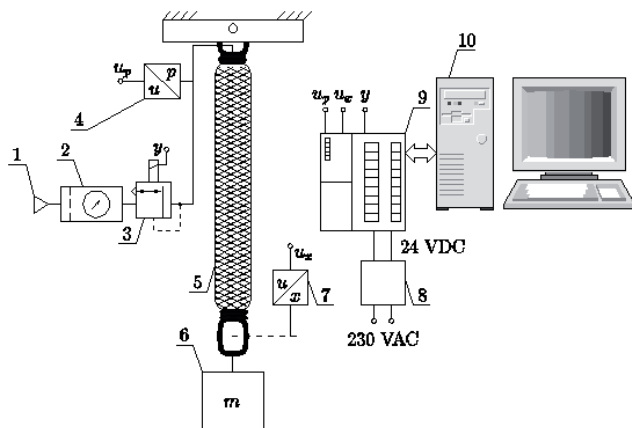
Przedmiotem badania jest sztuczny mięsień pneumatyczny, którego budowę przedstawiono na rys. 1 (Tomaszycki, 2012).

Głównym elementem mięśnia jest elastyczna rurka (przepona) 1 wykonana ze sztucznego lateksu i umieszczona wewnątrz opłotu 2 z krzyżujących się włókien poliestrowych. Włókna w oplocie krzyżują się pod pewnym kątem tak, aby umożliwić rozszerzanie się opłotu przy jednoczesnym skróceniu jego długości. W ten sposób przenoszą one siłę rozszerzającą się w poprzek rurki na siłę działającą wzdłuż mięśnia. Końce opłotu 2 po obu stronach mięśnia są zwinięte w pętle 7 i 8 i zabezpieczone odcinkami polietylenowych rurek 9 i 10. Pętle 7 i 8 służą do mocowania ściągien przenoszących siłę wytwarzaną przez mięsień. Pozostałymi elementami konstrukcji jest złączka 3 służąca do doprowadzenia sprężonego powietrza do wnętrza mięśnia i zaślepka 4, które zamykają koniec elastycznej przepony 1. Złączka 3, zaślepka 4 oraz końcówki pętli 7 i 8 są zaciśnięte za pomocą omotek 5 i 6 wykonanych z nici nylonowej i zabezpieczonych klejem.



Rys. 1. Sztuczny mięsień pneumatyczny: a) schemat budowy, b) widok

mięśnia w zależności od doprowadzonego ciśnienia p , przy stałej wartości siły obciążającej F . Pomiary charakterystyki izotonicznej wykonano dla sześciu wartości siły obciążającej, przy masie obciążnika m równej 1 kg, 2 kg, 5 kg, 10 kg, 15 kg i 20 kg.



Rys. 2. Schemat stanowiska pomiarowego

W stanie wyjściowym (bez obciążenia i bez podanego sprężonego powietrza) parametry geometryczne mięśnia są następujące: średnica wewnętrzna rurki lateksowej z której wykonano przeponę $d_0 = 5 \times 10^{-3}$ m, grubość ścianki przepony $t_k = 1,5 \times 10^{-3}$ m, długość mięśnia $l_0 = 0,25$ m, kąt pochylenia włókien oplotu $\beta_0 = 11^\circ$.

5. WYNIKI POMIARÓW I OBLICZEŃ CHARAKTERYSTYKI IZOTONICZNEJ

Na rys. 3 pokazano charakterystyki izotoniczne mięśnia otrzymane z pomiarów (linia ciągła) i na podstawie zależności (1) (linia kreskowa) przy założeniu, że jedyną siłą obciążającą mięsień jest ciężar obciążnika, tzn. we wzorze (8) przyjęto

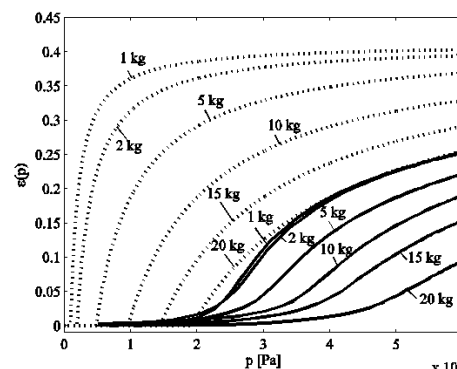
$F = mg$, gdzie g jest przyspieszeniem ziemskim. Jak widać, charakterystyki otrzymane z obliczeń przebiegają daleko od otrzymanych eksperymentalnie. Spowodowane jest to nieuwzględnieniem we wzorze (8) dodatkowej stałej siły, której pokonanie jest niezbędne do pojawienia się odkształcenia przepony mięśnia. Jak wynika z pomiarów eksperymentalnych pokazanych na rys. 3, odkształcenie przepony nie następuje natychmiast po wzroście ciśnienia. Ciśnienie musi osiągnąć określoną wartość progową - różną dla różnych wartości obciążenia. Okazuje się, że zamiast rozpatrywania różnych wartości progowych ciśnienia, można we wzorze (8) przyjąć

dodatkową, stałą siłę F_p . Jak wspomniano wyżej, F_p należy interpretować jako siłę (sprężystości ścianek), która musi być pokonana przez ciśnienie panujące wewnątrz przepony, aby rozpoczęło się odkształcenie przepony. Zakładając we wzorze (8):

$$F = mg + F_p, \quad (9)$$

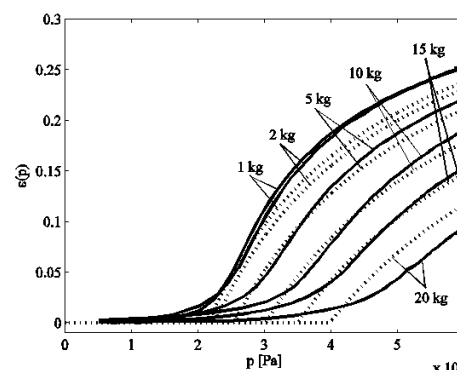
gdzie $F_p = 210$ N, otrzymano charakterystyki pokazane na rys. 4. W tym przypadku, widoczna jest dobra zgodność

charakterystyk przy masie obciążnika 5 kg, 10 kg i 15 kg. Przy masie obciążnika równej 1 kg, 2 kg oraz 20 kg charakterystyki obliczeniowe odbiegają od charakterystyk otrzymanych z pomiarów.



Rys. 3. Charakterystyki izotoniczne sztucznego mięśnia pneumatycznego; linia ciągła - wyniki pomiarów, linia kreskowa - wyniki obliczeń

zgodnie z (1) przy $F_p = 0$ N



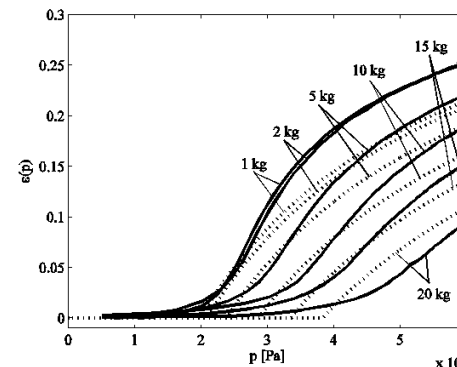
Rys. 4. Charakterystyki izotoniczne sztucznego mięśnia pneumatycznego; linia ciągła - wyniki pomiarów, linia kreskowa - wyniki obliczeń

zgodnie z (1) przy $F_p = 210$ N

Stosując zależność (2) z przyjętymi wartościami $k_e = 20 \times 10^3$ N/m, $\mu_s = 0,1$, $\mu_{st} = 0,1$, otrzymuje się charakterystyki obliczeniowe pokazane na rys. 5). Podobnie jak

poprzednio, konieczne jest dodatkowo wprowadzenie $F_p = 170$ N we wzorze (9), co pozwala uzyskać stopień dopasowania

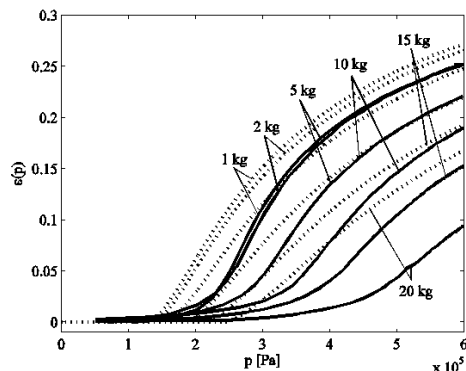
charakterystyk pokazany na rys. 5. Jeśli założy się $F_p = 0$ N, to charakterystyki obliczeniowe biegają daleko od rzeczywistych.



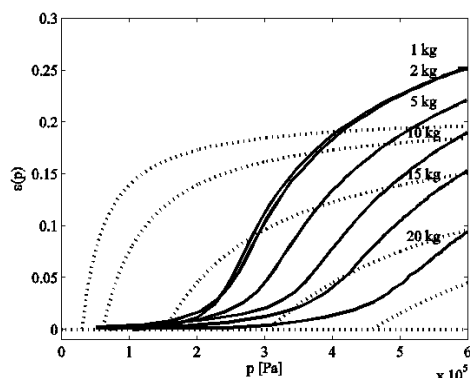
Rys. 5. Charakterystyki izotoniczne sztucznego mięśnia pneumatycznego; linia ciągła - wyniki pomiarów, linia kreskowa - wyniki obliczeń

zgodnie z (2) przy $F_p = 170$ N

Uwzględnienie grubości ścianki przepony, tzn. przyjęcie zależności (3), w której wprowadzono $t_k = 1,5 \times 10^{-3}$ m, nie poprawia znacząco sytuacji (rys. 6). Charakterystyki obliczeniowe wciąż nie zgadzają się z rzeczywistymi. Podobnie jest w przypadku zależności (4), przedstawionych na rys. 7 dla $k = 1,25$ i $F_p = 0$ N. W tym wypadku uwzględnienie wartości progowej $F_p \neq 0$ N nie poprawia sytuacji.



Rys. 6. Charakterystyki izotoniczne sztucznego mięśnia pneumatycznego; linia ciągła - wyniki pomiarów, linia kreskowa - wyniki obliczeń zgodnie z (3) przy $F_p = 210$ N



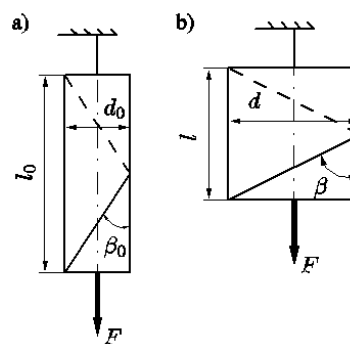
Rys. 7. Charakterystyki izotoniczne sztucznego mięśnia pneumatycznego; linia ciągła - wyniki pomiarów, linia kreskowa - wyniki obliczeń zgodnie z (4) przy $F_p = 0$ N

Z wykresów przedstawionych na rys. 3 - 7 wynika, że żadna zależność obliczeniowa (1) - (4) nie zapewnia odpowiednio dokładnego wyznaczenia charakterystyki izotonicznej mięśnia. Dlatego zdecydowano się wyprowadzić nową zależność, w której zostaną uwzględnione odkształcenia części opłotu w pobliżu obu zakończeń mięśnia.

6. NOWA POSTAĆ CHARAKTERYSTYKI IZOTONICZNEJ SZTUCZNEGO MIĘŚNIA PNEUMATYCZNEGO

Zależność (1) otrzymuje się przy założeniu, że w trakcie odkształcenia mięśnia jego środkowa część pozostaje idealnym walcem (rys. 8). Średnica tego walca zwiększa się od d_0 do d , a długość zmniejsza od l_0 do l . Tym samym do obliczenia zmiennej zmiany długości mięśnia ε przyjmuje się tylko

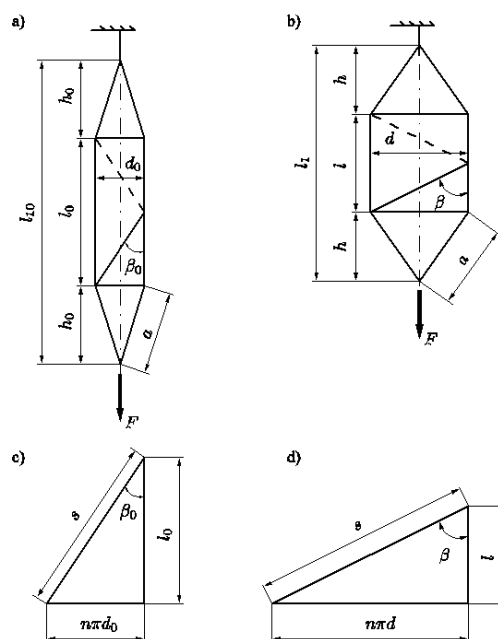
długości l i l_0 środkowej części mięśnia.



Rys. 8. Typowy schemat odkształcenia sztucznego mięśnia pneumatycznego: a) mięsień w pozycji wyjściowej, b) mięsień w stanie skrócenia

W niniejszym artykule przyjęto, że na skutek zmian średnicy środkowej części mięśnia, włókna opłotu w pobliżu zakończeń mięśnia (w pobliżu omotek) odkształcają się w sposób przedstawiony na rys. 9a) i b), tzn. dodatkowo zmienia się odległość h od końcówki mięśnia (od pierwszego włókna omotki) do podstawy części walcowej. W tym wypadku w obliczeniach względnej zmiany długości ε mięśnia należy uwzględnić l_{10} i l_1 , zamiast l_0 i l . Stała wielkość a oznacza długość tej części opłotu, która służy do przeniesienia siły między punktem zamocowania, a środkową (walcową) częścią mięśnia.

Na rys. 9c) i d) przedstawiono rozwinięcie wybranego włókna opłotu o długości s , gdzie n oznacza liczbę zwojów tego włókna wzdłuż całej długości mięśnia. Przyjęto, że przy odkształceniach mięśnia długość s i liczba zwojów n włókna pozostaje stała (zmienia się tylko odległość między zwojami i średnica zwojów). Na rys. 9a) i b) pokazano tylko jeden zwoj opłotu.



Rys. 9. Zależności geometryczne między elementami sztucznego mięśnia pneumatycznego: a) mięsień w pozycji wyjściowej, b) mięsień w stanie skrócenia, c) rozwinięty jeden zwoj opłotu w stanie wyjściowym, d) rozwinięty jeden zwoj opłotu w stanie skrócenia

Na podstawie rys. 9 można zapisać następujące zależności geometryczne:

$$s^2 = l_0^2 + n^2 \pi^2 d_0^2, \quad s^2 = l^2 + n^2 \pi^2 d^2, \quad (10)$$

$$l = l_1 - 2h, \quad h = \sqrt{a^2 - \frac{d^2}{4}}. \quad (11)$$

Stąd:

$$l_0^2 + n^2 \pi^2 d_0^2 = l_1^2 - 4l_1 \sqrt{a^2 - \frac{d^2}{4}} + 4a^2 - d^2 + n^2 \pi^2 d^2 \quad (12)$$

Z równania (12) wyznaczono średnicę d , a następnie objętość V walca:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} l = \frac{\pi d^2}{4} (l_1 - 2h) = \frac{\pi d^2}{4} \left(l_1 - 2 \sqrt{a^2 - \frac{d^2}{4}} \right) \quad (13)$$

Następnie z (13) obliczono pochodną $\frac{dV}{dl_1}$ i wstawiono do wzoru (8) na siłę F rozwijaną przez mięsień. Otrzymano:

$$F = -p\pi \frac{c_2(c_5 - 2c_4c_6) - 2c_4c_5c_6(l_1 - c_6)}{2c_6c_4^2} \quad (14)$$

gdzie:

$$c_1 = (16a^2n^4\pi^4 - 4a^2n^2\pi^2 - 4d_0^2n^4\pi^4 + d_0^2n^2\pi^2 - 4l_0^2n^2\pi^2 + l_0^2 + 4l_1^2n^2\pi^2)^{(1/2)}$$

$$c_2 = l_0^2 - a^2 + l_1^2 - 2l_1c_1 + 4a^2n^2\pi^2 + d_0^2n^2\pi^2 + 4l_1^2n^2\pi^2 - 4d_0^2n^4\pi^4 - 4l_0^2n^2\pi^2$$

$$c_3 = 8l_1n^2\pi^2, \quad c_4 = (4n^2\pi^2 - 1)^2$$

$$c_5 = 2l_1 - 2c_1 + c_3 - l_1c_3 / c_1, \quad c_6 = \sqrt{\frac{c_2}{c_4} + a^2}$$

Jak widać, długość l_1 występuje w (14) w skomplikowanej postaci niejawnej. Dlatego długość tę obliczono z (14) w sposób

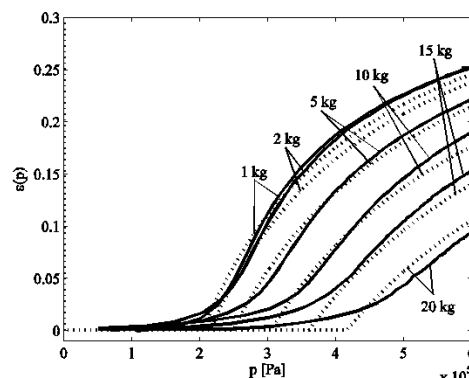
numeryczny i tak otrzymane wartości l_1 wstawiono do (5). W ten sposób otrzymano nowy opis matematyczny charakterystyki izotonicznej $\varepsilon(p)$ mięśnia.

7. WERYFIKACJA EKSPERYMENTALNA CHARAKTERYSTYKI IZOTONICZNEJ SZTUCZNEGO MIĘŚNIA PNEUMATYCZNEGO

Na rys. 10 pokazano charakterystyki izotoniczne otrzymane z pomiarów oraz obliczone na podstawie (5), gdzie wyznaczono z nowej zależności (14). W trakcie obliczeń przyjęto, że siła

obciążająca mięsień wyraża się wzorem (9), w którym wartość dodatkowej siły progowej przyjęto jako $F_p = 170$ N. Długość wynosiła: $a = d_{90} / 2$, gdzie $d_{90} = 26,2 \times 10^{-3}$ m.

W porównaniu z rys. 3 - 7, na rys. 10 widoczne jest znacznie lepsze dopasowanie wyników obliczeń i pomiarów. Świadczy to o poprawności i dużej dokładności obliczeń wykonywanych zgodnie z nową postacią charakterystyki izotonicznej.



Rys. 10. Charakterystyki izotoniczne sztucznego mięśnia pneumatycznego; linia ciągła - wyniki pomiarów, linia kreskowa - wyniki obliczeń zgodnie z (14) przy $F_p = 170$ N

8. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono budowę i zasadę działania mięśnia pneumatycznego wykonanego do napędu manipulatora - sztucznej dłoni. Zaprezentowano przebieg i wyniki pomiarów charakterystyki izotonicznej mięśnia na specjalnie zaprojektowanym stanowisku laboratoryjnym. Wyniki pomiarów zestawiono z wynikami obliczeń wykonanych na podstawie zależności matematycznych podanych w literaturze. Stwierdzono niewielką dokładność odwzorowania charakterystyki otrzymanej z pomiarów charakterystykami obliczonymi. Zdecydowano się zatem na opracowanie nowej zależności matematycznej, w której uwzględniono dodatkowe odkształcenia opłotu mięśnia w pobliżu jego końcówek. Otrzymana nowa postać charakterystyki izotonicznej zapewnia bardzo dobre dopasowanie wyników obliczeń i pomiarów. Świadczy to o poprawności i dużej dokładności obliczeń wykonywanych zgodnie z nowym opisem charakterystyki izotonicznej. Uzyskana zależność może zostać wykorzystana w trakcie projektowania układu regulacji przemieszczenia mięśnia.

W niniejszym artykule pominięto histerezę charakterystyki izotonicznej mięśnia przy jego ruchu w obu kierunkach. Jest to ważne zjawisko, które zostanie uwzględnione w toku dalszych prac.

