

Małgorzata SIKORA¹

SZTYWNOŚĆ ZESPOŁU WRZECIONOWEGO ŁOŻYSKOWANEGO HYDROSTATYCZNIE

Przedstawiono wyniki analizy teoretycznej i badań doświadczalnych zespołu wrzecionowego szlifierki wcinającej do wałków. Wrzeciono było łożyskowane hydrostatycznie. W przedniej podporze zastosowano zintegrowane łożysko poprzeczno-wzdłużne, a w tylnej – poprzeczne. Wyznaczono sztywność statyczną układu wrzecionowego w funkcji ciśnienia zasilania dla wrzeciona nieobrcającego się.

1. WSTĘP

Duża sztywność jest podstawową właściwością, którą powinny cechować się zespoły wrzecionowe przeznaczone dla obrabiarek precyzyjnych. 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.

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, szczelina, liczba komór, szerokość progów w komorach,
- parametry hydrauliczne układu zasilania: ciśnienie zasilania, wymiary dławików, lepkość oleju,
- prędkość obrotowa czopa [4].

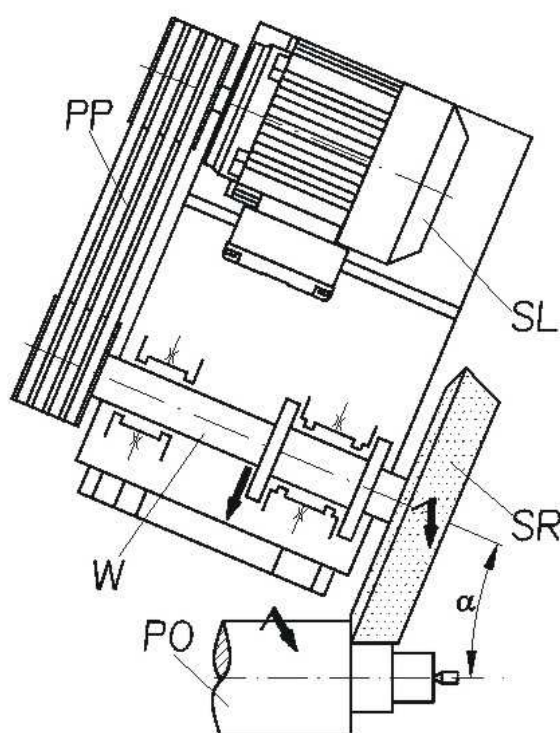
Dzięki swoim zaletom, do których można zaliczyć między innymi dużą dokładność biegu wrzeciona oraz dobre tłumienie drgań łożyska hydrostatyczne nadal znajdują zastosowanie [3]. Cechuje je również zdolność do przenoszenia bardzo dużych obciążeń statycznych i dynamicznych. Mogą także pracować przy bardzo 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.

¹ Politechnika Łódzka Instytut Obrabiarek i TBM, 90-924 Łódź, ul. Stefanowskiego 1/15, małgorzata.sikora@p.lodz.pl

2. OBIEKT BADAŃ

Przedmiotem badań jest zespół wrzecionowy (rys. 1) wyposażony 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], [10].



Rys. 1. Wrzeciennik ściernicy szlifierki do wałków kłowej poprzecznej:

