

Małgorzata SIKORA*

WŁAŚCIWOŚCI POPRZECZNO-WZDŁUŻNEGO ŁOŻYSKA HYDROSTATYCZNEGO

PROPERTIES OF COMBINED JOURNAL AND THRUST HYDROSTATIC BEARING

Słowa kluczowe:

łożysko hydrostatyczne, łożysko walcowo-czołowe, przemieszczenie osiowe

Key words:

hydrostatic bearings, cylindrical and frontal bearing, axial displacement

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki analizy teoretycznej zintegrowanego poprzeczno-wzdłużnego walcowo-czołowego łożyska hydrostatycznego, w której uwzględniono wpływ prędkości obrotowej na przemieszczenie osiowe wywołane zewnętrzną siłą statyczną. Wyprowadzoną zależność zweryfikowano badaniami doświadczalnymi.

WPROWADZENIE

Obecnie łożyska hydrostatyczne stosuje się w takich przypadkach, w których inne odmiany łożysk nie mogą sprostać ekstremalnym wymaganiom. Przykładem ich zastosowania są m.in. układy wrzecionowe precyzyjnych obrabiarek [L. 1].

* Politechnika Łódzka, Instytut Obrabiarek i TBM, ul. Stefanowskiego 1/15; 90-924 Łódź, tel.: 042 631 23 00, mail: małgorzata.sikora@p.lodz.pl

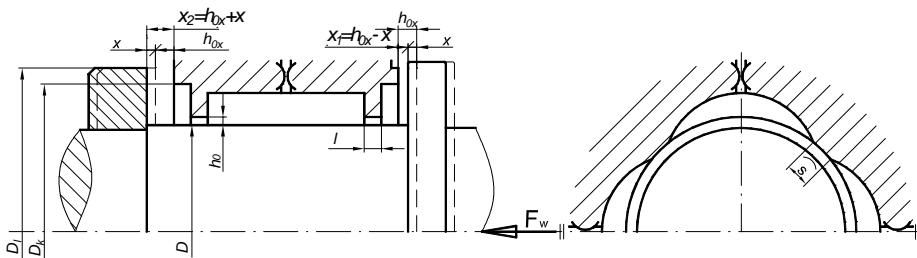
Łożyska hydrostatyczne są niezastąpione, gdy żąda się szczególnie dużej dokładności biegu wrzeciona i dobrego tłumienia drgań. Nadają się do przenoszenia bardzo dużych obciążeń statycznych i dynamicznych. Wykazują dużą sztywność w zakresie małych przemieszczeń, są zdolne do pracy przy bardzo małych (także zerowych) i bardzo dużych prędkościach obrotowych. W prawidłowo zaprojektowanym i eksploatowanym łożysku hydrostatycznym nie dochodzi do metalicznego styku czopa i panwi podczas pracy, co oznacza praktycznie nieograniczoną jego trwałość.

Oryginalnym rozwiązaniem łożysk hydrostatycznych jest łożysko poprzeczno-wzdłużne walcowo-czołowe, którego właściwości dotychczas nie w pełni zostały opisane w literaturze. Szczególnie interesującym ze względu na wymagane dokładności procesów skrawania są przemieszczenia osiowe i promieniowe wrzeciona wynikające z podatności łożysk.

ŁOŻYSKO POPRZECZNO-WZDŁUŻNE

Przedmiotem rozważań jest zintegrowane poprzeczno-wzdłużne walcowo-czołowe łożysko hydrostatyczne (**Rys. 1**) pozwalające na uproszczenie konstrukcji zespołu wrzecionowego. Straty mocy w tych łożyskach są mniejsze niż w niezależnych łożyskach poprzecznych i wzdłużnych. Ponadto łożyska zintegrowane (zespolone) umożliwiają zmniejszenie natężenia przepływu oleju, co przyczynia się do zmniejszenia wydajności pompy zasilającej układ. W rezultacie otrzymano konstrukcję prostszą, łatwiejszą do wykonania, tańszą i korzystniejszą pod względem energetycznym [**L. 2, 3**].

W łożyskach poprzeczno-wzdłużnych walcowo-czołowych bezpośrednio zasilana jest tylko część łożyska przeznaczona do przenoszenia obciążeń promieniowych, natomiast część do przenoszenia obciążeń osiowych jest zasilana przez olej wypływający z części promieniowej.



