

	Organizatorzy: Politechnika Łódzka Wydział Mechaniczny	XXXVIII NAUKOWA SZKOŁA OBRÓBKI ŚCIERNEJ Łódź - Uniejów 09-11.09.2015	
	• Instytut Obrabiarek i Technologii Budowy Maszyn • Katedra Technologii Maszyn		

Sztywność statyczna precyzyjnego hydrostatycznego układu wrzecionowego szlifierki

Static stiffness of the precision hydrostatic grinding spindle

MAŁGORZATA SIKORA *

DOI: 10.17814/mechanik.2015.8-9.390

W artykule przedstawiono wyniki analizy teoretycznej i badań doświadczalnych zespołu wrzecionowego szlifierki wcinającej do wałków. Analizowany układ wrzecionowy oparto o zespół łożysk hydrostatycznych: w przedniej podporze zastosowano zintegrowane łożysko poprzeczno-wzdłużne, natomiast w tylnej typowe łożysko poprzeczne. Wyznaczono promieniową sztywność statyczną układu dla różnych prędkości obrotowych i ciśnień zasilania.

SŁOWA KLUCZOWE: szlifierka, łożysko hydrostatyczne, sztywność zespołu wrzecionowego

In the paper theoretical analysis and experimental research of the spindle unit of cylindrical grinder are presented. The spindle is equipped with hydrostatic bearings. In the front support the integrated angular (radial-axial) bearing was applied and in the back support – the radial one. Static stiffness radial of the spindle unit for different speeds and supply pressure was evaluated.

KEYWORDS: grinder, hydrostatic bearings, rigidity of spindle unit

Wstęp

Duża sztywność jest podstawową właściwością, którą powinny cechować się zespoły wrzecionowe przeznaczone dla obrabiarek precyzyjnych szczególnie szlifierek. Decyduje ona o dokładności wymiarowo-kształtowej oraz o jakości powierzchni obrabianych. Sztywność układu wrzecionowego zależy od sztywności: samego wrzeciona, jego łożysk, korpusu wrzeciennika, luzów w połączeniach wrzeciona z łożyskami i łożysk z korpusem itd. [12].

Dużą sztywnością w zakresie małych obciążeń, charakterystycznych dla warunków pracy obrabiarek precyzyjnych cechują się łożyska hydrostatyczne. O ich sztywności decydują następujące czynniki:

- parametry geometryczne łożyska: średnica, długość,

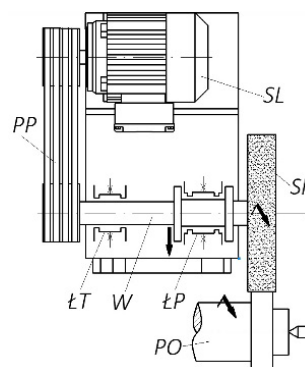
szczeliny wypływowe, liczba komór, szerokość progów w komorach,

- parametry hydrauliczne układu zasilania: ciśnienie zasilania, wymiary dławików, lepkość oleju,
- prędkość obrotowa czopa [4].

Dzięki swoim zaletom, do których można zaliczyć między innymi dużą dokładność biegu wrzeciona oraz dobre tłumienie drgań, łożyska hydrostatyczne nieustannie znajdują zastosowanie w szczególnie wymagających aplikacjach [2]. Cechuje je również zdolność do przenoszenia bardzo dużych obciążeń statycznych i dynamicznych. Mogą także pracować przy bardzo małych (także zerowych) jak i bardzo dużych prędkościach obrotowych. Wymienione zalety łożysk hydrostatycznych zdecydowały o zastosowaniu ich dla wrzeciona ściernicy szlifierki kłowej poprzecznej wcinającej do wałków.

Obiekt badań

Przedmiotem rozważań jest zespół wrzecionowy przedstawiony na rysunku 1.