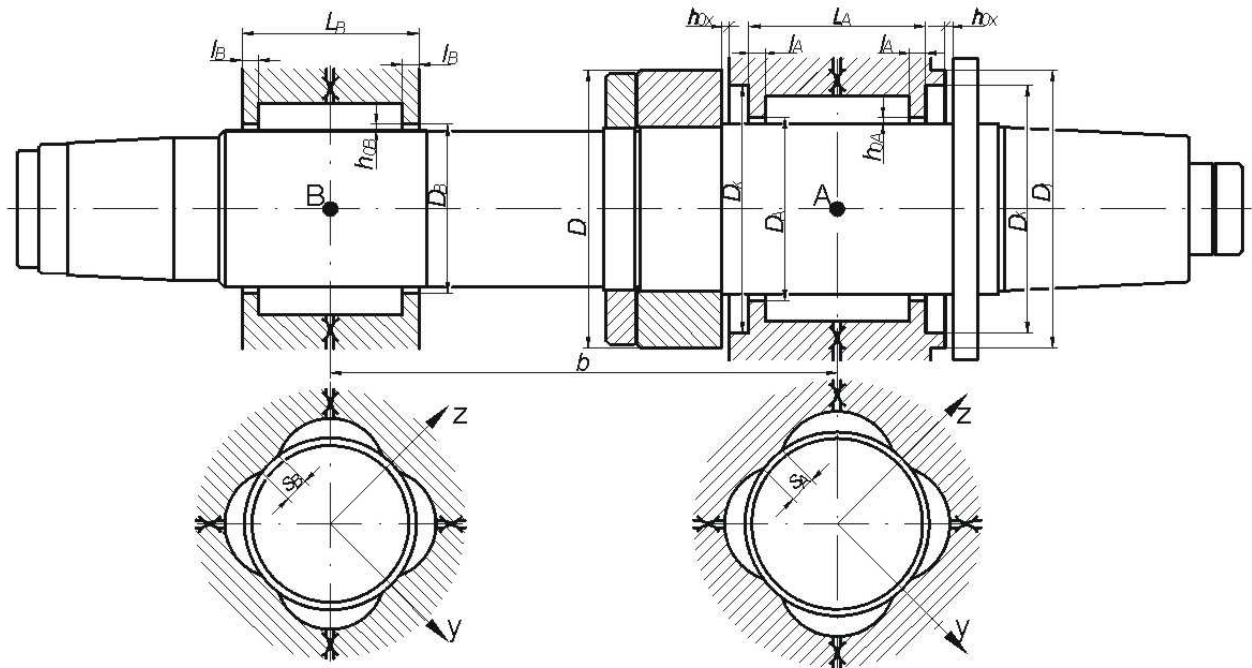
PO - przedmiot obrabiany, SR - ściernica, W - wrzeciono, SL - silnik, PP - przekładnia pasowa

Fig. 1. The wheelhead of the cylindrical grinder

PO – workpiece, SR – grinding wheel, W – spindle, SL – motor, PP - belt driven

Główne wymiary wrzeciona i łożysk pokazano na rys. 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.

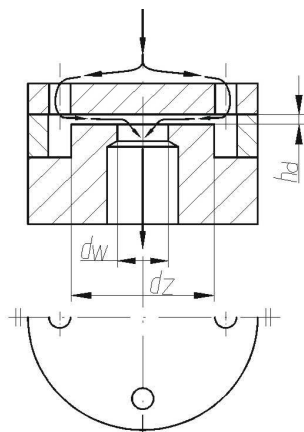
Układ łożyskowy zasilano olejem o stałym ciśnieniu p_s , nastawianym zaworem przelewowym. Przed każdą z komór łożysk poprzecznych umieszczono dławik szczelinowy dający przepływ laminarny. Na rysunku 3 pokazano konstrukcję zastosowanych dławików, a w tabeli 2 zestawiono wartości liczbowe charakterystycznych wymiarów.



Rys. 2. Główne wymiary wrzeciona i łożysk hydrostatycznych
Fig. 2. Main dimensions go the spindle and hydrostatic bearings

Tabela 1. Zestawienie wielkości charakterystycznych zespołu wrzecionowego
Table 1. Characteristic parameters of the spindle unit

	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_i ; mm	116	
	Średnica komory D_k ; mm	110	
	Szczelina osiowa h_{0x} ; μm	29	
Zespół	Rozstaw łożysk b ; mm	346	



Rys. 3. Konstrukcja dławika szczelinowego (ze szczeliną czołową płaską)
Fig. 3. Construction of the gap damper (with flat frontal gap)

Tabela 2. Wielkości charakterystyczne dławików szczelinowych
Table 2. Characteristic parameters of gap dampers

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

3. ANALIZA I BADANIA UKŁADU WRZECIONO – ŁOŻYSKA

Szttywność statyczną wyznacza się określając stosunek przyrostu przykładanego 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 sił skrawania.