LITERATURA

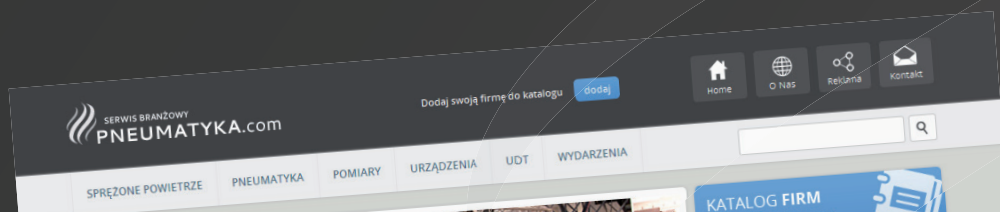
1. **Baldwin H.** (1963), Muscle-like contractive devices, *Bionics Symposium* 1-8.
2. **Brown G., Haggard R. Benney R., Rosato N.** (1999), A new pneumatic actuator and its use in airdrop applications, *Proceedings of the CEAS/AIAA 15th Aerodynamic Decelerator Systems Technology Conference, Toulouse, France, AIAA-99-1719*.
3. **Chou C-P., Hannaford B.** (1996), Measurement and model-ing of McKibben pneumatic artificial muscles, *IEEE Trans-actions on Robotics and Automation*, vol. 12(1), 90-102.
4. **Dindorf R.** (2010), Modelling of artificial arm actuated by pneumatic muscle actuators, *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*, vol. 15(3), 667-683.
5. **Halloran A.O., Malley F.O.** (2004), Materials and technolo-gies for artificial muscle: a review for the mechatronic muscle project, In: *Topics in Bio-Mechanical Engineering*, 184-215, Prendergast P.J., McHugh P.E. (Eds.).
6. **Laksanacharoen S.** (2004), Artificial muscle construction using natural rubber latex in Thailand, *The 3rd Thailand and Material Science and Technology Conference. Bangkok, Thailand, August 10-11*.
7. **Schulte H. F.** (1961), The characteristics of the McKibben artificial muscle, In: *The Application of External Power in Prosthetics and Orthotics*, Washington, DC: Pub. 874, Na-tional Academy of Science-National Research Council 94-115.
8. **Serres J. L.** (2008), Dynamic characterization of a pneumatic muscle actuator and its application to a resistive training device, *Ph.D. thesis, Wright State University*.
9. **Skrzypek T.** (2009), Projekt, wykonanie i badania sztucznego mięśnia pneumatycznego, Praca magisterska, Politechnika Białostocka.
10. **Tomaszycki K.** (2012), Badanie sztucznych mięśni pneumatycznych, Praca magisterska, Politechnika Białostocka.
11. **Tondu B., Lopez P.** (1997), The McKibben muscle and its use in actuating robot-arms showing similarities with human arm behaviour, *Industrial Robot* 24(6), 432-439.

ISOTONIC CHARACTERISTICS OF A PNEUMATIC MUSCLE ACTUATOR

Abstract: The article presents the problems of determination of the static characteristics of the pneumatic muscle actuator for an artificial hand. The procedure of experimental investigation of the constant load force characteristics (the so called isotonic characte-ristics) of the muscle is described. A new mathematical formulae for the isotonic characteristics is developed based on the geometry of the muscle. The new formulae provides a very good agreement between calculation and experimental results.



Ugruntowana pozycja portalu daje Państwu możliwość dotarcia za jego pośrednictwem do osób mających wpływ na proces zakupów produktów z rynku **pneumatyki, sterowania i oprzyrządowania**.



Katalog firm

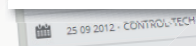
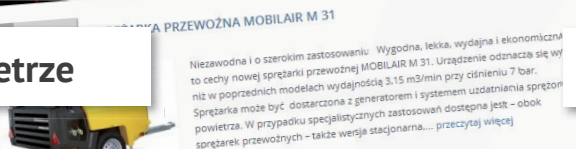
Pneumatyka i sterowanie

Nowości branżowe

Informacje o targach i szkoleniach

Sprężone powietrze

Archiwum kwartalnika **Pneumatyka**



Prototypowa tamponiarka z napędem pneumatycznym do nadruków powierzchniowych na kapslach do butelek

Mariusz GRĄDZKI*, Roman TROCHIMCZUK**

m.gradzki88@gmail.com ; r.trochimczuk@pb.edu.pl **

* Student kierunku Automatyka i Robotyka, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

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

Streszczenie: W artykule przedstawiono własną koncepcję budowy tamponiarki z napędem pneumatycznym, dedykowanej do wykonywania nadruków powierzchniowych na kapslach butelek. Omówiono istniejące rodzaje komercyjnych rozwiązań, zdefiniowano wymagania procesowe, rozważono konieczne podsystemy pomocnicze. Dało to podstawę do zdefiniowania własnych założeń i zaproponowania własnej konstrukcji. Projekt wykonano w środowisku programu inżynierskiego SolidWorks 2012. Wskazano przy tym również kierunki przyszłych prac nad projektem drukarki tamponowej.

1. WPROWADZENIE

Tampondrukiem (ang. *pad printing*) określa się procesy polegające na nakładaniu farby drukarskiej za pomocą miękkiego, gładkiego, najczęściej silikonowego stempla, zwanego tamponem, na różnego rodzaju podłożach, np. guma, szkło, tworzywa sztuczne itp. Odpowiednio dobrany tampon bez problemu przeniesie farbę na w zasadzie każdą, gładką powierzchnię – płaską, cylindryczną, kulistą, lub też inną wklęsłą, czy wypukłą oraz na inne niegładkie powierzchnie z określoną teksturą materiału. Technikę druku tamponowego zaczęto stosować po II wojnie światowej. Znalazła ona zastosowanie w branży zegarmistrzowskiej oraz w przemyśle ceramicznym. Rozwijała się bardzo wolno, aż do lat sześćdziesiątych XX wieku, kiedy to Wilfried Phillp [1] skonstruował pierwszą mechaniczną drukarkę tamponową. Pod koniec dekady tamponotechnika przybrała nieoczekiwany rozmach. Zauważono, iż może być ona znacznie szerzej stosowana. Projektanci zaczęli tworzyć coraz to nowsze konstrukcje, w których zaczęto wykorzystywać nowe silikonowe wkładki. W wyniku rzeczywistej potrzeby rynku powstało wielu producentów oferujących różnego rodzaju urządzenia, które w stosunkowo prosty i tani sposób zmieniały „szary produkt” w bardziej atrakcyjny wizualnie. Współcześnie technologia ta jest powszechnie stosowana w przemyśle drukarskim i reklamowym. Osiągnęła już bardzo zaawansowany stan techniczny z dość szerokim oraz zróżnicowanym spektrum branż i możliwych pól zastosowań. Stosowana jest powszechnie w przemyśle samochodowym, elektrotechnicznym, medycznym, jak również przy produkcji urządzeń gospodarstwa domowego, sprzętu sportowego, ubrań, zabawek, itp.

Do stworzenia niniejszej pracy przyczyniło się hobby współautora, którym jest zbieranie kapsli od butelek piwa. Z roku na rok w Polsce i na świecie rośnie liczba mikrobrowarów, browarów restauracyjnych oraz piwowarów domowych, które w mniejszej ilości i zazwyczaj wyższej jakości, niż duże browary, produkują piwo. Aby dobrze sprzedać ten najstarszy i najczęściej spożywany napój alkoholowy, ważna jest przede wszystkim jego jakość, a zaraz po niej opakowanie, które decyduje o tym, czy dany produkt „wpadnie w oko” potencjalnego nabywcy. Opakowaniem w tym wypadku jest butelka z etykietą oraz odpowiedni kapsel zamykający butelkę. Okazują się jednak, że

firmy produkujące zamknięcia koronkowe (kapsle), nie przyjmują zamówień poniżej 500 tys. sztuk, a tak duże zamówienie niestety wiąże się ze sporym kosztem. „Małych browarników” nie stać na wielkoseryjne zakupy, chociażby z racji faktu, że zazwyczaj nie wytwarzają oni tak dużej ilości piwa. W związku z powyższym, swoje wyroby piwowarskie zamykają czystymi, pozbawionymi jakiegokolwiek grafiki kapslami, nie mając po prostu innego wyboru. Stąd też narodził się pomysł wykonania urządzenia, które pozwoli tanio wykonywać nadruki w wysokiej jakości na kapslach, w małych seriach produktu.

W niniejszej artykule przedstawiona zostanie koncepcja autorskiego projektu tamponiarki z napędem pneumatycznym, dedykowanej do nadruków na kapslach od butelek. Omówione zostaną wybrane rozwiązania komercyjne, postawione zostaną założenia koncepcyjne do budowy prototypowej tamponiarki z napędem pneumatycznym oraz scharakteryzowane zostaną podzespoły oraz inne elementy wchodzące w skład proponowanego rozwiązania.

2. PRZEGLĄD WYBRANYCH ROZWIĄZAŃ

Produkowane współcześnie drukarki tamponowe (tamponiarki) przede wszystkim różnią się od siebie wielkością, możliwościami wykonania samego nadruku oraz użytym układem wykonawczym i właściwym mu zasilaniem. Wspólną cechą wszystkich rozwiązań jest fakt, iż wszystkie wymagają użycia specjalnych klisz, tamponów oraz w zależności od nadrukowanego materiału odpowiednich farb. Zautomatyzowane linie produkcyjne tworzone na bazie podstawowych modeli tamponiarek, zazwyczaj dedykowane są i dostosowywane pod konkretny zadruk (przedmiot obrabiany).

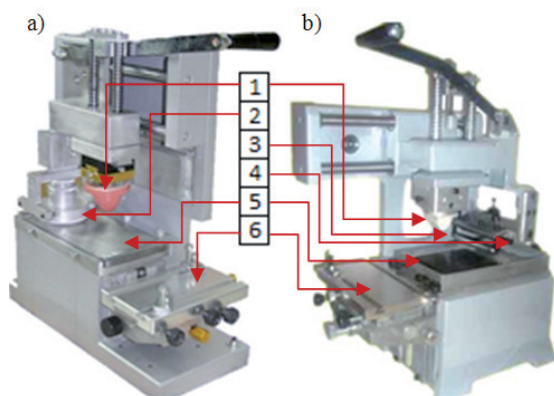
Analizując potrzeby produktów, które muszą spełniać wysokie wymagania rynkowe, należy stwierdzić, że współczesna drukarka tamponowa powinna wypełniać następujące założenia:

- przemieszczania stempla (tamponu) powinny być dokładne i powtarzalne;
- przemieszczanie układów wykonawczych nie może powodować wibracji urządzenia podczas pracy, gdyż ma to bezpośredni wpływ na jakość samego nadruku;

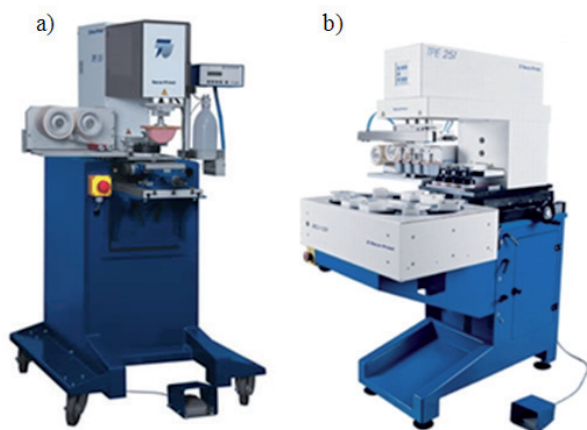
- urządzenie powinno być łatwo przezbierane pod nowy nadruk na zróżnicowanej powierzchni;
- matryca drukarska powinna być łatwo ustawialna;
- urządzenie winno zapewnić niezmienność własności farby drukarskiej,
- użyte rozwiązania muszą zapewniać bezpieczeństwo obsługi operatora.

Analizując sposób podawania przedmiotu procesowanego oraz typowe cykle pracy urządzenia, istniejące rozwiązania można zaszerzować do trzech rodzajów tamponiarek, tj.:

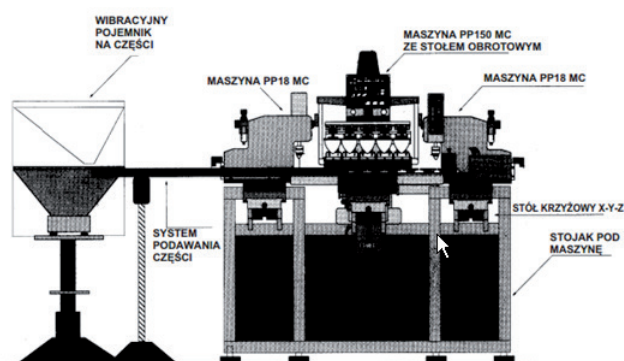
- ręczne (przykładowe rozwiązanie rys. 1);
- półautomatyczne (przykładowe rozwiązanie rys. 2);
- automatyczne (przykładowe rozwiązanie rys. 3).



Rys. 1. Ręczna drukarka tamponowa: a) system zamknięty [3], b) system otwarty [2]; 1 - tampon, 2 - kałamarz, 3 - wałeczek nanoszący farbę, 4 - rakł zbierający farbę, 5 - matryca, 6 - stolik roboczy z regulacją.



Rys. 2. Tamponiarka [4]: a) jednokolorowa, b) wielokolorowa.



Rys. 3. Automat do druku tamponowego firmy KENT z zespołem obrotowym oraz wibracyjnym pojemnikiem na części [5].

Zestawienie podstawowych cech każdego z wymienionych wyżej rozwiązań oraz możliwości ich wykorzystania w praktycznych aplikacjach przedstawiono w tabeli 1.

Tab. 1. Porównanie rodzajów i głównych cech podstawowych rozwiązań tamponiarek

	Ręczna	Półautomat	Automatyczna
Liczba kolorów	1	1 – 6	1 – 6
Wydajność	Niska	Średnia	Wysoka
Elektronika	Nie dotyczy	Uniwersalna	Rozbudowana, specjalizowana
Pole zadruku	Małe	Średnie	Duże
Sposób zasilania	Nie dotyczy	Pneumatyczne, hydrauliczne, elektromechaniczne, serwowpneumatyczne	Pneumatyczne, hydrauliczne, elektromechaniczne, serwowpneumatyczne
Miejsce zastosowania	Standardowa, ręczna stołowa	Standardowa, stołowa	Do wbudowania w istniejące linie produkcyjne
Rodzaj kałamarza	Otwarty lub zamknięty	Zamknięty	Zamknięty

3. SYSTEMY PRZENOSZENIA FARBY NA PRZEDMIOT ZADRUKOWYWANY

Przy wyborze urządzenia do konkretnego zastosowania należy zwrócić uwagę na dwa znaczące parametry, a mianowicie: wielkość formy drukowej oraz siłę docisku tamponu do przedmiotu procesowanego. Z punktu widzenia użytkownika wielkość drukarki jest w zasadzie najważniejszym kryterium przy wyborze drukarki tamponowej. W prawidłowo skonstruowanych drukarkach tamponowych istnieje ściśle określona zależność między szeregiem parametrów konstrukcyjnych [5], tj. wielkość formy drukowej decyduje o tym jak duży nadruk może być wykonany, pod warunkiem, że siła docisku tamponu umożliwia docięnięcie tamponu o wymaganej wielkości, z uwzględnieniem właściwej sztywności urządzenia, wpływającej na wymaganą dokładność nadruku, jak i trwałość samej konstrukcji.

Próby obejścia tej zależności, np. wykonywanie dużych nadruków na drukarce o małej sile docisku tamponu przy wykorzystaniu nadmiernie miękkiego i płaskiego tamponu, prowadzą zazwyczaj do pogorszenia jakości nadruku. Pamiętać należy, że większe drukarki są zawsze wolniejsze w działaniu – duże masy w ruchu, generują powstawanie znacznych sił bezwładności, które są źródłem powstawania wibracji całego systemu, a tym samym pogorszenia jakości samego nadruku. Zdawać sobie sprawę należy również z oczywistych, większych kosztów eksploatacyjnych większych drukarek.

Analizując istniejące rozwiązania w drukarkach tamponowych, można rozróżnić trzy podstawowe rozwiązania konstrukcyjne systemu przenoszenia farby na przedmiot procesowany:

1. Tampon porusza się tylko ruchem pionowym, forma drukowa ruchem poziomym, przy nieruchomym systemie nakładania farby. Przy zastosowaniu tego rozwiązania można osiągnąć większe szybkości pracy (tampon ma

mniejsze skłonności do wpadania w drgania, ponieważ porusza się tylko w pionie). Szerokość formy drukowej jest ograniczona, a jej wysunięcie, może powodować kolizję z operatorem maszyny.

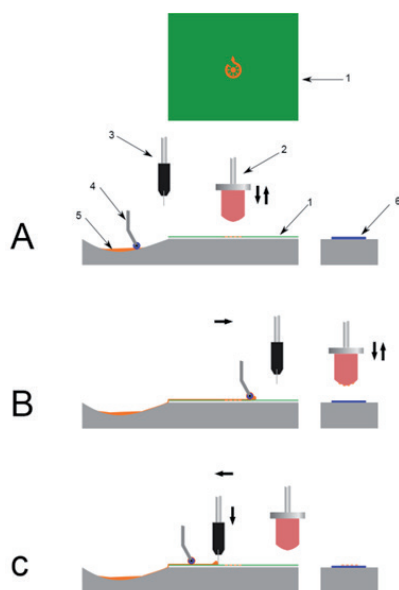
2. Tampon porusza się w poziomie i w pionie, forma drukowa jest nieruchoma, przy poziomym ruchomym systemie farbowym. Rozwiązanie to jest najczęściej stosowane, ponieważ może posiadać dużą szerokość, co jest istotne w drukarkach wielokolorowych oraz przy wykonywaniu dużych nadruków.
3. Ruchoma głowica drukująca. Takie rozwiązanie konstrukcyjne znajduje zastosowanie, gdy nie ma możliwości zmiany położenia przedmiotu, a nadruk musi być wykonany na bocznej powierzchni. Tampon przesuwają się w dół, zbiera farbę z formy, po czym podnosi się i obraca o zadany kąt. Następnie ponownie wysuwa się pod nastawionym kątem, nanosząc nadruk na powierzchnię boczną.

4. SYSTEMY NANOSZENIA FARBY NA MATRYCĘ

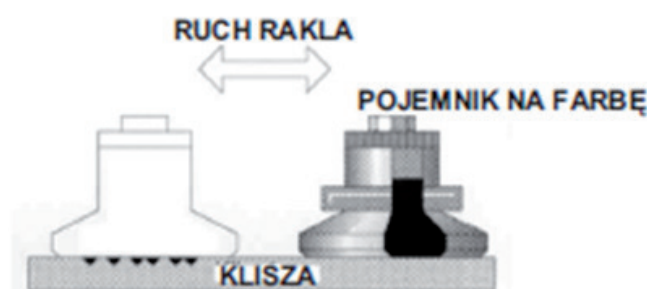
Podjęwając decyzję o budowie własnej tamponiarki, koniecznym jest również rozważenie jaki system nanoszenia farby na matrycę w danym rozwiązaniu będzie zastosowany. Można rozróżnić dwa systemy nanoszenia farby na matrycę:

1. system otwarty (rys. 4);
2. system zamknięty (rys. 5).

W systemie otwartym, siłownik przemieszcza wałeczek i rakl (zabierak). Gdy siłownik się wysuwa, wałeczek opuszcza się, po czym rozprowadza równomiernie farbę na matrycę i w pory wytrawione na powierzchni wcześniej wzoru. Podczas powrotu trzpienia siłownika, wałeczek się unosi, a tym samym opuszcza rakl, który zbiera nadmiar farby z matrycy, pozostawiając jej resztki w wytrawionych porach. Rakl unosi się a proces się powtarza tyle razy, ile wykonywanych (założonych) jest cykli. Otwarty system nanoszenia farby (elementy i fazy wsuw i wysuw) przedstawia rys. 4 [6].



Rys. 4. System otwarty nanoszenia farby i jego elementy - A: 1 - matryca, 2 - tampon, 3 - rakl, 4 - wałeczek (nagarniak), 5 - farba, 6 - zadrukowywany obiekt; B - naniesienie farby; C - zebranie nadmiaru farby.



Rys. 5. System zamknięty nanoszenia farby na matrycę.

W systemie zamkniętym pojemnik na farbę, dzięki porcelanowemu (w tańszych wersjach stalowemu) pierścieniowi, spełnia jednocześnie rolę noża raklowego. Pierścień zamocowany jest na pojemniku i razem stanowią kałamarz, który przemieszczany jest za pomocą siłownika. Przykładowy system zamknięty przedstawiono na rys. 5 [5].

5. URZĄDZENIA POMOCNICZE [1]

Pomiar i regulacja parametrów środowiska pracy

Powtarzalność nadruków o dobrej jakości zapewniają określone, stabilne warunki środowiskowe. Niezbędnym minimum jest zainstalowanie termometru z higrometrem oraz stałe utrzymywanie temperatury powyżej 20°C przy wilgotności względnej ponad 60%. Dobrze jest jeżeli układ pracuje w klimatyzowanym pomieszczeniu.

Czyszczenie tamponu

Czyszczenie tamponu (efektora) jest możliwe przy wykorzystaniu taśmy samoprzylepnej. Jest ona wsuwana pod tampon, po przejściu określonej liczby cykli. Powoduje to, że przenoszone są na nią wszystkie zgromadzone zanieczyszczenia (zaschnięta farba, zebrany z powierzchni przedmiotów kurz, itp.). W urządzeniu taka taśma jest samoczynnie przewijana. Urządzenie do automatycznego czyszczenia tamponu, znajduje zastosowanie przede wszystkim w automatach. Zastosowanie jego jest niewątpliwie ułatwieniem. Mieć jednak należy na uwadze, że jeżeli przedmioty drukowane są czyste, warunki zewnętrzne, parametry druku i przygotowanie farby prawidłowe, to w praktyce okazuje się, że tampon pozostaje czysty i nie wymaga dodatkowego czyszczenia.