Rys. 1. Widok obciążonego siłą osiową F_w zespolonego poprzeczno-wzdłużnego łożyska hydrostatycznego (linia przerywana – nieobciążone)

Fig. 1. View of the complex journal-thrust hydrostatic bearing loaded with axial force F_w (dashed line – unloaded bearing)

Rozpatrywane łożysko poprzeczno-wzdłużne składa się z czterekomorowego łożyska poprzecznego i dwukierunkowego łożyska wzdłużnego wyposażonego w komory pierścieniowe.

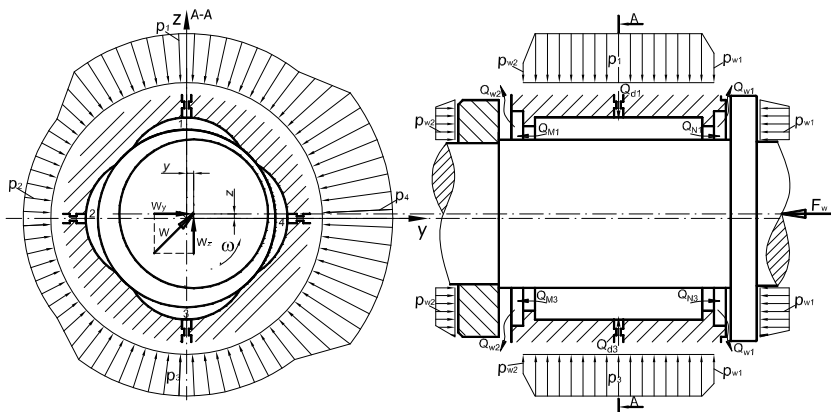
ANALIZA ŁOŻYSKA WALCOWO-CZOŁOWEGO

Do analizy łożyska przyjęto na podstawie przeglądu literatury [L. 4, 5] następujące założenia i ograniczenia:

- olej jest cieczą newtonowską i nieściśliwą,
- przepływ w dławikach i szczelinach łożyska jest laminarny,
- głębokość komór jest znacznie większa od wysokości szczelin na progach,
- ciśnienie w obrębie komory jest stałe,
- na szerokości progu międzykomorowego s i wypływowego l szczelina jest stała, a spadki ciśnień są prostoliniowe,
- ciśnienie zasilania jest stałe, a siły tarcia są pomijalnie małe,
- oś czopa zajmuje zawsze położenie równoległe do osi panwi,
- w kierunku osiowym wrzeciono jest doskonale sztywne,
- powierzchnie nośne łożyska wzdłużnego są względem siebie równoległe,
- na szerokości progu wypływowego z łożyska wzdłużnego szczelina jest stała.

Na **Rys. 2** przedstawiono model fizyczny rozpatrywanego łożyska. Siły w łożysku pochodzące od zewnętrznego promieniowego obciążenia oznaczono W_y i W_z , zaś przemieszczenia wywołane tymi siłami odpowiednio y i z . Zewnętrzną siłę osiową oznaczono poprzez F_x , a przemieszczenie osiowe poprzez x (**Rys. 1**).

Ponieważ do wyznaczenia właściwości tej części łożyska poprzeczno-wzdłużnego, która służy do przenoszenia obciążeń promieniowych, można posłużyć się zależnościami przedstawionymi w [L. 4], w niniejszym artykule skoncentrowano uwagę na charakterystyce przemieszczeń osiowych.



Rys. 2. Model fizyczny łożyska poprzeczno-wzdłużnego walcowo-czołowego

Fig. 2. The physical model of journal-thrust cylindrical and frontal bearing

Zawarte na **Rys. 2** symbole oznaczają:

Q_{di} – strumień objętości oleju przepływający przez dławik, gdzie i od 1 do 4:

$$Q_{di} = \kappa(p_s - p_i) \quad (1)$$

gdzie: κ – wskaźnik przepustowości dławika,

p_s – ciśnienie zasilania,

p_i – ciśnienie w i -tej komorze łożyska poprzecznego.

Q_{Mi} i Q_{Ni} – strumienie objętości oleju wypływającego z łożyska poprzecznego przez próg tylny Q_{Mi} , przez próg przedni Q_{Ni} [**L. 4**],

Q_{w1} i Q_{w2} – strumienie objętości oleju wypływającego z łożyska wzdłużnego:

$$Q_{w1} = (Q_{w1})_p + (Q_{w1})_\omega \quad (2)$$

$$Q_{w2} = (Q_{w2})_p + (Q_{w2})_\omega \quad (3)$$

gdzie: $(Q_{w1})_p$ i $(Q_{w2})_p$ – wypływ z łożyska wzdłużnego spowodowany różnicą ciśnień;

$(Q_{w1})_\omega$ i $(Q_{w2})_\omega$ – wypływ z łożyska wzdłużnego spowodowany ruchem obrotowym wrzeciona.