3.1. SZTYWNOŚĆ POPRZECZNA

Szttywność promieniową układu wrzecionowego określano dla dwóch osi Oy i Oz przedstawionych kątozo względem wektora F_r . Kąt między osią Oy 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 Oy i Oz . Wartości tych sił wynoszą:

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

$$F_{rz} = F_r \sin\alpha \quad (2)$$

W dalszej części opracowania szczegółowej analizie zostaną poddane tylko sztywność i przemieszczenia w płaszczyźnie Oxy . Ze względu na analogię obciążeń i przemieszczeń, zależności podane dla płaszczyzny Oxy obowiązują także w płaszczyźnie Oxz po odpowiedniej modyfikacji zapisu np. W_{Az} , W_{Bz} , F_{rz} , z_{Mu} , c_z zamiast W_{Ay} , W_{By} , F_{ry} , y_{Mu} , c_y itd.

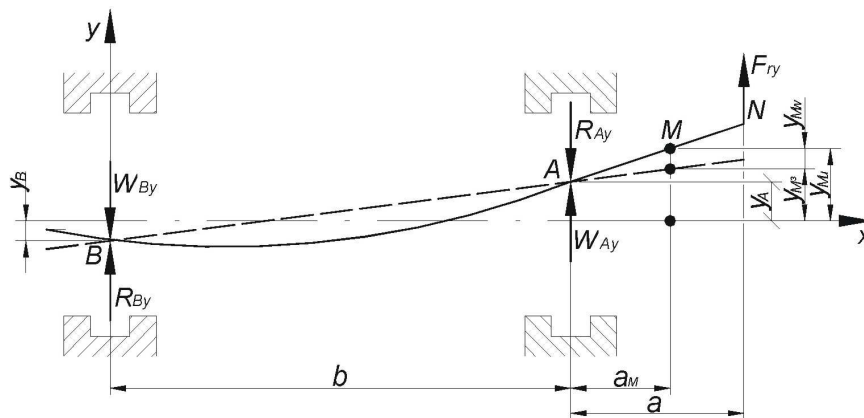
Do wyznaczanie sztywności poprzecznej analizowanego zespołu wrzecionowego przyjęto model, w którym zewnętrzna siła promieniowa F_r przykładana jest do końcówki wrzeciona w odległości a od środka przedniego łożyska. W wyniku jej działania w łożyskach poprzecznych powstają siły obciążające je. Siły te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

$$W_{Ay} = F_{ry} \cdot \left(1 + \frac{a}{b}\right) \quad (3)$$

$$W_{By} = -F_{ry} \cdot \frac{a}{b} \quad (4)$$

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 Oxy wywołane działaniem siły F_{ry} pokazano na rys. 4.



Rys. 4. Przemieszczenia wrzeciona w płaszczyźnie Oxy wywołane siłą F_{ry}
Fig. 4. Displacements of the spindle in Oxy plane under F_{ry} force

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:

$$y_{Mu} = y_{Ml} + y_{Mw} \quad (5)$$

gdzie: y_{Mw} – przemieszczenie punktu M wynikające z podatności wrzeciona równe [6]:

$$y_{Mw} = \lambda_M F_{ry} \quad (6)$$

gdzie: y_{Mt} – przemieszczenie punktu M wynikające z podatności łożysk określono z zależności:

$$y_{Mt} = y_A \cdot \left(1 + \frac{m}{b}\right) - y_B \cdot \frac{m}{b} \quad (7)$$

Współczynnik λ_M we wzorze (6) ujmuje 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.