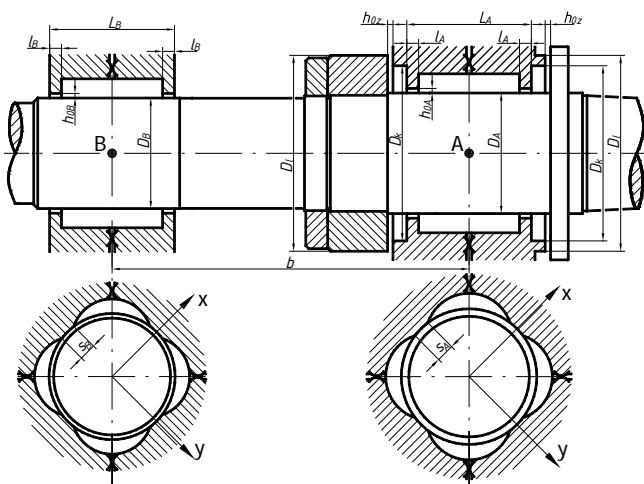


Rys. 1. Wrzeciennik ściernicy szlifierki do wałków kłowej poprzecznej: PO - przedmiot obrabiany, SR - ściernica, W - wrzeciono, ŁP - łożysko przednie, ŁT - łożysko tylne, SL - silnik, PP - przedkładnia pasowa

* dr inż. Małgorzata Sikora (malgorzata.sikora@p.lodz.pl)

Przedstawiony wrzeciennik ściernicy szlifierki kłowej wcinającej wyposażony jest w łożyska hydrostatyczne: przednie (od strony ściernicy) zintegrowane poprzeczno-wzdłużne walcowo-czołowe, tylne – typowe łożysko poprzeczne. Rozwiązanie takie umożliwiło uproszczenie konstrukcji zespołu wrzecionowego. Łożysko poprzeczno-wzdłużne pozwala także na mniejsze straty mocy w porównaniu z niezależnymi łożyskami poprzecznymi i wzdłużnymi, a ponadto charakteryzuje się mniejszym zapotrzebowaniem na czynnik roboczy, co umożliwia zastosowanie pompy zasilającej układ o mniejszej wydajności [5, 8, 11].

Główne wymiary wrzeciona i łożysk pokazano na rysunku 2. Wartości liczbowe charakterystycznych parametrów analizowanego zespołu podano w tabeli 1; wielkości związane z łożyskiem przednim oznaczono indeksem A, natomiast z łożyskiem tylnym indeksem B.



Rys. 2. Główne wymiary wrzeciona i łożysk hydrostatycznych

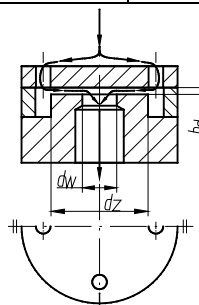
Tab. 1. Zestawienie wielkości charakterystycznych zespołu wrzecionowego

	Wielkość	Łożysko	
		A	B
Łożyska poprzeczne	Średnica D [mm]	90	80
	Długość L [mm]	134	125
	Szczelina promieniowa h_0 [μm]	54	49
	Szerokość progów:		
	- wypływowych l [mm]	4,0	4,0
	- międzykomorowych s [mm]	12,	11,
	Liczba komór k	4	4
Łożysko wzdłużne	Średnica kołnierza D_1 [mm]	116	
	Średnica komory D_k [mm]	110	
	Szczelina osiowa h_{0z} [μm]	29	
Zespół	Rozstaw łożysk b [mm]	346	

Układ łożyskowy zasilano olejem L-HL 46 o stałym ciśnieniu p_s , nastawianym zaworem przelewowym. Przed każdą z komór łożysk poprzecznych umieszczono dławik szczelinowy zapewniający przepływ laminarny. Na rysunku 3 pokazano konstrukcję zastosowanego dławika, a w tabeli 2 zestawiono wartości liczbowe charakterystycznych wymiarów.

Tab. 2. Wielkości charakterystyczne dławików szczelinowych

Wielkość	Dławiki w łożysku	
	przednim A	tylnym B
Średnica zewnętrzna d_z [mm]	6,5	
Średnica wewnętrzna d_w [mm]	2,0	
Wysokość szczeliny h_d [μm]	120	109



Rys. 3. Konstrukcja dławika szczelinowego (ze szczeliną czołową płaską)

Analiza i badania układu wrzeciono – łożyska

Sztywność statyczną wyznacza się określając stosunek przyrostu przykadanego zewnętrznego obciążenia do wywołanego w wyniku jego działania przemieszczenia. Siła obciążająca powinna być wywierana w taki sposób, aby jej punkt przyłożenia i kierunek działania był zgodny z rzeczywistym układem przy szlifowaniu [1, 3].

W ramach niniejszych rozważań skupiono się wyłącznie na sztywności promieniowej zespołu wrzecionowego ze względu na fakt iż analizowany wrzeciennik ściernicy był częścią szlifierki kłowej wcinającej.