Na wielkość strumienia wypływającego z nieobciążonego łożyska wzdłużnego ma wpływ ruch obrotowy wrzeciona oraz spadek ciśnienia w szczelinie wypływowej [**L. 6**], który wyznaczono rozpatrując równowagę sił działających w kierunku promieniowym na elementarny wycinek oleju o wymiarach $d\varphi$, dx , dr znajdujący się w odległości r od osi panwi i odległości x od płaszczyzny panwi (**Rys. 3**).

Strumień oleju Q_{wi} wypływający z komory łożyska wzdłużnego na zewnątrz łożyska jest równy [**L. 7**]:

$$Q_{wi} = 2\pi r \int_0^{h_{0,x}} v_r(x) dx \quad (4)$$

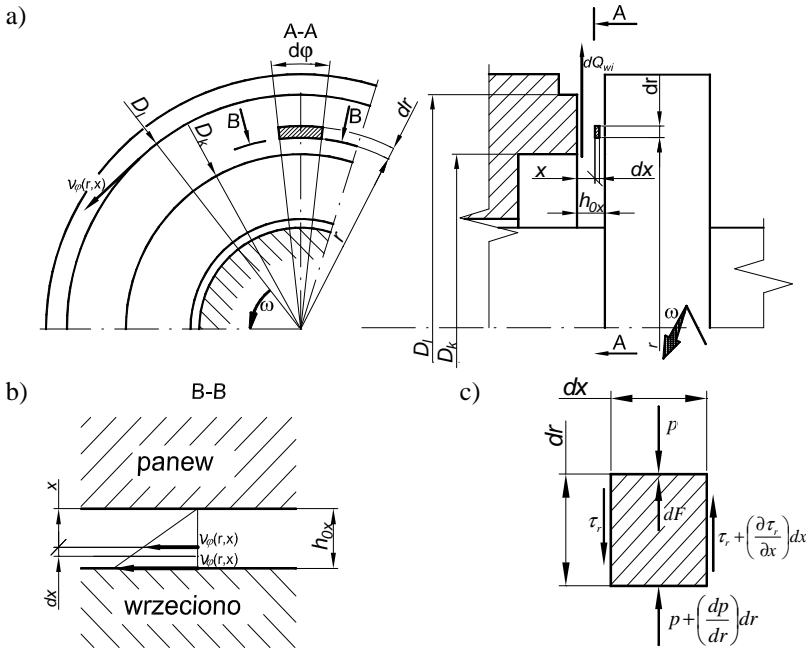
W wyniku ruchu obrotowego wrzeciona, różnicy ciśnień i tarcia wewnętrzznego na rozpatrywany element oleju (**Rys. 3c**) działają w kierunku promieniowym naprężenia styczne τ_r , ciśnienie p i siła odśrodkowa dF .

Naprężenia styczne τ opisuje wzór:

$$\tau_r = \eta \frac{\partial v_r}{\partial x} \quad (5)$$

gdzie: η – lepkość dynamiczna oleju;

v_r – prędkość elementu cieczy w kierunku promieniowym.



Rys. 3. Elementarny strumień oleju dQ_{wi} wypływający z łożyska wzdłużnego: a) elementarny wycinek oleju $d\varphi dx dr$ w szczelinie wypływowej z łożyska wzdłużnego; b) rozkład prędkości warstw oleju w szczelinie; c) równowaga sił w elemencie oleju w kierunku promieniowym

Fig. 3. The elementary stream of oil dQ_{wi} flowing out the thrust bearing: a) the elementary section of oil $d\varphi dx dr$ in the outflow gap of the thrust bearing; b) velocity distribution of oil layers in the gap; c) the balance of forces in the oil component in radial direction

Siłę odśrodkową dF opisuje zależność:

$$dF = \frac{v_{\varphi}(r, x)^2 dm}{r} \tag{6}$$

gdzie: $v_{\varphi}(r, x)$ – prędkość elementu cieczy w kierunku obwodowym,
 dm – masa elementu cieczy.

Zgodnie z założeniem przepływ w szczelinach łożyska jest laminarny a w takim przypadku rozkład prędkości warstwy cieczy jest prostoliniowy (**Rys. 3b**). Z takiego założenia wynika:

$$v_{\varphi}(r, x) = \frac{\omega}{h_{0x}} \cdot r \cdot x \tag{7}$$

gdzie: ω – prędkość kątowa kołnierza.