Nawiew powietrza

Nawiew powietrza na tampon lub na przedmiot drukowany przyspiesza odparowanie rozcieńczalnika, stabilizuje proces przenoszenia farby. Stosować można powietrze zimne lub wstępnie podgrzane. Należy zwracać uwagę na to, aby nie spowodować przyspieszonego wysychania farby na formie drukowej, zwłaszcza w otwartych systemach farbowych, gdyż w konsekwencji pogorszy to jakość przyszłych nadruków powierzchniowych.

Usuwanie ładunków elektrycznych

Z procesem druku tamponowego nierozłącznie związany jest problem powstawania na nadruku tzw. „pajęczynek” - mikroskopijnych nitek farby osadzonych wokół konturu nadruku.

Przeważnie przypisuje się ten efekt własnościom stosowanej farby. Oczywiście w tym wypadku można stwierdzić, że są farby lepsze i gorsze na rynku, ale dodatkowo należy sprawdzić, czy farba nie jest zbyt gęsta, a forma np. zbyt głęboka. Podstawową przyczyną powstawania „pajęczyn” wynika z oddziaływania elektrostatycznego ładunków elektrycznych powstałych na powierzchni przedmiotu obrabianego. Silikonowy tampon jest znakomitym izolatorem. Podczas pracy drukarki, zwłaszcza przy druku na przedmiotach z tworzyw sztucznych, generują się na jego powierzchni ładunki elektryczne o bardzo wysokim potencjale. Ładunki te powodują przyciąganie naładowanych cząstek farby. Naniesiona na przedmiot farba próbuje wrócić na unoszący się tampon, formując niteczki, które ostatecznie osadzają się na powierzchni przedmiotu tworząc tzw. „pajęczynkę”. Zjawisko to zniknie, jeżeli zneutralizujemy nagromadzone na powierzchni tamponu ładunki elektryczne za pomocą strumienia zjonizowanego powietrza, niosącego ładunki o przeciwnym znaku. Służą do tego eliminatory ładunków statycznych. Taki generator wysokiego napięcia (20000-40000 V) ładuje szereg elektrod, które owiewane są strumieniem powietrza. Zastosowanie eliminatora ładunków statycznych zmniejsza również problemy spowodowane przez ładunki statyczne na powierzchni przedmiotu po nadruku – intensywne przyciąganie kurzu. Jeżeli występują opisane problemy „pajęczyn” i osiadania kurzu, należy sprawdzić w pierwszej kolejności, czy sytuacji nie poprawi podniesienie wilgotności powietrza w pomieszczeniu oraz zapewnienie dobrego uziemienia tamponu i samej drukarki.

Pompy tłoczące farbę

System farbowy drukarki tamponowej jest połączony z zewnętrznym zbiornikiem i pompą obiegową. W niektórych rozwiązaniach do farby dodawany jest automatycznie rozcieńczalnik w ilości zapewniającej utrzymanie stałej lepkości. Zastosowanie pompy może być uzasadnione jedynie przy pracy z farbami jedno-składnikowymi lub przy rzadkich zmianach farby. Czyszczenie układu jest pracochłonne i w praktyce wiąże się z dużym zużyciem farby, jak i samych środków myjących.

Dozowniki rozcieńczalnika

Tanią alternatywą dla pompy farby jest dozownik rozcieńczalnika. Dozownik wprowadza do systemu farbowego drukarki określone ilości rozcieńczalnika, w określonych odstępach czasu. Jeżeli dla danych, stabilnych parametrów druku uda się określić prawidłową ilość rozcieńczalnika i właściwe odstępy czasu pomiędzy wprowadzeniem dawek, urządzenie ma szansę być przydatnym. Pamiętać jednak należy, że proces polimeryzacji farb dwuskładnikowych powoduje nieliniowe zmiany lepkości tych farb. Dlatego też, konieczne jest albo zwiększanie dawki rozcieńczalnika, albo zwiększenie częstotliwości jego dodawania.

Systemy wizyjne kontroli jakości wykonanego nadruku

Eliminowanie czynnika ludzkiego z działania automatycznych linii druku wprowadza konieczność stosowania elektronicznych układów rozpoznawania obrazów. Są one w stanie wykrywać zmiany położenia nadruku (przesunięcia) rzędu 0,01 mm, czy też zmiany barw. Zadaniem tych układów jest porównywanie aktualnie wykonywanego nadruku z nadrukiem wzorcowym.

W wypadku zaistnienia rozbieżności, wadliwe wyroby mogą być odrzucane, a o danym zdarzeniu może być informowany operator lub w ostateczności może być zatrzymywane całe urządzenie drukujące.

6. ZAŁOŻENIA DO KONCEPCJI BUDOWY WŁASNEJ TAMPONIARKI

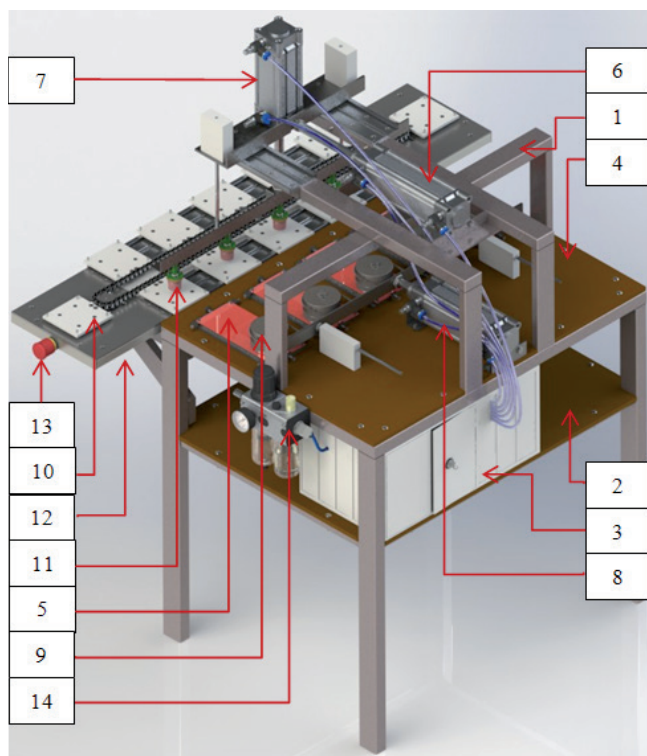
Założono, że tamponiarka będzie pięciokolorowa, półautomatyczna o napędzie pneumatycznym, łatwo przezbrajana (np. nadruk na kapslach, breloczkach, długopisach i innych gadżetach reklamowych). Obiekty do zadruku mają być przemieszczane za pomocą podajnika eliptycznego z prędkością pozwalającą operatorowi na wyjęcie, określenie jakości nadruku oraz umieszczenie nowego przedmiotu do zadruku. Maksymalny zadruk mieścić się będzie w rozmiarze 75x75mm lub Ø75mm. W przypadku wystąpienia niewyśrodkowania wytrawionego wzoru na matrycy drukarskiej, tamponiarka powinna mieć możliwość dodatkowego przemieszczenia wzoru w zakresie ± 5 mm w osi X i Y plus obrotowo w zakresie $\pm 5^\circ$. Za przemieszczanie obiektów będzie odpowiedzialny podajnik eliptyczny posiadający dwanaście miejsc do zadruku. Miejsca te będą przymocowane do łańcucha z przyłączami. Zakładając pozostałe cechy projektowanego układu tamponiarki uwzględniono wytyczne wskazane w poprzednich punktach pracy. W projekcie uwzględnione zostaną również opisane wcześniej cechy wpływające na poprawną eksploatację rozwiązania.

7. MODEL WIRUALNY CAD KONCEPCYJNEJ TAMPONIARKI

Do opracowania koncepcji własnego urządzenia do wykonywania powierzchniowych nadruków na kapslach do butelek, uwzględniającego poczynione wcześniej założenia projektowe, użyte zostało środowisko programu inżynierskiego SolidWorks 2012. W programie tym poza opracowaniem właściwych rysunków wykonawczych i złożzeń części dokonano również wizualizacji gotowego rozwiązania uwzględniającego nadanie właściwości materiałom, z jakich dane urządzenie będzie wykonane. Takie podejście do projektowania pozwala na lepsze wyobrażenie końcowego rezultatu działań, ukierunkowanych na budowę i wytwarzanie końcowego produktu. Osiągnięte rezultaty autorskiego opracowania (rys. 6-10) pozwolą również na lepsze opisanie systemów i podsystemów użytych w projektowanej tamponiarce.

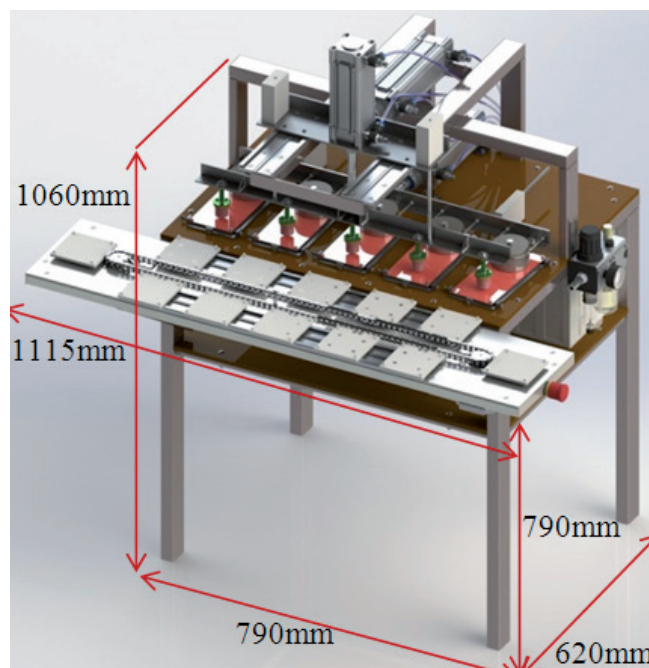
Rama projektowanego urządzenia (1) przygotowana została z odpowiednio przyciętych i pospawanych ze sobą stalowych profili 30x50mm. Przymocowano na niej dwa blaty: pomocniczy (2), na którym umieszczono skrzynkę (3) z elektropneumatycznym układem sterowania (zawory dławiąco zwrotne, pneumatyczne zawory sterujące) oraz blat główny (4), na którym zamocowano podkłady z matrycami (5). Na ramie zamocowano również siłowniki pneumatyczne. Siłownik o najdłuższym skoku - 150 mm (6) odpowiada za przemieszczenie liniowe drugiego, pionowego siłownika (7) o skoku 100 mm. Do głównego blatu przymocowano także siłownik 125 mm (8) odpowiadający za przemieszczanie kałamarzy z farbami

(9). Do ramy przymocowano również podajnik eliptyczny z prowadnicami DryLin® N firmy IGUS, w których przemieszczają się wózek z przykręconymi, teflonowymi płytkami (10). Tampon (11) służy do odbierania farby z matrycy i dodatkowo przenosi ją na przedmioty umieszczone na teflonowych płytkach. Za przemieszczanie wózków odpowiada system przenośnikowy z łańcuchem, który napędzany jest przez silnik krokowy (12). Dokładniejszy widok układu zamieszczono na rys. 10. Po prawej stronie podajnika znajduje się wyłącznik główny (13), który w razie potrzeby zatrzyma maszynę. Z prawej strony urządzenia znajduje się również zespół przygotowania sprężonego powietrza (14). Wszystkie wymienione elementy (1-14) pokazano na rys. 6 [8].

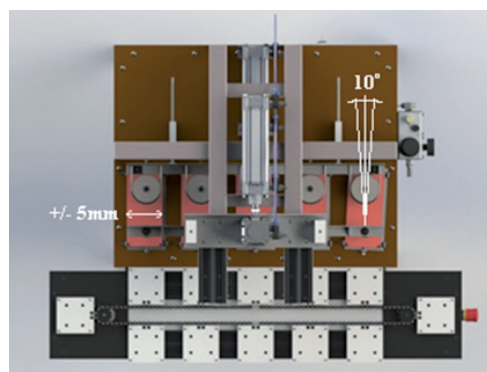


Rys. 6. Zaprojektowana tamponiarka i jej elementy: 1 - rama, 2 - blat pomocniczy, 3 - skrzynka z elektropneumatycznym sterowaniem, 4 - blat główny, 5 - podkład z matrycą, 6 - siłownik pneumatyczny ze skokiem 150 mm, 7 - siłownik pneumatyczny ze skokiem 100 mm, 8 - siłownik pneumatyczny ze skokiem 125 mm, 9 - kałamarz z farbą, 10 - teflonowa płytka, na której umieszcza się przedmiot do zadruku, 11 - tampon, 12 - silnik krokowy, 13 - wyłącznik główny, 14 - zespół przygotowania sprężonego powietrza.

Na rys. 7-8 przedstawiono wygląd tamponiarki z widokiem od strony operatora z oznaczonymi wymiarami (gabarytami) urządzenia oraz widok z góry z zaznaczonymi zakresami pozycjonowania matrycy.

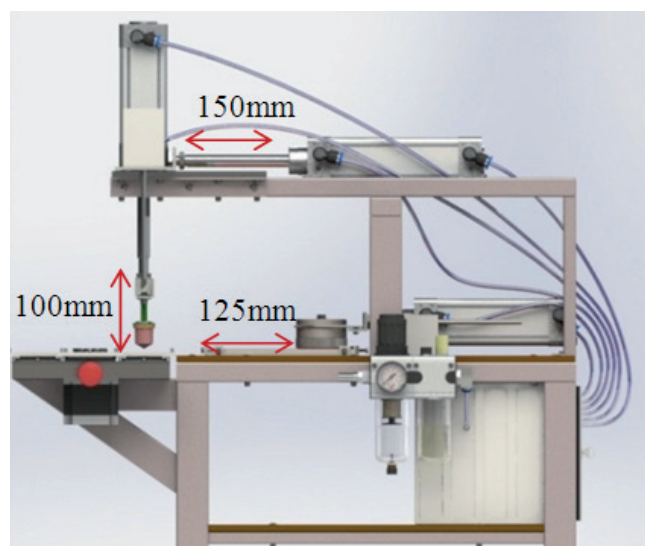


Rys. 7. Ogólne gabaryty zaprojektowanej tamponiarki [8]

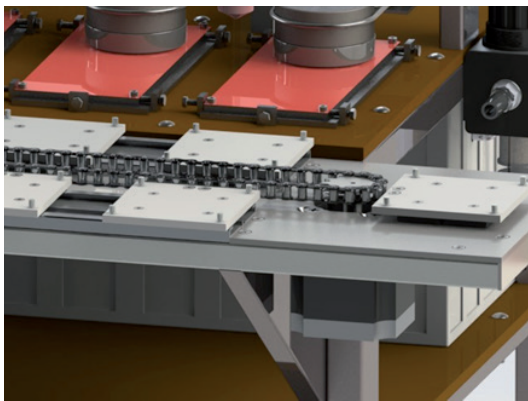


Rys. 8. Widok tamponiarki z góry z możliwymi przemieszczeniami matrycy używanej do druku [8]

Na rys. 9 przedstawiono widok z prawej strony z zaznaczonymi zakresami ruchu kałamarza i tamponów.



Rys. 9. Widok tamponiarki z zaznaczonymi zakresami przemieszczeń tamponu i kałamarza [8]

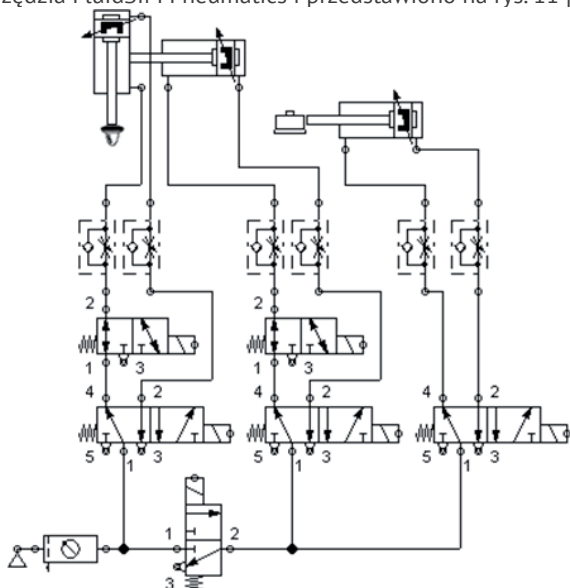


Rys. 10. Pozycjonowanie matryc oraz podajnik [8]

Przedstawione na rys. 6-10 elementy składowe zaprojektowanego systemu tamponiarki zostały zamodelowane zgodnie z wymiarami wcześniej dobranych komponentów składowych. W modelu wirtualnym uwzględniono również odpowiednie ruchliwości elementów składowych po to, aby w dalszych pracach móc przeprowadzić stosowne analizy inżynierskie (badania ruchu, badania wytrzymałościowe metodami MES itp.) służące optymalizacji całego rozwiązania.

8. UKŁAD PNEUMATYCZNY DO REALIZACJI PRZEMIESZCZEŃ CZŁONÓW WYKONAWCZYCH TAMPONIARKI

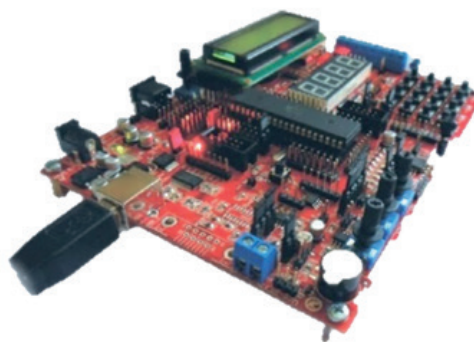
Główne przemieszczenia elementów wykonawczych tamponiarki (tampony, kałamarze, ramię z zespołem tamponów) realizowane będą z wykorzystaniem siłowników pneumatycznych. Prędkość przemieszczeń siłowników nastawiana będzie za pomocą nastawialnych zaworów dławiąco-zwrotnych. Do sterowania siłownikami pneumatycznymi wykorzystane będą elektrozawory z cewkami elektromagnetycznymi wyzwalane bezpiecznym napięciem 24V. Całość uzupełni układ przygotowania sprężonego powietrza. Właściwy schemat proponowanego układu pneumatycznego wykonano za pomocą narzędzia FluidSIM Pneumatics i przedstawiono na rys. 11 [8].



Rys. 11. Schemat układu pneumatyki wykonany w środowisku programu FluidSIM Pneumatics

W fazie testowej za sterownik układu wykonawczego tamponiarki posłuży płyta ewaluacyjna EvB ATmega 16-32, która jest wyposażona m. in. w następujące elementy (rys. 12) [7]:

- mikrokontroler ATmega16 z pamięcią Flash programowaną w systemie (ISP) i interfejsem JTAG (obudowa DIP-40);
- 64 kilobitowa pamięć EEPROM 24C64;
- cyfrowy czujnik temperatury z interfejsem 1-Wire DS18B20;
- zegar czasu rzeczywistego PCF8583;
- układ ULN2003 (7 wyjść w układzie Open Collector, 500mA każde);
- klawiatura 4x4;
- 8 diod LED;
- wyświetlacz 7-segmentowy LED;
- wyświetlacz alfanumeryczny LCD 2x16;
- port USB (konwerter USB<->RS232 FT232RL);
- interfejs RS-485;
- gniazdo karty SD-MMC.



Rys. 12. Płyta testowa EvB ATmega 16-32

Pozwoli ona na zaprogramowanie sekwencji przemieszczeń siłowników z uwzględnieniem koniecznych czasów realizacji cykli pracy układu.

4. PODSUMOWANIE

W przedstawionym w pracy projekcie tamponiarki do nadruków powierzchniowych na kapslach do butelek nie uwzględniono możliwości regulacji wysokości podajnika przedmiotów procesowanych oraz nie zaprojektowano dedykowanego systemu czyszczenia tamponów. Wynika to z faktu przyszłego wykorzystania urządzenia do nadruków na jednego rodzaju kapslach (zamknięciach koronkowych), w stałych (stabilnych) warunkach pracy [8]. W przyszłości jednak przewiduje się dalszą modernizację systemu nadrukowego do pełnej zautomatyzowanej postaci, po to aby rozszerzyć jego funkcjonalność, a także ograniczyć pracę bezpośrednią operatora. Po wykonaniu testów nadruków i zoptymalizowaniu parametrów urządzenia, planowane jest zastąpienie układu sterującego, w postaci płyty ewaluacyjnej, dedykowanych programowalnym układem logicznym – sterownikiem PLC. W obecnej fazie projektu budowany jest rzeczywisty układ, którego struktura funkcjonalna oraz sama konstrukcja mechaniczna, optymalizowana była z uwzględnieniem symulacji ruchu i obciążeń wykonanych w środowisku programu CNS SolidWorks 2012.