W prowadzonych badaniach $n = 0$ obr/min, zatem zależności na sztywność promieniową łożysk w przyjętych płaszczyznach Oxy i Oxz przyjmują postać [4]:

$$c_y = \frac{W_y}{y} \quad (8)$$

$$c_z = \frac{W_z}{z} \quad (9)$$

w których przemieszczenia y i z w środku łożyska dla wrzeciona nieruchomego odpowiednio wynoszą [6]:

$$y = \frac{W_y}{K_p} \quad \text{oraz} \quad z = \frac{W_z}{K_p} \quad (10)$$

gdzie: K_p – ciśnieniowy składnik sztywności wynosi:

$$K_p = U \frac{D_r \cdot L_r \cdot \beta_0}{h_0} \Delta p \quad (11)$$

Wielkości U , D_r i L_r występujące w zależności (11) są opisane w pracy [6]. Natomiast spadek ciśnienia Δp na łożysku poprzecznym oblicza się odpowiednio z zależności dla łożysk:

przedniego

$$\Delta p_A = \frac{1 - \beta_{0x}}{1 + \beta_0 \cdot \beta_{0x} - \beta_{0x}} p_s \quad (12)$$

tylnego

$$\Delta p_B = p_s \quad (13)$$

Wielkości z zależności (12) są określane wskaźnikami ciśnień komorowych:

- łożyska wzdłużnego:

$$\beta_{0x} = \frac{1}{1 + R_w / (k \cdot R_{wx})} \quad (14)$$

gdzie: R_{wx} – wskaźnik oporu hydraulicznego progów wypływowych łożyska wzdłużnego wynosi:

$$R_{wx} = \frac{6 \cdot \ln(D_l / D_k)}{\pi \cdot h_{0x}^3} \quad (15)$$

- łożyska poprzecznego:

$$\beta_0 = \frac{1}{1 + 2R_d / R_w} \quad (16)$$

gdzie: R_w – wskaźnik oporu hydraulicznego progów wypływowych określa wzór z [6],
 R_d – wskaźnik oporu hydraulicznego dławika szczelinowego (rys. 3) obliczono z zależności znajdującej się w pracy [9].

Wzór (11) jest wystarczająco dokładny 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 z i y mieszczą się w granicach [6]: $-0,30 \leq y/h_0 \leq 0,30$;
 $-0,30 \leq z/h_0 \leq 0,30$
- szerokości progów spełniają warunki: $0 < s \leq 0,075 \pi D$; $0 < l \leq 0,15 L$.

Uwzględniając w zależnościach (8) i (9) zależności (10) otrzymano:

$$c_y = c_z = K_p \quad (17)$$

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

$$c_{Mu} = \frac{1}{\frac{1}{c_{Mt}} + \frac{1}{c_{Mw}}} \quad (18)$$

gdzie: c_{Mt} – sztywność w punkcie M wynikająca z podatności łożysk jest równa :

$$c_{Mi} = c_A \left[\left(1 + \frac{a_M}{b} \right)^2 + \frac{c_A}{c_B} \left(\frac{a_M}{b} \right)^2 \right]^{-1} \quad (19)$$

c_{Mw} – sztywność w punkcie M wynikająca z podatności wrzeciona, można ją określić z zależności:

$$c_{Mw} = \lambda_M^{-1} \quad (20)$$

3.2. SZTYWNOŚĆ WZDŁUŻNA

Szytywność wzdłużną układu wrzecionowego c_{ux} można opisać analogiczną zależnością do (18):

$$c_{ux} = \frac{1}{\frac{1}{c_{tx}} + \frac{1}{c_{wx}}} \quad (21)$$

Dla przypadków, gdy sztywność wrzeciona jest znacznie większa od sztywności łożyska ($c_{wx} \gg c_{tx}$) wzór (21) można uprościć do następującej zależności [7]:

$$c_{ux} \cong c_{tx} \quad (22)$$

gdzie: c_{tx} – sztywność łożyska w kierunku osiowym:

$$c_{tx} = \frac{6 \cdot A_{rx}}{h_{0x}} \beta_{0x} (1 - \beta_{0x}) \Delta p_x \quad (23)$$

Wielkości występujące w zależności (23) są określane następująco:

- zastępcza powierzchnia łożyska:

$$A_{rx} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D_l^2 - D_k^2}{2 \ln D_l / D_k} - D^2 \right) \quad (24)$$

- spadek ciśnienia na łożysku wzdłużnym:

$$\Delta p_x = \frac{\beta_0}{1 + \beta_0 \cdot \beta_{0x} - \beta_{0x}} p_s \quad (25)$$

Obliczone wartości liczbowe wielkości charakterystycznych zespołu wrzecionowego podano w tabeli 3.