Masę elementu opisuje zależność:

$$dm = \rho r d\varphi dr dx \quad (8)$$

gdzie: ρ – gęstość oleju.

Na podstawie **Rys. 3c** równanie równowagi sił działających na element cieczy przyjmuje postać:

$$dF + \left[\tau_r + \left(\frac{\partial \tau_r}{\partial x} \right) dx \right] r d\varphi dr - \tau_r r d\varphi dr + \left[p + \left(\frac{dp}{dr} \right) dr \right] r d\varphi dx - p r d\varphi dx = 0 \quad (9)$$

Po podstawieniu (5) i (6) z uwzględnieniem (7) i (8) oraz uproszczeniach i dwukrotnym scałkowaniu przy następujących warunkach brzegowych:

$$\begin{aligned} v_r &= 0 & x &= 0 \\ v_r &= 0 & x &= h_{0x} \end{aligned}$$

uzyskano:

$$v_r = \frac{1}{2\eta} \left(\frac{dp}{dr} h_{0x} x + \frac{\omega^2 h_{0x} \rho r x}{6} - x^2 \frac{dp}{dr} - \frac{\omega^2 \rho r x^4}{6 h_{0x}^2} \right) \quad (10)$$

Po podstawieniu równania (10) do (4) i scałkowaniu otrzymano zależność na strumień oleju wypływający z komory łożyska wzdłużnego na skutek różnicy ciśnień jak i ruchu obrotowego wrzeciona:

$$Q_{wi} = \frac{1}{R_w \eta} [p_{wi} + \phi_\omega] \quad (11)$$

gdzie: ϕ_ω – wielkość pomocnicza: $\phi_\omega = 3/80 \omega^2 \rho_\tau (D_l^2 - D_k^2)$,

p_{wi} – ciśnienie w i -tej komorze łożyska wzdłużnego,

R_w – geometryczny wskaźnik oporu hydraulicznego szczeliny wypływowej w nieobciążonym łożysku wzdłużnym [**L. 4**].

W przypadku łożyska wzdłużnego obciążonego siłą osiową F_w (**Rys. 1**) równanie (11), w którym R_w zastąpiono zależnością uwzględniającą wielkość szczeliny wynikającą z obciążenia osiowego przyjmuje postać:

$$Q_{wi} = \frac{x_i^3}{\sigma_w \eta} [p_{wi} + \phi_\omega] \quad (12)$$

gdzie: σ_w – wielkość pomocnicza: $\sigma_w = \frac{6}{\pi} \ln \left(\frac{D_l}{D_k} \right)$,

x_i – szczelina w łożysku wzdłużnym obciążonym, odpowiednio x_1 w przedniej szczelinie łożyska a x_2 w tylnej.

Ciśnienia w łożysku poprzeczno-wzdłużnym

Dla określenia wpływu prędkości obrotowej wrzeciona na właściwości łożyska poprzeczno-wzdłużnego niezbędna jest znajomość wartości ciśnienia w jego komorach. Przy ich wyznaczaniu przyjęto na podstawie [L. 5] założenie o niezmienności sumy strumieni wypływowych z łożyska poprzecznego ($\Sigma Q_M = \text{const}$ i $\Sigma Q_N = \text{const}$). W związku z tym do wyznaczania ciśnień komorowych łożyska wzdłużnego przyjęto, że ciśnienie we wszystkich komorach łożyska poprzecznego jest równe ciśnieniu p_p .

Ciśnienie w przednim łożysku wzdłużnym wyznaczono wychodząc z równań zachowania masy dla przedniego nieobciążonego łożyska wzdłużnego (**Rys. 2**), których postać dla rozpatrywanego przypadku jest następująca:

$$\sum_{i=1}^k Q_{Ni} = Q_{w1} \quad (13)$$

Uwzględniając w powyższym równaniu zależność na Q_{Ni} [L. 5] i (11) oraz po uproszczeniach i przekształceniach otrzymano zależność na ciśnienie w komorze przedniej łożyska wzdłużnego:

$$p_{w1} = \frac{4p_p R_{w1} - \phi_\omega R_p}{4R_{w1} + R_p} \quad (14)$$

gdzie: R_p – geometryczny wskaźnik oporu hydraulicznego szczeliny wypływowej w nieobciążonym łożysku poprzecznym [L. 4].