LITERATURA

1. http://www.tampotechnika.com.pl/userfiles/media/1.Druk_tamponowy/1.Wstep/Druk_tamponowy_dobor_urzadzen.pdf
2. <http://www.printingmachine.pl>
3. <http://e-keller.pl>
4. <http://www.teca-print.com.pl>
5. <http://www.kent-polska.pl/pdf/poradnik.pdf>
6. http://pl.wikipedia.org/wiki/Plik:Pad_printing.svg
7. <http://www.microsense.eu>
8. M. Grądzki Projekt **automatycznej tamponiarki do nadruków na kapslach butelek** - praca dyplomowa magisterska, promotor dr inż. Roman Trochimczuk

PROTOTYPE PAD PRINTER WITH PNEUMATIC DRIVE TO SUPERFICIAL OVERPRINTS ON CROWN CAPS TO BOTTLES

Abstract: In article describe conception of building a pad printer with pneumatic drive dedicated to superficial overprints on crown caps of bottles. Existing kind of commercial solution, ne-cessary requirements was discuses in the work. Define foundations and proposing own construction executed in SolidWorks 2012 in the paper. The direction of future work over project of pad printer describes too.

Pracę wykonano w ramach realizacji projektu pracy statutowej nr S/WM/1/2012 Katedry Automatyki i Robotyki Wydziału Mechanicznego Politechniki Białostockiej.



OŚRODEK BADAWCZO-ROZWOJOWY
ELEMENTÓW I UKŁADÓW PNEUMATYKI Sp. z o.o.
ul. Hauke Bosaka 15, 25-217 Kielce
Tel. 41 3615015, 41 3619101 Fax 41 3611751

SIŁOWNIKI PNEUMATYCZNE I UCHWYTY



BLOKI PRZYGOTOWANIA SPRĘŻONEGO POWIETRZA

ZAWORY ROZDZIELAJĄCE



Oprogramowanie do wyznaczania rozwiązania zadania odwrotnego manipulatora typu TRIPLANAR

Tomasz KUŹMIEROWSKI*

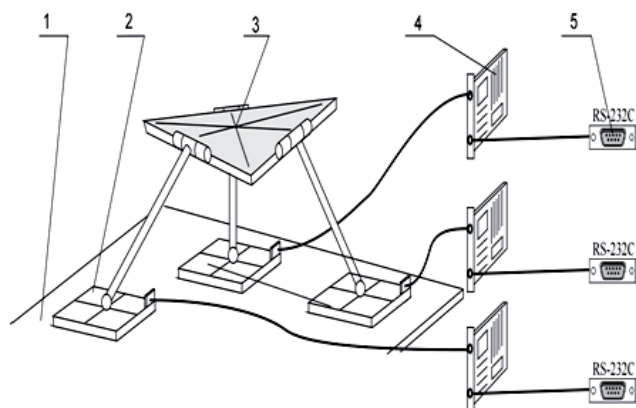
t.kuzmierowski@pb.edu.pl

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

Streszczenie: W artykule przedstawiono autorskie oprogramowanie zawierające algorytm rozwiązywania zadania odwrotnego manipulatora typu triplanar. Manipulator ten posiada trzy jednakowe napędy w postaci planarnych silników krokowych wyposażonych w pneumatyczne łożyska aerostaticzne. Każdy z napędów może wykonać dwa ruchy prostopadłe po płaszczyźnie podstawy, przez co efektor manipulatora wykonuje ruch w przestrzeni i posiada sześć stopni swobody. Autor opracował program komputerowy do symulacji sterowania podporami umożliwiającymi zajęcie przez efektor dowolnej pozycji i orientacji w przestrzeni w ramach dostępnej strefy roboczej manipulatora.

1. KONSTRUKCJA MANIPULATORA TYPU TRIPLANAR

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

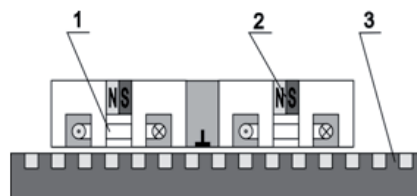


Rys. 1. Mechanizm przestrzenny równoległy z mechatronicznymi podporami aerostaticznymi

Gałęzie łączące efektor z ruchomą podstawą tworzą z efektorą parę obrotową (klasa V) i parę sferyczną z podporą (klasa III). Podpora porusza się po nieruchomej podstawie w dwóch prostopadłych osiach, tworząc parę powierzchniową

kinematyczną IV klasy. Zastosowany napęd mechatroniczny pozwolił na niezależne sterowanie każdą z podpór i tym samym realizację przez efektor dowolnej trajektorii w przestrzeni. Struktura kinematyczna manipulatora sprawia, że człon bierny (efektor) posiada sześć stopni swobody. Ma on możliwość zmiany pozycji w trzech osiach w układzie kartezjańskim oraz zmiany orientacji poprzez wychylenie w trzech kierunkach (obrót względem trzech osi układu prostokątnego).

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



Rys. 2. Schemat elementarnego modułu magnetycznego

Rdzenie (tworniki) mają nacięte „zęby”, znajdujące się od siebie w odległości odpowiadającej podziałce zębów stojana. Stojanem (3) jest nieruchoma podstawa stanowiska. Cztery takie moduły zamocowane parami prostopadłe do siebie tworzą planarny silnik krokowy, będący napędem jednej podpory. Silnik krokowy przekształca bezpośrednio ciąg sterujących impulsów elektrycznych na ciąg przesunięć liniowych. Kierunek przesunięć twornika ma związek z sekwencją podawanych impulsów. Prędkość przemieszczania twornika zależy od częstotliwości podawanych impulsów, natomiast wartość, o jaką twornik przesunie się względem stojana, zależy od liczby podawanych impulsów. Planarny silnik krokowy nie może pracować bez odpowiedniego układu sterowania, który zapewnia kształtowanie pożądanych charakterystyk silnika

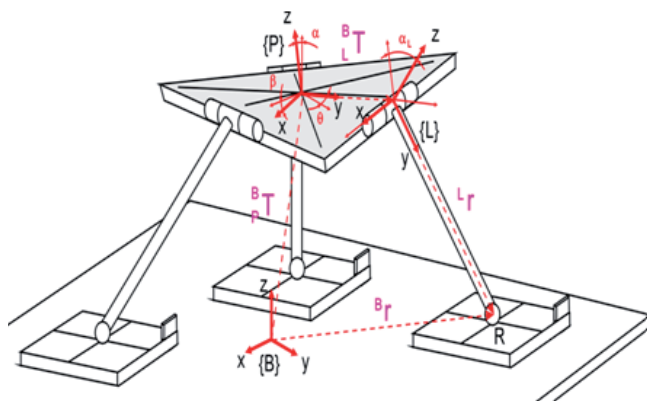
Zaletą wybranej konstrukcji jest możliwość łatwego rozwiązania problemu zadania odwrotnego kinematyki w czasie rzeczywistym przy użyciu komputera. Dzięki zastosowaniu napędów planarnych została wyeliminowana główna wada

mechanizmów, których konstrukcja oparta jest na platformie Stewarta-Gougha, a mianowicie mała strefa robocza efektor. Strefa robocza zależy jedynie od wielkości powierzchni bazowej, po której porusza się manipulator.

2. ALGORYTM ROZWIĄZANIA ZADANIA ODWROTNEGO KINEMATYKI

Położenie i orientacja efektoru opisana jest za pomocą sześciu parametrów konfiguracyjnych: trzech współrzędnych x_P, y_P, z_P położenia w przestrzeni środka efektoru oraz trzech kątów obrotu efektoru α, β, θ względem osi globalnego układu współrzędnych podstawy. Przedstawia to rysunek 3, na którym pokazano również przyjęte układy współrzędnych.

Z nieruchomą podstawą, po której przemieszczają się podpory, związano globalny układ współrzędnych $\{B\}$. Na środku efektoru umieszczono lokalny układ współrzędnych oznaczony jako $\{P\}$. Każdy z członów łączących kolejne podpory z efektem posiada własny układ lokalny $\{L_i\}$. Przy tak przyjętych układach współrzędnych, wykorzystując zapis we współrzędnych jednorodnych, położenie środków każdej z podpór (R_i) w globalnym układzie współrzędnych można wyrazić wzorem na wektor $B R_i$ (1).



Rys. 3. Układy współrzędnych przyjęte do transformacji macierzowej jednej podpory

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

gdzie:

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

$${}^B T_P = \begin{bmatrix} x_i & y_i & 0 & 1 \end{bmatrix}^T \quad (2)$$

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

$${}^B T_P = {}^B T_P D(x_P y_P z_P) \cdot R_z(\theta) \cdot R_x(\alpha) \cdot R_y(\beta) \quad (3)$$

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

$${}^P T_{L_i} = R_z(\theta_{120,i}) \cdot {}^P T_{L_i} D(h_3) \cdot R_x(\alpha_{L,i}) \quad (4)$$

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

$${}^L r_i = \begin{bmatrix} 0 & l & 0 & 1 \end{bmatrix}^T ;$$

l – długość członu łączącego podporę z efektem

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

$R_j(\text{kąt})$ – macierz obrotu układu wokół osi j o podany kąt

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

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

x_P, y_P – współrzędne środków podpór aerostatycznych w globalnym układzie współrzędnych;

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

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

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

x_S, y_S, z_S – współrzędne środka lokalnego układu współrzędnych efektoru $\{P\}$ w układzie globalnym $\{B\}$;

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

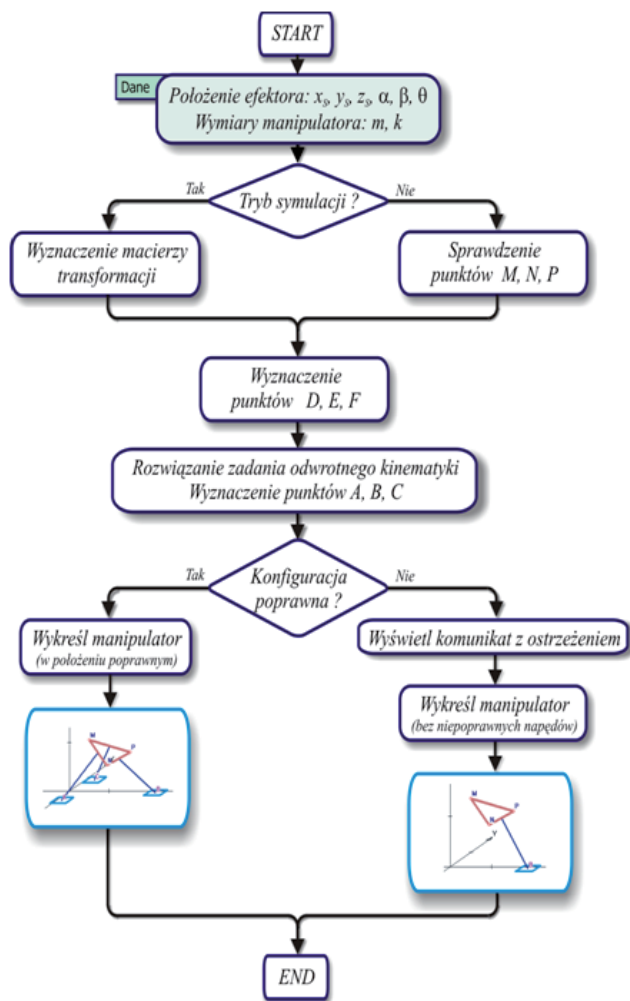
$\alpha_{L,i}$ – kąt między osią Z układu efektoru $\{P\}$ i osią Z układu lokalnego $\{L_i\}$;

h_3 – odległość punktu łączenia gałęzi z efektem od jego środka. Jedna trzecia wysokości trójkąta tworzącego efektor.

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

3. ALGORYTM WYZNACZANIA POZYCJI PODPÓR PNEUMO-MAGNETYCZNYCH

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



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

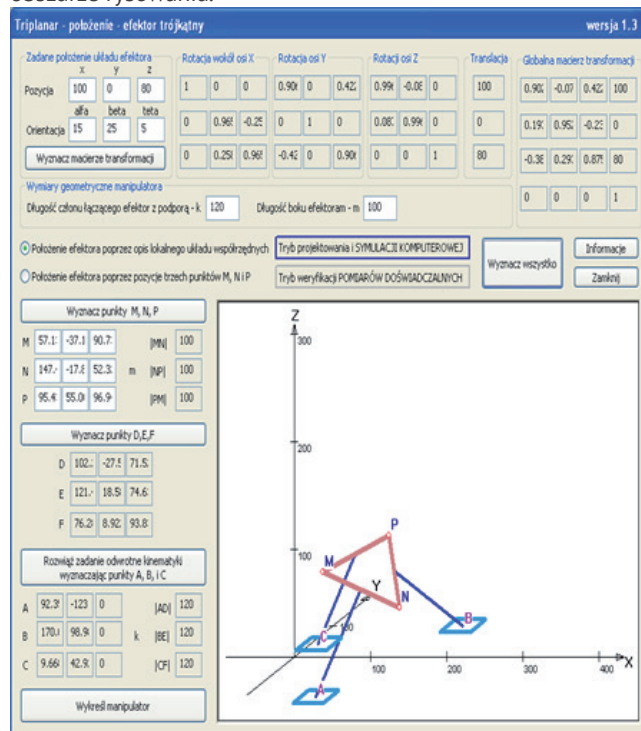
Podstawowe założenia programu były następujące:

1. Wyznaczenie dokładnych pozycji podpór napędowych manipulatora w globalnym układzie współrzędnych. Dane wejściowe to pozycja i orientacja efektora.
2. Możliwość wykorzystania programu do badań symulacyjnych i weryfikacji otrzymanych wyników z badań stanowiskowych.
3. Możliwość dwójakiego sposobu podania położenia efektora. Położenie efektora w przestrzeni można opisać w postaci pozycji początku lokalnego układu współrzędnych efektora oraz jego orientacji względem układu globalnego. Sposób ten może być wykorzystywany podczas symulacji i opisu położenia kontrolnego planowanej trajektorii. Drugi sposób polegający na podaniu współrzędnych trzech punktów efektora w układzie globalnym i może być wykorzystany w badaniach stanowiskowych do weryfikacji wyznaczonego położenia i określenia dokładności osiągnięcia zaplanowanego położenia manipulatora.
4. Wyznaczenie i wyświetlenie wyliczonych wartości liczbowych współczynników kolejnych macierzy przekształcenia oraz ostatecznej macierzy transformacji układów współrzędnych.
5. Wyznaczenie współrzędnych punktów M, N i P należących do efektora, ewentualnie sprawdzenie odległości między tymi punktami podczas pracy programu w trybie pomiarów stanowiskowych.

6. Wyznaczenie punktów D, E i F będącymi punktami styku efektor z ramionami łączącym efektor z napędami.
7. Rozwiązanie zadania odwrotnej kinematyki, a zatem wyznaczenie współrzędnych podpór napędowych manipulatora.
8. Możliwość graficznej reprezentacji położenia manipulatora z oznaczeniem wyliczonych punktów efektor i podpór.
9. Zasygnalizowanie przez program niepoprawnych konfiguracji manipulatora i odpowiednie oznaczenie tego faktu w postaci graficznej.

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

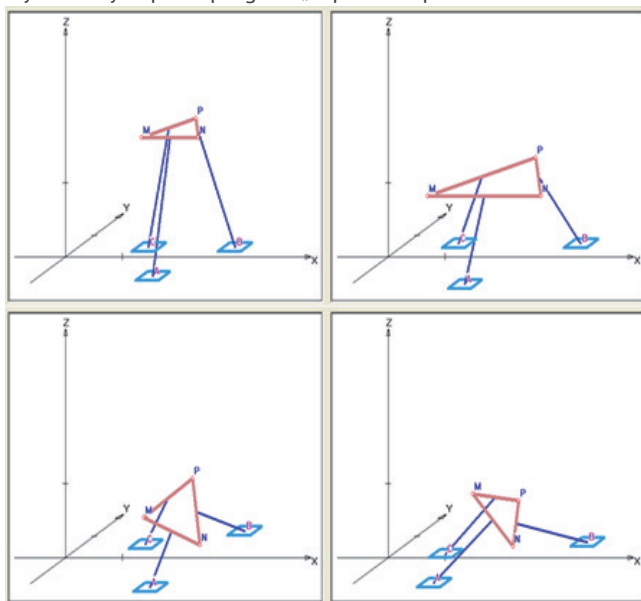
Program pozwala sprawdzić czy konkretne położenie efektor nie spowoduje wprowadzenia manipulatora w położenie osobliwe lub czy nie spowoduje ono próby wyjścia poza dopuszczalną strefę roboczą. Gdy podane parametry wejściowe mogą spowodować uzyskanie nieprawidłowej konfiguracji manipulatora, program wyświetla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



Rys. 5. Okno programu „Triplanar – położenie” z narysowanym manipulatorem

Rysunek 5 przedstawia główne okno stworzonego programu komputerowego do generowania położeń manipulatora z wykorzystaniem przedstawionego algorytmu rozwiązania zadania odwrotnego.

Na rysunku 6. pokazano kilka przykładowych poprawnych konfiguracji manipulatora przy różnych położeniach efektorów, wykreślonych przez program „Triplanar – położenie”.



Rys. 6. Przykładowe położenia manipulatora uzyskane w programie „Triplanar – położenie”

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

4. PODSUMOWANIE

Opracowane autorskie oprogramowanie „Triplanar – Położenie” pozwala na symulację pracy manipulatora typu triplanar. Program umożliwia również wygenerowanie programów sterujących podporami dostosowanych do zmiennych zadań stawianych przed manipulatorem. Uwzględnia różnorodne konfiguracje geometryczne zarówno efektorów jak i ramion łączących napędy manipulatora z efektorami. Zaprezentowany algorytm, użyty w programie, wykorzystuje do wyznaczania trajektorii, wzory będące modyfikacjami opisu krzywych Hermite’a. Przeprowadzone badania symulacyjne zostały zweryfikowane na stanowisku do badań manipulatora typu triplanar.

LITERATURA

1. **Craig J. J.** (1995), Wprowadzenie do robotyki. Mechanika i sterowanie. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1995.
2. **Kuźmierowski T.** (2004), Wyznaczanie położenia efektorów przestrzennego mechanizmu równoległego. Teoria maszyn i mechanizmów : XIX Konferencja Naukowo-Dydaktyczna, Kraków, 12-14.10.2004 r. s.243-248.
3. **Kuźmierowski T., Siemieniako F.** (2005), Control system of the mechatronics aerostatic planar drive. 6th International Carpathian control Conference : ICC’2005. Proceedings vol.1. s.293-298, Miskolc, 2005.
4. **Olszewski M., Barczyk J., Falkowski J.L., Kościelny W.J.** (1992), Manipulatory i roboty przemysłowe. Automatyczne maszyny manipulacyjne. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1992.
5. **Szkodny T.** (1993), Modele matematyczne ruchów manipulatorów robotów przemysłowych na potrzeby sterowania. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Gliwice, 1993.

SOFTWARE DESIGNED TO RESEARCH THE INVERSE KINEMATICS TASK OF THE TRIPLANAR MANIPULATOR

Abstract: In the paper show the software which was designed to research the inverse kinematics task of the triplanar manipulator. This manipulator was built by author in his phd thesis. It is a mechanism with one passive unit having 6 degrees of freedom. The three arms connecting the passive unit (effector) with the mobile drive bearing form – along with the effector – a V category rotary pair V and a III category spherical pair. Each bearing moves over a stationary base in two perpendicular axes forming a IV category planar kinematic pair. The analysis of the obtained results has made it possible to develop working spaces of the manipulator in which the value of positioning error is approaching the assumed one.

Projekt manipulatora równoległego o sześciu stopniach swobody z pneumatycznym napędem mięśniowym

Dawid PIETRALA*, Gabriel BRACHA*, Paweł ŁASKI*, Jakub TAKOSOGLU**, Sławomir BŁASIAK***

dpietrala@tu.kielce.pl, gbracha@tu.kielce.pl, pawell@tu.kielce.pl, qba@tu.kielce.pl, sblasiak@tu.kielce.pl

*Katedra Automatyki i Robotyki, ** Katedra Urządzeń Mechatronicznych,

*** Katedra Technologii Mechanicznej i Metrologii,

Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska,

aL. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce

Streszczenie: W pracy przedstawiono projekt manipulatora o zamkniętym łańcuchu kinematycznym, o sześciu stopniach swobody, z pneumatycznym napędem mięśniowym. Opisano model bryłowy manipulatora, model kinematyczny, przedstawiono przestrzeń roboczą i zaproponowano układ sterowania.

