

Na prawach rękopisu

Zbigniew WASIAK

ODKSZTAŁCENIA ŚRUBOWYCH
PRZEKŁADNI TOCZNYCH
Z ZARYSEM JEDNOŁUKOWYM

Praca doktorska

**Publikacja nie zawiera nowego
rozwiązania rozwiązania technicznego
nadejście się do opatentowania.**

Promotor:

Doc.dr inż. Jerzy JEDRZEJEWSKI

RZECZNIK PATENTOWY

Mgr inż. Teodor Torosiewicz

5.01.1979.

I n s t y t u t
Technologii Budowy Maszyn
Politechniki Wrocławskiej

W r o c ł a w 1 9 7 9

mgr inż. Zbigniew Wasiak

I n s t y t u t
Technologii Budowy Maszyn
Politechniki Wrocławskiej
ul.Łukasiewicza 3/5
50-371 W r o c ł a w

Słowa kluczowe: śrubowa przekładnia toczna, obrabiarka,
przemieszczenia, odchyłka położenia, mo-
ment tarcia

Komunikat wpłynął:

SPIS TREŚCI
=====

	<u>str.:</u>
Wykaz ważniejszych oznaczeń	IV
1. Wstęp i cel pracy	1
2. Czynniki wpływające na odkształcenia śrubowej przekładni tocznej	8
3. Odkształcenia łożysk wzdłużnych	16
3.1. Łożyska nienapięte wstępnie	16
3.2. Łożyska napięte wstępnie	19
4. Odkształcenia tocznej śruby pociągowej	36
4.1. Śruba ułożyskowana jednostronnie	39
4.2. Śruba ułożyskowana dwustronnie przy zastosowaniu dwu łożysk wzdłużnych	41
4.3. Śruba ułożyskowana dwustronnie przy zastosowaniu trzech łożysk wzdłużnych	47
4.4. Śruba ułożyskowana dwustronnie przy zastosowaniu czterech łożysk wzdłużnych	60
5. Wpływ odkształcenia śruby i łożysk na dokładność ustalania położenia zespołów obrabiarek	71
6. Odkształcenie połączenia śruby z nakrętkami	82
6.1. Wstępne napinanie nakrętek	82
6.2. Czynniki wpływające na przemieszczenie względem śruby wstępnie napiętych nakrętek z gwintem o zarysie jednożukowym	85
6.3. Początkowy kąt działania przekładni	88
6.4. Przemieszczenie nakrętki względem śruby w funkcji obciążenia	89
6.4.1. Wpływ zmiany kąta działania przekładni na przemieszczenie nakrętki	95
6.4.2. Wpływ błędów wykonania przekładni na przemieszczenie nakrętki	98
6.4.3. Rozkład obciążenia zwojów gwintu śruby i nakrętki	106

6.5. Wyznaczenie obciążenia wstępnie napiętych nakrętek i ich przemieszczenia względem śruby	146
6.6. Wpływ niektórych czynników związanych z konstrukcją, napięciem wstępnym i obciążeniem zewnętrznym na przemieszczenie nakrętek względem śruby i ich obciążenie	158
7. Ciepłne odkształcenia zespołu śrubowej przekładni tocznej	172
7.1. Czynniki wpływające na ciepłne odkształcenia tocznej śruby pociągowej	172
7.2. Tarcie w śrubowej przekładni tocznej	177
7.3. Moment tarcia i sprawność śrubowej przekładni tocznej	182
8. Badania eksperymentalne	191
8.1. Program badań	191
8.2. Stanowiska badawcze	192
8.2.1. Stanowisko do pomiaru obciążenia nakrętek i ich przemieszczenia względem śruby	192
8.2.2. Stanowisko do pomiaru momentu tarcia nakrętek, ich temperatury oraz temperatury i cieplnego wydłużenia śruby	194
8.3. Pomiar wstępnego napięcia nakrętek i ich obciążenia	198
8.4. Pomiar przemieszczenia nakrętek oraz cieplnych zmian długości śruby	200
8.5. Pomiar momentu tarcia nakrętek	201
8.6. Pomiar temperatur	202
8.7. Pomiar promieniowego przemieszczenia zewnętrznej powierzchni nakrętki	205
9. Badanie obciążenia nakrętek i ich przemieszczenia względem śruby	208
9.1. Określenie wielkości charakterystycznych bieżni gwintu śruby i nakrętki	208
9.2. Obciążenie nakrętek śrubowej przekładni tocznej i ich przemieszczenie względem śruby	210
9.3. Badanie wpływu odchyłki prostopadłości oporowej powierzchni kołnierza nakrętki do osi śruby na ich względne przemieszczenie	216