Sztywność promieniową układu wrzecionowego określano dla dwóch osi Ox i Oy przestawionych kątowno względem wektora F_r . Kąt między osią Ox a kierunkiem siły F_r był równy $\alpha = 45^\circ$ (rys. 5). W związku z tym można przyjąć, że wrzeciono obciążano dwoma składowymi, działającymi wzdłuż osi Ox (siła styczna) i Oy (siła odporowa). Wartości tych sił wynoszą odpowiednio:

$$F_{rx} = F_r \cdot \sin \alpha \quad F_{ry} = F_r \cdot \cos \alpha \quad (1)$$

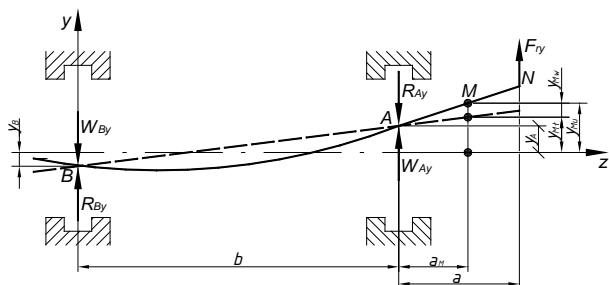
W dalszej części opracowania szczegółowej analizie poddano tylko sztywność i przemieszczenia w płaszczyźnie Oyz . Ze względu na analogię obciążeń i przemieszczeń, zależności podane dla płaszczyzny Oyz obowiązują także w płaszczyźnie Oxz po odpowiedniej modyfikacji zapisu np. W_{Ax} , W_{Bx} , F_{rx} , x_{Mu} , c_x zamiast W_{Ay} , W_{By} , F_{ry} , y_{Mu} , c_y itd.

Do wyznaczenia sztywności poprzecznej analizowanego zespołu wrzecionowego przyjęto model, w którym zewnętrzna siła promieniowa F_r przykładana jest do końcówki wrzeciona w odległości a od środka przedniego łożyska. W wyniku jej działania w łożyskach poprzecznych powstają siły obciążające je. Siły te są równe, co do wartości bezwzględnej reakcjom w łożyskach, lecz przeciwnie skierowane (rys. 4 – płaszczyzna Oyz). Wartości tych sił wyrażone są wzorami:

$$W_{Ay} = F_{ry} \cdot \left(1 + \frac{a}{b}\right) \quad W_{By} = -F_{ry} \cdot \frac{a}{b} \quad (2)$$

W przypadku, gdy zależności były różne dla obu łożysk poprzecznych stosowano indeksy: A – dla łożyska przedniego, B – dla tylnego. Jeśli odpowiednie zależności były dla obu łożysk jednakowe wówczas indeksy były pomijane.

Przemieszczenia wrzeciona w płaszczyźnie Oyz wywołane działaniem siły F_{ry} pokazano na rysunku 4.



Rys. 4. Przemieszczenia wrzeciona w płaszczyźnie Oyz wywołane siłą F_{ry}

Dla łożysk z dławikami stałymi, w przypadku gdy na czop działa tylko obciążenie statyczne zależności na przemieszczenie w łożysku określają poniższe wzory [6]:

$$y = \frac{K_p W_y - K_\omega W_z}{K_p^2 + K_\omega^2} \quad z = \frac{K_p W_z + K_\omega W_y}{K_p^2 + K_\omega^2} \quad (3)$$

gdzie: K_p – ciśnieniowy składnik sztywności [6,10]
 K_ω – ruchowy składnik sztywności [6,10]

Równania (3) są wystarczająco dokładne dla następujących założeń i ograniczeń:

- olej jest cieczą newtonowską i nieściśliwą, a jego lepkość jest stała w obrębie łożyska,
- przepływ w dławikach i szczelinach łożyska jest laminarny,
- głębokość komór jest znacznie większa od wysokości szczelin na progach,
- spadki ciśnienia na progach wypływowych i międzykomorowych są prostoliniowe,
- przemieszczenia względne x i y mieszczą się w granicach [6]: $-0,30 \leq x/h_0 \leq 0,30$; $-0,30 \leq y/h_0 \leq 0,30$
- szerokości progów spełniają warunki: $0 < s \leq 0,075\pi D$; $0 < l \leq 0,15 L$.