1. WPROWADZENIE

Wzrost zapotrzebowania na produkty coraz wyższej jakości oraz konieczność zmniejszania kosztów produkcji, pociągają za sobą potrzebę stosowania zautomatyzowanych systemów produkcyjnych. Wiąże się to z wdrażaniem nowoczesnych maszyn i zastępowaniem nimi czynnika ludzkiego w procesie produkcyjnym. Ze względów ekonomicznych coraz częściej stałe linie produkcyjne zastępowane są przez elastyczne systemy produkcyjne, które pozwalają w łatwy sposób zmieniać profil i parametry produkcji. Jednymi z najważniejszych elementów elastycznych linii produkcyjnych są manipulatory przemysłowe, zarówno te o strukturze szeregowej, jak i o zamkniętych łańcuchach kinematycznych.

W artykule przedstawiono projekt manipulatora równoległego (manipulatora o zamkniętym łańcuchu kinematycznym), posiadającego sześć stopni swobody, z pneumatycznym napędem mięśniowym. Opracowano model bryłowy manipulatora, model kinematyczny, oraz przedstawiono propozycję układu sterowania napędami mięśniowymi.

Zastosowanie w manipulatorze wysoce przeciążalnych napędów, jakimi są mięśnie pneumatyczne, pozwala stosować manipulator do pracy z przedmiotami o nieznanych i nieregularnych kształtach [3]. Ewentualne kolizje manipulatora z przenoszonymi przedmiotami zostaną wytłumione przez napędy, dzięki czemu nie dojdzie do uszkodzenia konstrukcji samego manipulatora. Jednym z podstawowych zastosowań, dla których dedykowany jest manipulator, jest praca w procesie segregacji i selekcji odpadów.

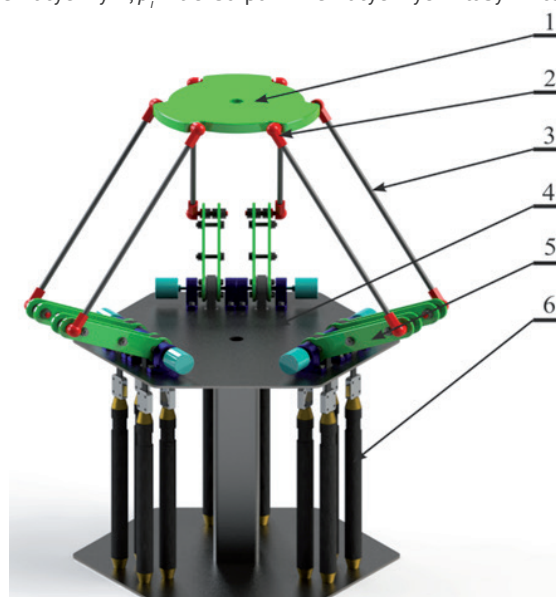
2. MODEL BRYŁOWY MANIPULATORA

Model bryłowy manipulatora, przedstawiony na rys.2.1, wykonany został w oprogramowaniu 3D CAD (SolidWorks). Manipulator zbudowany jest z nieruchomej podstawy, sześciu jednakowych, niezależnych, pogrupowanych w pary i symetrycznie rozmieszczonych ramion, oraz z ruchomej

platformy. Każde z ramion składa się z części czynnej połączonej z zespołem napędowym, części biernej połączonej z platformą roboczą oraz dwóch przegubów kulistych. Pojedyncze ramie manipulatora posiada siedem stopni swobody: dwie pary kinematyczne klasy trzeciej i jedna para kinematyczna klasy piątej. Sześć z siedmiu stopni swobody to stopnie czynne. Natomiast siódmy stopień swobody, będący obrotem wokół osi podłużnej części ramienia, jest stopniem biernym. Ruch w ramach tego obrotu nie zmienia położenia punktu leżącego wewnątrz górnego przegubu kulistego, a tym samym nie zmienia pozycji i orientacji platformy [6]. Ruchliwość platformy roboczej manipulatora wynosi sześć. Obliczono ją ze wzoru (1):

$$w = 6n - \sum_{i=1}^5 ip_i \quad (1)$$

gdzie: w – ruchliwość manipulatora, n – liczba ruchomych członów manipulatora, i – klasa par występujących w łańcuchu kinematycznym, p_i – liczba par kinematycznych klasy i – tej.



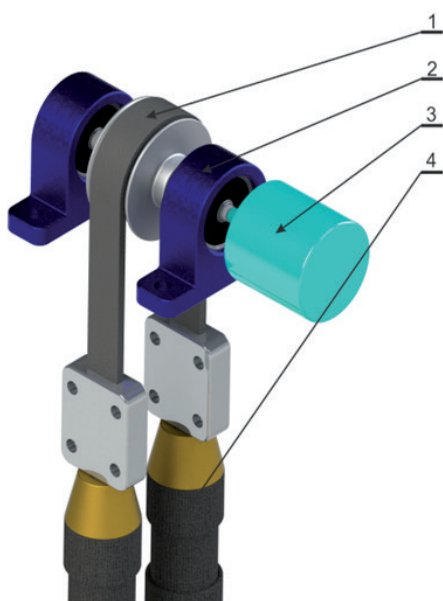
Rys. 2.1. Model bryłowy manipulatora – widok ogólny: 1 – platforma robocza, 2 – przegub kulowy, 3 – ramie (człon bierny), 4 – podstawa, 5 – ramie (człon czynny), 6 – zespół napędowy

Każde z ramion manipulatora poruszane jest przez niezależny zespół napędowy, przedstawiony na rys. 2.2. Składa się on z dwóch mięśni pneumatycznych pracujących przeciwsobnie, przekładni pasowej zębatej, zespołu łożyskującego oraz magnetorezystancyjnego przetwornika położenia kąтового. Ruch liniowy mięśni pneumatycznych zamieniany jest na ruch obrotowy czynnego członu ramienia za pomocą przekładni pasowej zębatej. Model bryłowy napędu przedstawiono na rys. 2.3. Zależność opisująca sposób przeniesienia napędu z mięśni pneumatycznych na ramię manipulatora opisana została wzorem (2):

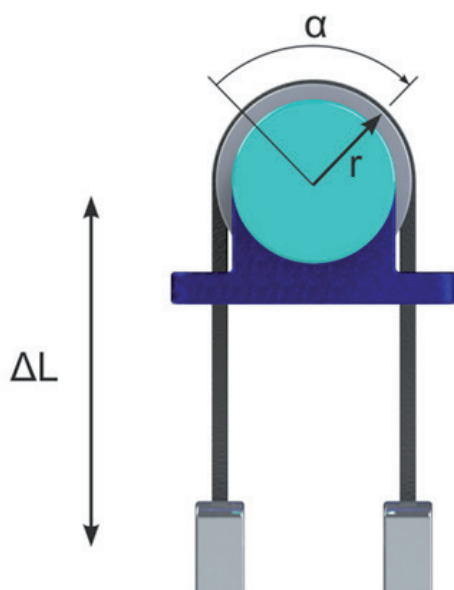
$$\alpha = f(\Delta L, r) \quad (2)$$

$$\alpha [\text{rad}] = \frac{\Delta L}{r}$$

gdzie: α - kąt obrotu ramienia w radianach, ΔL - skrócenie mięśnia pneumatycznego, r - promień koła zębatego.



Rys. 2.2. Model bryłowy napędu manipulatora:
1 – przekładnia pasowa zębata, 2 – zespół łożyskujący,
3 – przetwornik położenia kąтового, 4 – mięsień pneumatyczny



Rys. 2.3. Sposób przekazania ruchu napędowego

3. MODEL KINEMATYCZNY MANIPULATORA

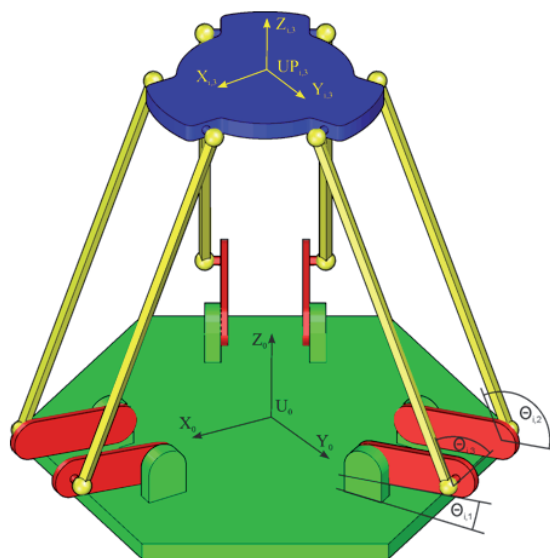
3.1. Zadanie odwrotne kinematyki

Zadaniem manipulatora jest realizacja ruchu platformy roboczej względem nieruchomej podstawy. Ruch platformy jest wypadkową sześciu kontrolowanych ruchów ramion jednocześnie [8]. Taki sposób realizacji ruchu sprawia, iż ręczne sterowanie manipulatorem, polegające na zmianie położenia kąowego każdego napędu niezależnie od innych, znane z manipulatorów o otwartym łańcuchu kinematycznym, jest w tej konstrukcji bardzo utrudnione lub nawet niemożliwe. W celu sterowania manipulatorem wymagane jest opracowanie i realizacja zadania odwrotnego kinematyki.

Zadanie odwrotne kinematyki polega na znalezieniu współrzędnych przegubowych ramion manipulatora znając zadane współrzędne pozycji i orientacji platformy roboczej. Współrzędne przegubowe ramion zostały oznaczone jako $\theta_{i,1}, \theta_{i,2}, \theta_{i,3}$, gdzie i – numer poszczególnego ramienia.

Natomiast współrzędne pozycji i orientacji platformy oznaczone zostały $P_x, P_y, P_z, \alpha, \beta, \gamma$, gdzie P_x, P_y, P_z to współrzędne środka platformy roboczej w bazowym układzie współrzędnych U_0 , a α, β, γ to kąty obrotu wokół osi układu $UP_{i,3}$.

Oznaczenia te przedstawione zostały na rys. 3.1.



Rys. 3.1. Model kinematyczny manipulatora, rozmieszczenie zmiennych przegubowych

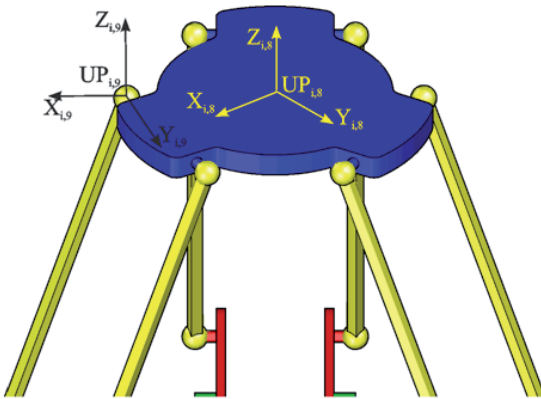
W celu obliczenia zadania odwrotnego kinematyki manipulatora przyjęto następujące założenia:

- $P_x, P_y, P_z, \alpha, \beta, \gamma$ - zadana pozycja i orientacja platformy roboczej,
- $\theta_{i,1}, \theta_{i,2}, \theta_{i,3}$ - zmiennne przegubowe i -tego ramienia, gdzie $\theta_{i,1}$ jest zmienną przegubową napędu,
- $Wsp_{i,x}, Wsp_{i,y}, Wsp_{i,z}$ - współrzędne x, y, z i -tego przegubu kulistego platformy w bazowym układzie współrzędnych U_0 ,
- U_0 - bazowy układ współrzędnych związany z podstawą,
- $UP_{i,x}$ - układ współrzędnych o numerze x związany z i -tym przegubem kulistym platformy,
- $UP_{i,3}$ - układ współrzędnych o numerze x związany z i -tym przegubem kulistym ramienia,

- l_1, l_2 - wymiary geometryczne poszczególnych części ramienia,
- $R_1, h, \varepsilon_0, \varepsilon_i$ - wymiary geometryczne podstawy manipulatora,
- R_2, ζ_0, ζ_i - wymiary geometryczne platformy roboczej.

Zadanie odwrotne kinematyki rozwiązywane jest w dwóch etapach. W pierwszym etapie znajdowane są współrzędne punktów leżących wewnątrz przegubów kulistych platformy względem bazowego układu współrzędnych U_0 znając współrzędne pozycji i orientacji platformy. W drugim etapie znajdowane są współrzędne przegubowe poszczególnego ramienia znając, wyliczone w pierwszym etapie, współrzędne punktu leżącego wewnątrz górnego przegubu kulistego [6].

W pierwszej części rozwiązania przyjęto, że platforma robocza połączona jest z podstawą manipulatora sześcioma parami kinematycznymi klasy piątej. Trzy z nich to pary kinematyczne postępowe, natomiast pozostałe trzy to pary kinematyczne obrotowe. Następnie dla takiej wirtualnej konstrukcji rozwiązano zadanie proste kinematyki. W tym celu z każdym wirtualnym połączeniem kinematycznym klasy piątej związano układ współrzędnych. Stosując notację Denavita-Hartenberga wyznaczono macierze transformacji poszczególnych układów współrzędnych względem siebie. Następnie dokonano mnożenia tych macierzy. W efekcie otrzymano macierz transformacji układu końcowego $UP_{i,9}$, związanego z przegubem, (rys. 3.2), do bazowego układu współrzędnych U_0 .



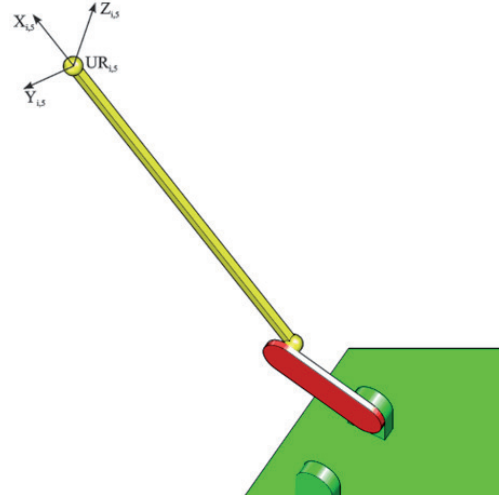
Rys. 3.2. Model kinematyczny manipulatora: położenie układu współrzędnych $UP_{i,9}$ związanego z i - tym przegubem kulistym platformy

Macierz ma wymiar 4x4. Trzy pierwsze wiersze czwartej kolumny macierzy zawierają zależności pozwalające wyliczyć współrzędne przegubu platformy w bazowym układzie współrzędnych. Zależności są uniwersalne dla wszystkich przegubów platformy i zostały opisane wzorem (3):

$$\begin{cases} W_{sp_{i,x}} = P_x - R_2 \sin(\zeta_i) (\cos(\alpha) \sin(\gamma) + \cos(\gamma) \sin(\alpha) \sin(\beta)) + R_2 \cos(\beta) \cos(\zeta_i) \cos(\gamma) \\ W_{sp_{i,y}} = P_y + R_2 \sin(\zeta_i) (\cos(\alpha) \cos(\gamma) - \sin(\alpha) \sin(\beta) \sin(\gamma)) + R_2 \cos(\beta) \cos(\zeta_i) \sin(\gamma) \\ W_{sp_{i,z}} = P_z + R_2 \cos(\zeta_i) \sin(\beta) + R_2 \cos(\beta) \sin(\alpha) \sin(\zeta_i) \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} f_{i,x}(\theta_{i,1}, \theta_{i,2}, \theta_{i,3}) = -W_{sp_{i,x}} + R_1 \cos(\varepsilon_i) + l_1 \cos(\pm|\varepsilon_0| + \varepsilon_i) \cos(\theta_{i,1}) - l_2 \sin(\pm|\varepsilon_0| + \varepsilon_i) \sin(\theta_{i,3}) + l_2 \cos(\pm|\varepsilon_0| + \varepsilon_i) \cos(\theta_{i,1} + \theta_{i,2}) \cos(\theta_{i,3}) \\ f_{i,y}(\theta_{i,1}, \theta_{i,2}, \theta_{i,3}) = -W_{sp_{i,y}} + R_1 \sin(\varepsilon_i) + l_1 \sin(\pm|\varepsilon_0| + \varepsilon_i) \cos(\theta_{i,1}) + l_2 \cos(\pm|\varepsilon_0| + \varepsilon_i) \sin(\theta_{i,3}) + l_2 \cos(\theta_{i,1} + \theta_{i,2}) \sin(\pm|\varepsilon_0| + \varepsilon_i) \cos(\theta_{i,3}) \\ f_{i,z}(\theta_{i,1}, \theta_{i,2}, \theta_{i,3}) = -W_{sp_{i,z}} + h + l_1 \sin(\theta_{i,1}) + l_2 \sin(\theta_{i,1} + \theta_{i,2}) \cos(\theta_{i,3}) \end{cases} \quad (4)$$

W następnym kroku przyjęto, że każde ramię stanowi osobny manipulator o otwartym łańcuchu kinematycznym, o trzech stopniach swobody (obrot wokół osi podłużnej biernej części ramienia tworzy czwarty stopień swobody, jednak ruch ten nie zmienia położenia górnego przegubu kulistego, więc został pominięty). Efektem takiego manipulatora jest punkt leżący wewnątrz górnego przegubu kulistego. Współrzędne tego punktu są znane, gdyż zostały wyliczone w pierwszym etapie. Należy zatem, dla takiej wirtualnej konstrukcji, rozwiązać zadanie odwrotne kinematyki, czyli znaleźć współrzędne przegubowe. Zagadnienie zostało rozwiązane z wykorzystaniem notacji Denavitta-Hartenberga. Z poszczególnymi przegubami manipulatora związano kartezjańskie układy współrzędnych. Wyznaczono macierze transformacji poszczególnych układów względem siebie. Następnie poprzez mnożenie macierzy wyznaczono macierz transformacji układu końcowego $UR_{i,5}$ przedstawionego na rys. 3.3, do układu bazowego U_0 . Uzyskana macierz ma wymiar 4x4. Trzy pierwsze wiersze czwartej kolumny tej macierzy zawierają zależności pozwalające wyliczyć współrzędne efektora w bazowym układzie współrzędnych. Równania te opisane zostały wzorem (4):



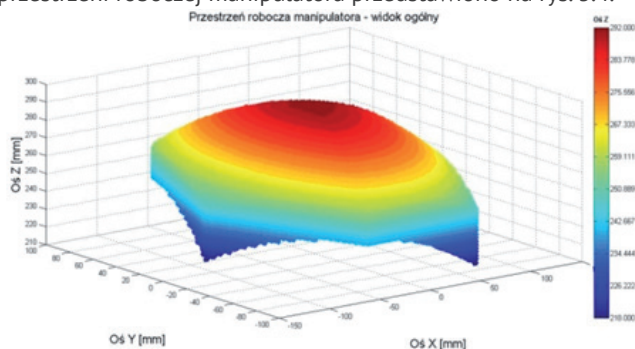
Rys. 3.3. Model kinematyczny manipulatora: położenie układu współrzędnych związanego z i - tym przegubem kulistym platformy

Zależności pozwalają wyznaczyć współrzędne punktu leżącego wewnątrz górnego przegubu platformy znając współrzędne przegubowe. Po przyrównaniu zależności do wartości wyliczonych w pierwszym etapie, otrzymano układ trzech równań nieliniowych z trzema niewiadomymi. Układ rozwiązano metodą Newtona-Raphsona. W efekcie otrzymano zestaw trzech rozwiązań, każde zawierające trzy współrzędne przegubowe. Rozwiązania te są poprawne z matematycznego punktu widzenia. Należy je jednak zweryfikować pod kątem fizycznej poprawności i wybrać właściwe.

3.2. Przestrzeń robocza manipulatora

Przestrzeń robocza manipulatora to zbiór punktów w przestrzeni, które mogą zostać wypracowane przez efektor manipulatora. Kształt i rozmiar przestrzeni są zależne od zastosowanej konstrukcji, wymiarów geometrycznych poszczególnych członów manipulatora oraz od zakresu ruchów poszczególnych napędów. Kształt przestrzeni roboczej jest charakterystyczny dla opracowanej konstrukcji. W dalszym etapie rozwoju konstrukcji będzie optymalizowany.

Przestrzeń robocza wyznaczona została dla zerowej orientacji manipulatora, tj. dla kątów $\alpha, \beta, \gamma = 0^\circ$. Do jej określenia wykorzystano metodę dyskretyzacji przestrzeni do postaci punktów. W tym celu wygenerowano rozkład równomierny 720 000 punktów w kształcie prostokąta o wymiarach $x = [-240, 240] \text{ mm}$, $y = [-240, 240] \text{ mm}$, $z = [200, 400] \text{ mm}$. Następnie z tak wygenerowanego zbioru punktów wybrano te punkty, dla których możliwe jest rozwiązanie zadania odwrotnego kinematyki i ponadto wyniki tych obliczeń, będące zmiennymi przegubowymi ramion manipulatora, spełniają warunki geometryczne [2]. W tak przeprowadzonym postępowaniu uzyskano zbiór 156 648 punktów stanowiący przestrzeń roboczą manipulatora. Graficzną reprezentację przestrzeni roboczej manipulatora przedstawiono na rys. 3.4.