Tabela 3. Zestawienie obliczonych wielkości charakterystycznych zespołu wrzecionowego
 Table 3. Calculated characteristic parameters of the spindle unit

	Wielkość	Łożysko	
		A	B
Łożyska poprzeczne	Zastępcza średnica łożyska D_r [mm]	86,2	76,2
	Zastępcza długość łożyska L_r [mm]	130,0	121,0
	Spadek ciśnienia na łożysku Δp [MPa]	$0,29 \cdot p_s$	p_s
	Wskaźnik ciśnień komorowych β_0	0,62	0,65
Łożysko wzdłużne	Zastępcza powierzchnia łożyska A_{rx} [mm ²]	3664,67	
	Wskaźnik ciśnień komorowych β_{0x}	0,79	
	Spadek ciśnienia na łożysku Δp_x [MPa]	$0,89 \cdot p_s$	

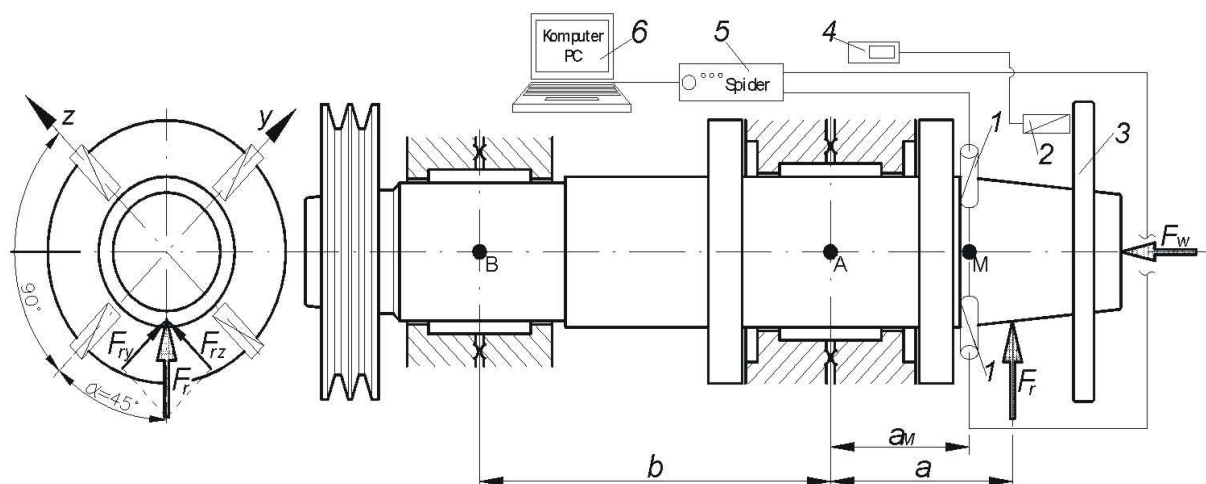
3.3. BADANIA DOŚWIADCZALNE

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

Obciążenie promieniowe F_r przykładano w odległości $a = 171\text{mm}$ od środka przedniego łożyska, natomiast czujniki bezdotykowe 1 znajdowały się w odległości $a_M = 123\text{mm}$. Przeszyczenia w kierunku promieniowym wywołane siłą F_r mierzono w dwóch wzajemnie prostopadłych płaszczyznach Oxz i Oxy . Układ pomiarowy składał się z dwóch kompletów bezdotykowych różnicowych czujników przeszycczenia 1, z których sygnał wzmacniony przez wzmacniacz Spider 5 rejestrowano na komputerze 6 z rozdzielczością $0,01\mu\text{m}$. Do wzorcowania układu pomiarowego wykorzystano dotykowe czujniki indukcyjne o dokładności $1\mu\text{m}$. Natomiast obciążenie wzdłużne F_w zadawano w osi wrzeciona. Aby wykonać pomiar przeszycczenia osiowego wywołanego siłą F_w , zastosowano specjalną tarczę 3. Wykorzystano tu „inteligentny” bezdotykowy czujnik przeszycczenia 2 współpracujący ze wzmacniaczem 4 o dokładności odczytu $1\mu\text{m}$.

