ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1978

Seria: MECHANIKA z. 63 Nr kol. 537

Mieczysław PISZ, Jan KOSMOL,
Adam ŚCISŁOWICZ

NOWE URZĄDZENIA ZACISKOWE DLA OBRABIAREK

Streszczenie. Podział urządzeń zaciskowych, charakterystyka istniejących rozwiązań. Budowa, obliczanie i badanie urządzenia hydrauliczno-stożkowego do zaciskania zespołów obrabiarek na prowadnicach.

1. Wstęp

W zasadzie wszystkie zespoły przesuwne powinny być w czasie obróbki zaciśnięte na prowadnicach (za wyjątkiem wykonujących ruchy posuwowe) celem zabezpieczenia się przed nie zamierzonymi ich przemieszczeniami pod wpływem sił skrawania, jak również celem zwiększenia sztywności połączenia.

Podstawowym zadaniem urządzenia zaciskowego jest wywołanie odpowiedniej siły dociskającej oraz utrzymanie jej przez odpowiednio długi okres czasu. Względy konstrukcyjne wymagają natomiast zwartej budowy i małych wymiarów urządzenia zaciskowego. Z powyższego wynika, że stosunek siły wywoływanej przez urządzenie zaciskowe do jego ciężaru (objętości) może stanowić wskaźnik kryterialny ich oceny.

2. Podział urządzeń zaciskowych

Ze względu na zasadę działania wyróżniamy urządzenia zaciskowe:

- ręczne,
- elektromechaniczne,
- elektromagnetyczne,
- hydrauliczne,
- pneumatyczne,
- mieszane.

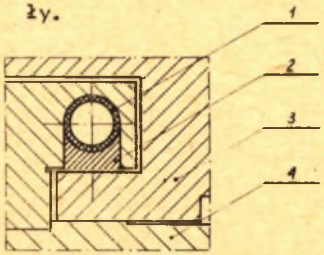
Ze względu na sposób wywierania siły wyróżniamy urządzenia zaciskowe:

- śrubowe,
- dźwigniowe,
- mimośrodowe,
- klinowe,

- stożkowe,
- tłokowe,
- membranowe,
- inne.

Ze względu na sposób utrzymywania siły zaciskowej w czasie, wyróżniamy urządzenia zaciskowe:

- samohamowne, do których energia doprowadzana jest tylko w momencie zadziałania urządzenia,
- niesamohamowne, do których musi być doprowadzana energia w sposób ciągły.



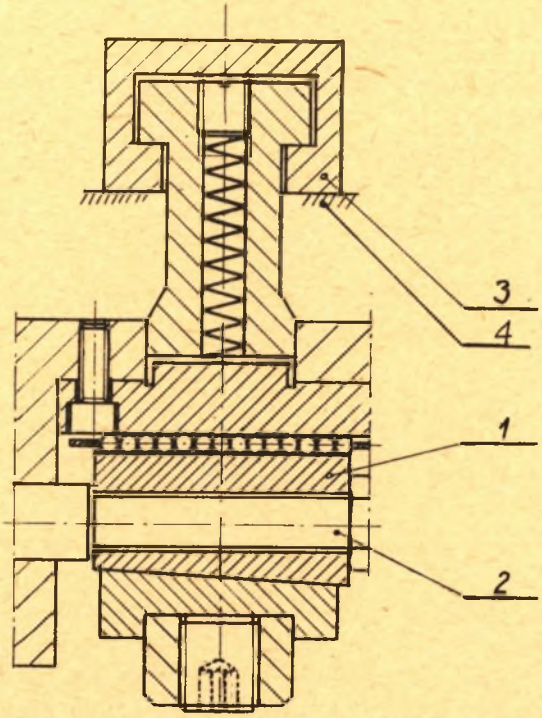
Rys. 1. Urządzenia do zaciskania palety na stole w Centrum Obróbkowym C-101 NC firmy Saalfeld (NRD)

1 - przewód gumowy, 2 - listwa dociskowa, 3 - paleta, 4 - stół

Do najkorzystniejszych urządzeń zaciskowych należą hydrauliczne tłokowe i membranowe. Cechuje je zwarta budowa, małe wymiary i duże siły zaciskowe. Na rys. 1 przedstawiono fragment hydraulicznego urządzenia do zaciskania palety na stole obrotowym Centrum Obróbkowego C-101 NC firmy Saalfeld [1]. Zasadniczym elementem jest przewód gumowy 1, który odkształcając się pod wpływem ciśnienia oleju, powoduje docisk listwy 2 do palety 3 a tym samym palety do prowadnic stołu 4.