Rys. 3.4. Przestrzeń robocza manipulatora

4. UKŁAD STEROWANIA MANIPULATORA

Na rys. 4.2 przedstawiono propozycję układu sterowania manipulatorem. Układ zbudowany zostanie w oparciu o system czasu rzeczywistego xPC Target wraz z oprzyrządowaniem firmy Speedgoat Education real-time target machine. System wyposażony jest w karty pomiarowe z przetwornikami AC/CA i wraz z oprogramowaniem Matlab/Simulink spełnia dwa zadania:

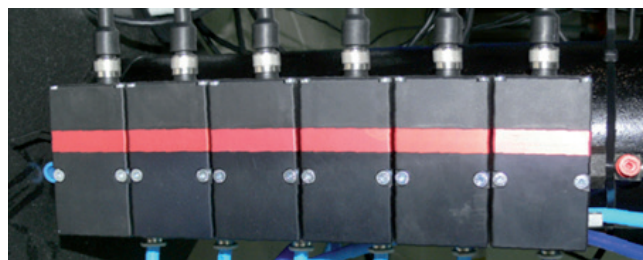
- rozwiązywanie zadania odwrotnego kinematyki, w celu znalezienia wartości zmiennych przegubowych,
- sterowanie zespołami napędowymi w celu wypracowania zadanych zmiennych przegubowych.

W pierwszym etapie manipulator otrzymuje wartości pozycji i orientacji platformy roboczej, które ma wypracować. Następnie dla tych wartości rozwiązywane są układy równań wynikające z modelu kinematycznego manipulatora. Efektem jest zestaw zmiennych przegubowych, w postaci kątów między czynnym członem ramienia a podstawą, jakie mają zostać wypracowane

przez napędy.

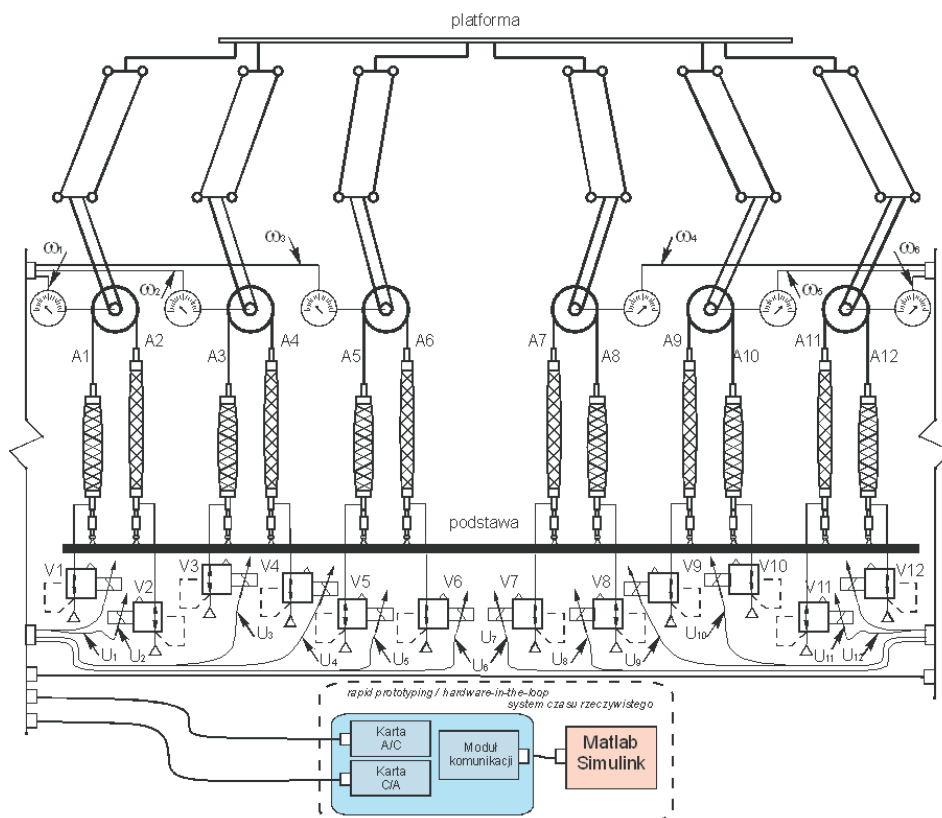
Następnie układ sterowania generuje sygnały dla zespołów napędowych. Każdy zespół zbudowany jest z dwóch mięśni pneumatycznych pracujących przeciwobnie. Zaproponowane napędy w postaci sztucznych mięśni pneumatycznych sterowane są ciśnieniowo. Napędy cechują się nieliniową charakterystyką skrócenia w funkcji ciśnienia przez co sterowanie pozycyjne jest utrudnione [7]. Natomiast pozytywne cechy takie jak stosunkowo niewielkie zużycie powietrza w porównaniu do tradycyjnych siłowników, oraz brak zjawiska *stick – slip* pozwalają wnioskować, iż będą ciekawym rodzajem napędu dla projektowanego manipulatora [4].

Do sterowania mięśniami pneumatycznymi zaproponowano proporcjonalne zawory ciśnienia 3/2 firmy HOERBIGER model tecno plus. Zawory posiadają sterowanie piezoelektryczne co zapewnia krótki czas odpowiedzi [3]. Na rys. 4.1 przedstawiono widok wyspy zaworowej.



Rys. 4.1. Wyspa zaworowa

Do poprawnego sterowania zespołami napędowymi niezbędne są informacje o aktualnym położeniu ramion manipulatora [2]. W celu pomiaru kąta obrotu ramion napędowych zaproponowano czujniki WMU45-SK. Czujniki pomiaru kątowego mają za zadanie przekształcić ruch obrotowy osi ramienia w sygnał elektryczny i przekazać go układowi sterującemu jako sygnał sprzężenia zwrotnego. Kąt obrotu jest dowolnie definiowalny pomiędzy 0 i 90 stopni. Na rys. 4.2 przedstawiono schemat kompletnego układu sterowania.



Rys. 4.2 Układ sterowania manipulatora

5. WNIOSKI

W pracy przedstawiono projekt manipulatora o zamkniętym łańcuchu kinematycznym, o sześciu stopniach swobody, przeznaczonego do stosowania w procesie segregacji i selekcji odpadów. Opracowano model bryłowy manipulatora, model kinematyczny, omówiono przestrzeń roboczą oraz zaproponowano układ sterowania manipulatorem. Konstrukcja manipulatora, posiadająca sześć stopni swobody, pozwala na dowolne orientowanie w przestrzeni przenoszonych detali [1]. Jako napęd zastosowano sztuczne mięśnie pneumatyczne. Cechy użytych napędów nadają manipulatorowi dużą dynamikę, pozwalają na łagodny start i zatrzymanie, oraz niwelują skutki kolizji manipulatora z otoczeniem oraz przeciążenia napędów. Zastosowanie napędów pneumatycznych w miejsce elektrycznych pozwala wykorzystywać manipulator w środowisku zagrożonym wybuchem lub pożarem [5]. Wadą użytych napędów jest trudność sterowania wynikająca z nieliniowych charakterystyk statycznych i dynamicznych mięśni pneumatycznych. Z przeprowadzonych badań pojedynczej pary mięśniowej wynika, że dobre rezultaty pozycjonowania napędu uzyskuje się stosując klasyczne regulatory PID lub regulatory rozmyte FLC [7].

PARALLEL MANIPULATOR TYPE DELTA 6-DOF WITH PNEUMATIC MUSCLE ACTUATORS

Abstract: In the paper a design of electro-pneumatic parallel 6-DOF manipulator type of delta with pneumatic muscle actuator are presented. The solid model, construction and workspace was determined by means of SolidWorks and Matlab/Simulink software. The forward and inverse kinematic description are presented.

LITERATURA

1. Tsai L.W. (1999) Robot Analysis: The Mechanics of Serial and Parallel Manipulators. John Wiley & Sons, New York
2. Łaski P.A. (2006) Research into kinematic and dynamic properties of multiaxial electro-pneumatic manipulator of Stewart platform structure. Dissertation, Kielce University of Technology
3. Łaski P., Dindorf R., Takosoglu J., Wos P. (2010) Project of pneumatic parallel manipulator type Delta with pneumatic muscle actuators. Acta Mechanica et Automatica 4(1):61-65
4. Łaski P., Dindorf R., Takosoglu J.: Virtual project of parallel manipulator with pneumatic muscle actuators, rozdz.mon. Transfer of innovation to the interdisciplinary teaching of mechatronics for the advanced technology needs, Editors: Ewald Macha, Grzegorz Robak pp.209-216, 2009
5. Łaski P., Dindorf R., Takosoglu J.: Projekt manipulatora typu DELTA z pneumatycznymi aktuatorami mięśniowymi. Pneumatyka 3/2010, s. 28-31.
6. Pietrala D. (2012) Projekt manipulatora o zamkniętym łańcuchu kinematycznym, o sześciu stopniach swobody z napędem elektrycznym.
7. Takosoglu J., Dindorf R., Łaski P.: Mechanizmy napędowe z mięśniami pneumatycznymi w automatyzacji produkcji. Pneumatyka 2/2010, s. 29-33.
8. Merlet J. P. (2000), Parallel robot, Springer, Verlag, New York, London.

marani

outsourcing air company

www.marani.pl

Outsourcing dostaw sprężonego powietrza w przemyśle.
Sprzedaż sprężarek, osuszaczy, urządzeń uzdatniania sprężonego powietrza.
Audyt, projektowanie, serwis i utrzymanie ruchu sprężarkowni przemysłowych.



Marani Sp. z o.o.

ul. Mickiewicza 66

41-807 Zabrze, Poland

NIP: 631-00-20-661 Regon 272036412

Tel. Fax +48 (0) 32 274-24-98 do 99

Tel. +48 (0) 32 274-01-13 do 16

E-mail: marani@marani.pl



ENERGY SAVING COMPANY

Wizualizacja przepływu strumienia powietrza przez zadymianie

Sylwester WAWRZYŃIAK¹⁾, Jozef KORDÍK²⁾, Zdenek TRÁVNÍČEK²⁾, Kazimierz PESZYŃSKI¹⁾

syilas@utp.edu.pl

1) Uniwersytet Technologiczno – Przyrodniczy, Wydział Inżynierii Mechanicznej, ul. Kaliskiego 7, 85-792 Bydgoszcz

2) Institute of Thermomechanics, Academy of Sciences of the Czech Republic

Streszczenie: W artykule przedstawione zostały wyniki badań wizualizacyjnych przepływu powietrza wypływającego z dysz o różnych konstrukcjach. Wizualizacji dokonano metodą zadymiania przepływu z wykorzystaniem oparów parafiny. Opary te wytwarzano na dwa sposoby. Pierwszy sposób z użyciem ogrzewanej oporowo linki skręconej z pojedynczych drucików, w drugim sposobie wykorzystano ciekłą rurkę z nawierconymi otworami. Sposób pierwszy pozwala uzyskać niewielką ilość oparów, drugi sposób pozwala na ciągłe wytwarzanie oparów. Sposób drugi wprowadza jednak do przepływającego powietrza większe zakłócenia z powodu dużo większej średnicy rurki w stosunku do średnicy linki.

1. WPROWADZENIE

Wizualizacja przepływu strumienia powietrza jest bardzo ważną częścią badań doświadczalnych w mechanice płynów. Pomaga w zrozumieniu mechanizmów działających w przepływających strumieniach powietrza. Może pomóc w ustaleniu następnych kroków podczas badań np. wybór obszaru pomiarów prędkości przepływu, określenie zakresu zmian wielkości wejściowych wpływających na istotne dla prowadzonych badań parametry wyjściowe np. charakter przepływu, obszar zmian kierunku przepływu itp.

W przedstawionych przykładach do wytworzenia oparów (dymu) wykorzystano dwie metody. Pierwsza z nich wykorzystuje ciekłą linkę skręconą z trzech drutów o średnicy 0,1 mm.

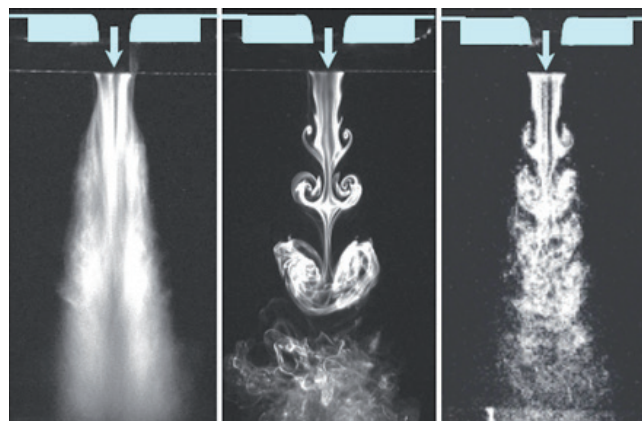
W drugiej metodzie źródłem oparów jest ciekła rurka o średnicy 1,8 mm z wykonanym szeregiem otworów o średnicy 0,7 mm, z których wydobywają się wytworzone opary.

W obu przypadkach opary wytwarzane są poprzez podgrzewanie elementu (linki, rurki) za pomocą płynącego prądu o odpowiednim natężeniu. Drugie rozwiązanie z uwagi na znacznie większe rozmiary może w pewnym stopniu wprowadzać zakłócenia przepływu, więc nie powinno się go stosować do wizualizacji przepływu strumienia o stosunkowo niewielkim przekroju, np. powietrza wypływającego z dysz niewielkich rozmiarów.

2. WYBRANE WYNIKI BADAŃ WIZUALIZACYJNYCH

2.1. Dysze szczelinowe

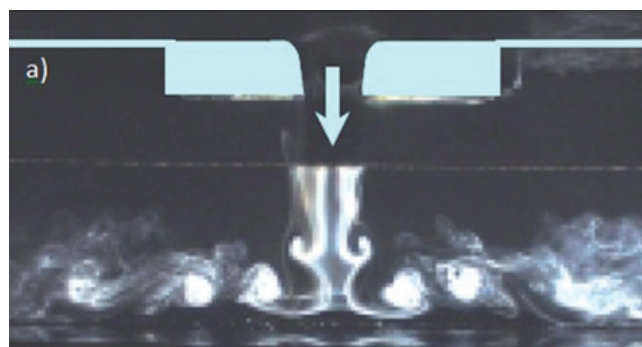
W przypadku pierwszej metody obrazy wizualizacji przepływu powietrza uzyskano wykorzystując aparat fotograficzny odpowiednio zsynchronizowany z załączeniem ogrzewania drutu – wytwarzaniem oparów.

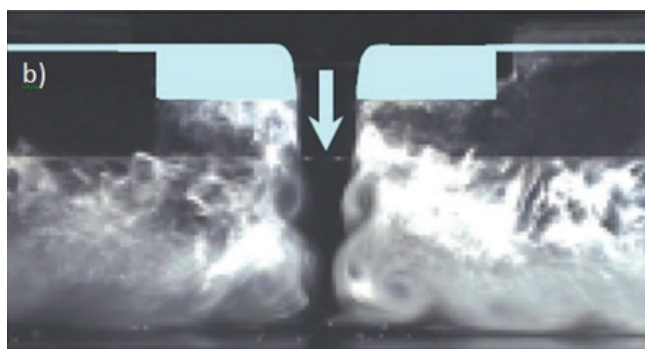


Rys. 1. Wypływ z dyszy szczelinowej (szerokość $b=10\text{mm}$, $Re_b=1500$ ($V=2.5\text{ m/s}$), a) Ogólny widok strumienia głównego - ekspozycja $1/8\text{ s}$, b) przepływ chwilowy, c) przepływ uśredniony z 19 błysków [1]

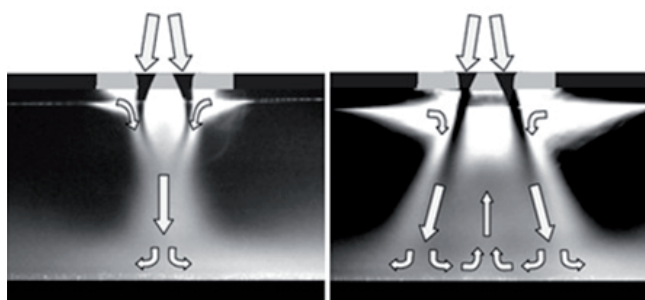
Wykorzystując różne czasy naświetlania (czas ekspozycji) lub nakładając na siebie różne obrazy można uzyskać wyniki pokazujące chwilowy przepływ strumienia powietrza lub przepływ uśredniony. Na wybranych obrazach przepływu chwilowego - krótki czas ekspozycji (rys. 1b) można zobaczyć np. charakterystyczne wiry, co jest trudne do zaobserwowania przy przepływie uśrednionym dla długiego czasu ekspozycji jak na rysunku 1a.

Na rysunku 2. można zaobserwować jak zachowuje się strumień powietrza uderzający w ścianę umieszczoną prostopadle do dyszy. Dysza z rysunku 1. i 2. jest tą samą dyszą.



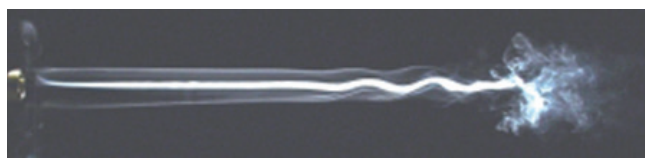


Rys. 2. Przepływ uderzający w ścianę przy dwóch wartościach liczby Re , wymiar dyszy $b = 10\text{mm}$, $s=4b$, a) $Re_b = 1500$, ($V = 2.5\text{m/s}$), b) $Re_b = 9400$, ($V = 15\text{m/s}$) [1]

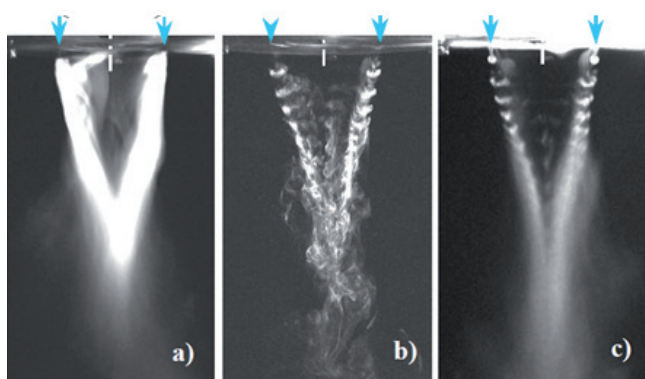


Rys. 3. Strumień powietrza uderzający w ścianę, wypływający z bistabilnej dyszy szczelinowej dwuwylotowej, a) strumień skoncentrowany wokół osi, mały obszar uderzenia w ścianę, b) strumień odchylony – duży obszar uderzenia w ścianę [1]

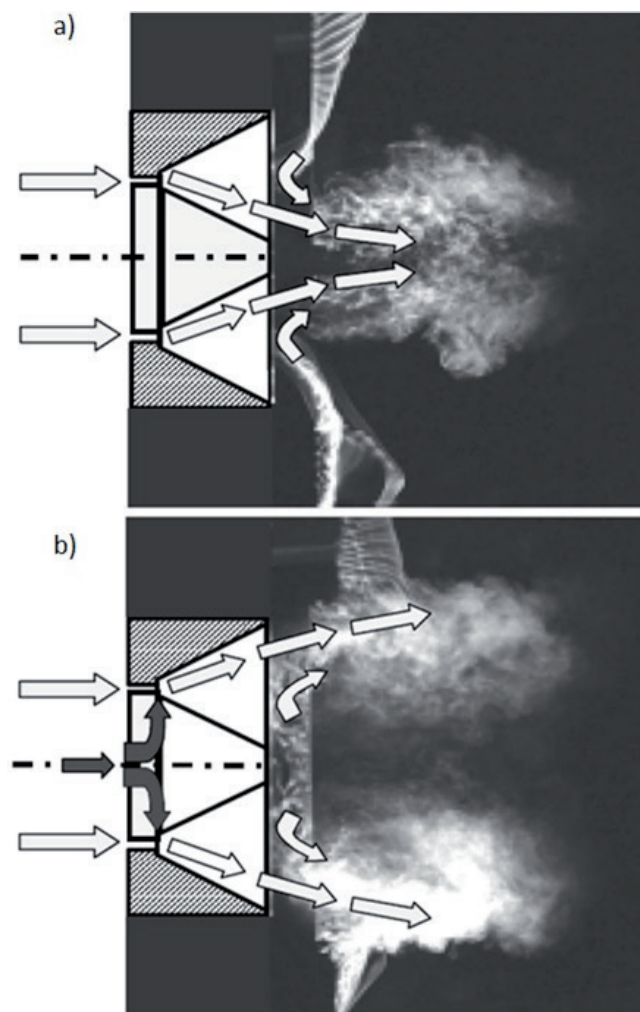
2.2. Dysze osiowosymetryczne



Rys. 4. Osiowosymetryczny strumień wypływający z dyszy o długości $l=75D$, widoczne są trzy kolejne obszary, w których wyróżnić możemy przepływ laminarny, następnie przepływ spiralny przy utracie stabilności i na końcu całkowite zaburzenie struktury przepływu.