W obu opisanych układach pomiarowych 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 dotyczyły wrzeciona nieobrcającego się i trzech wartości ciśnień zasilania p_s : 0,6, 1,0 i 1,4 MPa. W celu określenia sztywności promieniowych i osiowych analizowanego zespołu wrzecionowego układ obciążano niezależnie siłą promieniową F_r oraz osiową F_w i jednocześnie obiema tymi siłami. Podczas obciążania jednoczesnego siłą F_w i F_r ich stosunek wynosił 1. Wyznaczone charakterystyki sztywności układu wrzecionowego $(x,y,z)=f(F)$ przedstawiono na rysunkach 6 i 7. Przebiegi teoretyczne naniesiono liniami ciągłymi, a doświadczalne – punktami i liniami przerywanymi.



Rys. 5. Schemat układu pomiarowego: 1 – różnicowe bezdotykowe czujniki pomiaru przemieszczeń, 2 – bezdotykowy czujnik przemieszczeń, 3 – tarcza, 4, 5 – wzmacniacz, 6 – komputer

Fig. 5. Diagram of the measurement system: 1 – differential contactless displacement sensors, 2 – contactless displacement sensor, 3 – disk, 4, 5 – amplifier, 6 – computer

Do punktów uzyskanych z badań doświadczalnych dopasowano linie regresji, posługując się metodą najmniejszych kwadratów. Zgodnie z założeniami teoretycznymi, przedstawionymi wcześniej, linie regresji były liniami prostymi. O dobrym dopasowaniu prostych do wyników doświadczeń świadczyły wartości współczynników korelacji, które dla wszystkich otrzymanych charakterystyk były nie mniejsze od 0,995. Wartości uzyskanych współczynników korelacji pozwalają uznać, że zależności $(c_x, c_y, c_z) = f(p_s)$ są liniowe. Do oceny zgodności wyników uzyskanych na drodze eksperymentalnej z wynikami obliczeń teoretycznych określono różnice względne δ_{cy} , δ_{cz} i δ_{cx} sztywności:

$$\delta_c = \frac{c_d - c_t}{c_t} \cdot 100\% \quad (26)$$

gdzie:

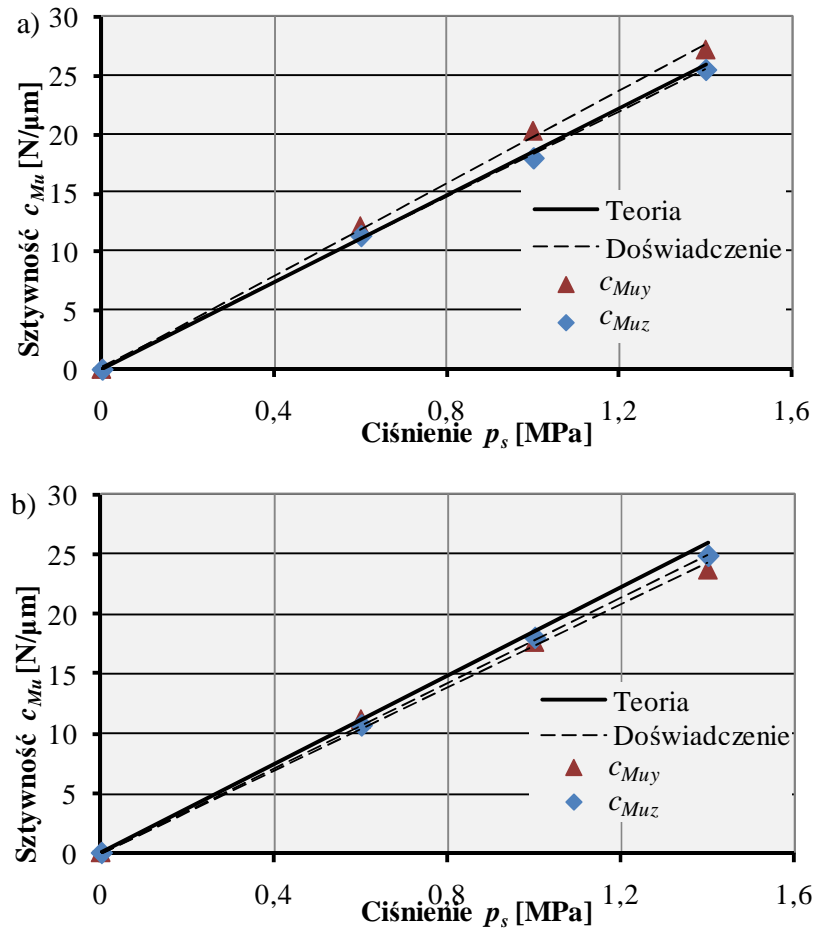
c_t oznacza teoretyczną,

a c_d doświadczalną wartość sztywności.

Na tej podstawie można uznać, że rozbieżności wyników teoretycznych i doświadczalnych wraz ze wzrostem ciśnienia zasilania maleją a jedynie dla kierunku Oy rosną (rys. 6a). Większe różnice względne występują w przypadkach, gdy na układ działały jednocześnie siły F_r i F_w i wynosiły maksymalnie 12,3%.

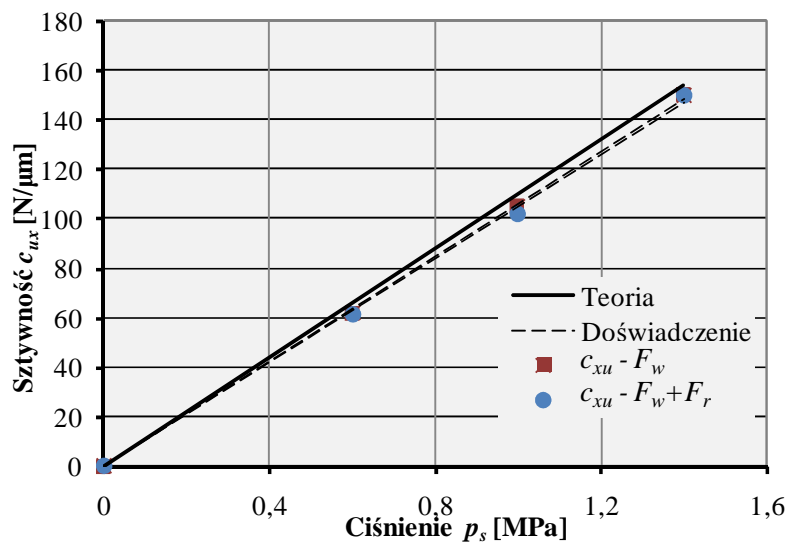
Różnice w sztywności pomiędzy analizowanymi płaszczyznami promieniowymi były dla układu obciążanego tylko siłą promieniową nieco większe aniżeli dla układu obciążanego zarówno siłą F_r jak i F_w i wynosiły nie więcej niż 8%.