W punkcie pomiaru (pkt. M) całkowite przemieszczenie końcówki wrzeciona w płaszczyźnie działania siły F_{ry} jest sumą przemieszczeń wynikających z podatności łożysk i samego wrzeciona:

$$y_{Mu} = y_{Ml} + y_{Mw} \quad (4)$$

gdzie: y_{Mw} – przemieszczenie punktu M wynikające z podatności wrzeciona równe [6]: $y_{Mw} = \lambda_M F_{ry}$

y_{Ml} – przemieszczenie punktu M wynikające z podatności łożysk określono z zależności: $y_{Ml} = y_A \cdot \left(1 + \frac{a_M}{b}\right) - y_B \cdot \frac{a_M}{b}$

Współczynnik λ_M ujemne przemieszczenie punktu M wrzeciona, podpartego na doskonale sztywnych podporach, spowodowane działaniem siły skupionej, przyłożonej w punkcie określonym współrzędną a . Współczynnik λ_M jest wskaźnikiem podatności wrzeciona w miejscu przystawienia czujników. Uwzględniając rzeczywiste wymiary badanego wrzeciona, wartość λ_M określono metodą analityczną. Dla rozpatrywanego układu otrzymano $\lambda_M = 5,85 \cdot 10^{-9}$ m/N.

Na podstawie (3) zależności na sztywność promieniową łożysk w przyjętych płaszczyznach Oxz i Oyz przyjmują postać [4]:

$$c_x = \frac{\Delta W_x}{\Delta x} = \frac{K_p^2 + K_\omega^2}{K_p - K_\omega} \quad c_y = \frac{\Delta W_y}{\Delta y} = \frac{K_p^2 + K_\omega^2}{K_p + K_\omega} \quad (5)$$

W punkcie pomiaru przemieszczenia (pkt. M) sztywność zespołu wrzecionowego w dowolnej płaszczyźnie określona jest zależnością [4, 7]:

$$c_{Mu} = \frac{1}{\frac{1}{c_{Ml}} + \frac{1}{c_{Mw}}} \quad (6)$$

gdzie: c_{Ml} – sztywność w punkcie M wynikająca z podatności łożysk:

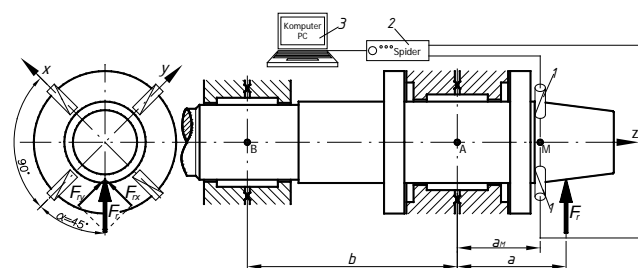
$$c_{Ml} = c_A \left[\left(1 + \frac{a_M}{b}\right)^2 + \frac{c_A}{c_B} \left(\frac{a_M}{b}\right)^2 \right]^{-1}$$

c_{Mw} – sztywność w punkcie M wynikająca z podatności wrzeciona:

$$c_{Mw} = \lambda_M^{-1}$$

Badania doświadczalne

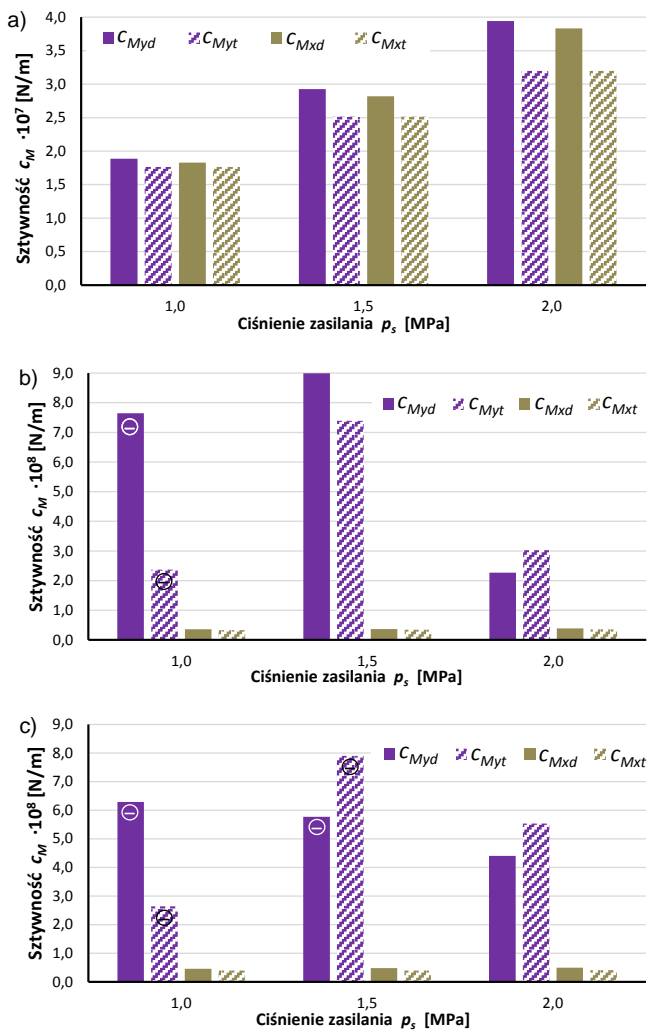
Schemat układu pomiarowego do wyznaczenia zależności przemieszczeń wrzeciona od obciążeń w kierunku promieniowym pokazano na rysunku 5.