Urządzenia zaciskowe hydrauliczne tłokowe i membranowe jako niesamohamowne wymagają ciągłego utrzymywania ciśnienia pod tłokiem lub membraną. Względy bezpieczeństwa w tym przypadku wymagają stosowania kosztownych akumulatorów ciśnienia. W obrabiarkach o dominującym udziale urządzeń hydraulicznych akumulatory stanowią na ogół integralną część wyposażenia i wówczas urządzenia zaciskowe hydrauliczne tłokowe i membranowe są najkorzystniejsze. W obrabiarkach, w których hydraulika ma podrzędniejsze znaczenie (głównie czynności smarownicze) stosowane są na ogół urządzenia zaciskowe samohamowne. Urządzenia zaciskowe samohamowne posiadają małą sprawność mechaniczną (poniżej 0,5), są podatne na wpływy drgań mechanicznych, posiadają duże wymiary gabarytowe, jak również są skomplikowane technologicznie. Nie wymagają jednak ciągłego dostarczania energii do zaciskania.

Na rys. 2 przedstawiono fragment samohamownego urządzenia hydraulicznego klinowego do zaciskania stołu obrotowego na prowadnicach wiertarkofrezarki WFE-80/100 [2]. Zasadniczym elementem jest klin 1 związany z tłokiem 2. Zaciśnięcie prowadnicy 3 na powierzchni oporowej 4 nastąpi, gdy klin 1 wykona ruch w lewo pod wpływem ciśnienia oleju doprowadzonego pod tłok 2.



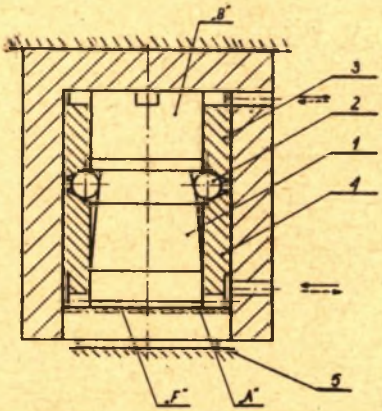
Rys. 2. Urządzenie do zaciskania stołu obrotowego na prowadnicach wiertarko-frezarki WFE-80/100

1 - klin samohamowny, 2 - tłok hydrauliczny, 3 - stół obrotowy, 4 - powierzchnia oporowa

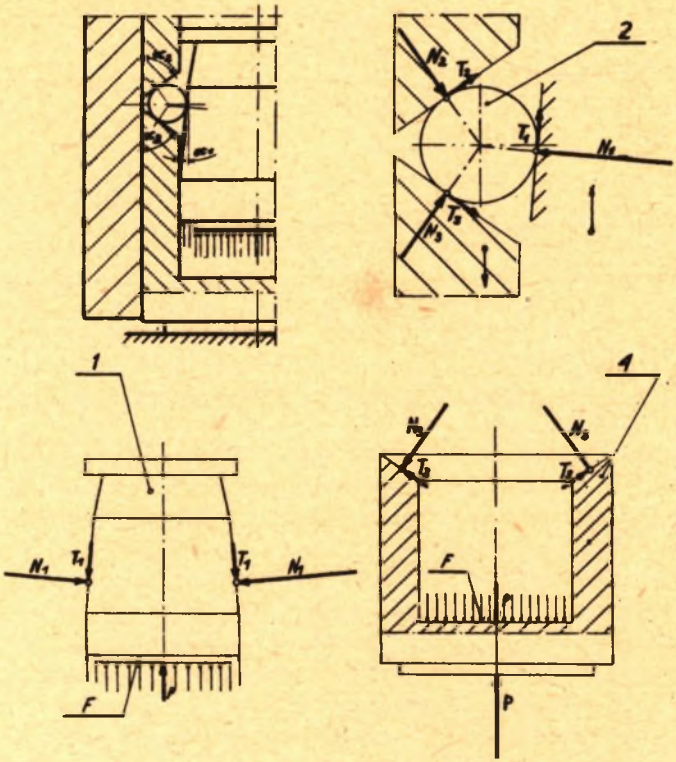
3. Budowa i działanie urządzenia zaciskowego hydrauliczno-stożkowego [3]