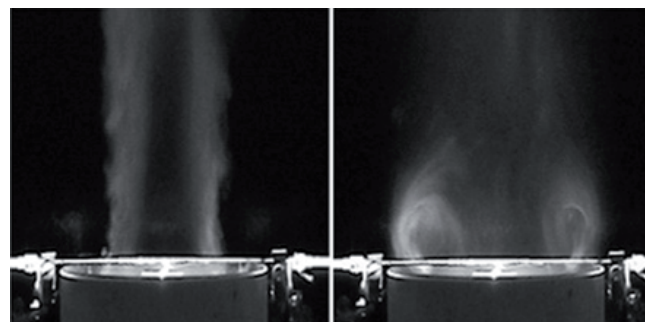


Rys. 5. Osiowosymetryczny strumień syntetyzowany, wymiary dyszy $D_z = 40\text{mm}$, $D_w=38\text{ mm}$. Źródło - wymuszenie akustyczne: $f = 106\text{ Hz}$, $SPL = 66\text{ dB}$, a) przepływ uśredniony - ekspozycja 1s, b) przepływ chwilowy, c) przepływ uśredniony z 106 błysków

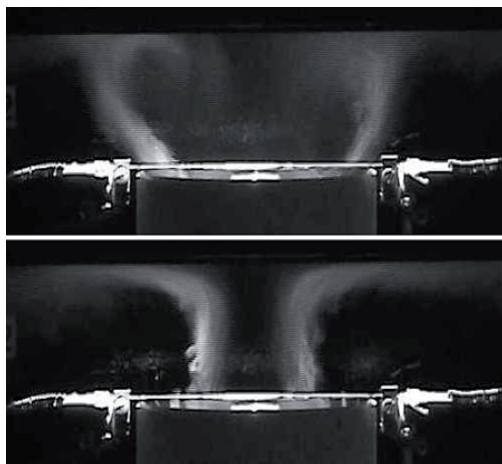


Rys. 6. Dysza osiowosymetryczna (wymiar $D_z = 84\text{mm}$, $D_w = 74\text{ mm}$), przepływ sterowany dodatkowym strumieniem [2], $ReD = 23400$, a) stan 1, przepływ bez strumienia sterującego wzdłuż stożka wewnętrznego, b) stan 2, przy włączonym strumieniu sterującym strumień wypływa wzdłuż stożka zewnętrznego [2]

W przepływie dla stanu 2. (rys. 6.b) strumień wypływający z dyszy tworzy toroidalne wiry trudne do zaobserwowania przy pierwszej metodzie z uwagi na stosunkowo niewielką ilość wytwarzanych oparów. Wiry te można zaobserwować na rysunku 7b. Rozmiar wirów zależy od natężenia przepływu strumienia zasilającego (prędkości powietrza na wlocie dyszy).



Rys. 7. Dysza osiowosymetryczna (jak na rys. 6), wizualizacja ciągła drugą metodą, a) przepływ w pierwszym stanie ustalonym (bez strumienia sterującego), b) przepływ w drugim stanie ustalonym (z włączonym strumieniem sterującym) [4]



Rys. 8. Porównanie przepływu w stanie 1. i w stanie 2. przy uderzeniu w ścianę umieszczoną prostopadłe do osi dyszy [4]

Wizualizacja przepływu strumienia powietrza wypływającego z dyszy osiowosymetrycznej (rys. 7) była wykorzystana, jako badania wstępne do określenia przedziału odległości umieszczenia ściany, w którą uderzał strumień. Badania te pozwoliły zaobserwować, w jakim zakresie odległości ściany od dyszy zachodzi zmiana kierunku opływu ściany w dwóch ustalonych stanach wypływu strumienia powietrza. Przy odległości ściany $L/D > 2$ widoczne na rysunku 7b toroidalne wiry powstawały tuż za dyszą. Przy zmniejszeniu wartości L/D występowało „przyklejenie” się wiru do ściany widoczne na rysunku 8a.

Wyniki uzyskane w ten sposób posłużyły do wyznaczenia zakresu zmian odległości ściany od dyszy przy dalszych badaniach związanych z wymianą ciepła między strumieniem powietrza a ścianą opływającą przez ten strumień.

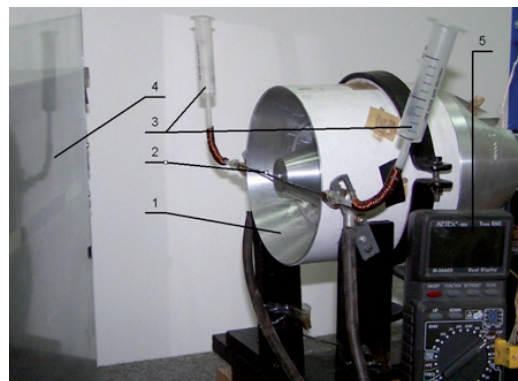
Jak wcześniej wspomniano do uzyskania przedstawionych obrazów wykorzystano dwie metody wizualizacji. W pierwszej metodzie przepływ oświetlany był trzema sposobami: pierwszy – światło ciągłe pozwalające uzyskać widok średniego przepływu strumienia (rys. 5a), drugi – pojedynczy błysk pozwalający uzyskać widok chwilowy przepływu (rys. 5b), trzeci – wielokrotny błysk zsynchronizowany z zastosowanym aparatem fotograficznym.

W trzecim przypadku można uzyskać fazową wizualizację przepływu (rys. 5c). Zdjęcia wykonywano aparatem cyfrowym, białe smugi dymu fotografowano na czarnym tle.

Widok stanowiska do ciągłej wizualizacji przepływu strumienia powietrza przedstawiono na rysunku 9. Badany strumień oświetlano światłem padającym zza szklanej szyby (rys 9-4). Kamera filmująca przepływ umieszczona była nad obszarem mieszczącym się między wylotem dyszy a ścianą. Przedstawione obrazy to wybrane klatki zarejestrowanego filmu.

3. PODSUMOWANIE

Stosunkowo proste i tanie eksperymenty wizualizacyjne pozwalają przede wszystkim uzyskać wyniki jakościowe w postaci widocznych wzorów pola przepływu badanego strumienia. Wyniki te można wykorzystać do wyznaczenia



Rys. 9. Widok układu wizualizacji przepływu powietrza: 1-badana dysza, 2-rurka wytwarzająca opary parafiny, 3-zbiorniki z ciekłą parafiną, 4-szklana ściana oporowa, 5-multimetr do rejestracji temperatury strumienia wpływającego do dyszy [5]

zakresu zmian wartości wielkości wejściowych, przy których występują interesujące badacza zjawiska zachodzące w strumieniu wyjściowym. W obszarze wizualizowanym można dokładniej określić np. obszar, w którym należy dokonać dokładniejszych badań prędkości. W przypadku strumienia uderzającego w ścianę wizualizacja pozwoliła na określenie zakresu odległości ściany od badanej dyszy, dla którego następowała zmiana kierunku opływu ściany przez strumień wypływający z dyszy.

LITERATURA

1. **Trávníček Z.**, (2002), *Smoke visualization of jet and wake flows*, Seminar TOPICAL PROBLEMS OF FLUID MECHANICS, Editors J. Příhoda, K. Kozel, Institute of Thermomechanics AS CR, Prague, ISBN 80-85918-72-2.
2. **Peszynski K., Trávníček Z.**, (2002), *Jet flow visualization for an axi-symmetric nozzle*, Science Books of the ATR University in Bydgoszcz, Poland.
3. **Maršík F., Trávníček Z., Šafařík P.**, (2001), *Instability and bistability of stagnation flow*, 5th ISAIF, Ed. P. Doerffer, Gdansk, Poland, Vol.2, pp. 797–804.
4. **Wawrzyniak S.**, (2002), *Stanowisko do ciągłej wizualizacji przepływu w elementach strumieniowych*, Postępy w Sterowaniu i Konstrukcji, Bydgoszcz.
5. **Wawrzyniak S.**, (2008), *Stanowisko do badania właściwości przepływowych dyszy osiowosymetrycznej*, Pneumatyka – przemysłowe systemy sprężonego powietrza, str. 25-28, nr 3/68/2008.

VISUALIZATION OF AIR FLOW BY THE SMOKE

Abstract: The article presents the results performed visualization of the air flow from the nozzles of different designs. Visualization was made by paraffin vapors. These vapors are produced in two ways. The first method uses a resistively heated single cord made from the twisted wires, the second method uses a thin tube with holes. The first method allows to get a small amount of vapor for one picture, the second method allows continuous production of vapors and using movie camera. The second method introduces greater flow disturbances in the stream, because the diameter of the pipe is greater than diameter of the cord.

Pneumatyczne przetworniki niestandardowe długości (PPD) – niestandardowe rozwiązania konstrukcyjne

Czesław JERMAK*

czeslaw.jermak@put.poznan.pl

* Zakład Metrologii i Systemów Pomiarowych Maszyn, Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania, Politechnika Poznańska, pl. Marii Skłodowskiej-Curie 5, 60-965 Poznań

Streszczenie: W artykule opisano opracowane w Zakładzie Metrologii i Systemów Pomiarowych Politechniki Poznańskiej konstrukcje pneumatycznych przetworników do pomiaru długości. Są to: przetwornik z dyszą pomiarową o niekołowym przekroju kanału przepływowego, przetwornik dwudyszowy, przetwornik eżektorowy oraz przetwornik ze szczelinową dyszą pomiarową. Dla prezentowanych rozwiązań wyznaczono podstawowe parametry metrologiczne tj. zakres pomiarowy i czułość. Omówione w artykule przetworniki charakteryzują się korzystniejszymi niż aktualnie stosowane właściwościami metrologicznymi. Kolejną zaletą jest wyeliminowanie bądź znaczne ograniczenie skoku ciśnienia na charakterystykach statycznych. Opisane konstrukcje zostały opatentowane w Urzędzie Patentowym RP

1. WPROWADZENIE

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

- bezstykowy pomiar,
- duża czułość,
- oczyszczanie strefy pomiaru,
- odporność na niekorzystne warunki panujące w strefie pomiaru,
- prosta konstrukcja przetworników i głowic pomiarowych.

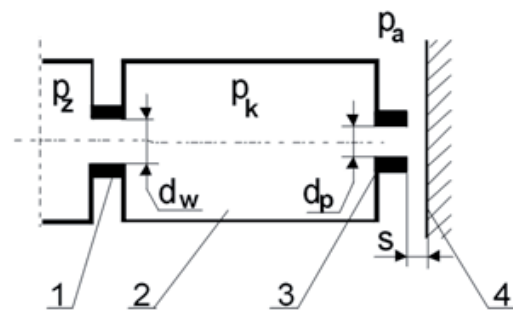
Do wad pomiarów pneumatycznych należy zaliczyć

- dużą nieliniowość charakterystyki statycznej,
- konieczność zasilania sprężonym powietrzem pozbawionym wody i oleju;
- niekorzystne właściwości dynamiczne,
- występowanie zjawisk przepływowych objawiających się na charakterystyce statycznej skokiem ciśnienia i histerezą.

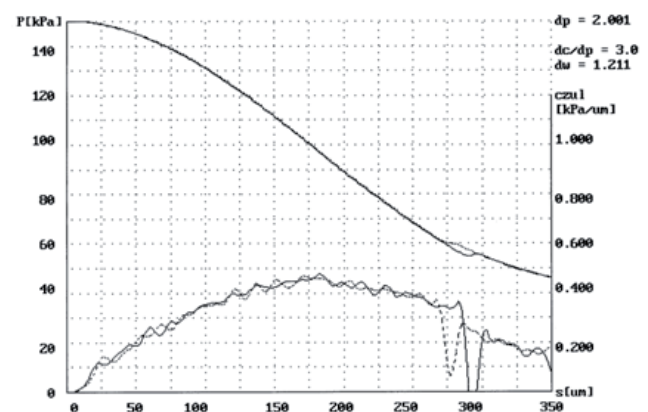
Zakres pomiarowy wynosi około 100 μm , co w niektórych zastosowaniach może być niewystarczające. Stąd prowadzone są prace badawcze nad nowymi rodzajami przetworników o korzystniejszych właściwościach metrologicznych i pozbawionych opisanych wad.

2. BUDOWA, ZASADA DZIAŁANIA I WŁAŚCIWOŚCI WŁAŚCIWOŚCI METROLOGICZNE PPD

Stosowany w pomiarach długości jednokaskadowy przetwornik pneumatyczny zbudowany jest z dyszy wlotowej 1, komory pomiarowej 2 oraz dyszy pomiarowej 3 (rys. 1). Podczas pomiaru struga powietrza napływa na powierzchnię mierzonego przedmiotu (przesłone) 4 oddaloną na odległość s od czoła dyszy pomiarowej. W rozwiązaniach przemysłowych może występować większa liczba dysz pomiarowych o identycznych średnicach. Przykładem mogą być średnicówki pneumatyczne, zintegrowane systemy do pomiarów wymiarów zewnętrznych i wewnętrznych oraz głowice do pomiaru odchyłek kształtu i położenia (Zelczak, 2002). Ciśnienie zasilania p_{zn} wynosi od 150 do 350 kPa.



Rys.1. Jednokaskadowy pneumatyczny przetwornik długości, [Jermak, Rucki, 2004]



Rys. 2. Charakterystyka statyczna $p_k = f(s)$ i charakterystyka czułości $|K| = f(s)$; $d_w = 2,002 \text{ mm}$, $d_p = 1,210 \text{ mm}$, (Opracowanie...2001)

Podstawową charakterystyką metrologiczną jest charakterystyka statyczna $p_k = f(s)$ opisująca zmianę ciśnienia pomiarowego (kaskadowego) p_k w funkcji szerokości szczeliny pomiarowej s (rys.2). Na jej podstawie wyznacza się między innymi zakres pomiarowy z_p przetwornika, histerezę i błąd nieliniowości δ_L . Odstępstwo od liniowej charakterystyki statycznej najlepiej obrazuje charakterystyka czułości $|K| = f(s)$. Czułość przetwornika K opisuje wzór

$$K = \lim_{\Delta s \rightarrow 0} (\Delta p_k / \Delta s) \approx \frac{dp_k}{ds} \quad (1)$$

gdzie:

Δp_k – przyrost ciśnienia wywołany przyrostem szerokości szczeliny pomiarowej,

Δs – przyrost liniowej części charakterystyki statycznej.

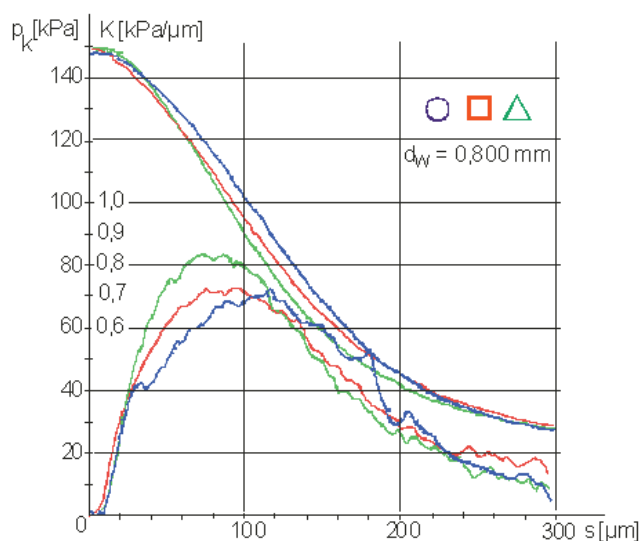
W artykule zakres pomiarowy opisywanych przetworników z_p wyznaczono dla błędu nieliniowości $\delta l = 0,75\%$.

2.1. Przetwornik z dyszami pomiarowymi o niekołowym przekroju kanału przepływowego

Stosowanie w dyszach pomiarowych kanału o przekroju kołowym jest powszechne i jak wynika z badań, nie zawsze korzystne. Stwierdzono, że osiowosymetryczny napływ strugi na powierzchnię przesłony jest jednym z czynników sprzyjających powstawaniu skoku ciśnienia. Stąd powstała koncepcja zastosowania dysz pomiarowych z otworami wielokątnymi kwadratowym i prostokątnym.

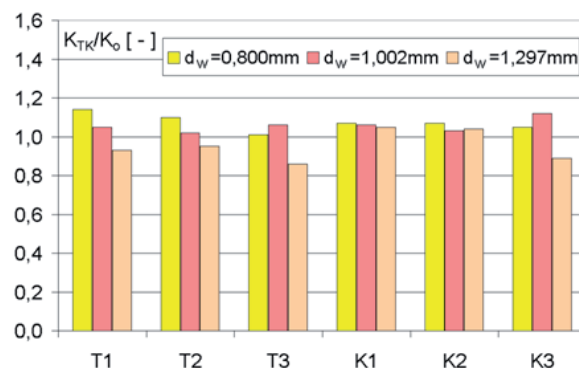
Charakterystyki statyczne i czułości PPD z dyszami o przekroju okrągłym (O), kwadratowym (K) i trójkątnym (T) o takiej samej powierzchni przekroju prezentuje rysunek 3.

W pomiarach stosowano trzy dysze pomiarowe K1 – K3 o przekroju kwadratowym oraz trzy T1 – T3 o przekroju trójkątnym. Pola przekroju geometrycznego tych dysz były równe połom dysz o przekroju kołowym o średnicach $d_p = 1,138$ mm – ozn. O1; $d_p = 1,374$ mm – ozn. O2 i $d_p = 1,586$ mm – ozn. O3. Średnica dyszy wlotowej $d_w = 0,800$ mm.



Rys. 3. Porównanie charakterystyk statycznych przetworników o różnych kształtach otworu dyszy pomiarowej, (Jermak, Rucki, 2004)

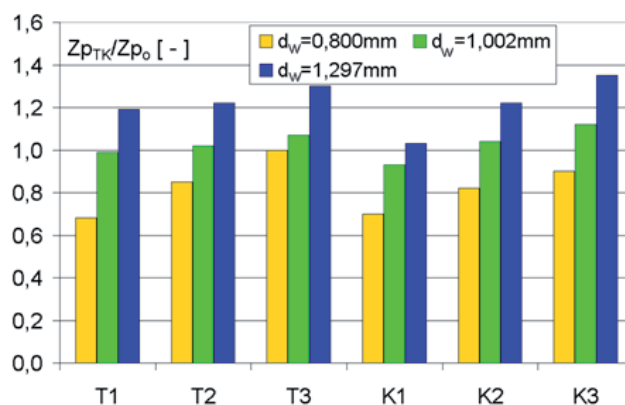
Z analizy wykresów wynika spostrzeżenie, że kształt przekroju kanału przepływowego dyszy pomiarowej wy-wiera istotny wpływ na czułość przetwornika i charakter zjawisk przepływowych.



Rys. 4. Zmiana czułości KTK przetworników z dyszami o przekroju kwadratowym (K) i trójkątnym (T) odniesiona do czułości K_{po} przetworników dyszami o przekroju kołowym (O), (Jermak, Rucki, 2004)

Badane dysze w porównaniu z dyszami o przekroju kołowym umożliwiają jednocześnie zwiększenie czułości i zakresu pomiarowego przetwornika. Przykładowo, przetworniki z dyszami pomiarowymi K1, K2 i K3 (kwadrat) oraz T1, T2 i T3 (trójkąt) oraz z dyszą wlotową o średnicy $d_w = 0,800$ mm charakteryzują się większą czułością niż przetworniki z dyszą o przekroju kołowym

Osiągane wartości wynoszą od 15% (dysza T1) do 2% (dysza T3) (rys.3). Zakres pomiarowy zmniejszył się o 30% (dysza T1). Dotyczyło to wszystkich dysz o przekroju niekołowym (rys.4).