Analogicznie do zależności na p_{w1} wyznaczono równanie na p_{w2} otrzymując:

$$p_{w2} = \frac{4p_p R_{w2} - \phi_\omega R_p}{4R_{w2} + R_p} \quad (15)$$

W przypadku łożyska wzdłużnego obciążonego siłą osiową F_w we wzorach (14) i (15) uwzględniono szczeliny x_1 i x_2 wynikające z obciążenia osiowego układu zamiast szczeliny h_{0x} , zawartej odpowiednio w R_{w1} i R_{w2} . Zmodyfikowane zależności przyjęły następującą postać:

$$p_{w1} = \frac{4p_p \sigma_w - x_1^3 \phi_\omega R_p}{4\sigma_w + x_1^3 R_p} ; \quad p_{w2} = \frac{4p_p \sigma_w - x_2^3 \phi_\omega R_p}{4\sigma_w + x_2^3 R_p} \quad (16)$$

Warunek ciągłości przepływu przez dowolną komorę i w poprzecznym nieobciążonym łożysku (**Rys. 2**) jest następujący:

$$Q_{di} = Q_{Ni} + Q_{Mi} \quad (17)$$

Uwzględniając w powyższej zależności Q_{di} , Q_{Ni} i Q_{Mi} oraz przekształceniach i uproszczeniach otrzymano:

$$p_p (\eta_s R_p \kappa + 2) = \eta_s R_p \kappa p_s + p_{w1} + p_{w2} \quad (18)$$

Podstawiając do równania (18) zależności (16), otrzymano zależność na ciśnienie p_p w poprzecznym łożysku dla układu obciążonego siłą osiową F_w ($x_1 \neq x_2$):

$$p_p = \frac{\eta_s \kappa R_p p_s - \frac{\phi_\omega R_p x_1^3}{4\sigma_w + R_p x_1^3} - \frac{\phi_\omega R_p x_2^3}{4\sigma_w + R_p x_2^3}}{2 + \eta_s \kappa R_p - \frac{4\sigma_w}{4\sigma_w + R_p x_1^3} - \frac{4\sigma_w}{4\sigma_w + R_p x_2^3}} \quad (19)$$

W przypadku układu nieobciążonego siłą osiową ($x_1 = x_2$) zależność (19) przyjmuje postać:

$$p_p = \frac{\eta_s \kappa R_p p_s - \frac{2\phi_\omega R_p}{4R_w + R_p}}{2 + \eta_s \kappa R_p - \frac{8R_w}{4R_w + R_p}} \quad (20)$$

Przemieszczenie osiowe

W przypadku gdy na czop działa statyczna siła osiowa F_w , warunek równowagi sił w kierunku osiowym przyjmuje postać:

$$F_w - P_{w1} + P_{w2} = 0 \quad (21)$$

gdzie: F_w – zewnętrzna siła osiowa,

P_{w1} i P_{w2} – siły pochodzące od ciśnienia w komorach łożyska wzdłużnego.

$$P_{w1} = p_{w1} A_{rx}; \quad P_{w2} = p_{w2} A_{rx} \quad (22)$$

gdzie: A_{rx} – zastępcza powierzchnia komory łożyska wzdłużnego [L. 5].

Podstawiając do równania (21) zależności (22) i (16) oraz uwzględniając:

$$x_1^3 = (h_{0x} - x)^3 = h_{0x}^3 - 3h_{0x}^2 x + 3h_{0x} x^2 - x^3; \quad x_2^3 = (h_{0x} + x)^3 = h_{0x}^3 + 3h_{0x}^2 x + 3h_{0x} x^2 + x^3 \quad (23)$$

po przekształceniach i uporządkowaniu otrzymano równanie w postaci:

$$\begin{aligned} & \frac{F_w}{A_{rx}} R_p^2 x^6 + 8\sigma_w R_p (p_p + \phi_\omega) x^3 - 16 \frac{F_w}{A_{rx}} \sigma_w R_p h_{0x} x^2 + 16\sigma_w R_p h_{0x}^2 (p_p + \phi_\omega) x + \\ & - \frac{F_w}{A_{rx}} (16\sigma_w^2 + 8\sigma_w R_p h_{0x}^3 + R_p^2 h_{0x}^6) = 0 \end{aligned} \quad (24)$$