W Zespole Obrabiarek Instytutu Budowy Maszyn Politechniki Śląskiej opracowano projekt urządzenia zaciskowego samohamownego hydrauliczno-stożkowego (rys. 3). Cechuje się ono zwartą budową i prostotą technologiczną (wszystkie elementy są typu obrotowego). Strumień oleju pod ciśnieniem p doprowadzony do przestrzeni "A" działa na powierzchnię F tłoczka 1, który naciska swą pobocznicą stożkową na elementy toczne 2. Elementy toczne stykając się z nieruchomą tuleją 3 i tłoczkiem 4 powodują jego docisk do powierzchni oporowej 5 (np. prowadnica). Po odcięciu strumienia oleju urządzenie pozostaje zaciśnięte z uwagi na zjawisko samohamowności na styku powierzchni stożkowej tłoczka 1 z elementami tocznymi 2.

Jeżeli doprowadzimy strumień oleju nad tłoczek 1 (przestrzeń "B") to nastąpi zwolnienie zacisku. Dodatkowa powierzchnia stożkowa (o dużej zbieżności) na tłoczku 1 pozwala na uzyskanie jałowego ruchu tłoczka 4.



Rys. 3. Urządzenie zaciskowe hydrauliczno-stożkowe
1 - tłoczek, 2 - elementy toczne, 3 - tuleje, 4 - tłoczek, 5 - powierzchnia oporowa, F - pole powierzchni tłoczka 1



Rys. 4. Rozkład obciążenia na elementach tocznych 2, tłoczku 1 i 4
N_1, N_2, N_3 - siły normalne, T_1, T_2, T_3 - siły tarcia, p - ciśnienie oleju pod tłoczkiem 1, P - siła dociskowa

4. Określenie wielkości siły zaciskowej

Celem określenia wielkości siły zaciskowej rozpatrzony zostanie stan równowagi elementów tocznych 2, tłoczka 1 i tłoczka 4. Rys. 4 przedstawia schemat obciążenia elementu tocznego 2, tłoczka 1 i 4 w stanie równowagi.

Równania równowagi przedstawiają się następująco
dla elementu tocznego 2:

$$N_1 \cdot \cos\alpha_1 + T_1\sin\alpha_1 + N_2\cos\alpha_2 + T_2\sin\alpha_2 + N_3\cos\alpha_3 + T_3\sin\alpha_3 = 0 \tag{1}$$

$$N_1\sin\alpha_1 + T_1\cos\alpha_1 - N_2\sin\alpha_2 + T_2\cos\alpha_2 + N_3\sin\alpha_3 - T_3\cos\alpha_3 = 0 \tag{2}$$

dla tłoczka 1:

$$(N_1\sin\alpha_1 + T_1\cos\alpha_1) \cdot n + p \cdot F = 0 \tag{3}$$

dla tłoczka 4:

$$(N_3\sin\alpha_3 - T_3\cos\alpha_3) \cdot n - p \cdot F + P = 0 \tag{4}$$

N_1, N_2, N_3 - reakcje normalne w miejscu styku elementu tocznego 2 z tłoczkami 1, 3, 4,
T_1, T_2, T_3 - siły tarcia na styku elementu tocznego 2 z tłoczkami 1, 3, 4,
n - liczba elementów tocznych.