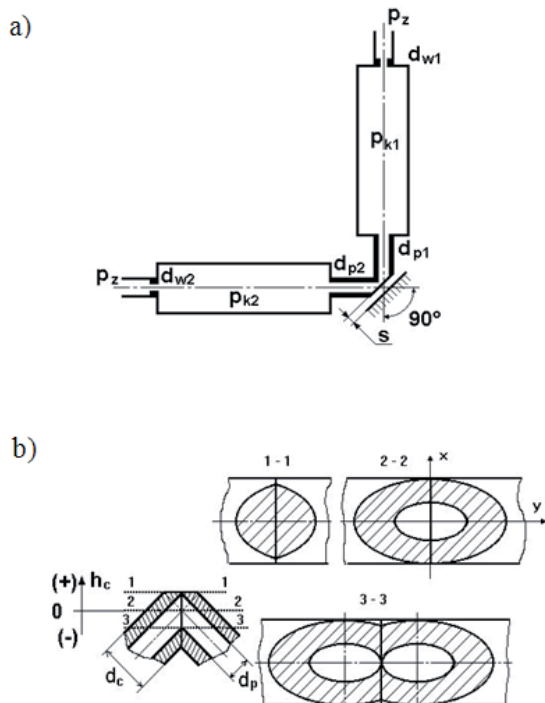
Rys. 5. Zmiana zakresu pomiarowego Z_{pTK} przetworników z dyszami o przekroju kwadratowym (K) i trójkątnym (T) odniesiona do zakresu Z_{po} przetworników dyszami o przekroju kołowym (O), (Jermak, Rucki, 2004)

Należy jednak zauważyć, że w zestawieniach z dyszą wlotową o średnicy $d_w = 0,800$ mm przyrost czułości nie rekompensuje ograniczenia zakresu pomiarowego. W przetwornikach z dyszami wlotowymi o średnicach $d_w = 1,002$ mm i $1,297$ mm przyrosty czułości nie przekraczają 10%, ale zakres pomiarowy wszystkich przetworników z dyszami o przekroju niekołowym jest większy o około 35% (dysza K3, $d_w = 1,297$ mm).

Podsumowując można stwierdzić, że zastosowanie dysz o przekroju trójkątnym lub kwadratowym zmieniając obraz promieniowego rozprzyszczenia strugi z dyszy pomiarowej przyczynia się do wyeliminowania negatywnych zjawisk zachodzących w strefie czoła dyszy pomiarowej i przesłony poprawiając jednocześnie właściwości metrologiczne. PPD.

2.2. Przetwornik z dyszami ukośnymi

Przetwornik ten składa się z dwóch kanałów (komór) pomiarowych, w których panują ciśnienia kaskadowe p_{k1} i p_{k2} (rys. 6), a wspólny otwór wylotowy jest ukształtowany w sposób widoczny na rysunku 5b (Jermak, Rucki, 2001a).



Rys. 6. Czujnik dwudyskowy: a) schemat, b) czoła dysz pomiarowych dla różnych głębokości zeszlifowania h_c [Jermak, Rucki, 2001c]

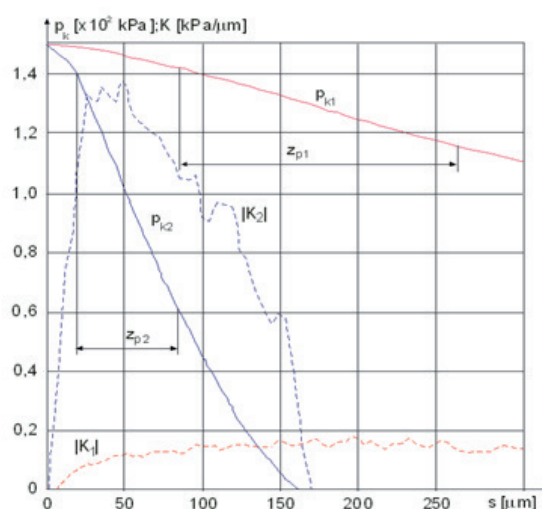
Ze względu na konieczność jednoznacznego opisu kształtu otworu wprowadzono wielkość h_c , która jest odległością powierzchni czołowej od punktu przecięcia się osi obu dysz pomiarowych. Znak minus oznacza umownie przesunięcie płaszczyzny czołowej w stronę przetwornika, a znak plus przesunięcie w stronę przeciwną. Widoczna jest zmiana wielkości i kształtu otworu wylotowego od quasi-punktowego w przekroju 1-1 do największego, złożonego z dwu pełnych elips, w przekroju 3-3. W przekroju 2-2 ($h_c = 0$) otrzymuje się elipsę złożoną się z dwu połów należących do różnych dysz pomiarowych. Od długości obwodu otworu wylotowego zależy powierzchnia wypływu powietrza.

Opisana konstrukcja zapewnia:

- elastyczny dobór par dysz pomiarowych i wlotowych w celu uzyskania odpowiedniej czułości,
- zmianę parametru h_c , od którego zależą wielkość i kształt wspólnego otworu wylotowego pary dysz,
- uzyskanie przy zasilaniu asymetrycznym dwóch niezależnych charakterystyk o różnych parametrach metrologicznych; w skrajnym przypadku po zaślepieniu wlotu jednego kanału uzyskuje się jedną charakterystykę,
- uzyskanie charakterystyki różnicowej.

Jeżeli dwa kanały mają jednakowe dysze pomiarowe, charakterystyka metrologiczna przetwornika do pomiaru długości jest zbliżona do charakterystyki przetwornika prostego. Zauważono, że brak osiowej symetrii wypływu powietrza do szczeliny pomiarowej powoduje wygładzenie charakterystycznej

nieciągłości na przebiegu czułości, co prowadzi do poszerzenia zakresu pomiarowego (Jermak, Rucki, 1996). Najbardziej interesujące są jednak charakterystyki przetwornika dwudyskowego zasilanego asymetrycznie. Charakterystyka statyczna kanału zasilanego jest zbliżona do charakterystyki przetwornika z dyszą ukośną pochyloną pod kątem 45° (Jermak, 2012), a przy określonych wartościach parametru h_c w obszarze połączenia dysz pomiarowych występuje zjawisko eżekcji. W wyniku tego zmiany ciśnienia w komorze zaślepionej również mogą być wykorzystane do pomiarów długości. Na rysunku 7 przedstawiono przykłady charakterystyk statycznych uzyskanych jednocześnie dla dwóch kanałów przetwornika (kanał 2 jest zaślepiiony). Zmiana ciśnienia p_{k2} w kanale 2 umożliwia pomiar szerokości szczeliny w zakresie $30 \div 80 \mu\text{m}$ z czułością $1,35 \text{ kPa}/\mu\text{m}$, natomiast w kanale 1 w zakresie od $80 \mu\text{m}$ do $260 \mu\text{m}$ z czułością $0,2 \text{ kPa}/\mu\text{m}$.



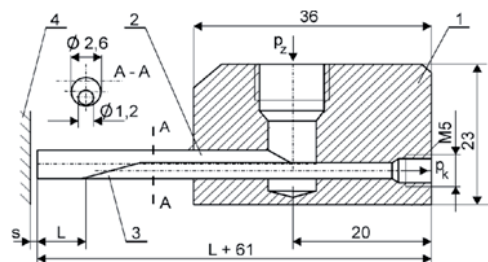
Rys. 7. Charakterystyka statyczna przetwornika dwudyskowego zasilanego asymetrycznie, $d_{p1} = d_{p2} = 2,012 \text{ mm}$, $d_w = 1,031 \text{ mm}$, $h_c = +0,2 \text{ mm}$

Możliwe jest również uzyskanie sygnału różnicowego o małej nieliniowości i bardzo korzystnych parametrach metrologicznych.

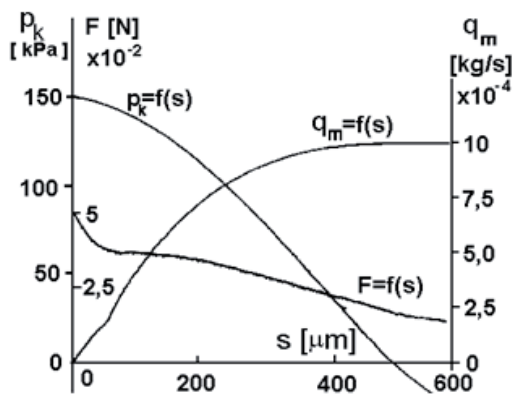
2.3. Przetwornik eżektorowy

Oryginalne rozwiązanie pneumatycznego przetwornika eżektorowego o niesymetrycznym usytuowaniu dysz (Ermak, Rucki, 1999) jest pokazane na rysunku 8. Przetwornik składa się z dyszy pomiarowej 2 oraz dyszy odbiorczej 3 osadzonych w korpusie 1. Dysza pomiarowa stanowi jednocześnie dyszę zasilającą przetwornik. Przepływa przez nią zasadniczy strumień powietrza o ustabilizowanym ciśnieniu $p_{zn} = 150 \text{ kPa}$.

Dysza odbiorcza nie jest usytuowana współosiowo z dyszą pomiarową, jak w typowych przetwornikach eżektorowych (Zelczak, 2002), lecz przylega do jej ścianki. Jest połączona z manometrem lub elektronicznym przetwornikiem ciśnienia. Ciśnienie p_k mierzone w dyszy odbiorczej jest uzależnione od prędkości strumienia w obszarze jej przekroju wylotowego. Jego wartość zależy od szerokości szczeliny pomiarowej s pomiędzy czołem dyszy pomiarowej a powierzchnią przesłaniającą.



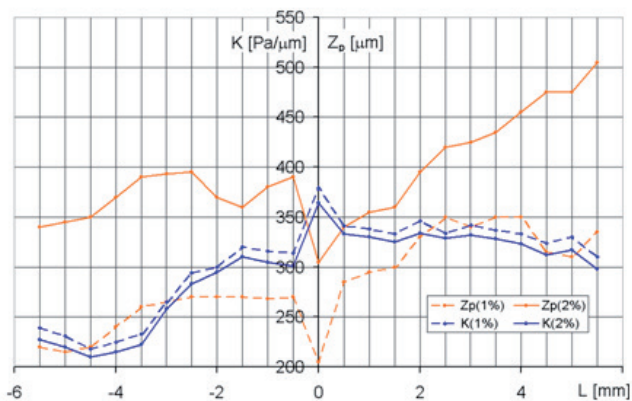
Rys. 8. Przetwornik eżektorowy z dyszą asymetryczną



Rys. 9. Charakterystyki statyczna $p_k = f(s)$, przepływowa $q_m = f(s)$ oraz zmiany nacisku pomiarowego $F = f(s)$ przetwornika eżektorowego, (Ermak, Ruckij, 1999)

Przykładowe charakterystyki przetwornika, pokazano na rysunku 9. Najbardziej istotny z metrologicznego punktu widzenia jest nieduży nacisk pomiarowy, rzędu $0,02 \div 0,03$ N oraz długi odcinek proporcjonalnej zależności ciśnienia pomiarowego od szerokości szczeliny $p_k = f(s)$ sięgający podciśnienia. Dzięki zjawisku eżekcji w zakresie kilkuset mikrometrów ciśnienie pomiarowe zmienia się o ponad 100 kPa, aż do wartości bliskiej zeru.

Właściwości metrologiczne omawianego przetwornika zależą w istotny sposób od odległości L między czołem dyszy pomiarowej a wylotem dyszy odbiorczej (rys.10). W badaniach przyjęto wartość $L = 0$ dla odległości pomiędzy krawędziami obu dysz wynoszącej 5,5 mm. Zwiększenie tej odległości odpowiadało dodatnim wartościom L , natomiast zmniejszenie – ujemnym (rys. 10). Można za-uważyć, że dla $L = 4 \div 5$ mm zakres pomiarowy z_p (przy błędzie nieliniowości $\delta_L = 2\%$) jest bardzo duży i wynosi około $500 \mu m$, a czułość $K = 0,33$ kPa/ μm . Dalszą poprawę właściwości metrologicznych można uzyskać przez zeszlifowanie płaszczyzny czoła dyszy pomiarowej pod kątem λ względem czoła dyszy pomiarowej. Zalecany przedział wartości kąta λ wynosi od $+5^\circ$ do $+10^\circ$.

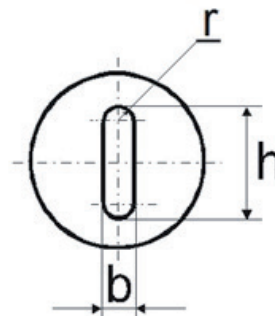


Rys. 10. Zmiany zakresu pomiarowego z_p oraz czułości K przetwornika w zależności od odległości L dla błędów nieliniowości δ_L 1% i 2% (Jermak, Rucki, 2001a)

Przetwornik eżektorowy z asymetryczną dyszą odbiorczą zapewnia uzyskanie korzystniejszych właściwości metrologicznych – większej czułości przy analogicznym zakresie pomiarowym – w porównaniu do ogółu znanych pneumatycznych przetworników do pomiaru długości.

2.4. Przetwornik ze szczelinową dyszą pomiarową

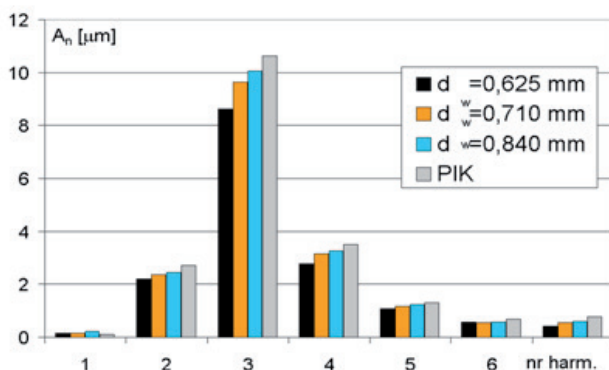
Pneumatyczny przetwornik ze szczelinową dyszą pomiarową jest w zasadzie konstrukcją analogiczną przedstawioną na rysunku 1. Różnica polega na zastosowaniu dyszy z kanałem przepływowym, którego otwór w przekroju prostopadłym do osi ma kształt faso-łowy (rys. 11).



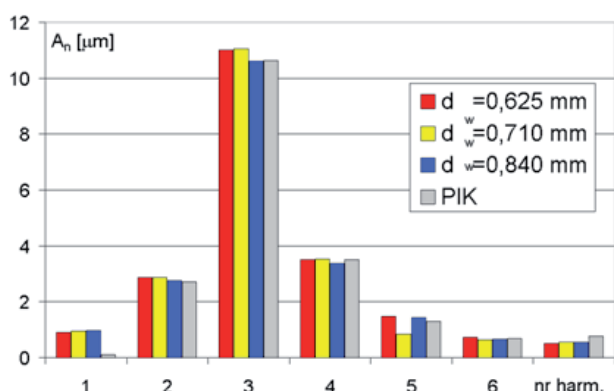
Rys. 11. Czoło szczelinowej dyszy pomiarowej

Podczas pomiaru powierzchni walcowych dłuższa oś otworu dyszy powinna być usytuowana wzdłuż osi podłużnej mierzonego przedmiotu; zmniejsza się w ten sposób powierzchnię wypływu.

Stosując w pomiarach powierzchni walcowych, zwłaszcza o małych średnicach, przetwornik ze szczelinową dyszą pomiarową można uzyskać większy zakres pomiarowy w porównaniu z przetwornikami z dyszami o innym przekroju kanału przepływowego (Jermak, Rucki, 1998). Na podstawie analizy wykresów widma harmonicznych amplitud okrągłości (rys. 12) można stwierdzić, że wyniki pomiarów z zastosowaniem przetworników z dyszami o przekroju kołowym są zawsze zaniżone w porównaniu z uzyskanymi za pomocą urządzenia referencyjnego PIK-2. Zastosowanie szczelinowej dyszy pomiarowej umożliwia dokładniejsze odwzorowanie mierzonego zarysu (rys.13), przy czym należy zwrócić uwagę na dobór odpowiedniej średnicy dyszy wlotowej.



Rys. 12. Widmo amplitudowe zarysu okrągłości uzyskane z przetwornika z dyszą pomiarową o przekroju kołowym, $d_p = 1,165$ mm, (Jermak, 2012)



Rys. 13. Widmo amplitudowe zarysu okrągłości uzyskane z przetwornika ze szczelinową dyszą pomiarową o wymiarach $h = 2,85$ mm, $b = 0,385$ mm, (Jermak, 2012)

3. PODSUMOWANIE

1. Podstawowymi parametrami przetwornika opisującymi właściwości metrologiczne w sposób przydatny w praktyce przemysłowej, są zakres pomiarowy, czułość i błąd nieliniowości
2. Osiosymetryczny wypływ powietrza z dyszy pomiarowej jest jedną z zasadniczych przyczyn nieciągłości charakterystyki statycznej, przyczyniając się w ten sposób do pogorszenia właściwości metrologicznych przetwornika.
3. Zastosowanie dyszy pomiarowej o niekołowym przekroju kanału przepływowego (np. trójkątnym lub kwadrato-wym) poprawia parametry metrologiczne ograniczając jednocześnie intensywność skoku ciśnienia.
4. Przetwornik z dyszami ukośnymi charakteryzuje się korzystnymi właściwościami metrologicznymi ustalonymi w szerokich granicach przez parametry konstrukcyjne.
5. Pomiar długości w zakresie do 500 μm z czułością zbliżoną do uzyskiwanej w zastosowaniach przemysłowych umożliwia przetwornik eżektorowy z asymetryczną dyszą odbiorczą.

LITERATURA

1. Jermak Cz.J., Rucki M. (1996), The Double-Nozzled Pneumatic Sensor, *Third International Symposium on Measurement Technology and Intelligent Instruments ISMTI'96*, Hayama (Japonia), 30.09–03.10.1996, s. 422–426.
2. Jermak Cz.J., Rucki M. (1998), Wybrane aspekty teorii i praktyki pomiarów zewnętrznych powierzchni walcowych czujnikami pneumatycznymi. „Przegląd Mechaniczny”, nr 3, s. 24–26.
3. Ermak A., Ruckij M. (1999), Inżektornyj pnevmatičeskij pribor dlâ izmereniâ dliny, *Informacionnye tehnologii: nauka, tehnika, tehnologiiâ, obrazovanie, zdorov'e*, Sbornik naučnyh trudov HGPU, выпуск 7, Har'kov, s. 106–110.
4. Opracowanie metodyki poprawy właściwości metrologicznych pneumatycznych narzędzi do pomiaru długości (2001), Sprawozdanie z projektu KBN 1253/T07/00/18.
5. Jermak J., Rucki M. (2001a), The Advantageous Statical Metrological Properties of the Pneumatic Sensor with Two Skewed Nozzles, *Proceedings of the 3rd International Conference „Measurement 2001”*, Slo-vak Academy of Sciences, Smolenice (Słowacja), s. 143–146.
6. Zelczak A. (2002), *Pneumatyczne pomiary długości*. WKŁ, Warszawa.
7. Jermak Cz.J., Rucki M. (2004), *Poprawa właściwości metrologicznych czujników pneumatycznych do pomiaru długości przez eliminację osiowej symetrii wypływu powietrza*, „Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji”, vol. 24, nr 2, s. 75–82.
8. Jermak Cz.J. (2012), *Teoretyczne i praktyczne aspekty kształtowania stykowych właściwości metrologicznych pneumatycznych przetworników długości*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Ser. Rozprawy, nr 476

UNUSUAL CONSTRUCTIONS OF AIR GAUGES

Abstract: In the paper, the dimensional measurement devices based on air gauges are presented, which had been worked out in the Division of Metrology and Measurement Systems (Poznan University of Technology, Poland). Among them are the measurement nozzles with the orifices different than round, two-nozzled air gauge and the slot-type air gauge. For those constructions, the main metrological characteristics were analyzed and compared, i.e. measuring range and multiplication. The examined characteristics of the proposed devices proved to be better than in case of typical air gauges. Additional advantage is the elimination or decrease of the discontinuity of static characteristics. The described solutions are patented.

Reklama w czasopiśmie

Pneumatyka

Pneumatyka jest czasopismem specjalistycznym, o zasięgu krajowym, ukazującym się od **1996 r.** Jako jedyne w Polsce w całości zajmuje się całokształtem zagadnień związanych z powietrzem.

Magazyn Pneumatyka stał się platformą mocnego powiązania nauki z instytucjami, które mogą ją wykorzystywać i stworzył silną więź między twórcą pomysłu a użytkownikiem. Jest również okazją do poznania technicznych problemów z którymi zmagają się przemysł.



Pragniemy zaprosić Państwa do publikacji artykułów oraz zamieszczania reklam w naszym kwartalniku branżowym.

więcej informacji:
<http://magazyn.pneumatyka.com>

Darmowa prenumerata

Magazyn Pneumatyka skierowany jest do osób zawodowo związanych z branżą pneumatyki.

Aby zamówić lub zaktualizować bezpłatną prenumeratę prosimy o przesłanie nazwy i adresu firmy, numeru telefonu, danych osoby zamawiającej na adres:

- **Pneumatyka Sp. z o.o. ul. Mickiewicza 66 41-807 Zabrze**
 - lub elektronicznie pisząc na adres prenumerata@pneumatyka.com
- (zachęcamy do skorzystania z formularza na stronie <http://magazyn.pneumatyka.com/prenumerata>)

Jeżeli potrzebują Państwo pomocy lub mają jakiegokolwiek pytania to prosimy o kontakt:
redakcja@pneumatyka.com

Prenumerata realizowana jest od następnego wydania czasopisma. Istnieje możliwość zamówienia w wersji cyfrowej lub drukowanej (redakcja zastrzega sobie prawo do odmowy przyznania prenumeraty drukowanej).