Rys. 5. Schemat układu pomiarowego: 1 – różnicowe bezdotykowe czujniki pomiaru przemieszczeń, 2 – wzmacniacz, 3 – komputer

Obciążenie promieniowe F_r przykładano w odległości $a = 170$ mm od środka przedniego łożyska, natomiast czujniki bezdotykowe 1 znajdowały się w odległości $a_M = 125$ mm. Przemieszczenia w kierunku promieniowym wywołane siłą F_r mierzono w dwóch wzajemnie prostopadłych płaszczyznach Oxz i Oyz . Układ pomiarowy składał się z dwóch kompletów bezdotykowych różnicowych czujników przemieszczenia 1, z których sygnał wzmocniony przez wzmacniacz Spider 2 rejestrowano na komputerze 3 z rozdzielczością $0,01 \mu\text{m}$. Wartość przykładanej siły określano za pomocą zestawu składającego się z tensometrycznego czujnika siły (zakres pomiarowy od 0 do 5 kN, klasa dokładności 0,05%) i miernika mikroprocesorowego (nieliniowość $< 0,0015\%$).

Badania doświadczalne zespołu wrzecionowego przeprowadzono dla trzech prędkości obrotowych n : 0, 1000, 1500 obr/min i trzech wartości ciśnienia zasilania p_s : 1,0, 1,5 oraz 2,0 MPa. W celu określenia sztywności promieniowych zespołu wrzecionowego układ obciążano siłą promieniową F_r równą 200, 400 i 600 N. Wyznaczone charakterystyki sztywności układu wrzecionowego przedstawiono na rysunku 6 w formie wykresów słupkowych. Wyniki dotyczące badań eksperymentalnych oznaczono wypełnieniem pełnym, natomiast wyniki uzyskane na drodze teoretycznej deseniem ukośnych pasków. Należy zwrócić uwagę iż w przypadku rysunku 6a zastosowany mnożnik jest o rząd mniejszy aniżeli w przypadku rysunków 6b i 6c. Dodatkowo dla zwiększenia czytelności wykresów ujemne wartości sztywności w przypadku trzech wariantów dla płaszczyzny Oyz na wykresach naniesiono jako dodatnie z oznaczeniem symbolem \ominus .



Rys. 6. Sztywności układu wrzecionowego w punkcie M dla: a) $n = 0$ obr/min b) $n = 1000$ obr/min c) $n = 1500$ obr/min

Na podstawie przedstawionych wyników analizy teoretycznej oraz badań eksperymentalnych można stwierdzić, że dla wrzeciona nieruchomego sztywność układu jest w funkcji liniowej ciśnienia zasilania (rys. 6a). Potwierdzają to współczynniki korelacji R^2 dopasowania linii regresji, które dla wszystkich otrzymanych charakterystyk były nie mniejsze niż 0,995

W przypadku wrzeciona obracającego się znaczący wpływ na sztywność mają zachodzące w łożyskach zjawiska hydrodynamiczne, uwzględnione w zależności teoretycznej w ruchowym składniku sztywności K_{ω} (wzór (3)).

Na rysunku 6b i 6c widoczny jest wpływ ciśnienia zasilania p_s i ruchu obrotowego na sztywność zespołu. Należy zwrócić uwagę na znacznie większy wpływ ruchu obrotowego na sztywność w osi Oy i znacznie mniejszy w osi Ox . Na szczególne podkreślenie zasługuje fakt, iż w przypadku wrzeciona obracającego się obniżenie ciśnienia zasilania z 2,0 MPa do 1,5 MPa prowadzi do wzrostu sztywności w kierunku Oy . Należy również nadmienić iż badany układ wrzecionowy charakteryzuje się znacząco większą sztywnością w płaszczyźnie Oyz aniżeli Oxz . Cecha ta jest niezmiernie korzystna gdyż jest to płaszczyzna działania siły odporowej szlifowania, a co za tym idzie decydująca o dokładności obrabiarki.