Podstawiając do powyższego równania zależność (19) na ciśnienie p_p w łożysku poprzecznym, uwzględnieniu w niej wzorów (23) oraz po wprowadzeniu wielkości pomocniczych otrzymano następujący wielomian:

$$\begin{aligned}
 & -OJR_p^2 x^{12} + 2OR_p^2 JEx^{10} + [SM - SR_p^2(I + J\phi_\omega)]x^9 + [OR_p^2(2GJ - G - 2FJ) - OE^2J]x^8 + \\
 & + [SE(I - 2\phi_\omega + J\phi_\omega) + Gh_{0x}(M - IR_p^2 - JR_p^2\phi_\omega)]x^7 + [OR_p^2(2JT - H - 2K) + \\
 & + OE(G + 2JF - 2JG)]x^6 + [SG(I - 2\phi_\omega) - SF(I - 2\phi_\omega) - SJ\phi_\omega(F - G) + \\
 & - GEh_{0x}(2\phi_\omega - I - J\phi_\omega)]x^5 + [OE(H - 2JT + 2K) - OFG(1 - 2J) + OG^2(1 - J) - OJF^2]x^4 + \\
 & + [SIT - S\phi_\omega(2H + 2N - JT + 2K) + Gh_{0x}(IG - IF) - G\phi_\omega h_{0x}(2G - 2F + JF - GJ)]x^3 + \\
 & + [OF(2JT - H - 2K) - OG(2JT - H - 2K - T)]x^2 + \\
 & + [GITH_{0x} - Gh_{0x}\phi_\omega(2H + 2N - JT + 2K)]x + OT(H - TJ + 2K) = 0
 \end{aligned} \quad (25)$$

gdzie:

$$\begin{array}{llll}
 E = 3R_p^2 h_{0x}^2 & H = 8R_p \sigma_w h_{0x}^3 & K = 16\sigma_w^2 & O = F_w / A_{rx} \\
 F = 3R_p^2 h_{0x}^4 & I = R_p \kappa \eta p_s & M = 2\phi_\omega R_p^2 & S = 8\sigma_w R_p \\
 G = 24R_p \sigma_w h_{0x} & J = 2 + R_p \kappa \eta & N = R_p^2 h_{0x}^6 & T = K + H + N
 \end{array}$$

Zawarta w równaniu (25) wielkość x stanowi poszukiwane przemieszczenie wynikające z obciążenia zewnętrznego siłą F_w . Równanie to jest wielomianem 12. stopnia, który rozwiązano przy wykorzystaniu metod numerycznych na konkretnych liczbach. W wyniku jego rozwiązania otrzymano maksymalnie 12 pierwiastków, z których tylko jeden stanowi wartość poszukiwanego przemieszczenia x . Kryterium wyboru pierwiastka stanowiącego wartość poszukiwanego przemieszczenia była przynależność do przyjętego zakresu zmienności, który wynosił od 0 do 15 μm .

Analiza teoretyczna rozważanego łożyska została przeprowadzona przy wykorzystaniu opracowanego algorytmu obliczeniowego zrealizowanego w programie Matlab, przedstawionego szerzej w [L. 5].

BADANIA EKSPERYMENTALNE

Celem weryfikacji wyznaczonej zależności przeprowadzono badania doświadczalne układu wrzecionowego wyposażonego w przednim węźle w poprzeczno-wzdłużne łożysko hydrostatyczne o następujących wymiarach charakterystycznych (**Rys. 1**):

- średnica łożyska poprzecznego D – 90 mm,
- szczelina promieniowa h_0 – 54 μm ,
- szerokość progu wypływowego z łożyska poprzecznego l – 4,0 mm,
- średnica kołnierza łożyska wzdłużnego D_l – 116 mm,
- średnica komory łożyska wzdłużnego D_k – 110 mm,
- szczelina osiowa h_{0x} – 29 μm .

Układ wrzecionowy zasilano stałym ciśnieniem, nastawianym zaworem przelewowym, a przed każdą komorą znajdował się dławik stały szczelinowy o wymiarach: $d_z = 6,5$ mm, $d_w = 2,0$ mm, $h_d = 120$ μ m [L. 5, 8].

Wartość przykładanego obciążenia osiowego F_w określano za pomocą zestawu składającego się z tensometrycznego czujnika siły (zakres pomiarowy 0 ± 2 kN, klasa dokładności 0,05%) i miernika mikroprocesorowego (nielinio-wość $< 0,0015\%$). Przeszaczenia wywołane siłą F_w mierzono za pomocą bezdotykowego czujnika indukcyjnego o rozdzielczości 1 μ m.