9.4. Badanie promieniowych przemieszczeń nakrętki	219
10. Badanie wpływu warunków pracy śrubowej przekładni tocznej na moment tarcia nakrętek	223
10.1. Wpływ błędów wykonania śruby na zmiany momentu tarcia oraz sposób wyeliminowania tego wpływu	223
10.2. Wpływ wstępnego napięcia nakrętek	226
10.3. Wpływ kątowej prędkości śruby	229
10.4. Wpływ smarowania	231
10.5. Wpływ odchyłki prostopadłości czołowej powierzchni elementu napinającego	232
11. Rozkład temperatury na śrubie i nakrętkach oraz cieplne odkształcenia śruby	235
12. Wnioski końcowe	240
13. Wykaz literatury	247

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- a, b - wielkości stałe we wzorach Lamego
- c, C_{sT1}, C_{sT2} - współczynniki we wzorach na zbliżenie powierzchni styku
- c_1 - współczynnik we wzorze na zbliżenie kulki i bieżni
- d_1, r_1 - średnica i promień kulki śrubowej przekładni tocznej
- d_k - średnica kulki łożyska
- d_n, r_n - średnica nominalna i nominalny promień śruby tocznej
- d_s - zastępcza średnica śruby
- d_{ws}, r_{ws} - średnica i promień dna bieżni śruby
- d_{wn}, r_{wn} - średnica i promień dna bieżni nakrętki
- d_z - zewnętrzna średnica śruby
- $e\delta$ - współczynnik zależny od promieni głównych krzywizn bieżni i od promienia kulki
- f - współczynnik tarcia tocznego
- h - skok gwintu
- i - numer kulki
- j_{1i} - sztywność łożyska oznaczonego liczbą "i"
- j_{1ij} - zastępcza sztywność łożysk "i" i "j"
- j_s - sztywność odcinka śruby pomiędzy nakrętkami
- j_T - sztywność tulei napinającej
- j_{s1} - sztywność odcinka l_I śruby
- j_{s2} - sztywność odcinka l_{II} śruby
- j_A - zastępcza sztywność śruby i łożysk odniesiona do jej punktu A
- k, j, l, m - numer zwoju gwintu wypełnionego kulkami
- k_z - współczynnik nierównomiernego obciążenia kulek
- k_n, k_n' - współczynnik nierównomierności obciążenia zwojów gwintu

- l, l_I, l_{II} - długość odkształcalnej części śruby oraz jej odcinków przed i za nakrętką
- l_1 - odległość od punktu zerowania do punktu A na śrubie
- l_w - długość styku wałka z bieżniami
- l_T, A_T, E_T - długość, pole przekroju i moduł sprężystości podłużnej materiału tulei napinającej
- m_1, m_2 - wykładniki we wzorze na zbliżenie powierzchni styku
- m - numer zwoju gwintu nakrętki, nad którym znajduje się kołnierz
- n - liczba zwojów gwintu wypełnionych kulkami
- r_2, r_{2s}, r_{2n} - promienie bieżni gwintu śruby i nakrętki
- t - czas
- w - prędkość kątowna śruby
- z - liczba kulek w nakrętce
- z_{obl} - obliczeniowa liczba kulek
- A - powierzchnia styku kołnierza nakrętki i czoła elementu napinającego
- A_s, A_n - pole przekroju poprzecznego śruby i nakrętki
- C_k - współczynnik we wzorze na ugięcie łożyska
- C_n, C_{nI}, C_{nII} - współczynnik we wzorze na osiowe przemieszczenie nakrętki względem śruby
- C_{stat} - statyczna nośność przekładni
- C_{sI}, C_{sII} - podatność odcinka l_I i l_{II} śruby
- C_N - współczynnik obliczony dla kulek w jednym zwoju gwintu
- D_s - zastępcza średnica nakrętki
- D_w - wewnętrzna średnica nakrętki
- D_z - zewnętrzna średnica nakrętki
- E, E_s, E_n - moduł sprężystości ogólnie oraz materiału śruby i nakrętki