Wprowadzając zależność

$$T = \mu \cdot N, \tag{5}$$

gdzie μ - współczynnik tarcia i rozwiązując równania (1), (2), (3), (4), (5) otrzymamy wzór na przełożenie sił i:

$$i = \frac{P}{p \cdot F} = 1 + \left(\frac{\sin\alpha_3 - \mu_3 \cdot \cos\alpha_3}{\sin\alpha_1 + \mu_1 \cdot \cos\alpha_1}\right) \times$$

$$\times \frac{(1 - \mu_1 \cdot \mu_2) \cdot \sin(\alpha_2 - \alpha_1) - (\mu_1 + \mu_2) \cdot \cos(\alpha_2 - \alpha_1)}{(1 - \mu_2 \cdot \mu_3) \cdot \sin(\alpha_2 + \alpha_3) - (\mu_2 + \mu_3) \cdot \cos(\alpha_2 + \alpha_3)} \tag{6}$$

Zakładając $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu$ oraz przyjmując symetryczną wersję zacisku $\alpha_2 = \alpha_3 = \alpha$, wzór (6) przyjmuje postać uproszczoną

$$i = \frac{P}{p \cdot F} = 1 + \frac{\sin\alpha - \mu \cdot \cos\alpha}{\sin\alpha_1 + \mu \cdot \cos\alpha_1} \times$$

$$\times \frac{(1-\mu^2) \cdot \sin(\alpha - \alpha_1) - 2 \cdot \mu \cdot \cos(\alpha - \alpha_1)}{(1-\mu^2) \cdot \sin 2\alpha - 2 \cdot \mu \cdot \cos 2\alpha} \tag{7}$$

a wartości sił normalnych decydujących o naciskach stykowych:

$$N_1 = \frac{p \cdot F}{n} \cdot \frac{1}{(\sin\alpha_1 + \mu \cdot \cos\alpha_1)} \tag{8}$$

$$N_2 = \frac{p \cdot F \cdot i}{n} \cdot \frac{1}{(\sin\alpha - \mu \cdot \cos\alpha)} \tag{9}$$

$$N_3 = \frac{p \cdot F}{n}(i-1) \cdot \frac{1}{(\sin\alpha - \mu \cdot \cos\alpha)} \tag{10}$$

Związek pomiędzy skokiem y tłoczka 4 a skokiem x tłoczka 1 (bez uwzględnienia odkształceń na stykach współpracujących powierzchni) przedstawia wzór (11)

$$\frac{y}{x} = \frac{\mathrm{tg}\,\alpha_1}{\mathrm{tg}\,\alpha} \tag{11}$$

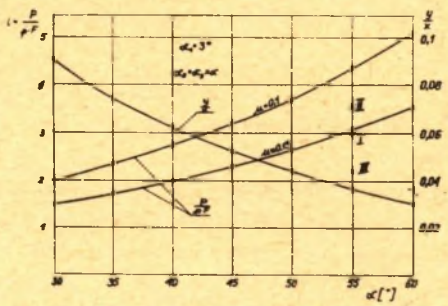
gdzie:

$\frac{y}{x}$ - "przełożenie" geometryczne,

y - skok roboczy tłoczka 4 (minimalna wartość y wynika z żądanego luzu przy zwolnionym urządzeniu zaciskowym i z odkształceń zaciskanych elementów),

x - skok roboczy tłoczka 1.

Na rys. 5 przedstawiono graficzny obraz wzoru (7) i wzoru (11).



Rys. 5. Graficzny obraz wzoru (7)

x - skok roboczy tłoczka 1, y - skok roboczy tłoczka 4, I, II, III - wyniki uzyskane z pomiarów dla trzech różnych wersji zacisku (wg rys. 3, 8, 9)

Projektowanie tego typu urządzeń zaciskowych sprowadza się do następujących punktów:

1. Dobór kąta α_1 z uwagi na zachowanie warunku samohamowności.
2. Dobór kątów α_2 i α_3 z uwagi na żądane "przełożenie" $i = \frac{P}{p \cdot F}$ oraz skok roboczy tłoczka y (patrz rys. 5).
3. Dobór średnicy d_k oraz liczby elementów tocznych n z uwagi na dopuszczalne naciski stykowe. Naciski te limitują żywotność urządzenia.

Wartość kąta α_1 decyduje o samohamowności zacisku i bardzo silnie wpływa na przełożenie $i = \frac{P}{p \cdot F}$ oraz y/x. Nadmierne zmniejszenie kąta α_1 powoduje konieczność zwiększenia skoku x tłoczka 1 a tym samym wzrost gabarytów zacisku. Zalecane wartości α_1 (na podstawie przeprowadzonych prób) wynoszą $2{,}5^o$-3°. Dla $\alpha_1 > 3^o$ zaciski nie wykazywały zjawiska samohamowności.