Z przeprowadzonych badań wnika również, że wpływ obciążenia promieniowego na sztywność osiową jest niewielki i powoduje jej maksymalną zmianę o 3%, natomiast obciążenia osiowego na sztywność w kierunkach promieniowych jest większy. W płaszczyźnie Oxz maksymalnie 4%, a w płaszczyźnie Oxy wynoszą odpowiednio dla ciśnienia zasilania $p_s = 0,6$ MPa 8%, a dla ciśnień 1,0 i 1,4 MPa 13% (rys. 6b).



Rys. 6. Sztywności promieniowe zespołu wrzecionowego w płaszczyźnie czujników (pkt. M) przy obciążeniu układu: a) siłą F_r , b) siłą F_r i F_w

Fig. 6. Radial rigidity of the spindle unit in the surface of sensors (point M) with load of: a) F_r force, b) F_r and F_w force



Rys. 7. Sztywność osiowa zespołu wrzecionowego przy obciążaniu tylko siłą F_w i jednocześnie siłą F_w i F_r

Fig. 7. Axial rigidity of the spindle unit with load of F_w force solely or both F_w and F_r forces simultaneously

4. PODSUMOWANIE

Na podstawie uzyskanych rezultatów badań można przyjąć, że dla parametrów przyjętych do badań zależność sztywności od ciśnienia zasilania, zgodnie z zależnościami teoretycznymi, jest funkcją liniową. Ciśnienie zasilania bezpośrednio wpływa na sztywność układu wrzecionowego - ze wzrostem ciśnienia sztywność rośnie. W obu badanych płaszczyznach promieniowych układ wykazał podobną sztywność.

Opisane wyniki badań eksperymentalnych pokazały istnienie wpływu obciążenia osiowego na sztywność w kierunku promieniowym. Wskazane byłoby wykonanie dalszych badań w celu określenia, w jakim stopniu właściwości części łożyska przeznaczonej do przenoszenia sił poprzecznych zależą od właściwości tej jego części, która służy do przyjmowania sił wzdłużnych – i odwrotnie. Wynika to ze specyfiki konstrukcji łożyska zintegrowanego. W obrabiarkach zagadnienie to jest szczególnie ważne, ze względu na jednoczesne działanie sił poprzecznych (składowej głównej skrawającej i odporowej) oraz siły wzdłużnej (posuwowej).

LITERATURA

- [1] FRANK W., NEUGEBAUER R., VOLL H., 1995, *Nutzung des Leistungsmögens von Spindellagerungen*, Konstruktion, 3.
- [2] HALE L.C., WULFF T.A., SEDGEWICK J.C., 2005, *Testing a low-influence spindle motor*, Precision Engineering, 29.
- [3] KANE N. R., SIHLER J., LOCUM A.H., 2003, *A hydrostatic rotary bearing with angled surface self-compensation*, Precision Engineering, 27.
- [4] LEWANDOWSKI D., PRZYBYŁ R., 1985, *Sztynność zespołu wrzecionowego łożyskowanego hydrostatycznie*, Mechanik, 5, 273-277.
- [5] PRZYBYŁ R., 2005, *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.
- [6] PRZYBYŁ R., 2003, *Poprzeczne łożyska hydrostatyczne w zespołach wrzecionowych obrabiarek*, Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, nr 921, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź (praca habilitacyjna).
- [7] PRZYBYŁ R., 1980, *Optymalizacja ciśnienia zasilania łożysk hydrostatycznych przeznaczonych dla wrzecion obrabiarek precyzyjnych*, Łódź, Politechnika Łódzka (praca doktorska).
- [8] ROWE W.B., 1983, *Hydrostatic and Hybrid Bearing Design*, London Butterworths.
- [9] SIKORA M., PRZYBYŁ R., 2007, *Badania dławików stosowanych w łożyskach hydrostatycznych*, Hydraulika i Pneumatyka, 6.
- [10] STANSFIELD F.M., 1970, *Hydrostatic bearings for machine tools*, Brighton, Machinery Publishing Co. Ltd.

RIGIDITY OF THE SPINDLE UNIT WITH HYDROSTATIC BEARINGS

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 rigidity of the spindle unit versus supply pressure for non-rotating spindle was evaluated.