Zespół badano w następujących warunkach:

- ciśnienie zasilania: $p_s = 1,0 - 1,5 - 2,0$ MPa,
- prędkość obrotowa wrzeciona: $n = 0 - 1000 - 1250 - 1500$ obr/min,
- obciążanie układu siłą statyczną wzdłużną F_w .

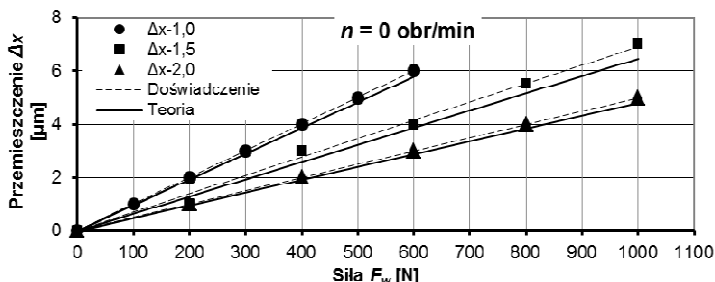
Realizując kombinacje wszystkich wymienionych powyżej parametrów otrzymano 12 serii pomiarowych. Każdą z serii powtarzano trzykrotnie.

Wszystkie serie pomiarów dzięki zastosowaniu układu regulacji temperatury czynnika roboczego (olej L-HL 46) prowadzono przy stałej temperaturze:

- τ_d – temperatura oleju przed dławikiem $\tau_d = 50,6^\circ\text{C}$ ($\eta_d = 0,026$ Pa \cdot s),
- τ_s – temperatura oleju w szczelinie wypływowej łożyska $\tau_s = 59,3^\circ\text{C}$ ($\eta_s = 0,020$ Pa \cdot s).

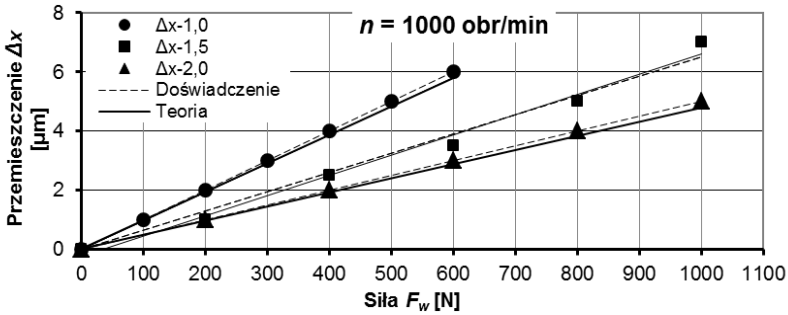
Otrzymane charakterystyki układu wrzecionowego (x)= $f(F)$ przedstawiono na Rys. 4÷6. Przebiegi teoretyczne naniesiono liniami ciągłymi, a doświadczalne – punktami i liniami przerywanymi.

Do punktów uzyskanych z badań doświadczalnych dopasowano linie trendów, 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 kwadratów współczynników korelacji R^2 , które dla 83% otrzymanych charakterystyk były równe 1. Tylko dla dwóch współczynnik ten wynosił około 0,986. Wartości uzyskanych współczynników korelacji R^2 pozwalają uznać, iż zależność (x)= $f(F)$ jest liniowa.



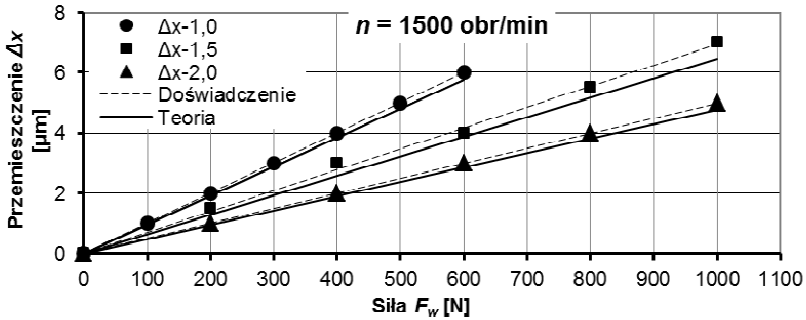
Rys. 4. Przeszaczenia osiowe wrzeciona w funkcji F_w dla $n = 0$ obr/min

Fig. 4. Spindle axial displacement versus F_w for $n = 0$ rpm



Rys. 5. Przesunięcia osiowe wrzeciona w funkcji F_w dla $n = 1000$ obr/min

Fig. 5. Spindle axial displacement versus F_w for $n = 1000$ rpm



Rys. 6. Przesunięcia osiowe wrzeciona w funkcji F_w dla $n = 1500$ obr/min

Fig. 6. Spindle axial displacement versus F_w for $n = 1500$ rpm

Do oceny zgodności wyników uzyskanych eksperymentalnie z wynikami obliczeń teoretycznych określono zarówno różnice bezwzględne, jak i względne przemieszczeń (δ_x).