Dobór kątów α_2 i α_3 odbywa się z uwagi na żądane przełożenie $i = \frac{P}{p \cdot F}$ oraz przełożenie geometryczne y/x. Na rys. 5 przedstawiono zależność obu przełożeń od kąta $\alpha_2 = \alpha_3 = \alpha$. Krzywa przełożenia geometrycznego y/x nie uwzględnia odkształceń na stykach kulek z tłoczkami 1, 3 i 4. Dobór kątów α_2 i α_3 dla uzyskania żądanego przełożenia wymaga znajomości współczynnika tarcia μ. Na podstawie przeprowadzonych prób zaleca się przyjmować do obliczeń wstępnych $\mu = 0{,}10$-$0{,}15$. Średnicę d_k i liczbę elementów tocznych n wyznaczamy z warunku na dopuszczalne naciski stykowe pomiędzy elementem tocznym 2 i tłoczkami 1, 3 i 4. Korzystając z teorii Hertza [L. 4] można przyjąć do obliczeń wstępnych:

$$q_i = K \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{d_k^2}} \quad \left(\frac{kG}{mm^2}\right) \qquad i = 1, 3, 4 \tag{12}$$

q_i - naciski stykowe pomiędzy kulką i tłoczkami 1, 3 lub 4,
N_i - siła normalna na styku kulki i tłoczków 1, 3 lub 4 (kG),
d_k - średnica kulki (mm).

Wartości współczynnika K można przyjąć:
K = 160 - przy współpracy kulki z wypukłą pobocznicą stożkową

$$(\text{dla } d_k << [d_1, d_3, d_4])$$

d_1, d_3, d_4 - średnica tłoczków 1, 3 i 4,
K = 100 - przy współpracy kulki z płaską powierzchnią lub wklęsłą pobocznicą stożkową.

Warunkiem zachowania określonej żywotności jest:

$$q(q_1, q_3, q_4)_{max} \leq q_{dop}$$

Wartość nacisków dopuszczalnych dla tłoczków 1, 3 i 4 wykonanych z hartowanej stali do ok. 60 HRC można przyjąć [L. 5]

$$q_{dop} = 150 \text{ kG/mm}^2$$

Ze wzoru (12) wynika, że o naciskach stykowych w pierwszym rzędzie decyduje średnica kulki (d_k^2) a w drugiej liczba kulek. Należy więc dobierać kulki o jak największej średnicy a następnie liczbę kulek.

5. Badanie urządzenia zaciskowego

Celem praktycznego zweryfikowania wzoru (7) w Instytucie Budowy Maszyn wykonano modele takich urządzeń w trzech wersjach (rys. 3, rys. 8, rys.9) i zbadano zależność siły dociskowej P w funkcji ciśnienia zasilania p.

Modele miały następujące wymiary:

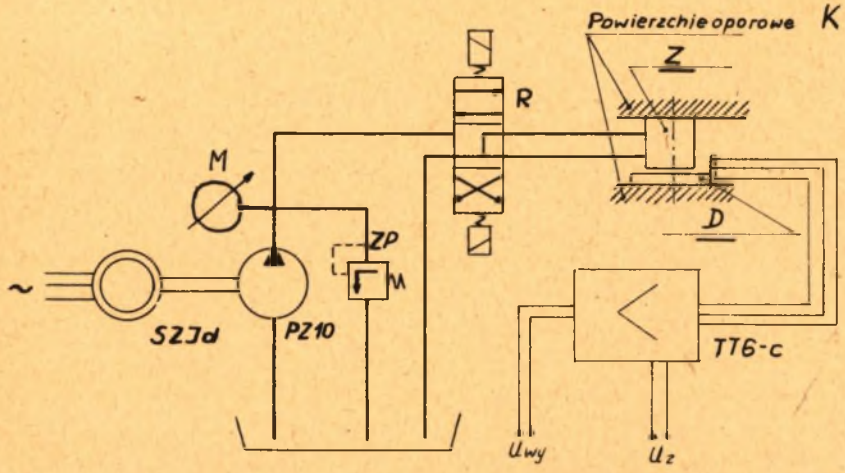
- $\alpha_1 = 3^\circ, 3{,}5^\circ$,
- $\alpha_2 = \alpha_3 = 55^\circ$,
- średnica tłoczka 1
  d_1 = 40 mm (wg rys. 3), 50 mm (wg rys. 8), 85 mm (wg rys. 9),
- średnica elementów tocznych 2
  d_k = 10 mm (rys. 3), 10 mm (rys. 8), 13 mm (rys. 9),
- liczba kulek
  n = 15 (rys. 3), 12 (rys. 8), 11 (rys. 9),
- materiał tłoczków 1, 3 i 4 - stal łożyskowa ŁH 15.

Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 6. Składa się ono z pompy zębatej PZ 10, zaworu przelewowego ZP, rozdzielacza suwakowego trójpołożeniowego R, zacisku Z, dynamometru tensometrycznego D, mostka tensometrycznego TT6C, sztywnego korpusu K, manometru M.

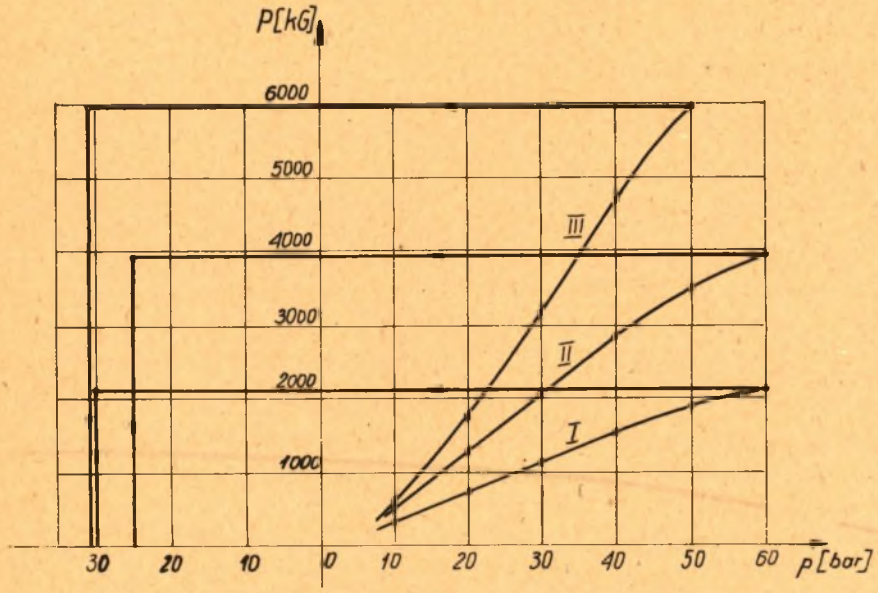
Dynamometr tensometryczny D w rozpatrywanym zakresie obciążeń ma liniową charakterystykę.

Wyniki pomiarów przedstawiono w układzie współrzędnych (p, P) na rys. 7 oraz na rys. 5 w postaci punktów I, II, III (dla trzech wersji urządzeń zaciskowych).

Celem zwolnienia zacisku, strumień oleju doprowadzony zostaje na przeciwną stronę tłoczka, co przedstawia linia ciągła dla umownie ujemnej wartości ciśnienia p.



Rys. 6. Schemat stanowiska pomiarowego do badania urządzenia zaciskowego
Z - urządzenie zaciskowe, D - dynamometr tensometryczny, TT6C - mostek tensometryczny, ZP - zawór przelewowy, K - sztywny korpus stanowiska, R - rozdzielacz trójpołożeniowy, M - manometr