Do oceny zgodności wyników uzyskanych na drodze eksperymentalnej z wynikami obliczeń teoretycznych

określono różnice względne δ_{cx} i δ_{cy} sztywności:

$$\delta_c = \frac{C_d - C_t}{C_t} \cdot 100\% \quad (7)$$

Dla osi Oy znacząca większość przypadków charakteryzowała się różnicą względną około 20 %, jedynie dla ciśnienia zasilania 1,0 MPa oraz prędkości obrotowej 1000 i 1500 obr/min różnice względne były istotnie większe: 220% i 135%. Należy jednak nadmienić iż tak duże różnice względne skutkują przy obciążeniu 300 N różnicą przemieszczenia nie większą niż 0,9 μm . Natomiast dla osi Ox ponad połowa przypadków charakteryzuje się różnicą względną około 10%, zaś pozostałe warianty około 20%, co skutkuje maksymalną przemieszczenia w osi Ox dla obciążenia 100 N równą 0,4 μm .

Podsumowanie

Uzyskane rezultaty badań potwierdziły zależności teoretyczne, iż dla wrzeciona nieruchomego zmiana sztywności jest funkcją liniową ciśnienia zasilania. Ciśnienie zasilania bezpośrednio wpływa na sztywność układu wrzecionowego, która rośnie wraz ze wzrostem ciśnienia. W obu badanych płaszczyznach promieniowych układ wykazał podobną sztywność.

W przypadku wrzeciona obracającego się ze względu na występujące zjawiska hydrodynamiczne sztywność promieniowych łożysk hydrostatycznych jest zależna od ciśnienia zasilania oraz prędkości obrotowej wrzeciona. Prędkość ta ma wyraźny wpływ na wartość oraz kierunek przemieszczenia. Ruch obrotowy wrzeciona skutkuje kilkunastokrotnym wzrostem sztywności układu w osi Oy (odporowej), co jest szczególnie wymagane w precyzyjnych układach wrzecionowych szlifierek. Niedocenienie tego wpływu może prowadzić do błędów w projektowaniu zespołów wrzecionowych z łożyskami hydrostatycznymi.

LITERATURA

1. Froncki W., Optymalizacja prowadnic hydrostatycznych zamkniętych. Hydraulika i Pneumatyka, nr 5, 2010.
2. Kane N. R., Sihler J., Locum A.H.: A hydrostatic rotary bearing with angled surface self-compensation, Precision Engineering, 27, 2003.
3. Kwapisz L., Rafałowicz J.: Szlifiarki. WNT Warszawa, 1976.
4. Lewandowski D., Przybył R.: Sztywność zespołu wrzecionowego łożyskowanego hydrostatycznie, Mechanik, 5, 273-277, 1985.
5. Przybył R.: Podstawowe problemy projektowania zespołów wrzecionowych wyposażonych w łożyska hydrostatyczne, Obróbka ścierna w technikach wytwarzania, Badania i aplikacje, (red. Dąbrowski L.), Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2005.
6. Przybył R.: Poprzeczne łożyska hydrostatyczne w zespołach wrzecionowych obrabiarek, Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, nr 921, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź, 2003 (praca habilitacyjna).
7. Przybył R.: Optymalizacja ciśnienia zasilania łożysk hydrostatycznych przeznaczonych dla wrzecion obrabiarek precyzyjnych, Politechnika Łódzka, Łódź, 1980 (praca doktorska).
8. Rowe W.B.: Hydrostatic and Hybrid Bearing Design, London Butterworth, 1983.
9. Sikora M., Przybył R.: Badania dławików stosowanych w łożyskach hydrostatycznych, Hydraulika i Pneumatyka 6, 2007.
10. Sikora M.: „Właściwości poprzeczno-wzdłużnego łożyska hydrostatycznego”. Tribologia teoria i praktyka, nr 2/2012.
11. Stansfield F.M.: Hydrostatic bearings for machine tools, Brighton, Machinery Publishing Co. Ltd. 1970
12. Wardle F.: Ultra-precision bearings. Woodhead publishing, 2015.