Różnicę względną δ_x w osi Ox wyznaczono z zależności:

$$\delta_x = \frac{\Delta x_d - \Delta x_t}{\Delta x_t} \cdot 100\% \quad (26)$$

gdzie: Δx_t – teoretyczna wartość przemieszczenia,

Δx_d – doświadczalna wartość przemieszczenia.

Różnice bezwzględne wyników teoretycznych i doświadczalnych mniejsze niż $0,22 \mu\text{m}$ stanowiły 66% wszystkich pomiarów. W przypadku pozostałych przypadków różnice bezwzględne były równe $0,53 \mu\text{m}$ i dawały różnice względne mniejsze niż 8,2%.

PODSUMOWANIE

Wyprowadzona zależność na przemieszczenie osiowe uwzględniająca ruch obrotowy wykazuje wysoką zgodność z wynikami badań doświadczalnych przebadanego łożyska.

Na podstawie badań doświadczalnych i przeprowadzonej analizy teoretycznej w zakresie badanych wartości ciśnienia zasilania i prędkości obrotowej można stwierdzić, że:

- niezależnie od prędkości obrotowej wrzeciona występuje wyraźny wpływ ciśnienia zasilania na sztywność osiową układu – ze wzrostem ciśnienia sztywność rośnie;
- dla przyjętych wymiarów łożyska wzdłużnego z komorą pierścieniową nie stwierdza się wpływu prędkości obrotowej na przemieszczenia wzdłużne;
- w zakresie badanych parametrów można przyjąć, że zależności przemieszczeń od obciążenia w kierunku osiowym jest funkcją liniową – oznacza to, że sztywność jest stała w kierunku osiowym.

Planuje się zweryfikowanie wyprowadzonej zależności dla innych parametrów geometrycznych łożyska.

Uzyskane wyniki analizy teoretycznej i doświadczalnej można wykorzystać do optymalizacji projektowanych wrzecionowych węzłów łożyskowych. Uzyskane wyniki potwierdzają zalety łożysk hydrostatycznych i mogą być wykorzystane przy projektowaniu układów wrzecionowych precyzyjnych obrabiarek.

LITERATURA

1. Hale L.C., Wulff T.A., Sedgewick J.C.: Testing a low-influence spindle motor. *Precision Engineering* 29 2005, s. 1–10.
2. Przybył R.: Podstawowe problemy projektowania zespołów wrzecionowych wyposażonych w łożyska hydrostatyczne, [w:] *Obróbka ścierna w technikach wytwarzania. Badania i aplikacje*, (red. Dąbrowski L.), Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2005, s. 115–122.
3. Rowe W.B.: *Hydrostatic and Hybrid Bearing Design*. London: Butterworths 1983, s. 167–178.
4. Przybył R.: Poprzeczne łożyska hydrostatyczne w zespołach wrzecionowych obrabiarek. *Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej* 2003 nr 921, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej Łódź (praca habilitacyjna).
5. Sikora M.: *Analiza i badania właściwości hydrostatycznych łożysk poprzeczno-wzdłużnych przeznaczonych dla wrzecion obrabiarek*, Politechnika Łódzka 2010 (praca doktorska).
6. Gnadler R.: Einfluß der Drehzahl auf Öldurchsatz, Zuführdruck und Tragfähigkeit hydrostatischer Axiallager. *Konstruktion*, 1973, 25, s. 477–481.

7. Osiecki A.: Hydrostatyczny napęd maszyn. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne Warszawa 2004, ISBN 83-204-3025-9, s. 55–57.
8. Sikora M., Przybył R.: Badania dławików stosowanych w łożyskach hydrostatycznych. *Hydraulika i Pneumatyka*, 2007, z. 6, s. 5–8.

Summary

In this paper, the author presents the theoretical analysis of the combined journal and thrust hydrostatic bearings. An attempt has been made to take into account the spindle rotational speed in the analysis of its axial displacement caused by the longitudinal external force. The derived theoretical relationship was verified experimentally using the spindle unit of a grinder with an analytical front support. For the analysed geometric bearing dimensions, the derived dependencies show high compatibility with the results of experimental studies.