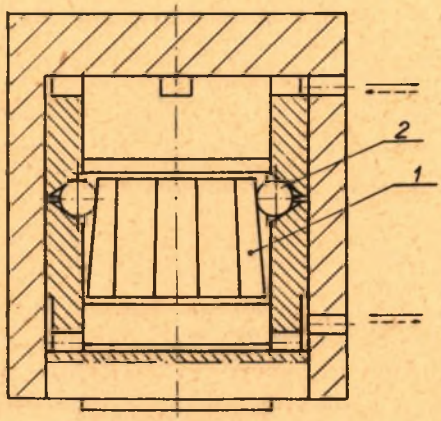


Rys. 7. Zależność siły dociskowej P od ciśnienia roboczego p
I - dla wersji zacisku wg rys. 3, II - dla wersji zacisku wg rys. 8, III - dla wersji zacisku wg rys. 9

6. Wnioski końcowe

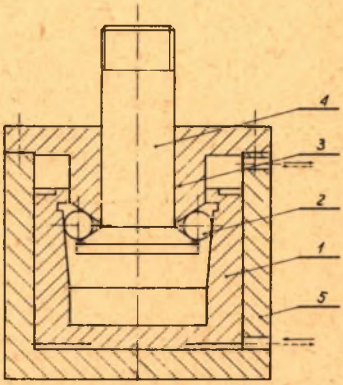
1. Przeprowadzone próby doświadczalne potwierdziły słuszność przyjętej koncepcji. Urządzenie zachowywało warunek samohamowności pomimo odcięcia strumienia oleju dla $\alpha_1 \leq 3^o$. Zwolnienie zacisku następowało dopiero po zadziałaniu strumienia oleju po przeciwnej stronie tłoczka 1 ciśnieniem ok. (0,4-0,5) . p_{max}.

2. Warunkiem limitującym dopuszczalne siły dociskowe P są naciski stykowe. Celem polepszenia niekorzystnych warunków styku kulki i tłoczka 1 (występują tu największe siły normalne) stożkową pobocznicę tłoczka 1 (rys. 3) można zastąpić pobocznicą ostrosłupa jak na rys. 8 lub stożkową pobocznicą wklęsłą jak na rys. 9.



Rys. 8. Zmodyfikowana wersja urządzenia zaciskowego

1 - tłoczek z samohamownym ostrosłupem ściętym, 2 - elementy toczne



Rys. 9. Zmodyfikowana wersja urządzenia zaciskowego z wewnętrznym stożkiem samohamownym

3. Wyniki prób doświadczalnych są zgodne ze wzorem teoretycznym (7) dla współczynnika tarcia $\mu = 0,10-0,15$ i dla kąta $\alpha_1 = 3^o$.

Wyniki prób wersji zacisku wg rys. 9 odbiegają od obliczeń teoretycznych (rys. 5 p. III). Analizując ten model po zakończeniu prób stwierdzono, że wskutek błędów montażu na stanowisku próbnym (nie zachowano prostopadłości osi do podstawy) wystąpił nierównomierny docisk kulek 2 do bieżni tłoczków 1, 3 i 4. Powstała więc wypadkowa siła poprzeczna (różna od zera), która wywołała dodatkową siłę tarcia pomiędzy tłoczkiem 1 i korpusem oraz tłoczkami 3 i 4.

LITERATURA

[1] Dokumentacja Techniczno-Ruchowa Centrum Obróbkowego C-101 NC firmy Saalfeld (NRD).

[2] Dokumentacja Techniczno-Ruchowa Wiertarko-Frezarki WFE-80/100.

[3] Kosmol J., Pisz M., Ścisłowicz A.: Urządzenie do zaciskania zwłaszcza zespołów przesuwnych na prowadnicach obrabiarek. Patent tymczasowy P-173090, 1974.

[4] Poradnik Inżyniera Mechanika - t. II WNT, Warszawa 1969.

[5] Wrotny L.T.: Podstawy Konstrukcji Obrabiarek. WNT, Warszawa 1973.

НОВЫЕ ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СТАНКОВ

Р е з ю м е

Приводятся классификация зажимных устройств, характеристика существующих решений и конструкция. Даётся также расчёт и испытание гидравлического конусного устройства для крепления узлов металлорежущих станков на направляющих.

NEW CLAMPING DEVICES FOR WORKING MACHINES

S u m m a r y

There has been given the division of clamping dev.ces, the characteristics of existing solutions as well as the construction, constructional calculations and testing a hydraulic-conic device for clamping the machine tool systems on guides.