- F_k, F_j - osiowa siła przenoszona przez jeden zwój gwintu
- F_{min}, F_{sr}, F_{max} - najmniejsza, średnia i największa siła przenoszona przez jeden zwój gwintu
- L, L_1, L_2 - osiowy luz przekładni
- M - czynny moment napędzający śrubę
- M_{P_0} - moment potrzebny do pokonania biernej siły P_0
- M_t - moment tarcia nakrętek względem śruby
- P - siła normalna do powierzchni styku
- P_1 - siła oddziaływania pomiędzy kulką a bieżnią
- P_0 - osiowa siła zewnętrzna
- $P_{Iz}, P_{I'z}, P_{IIz}, P_{II'z}, P_{Izs}, P_{I'zs}, P_{IIzs}, P_{II'zs}$ - siły obciążające łożyska wzdłużne
- P_{Is}, P_{IIs} - obciążenie odcinków l_I i l_{II} śruby
- P_{IN}, P_{IIN} - obciążenie nakrętek I i II
- Q_z, Q_z' - siła wstępnego napięcia łożysk wzdłużnych
- Q_N - siła wstępnego napięcia nakrętek
- Q_{Nmin} - konieczna, minimalna siła napięcia nakrętek
- Q_s - siła wstępnego napięcia śruby
- T_1 - siła styczna
- U_A, U_{AO}, U_{AL} - odchyłka położenia organu roboczego
- $|U|_{Asr}$ - średnia arytmetyczna bezwzględnych wartości odchyłek ustalania położenia
- α - początkowy kąt działania przekładni
- α_r - rzeczywisty kąt działania przekładni
- δ_z - ugięcie łożyska
- δ_{k1} - przemieszczenie kołnierza nakrętki względem pierwszego wypełnionego kulkami zwoju gwintu śruby
- δ_{kb} - zbliżenie kulki i bieżni

- $\delta_n, \delta_{n1}, \delta_{n2}$ - osiowe przemieszczenie pojedynczej nakrętki
- względem śruby
- δ_{nk} - osiowe przemieszczenie nakrętki względem śruby w przekroju k-tego zwoju
- δ_o, δ_o' - przemieszczenie czopa śruby
- δ_s - wydłużenie odcinka śruby pomiędzy nakrętkami
- $\delta_{sT1}, \delta_{sT2}$ - zbliżenie powierzchni styku w wyniku odkształceń stykowych
- δ_A - przemieszczenie punktu A śruby
- δ_N - przemieszczenie wstępnie napiętych nakrętek względem śruby
- $\delta_{PII}, \delta_{PIII}, \delta_{Po}$ - odpowiednio ugięcie łożyska pod działaniem siły P_{II}, P_{III}, P_o
- $\delta_{Q_1}, \delta'_{Q_1}$ - ugięcie łożyska pod działaniem siły Q_1, Q_1'
- δ_T - przyrost długości tulei napinającej
- Δ - różnica skoku gwintu śruby i nakrętki w przekroju ostatniej z-tej kulki
- Δ_{h_n} - odchyłka skoku gwintu nakrętki
- Δ_{h_s} - odchyłka skoku gwintu śruby
- $\Delta_{h_p}, \Delta_{h_{ps}}, \Delta_{h_{pn}}$ - pozorna odchyłka skoku gwintu śruby i nakrętki
- $\Delta_{l_I}, \Delta_{l_{II}}$ - wydłużenie odcinka l_I i l_{II} śruby
- Δ_{l_s} - wydłużenie śruby ogólnie
- Δ_s, Δ_n - całkowite względne osiowe przemieszczenie punktów styku kulek z bieżniami śruby i nakrętki
- $\Delta_{r_{ws}}, \Delta_{r_{wn}}$ - odchyłka położenia bieżni śruby lub nakrętki
- $\Delta_{r_{2s}}, \Delta_{r_{2n}}$ - odchyłka zarysu bieżni śruby lub nakrętki
- Δ_H - różnica skoku gwintu śruby i nakrętki
- Δ_P - odchyłka prostopadłości

- ΔT - przyrost temperatury
- $\Delta \delta_d$ - przyrost przemieszczeń elementów dociążanych
- $\Delta \delta_{od}$ - przyrost przemieszczeń elementów odciążanych
- ϵ_E - współczynnik zależny od modułu sprężystości kulek i śruby lub nakrętki
- η - sprawność
- λ - kąt wzniosu linii śrubowej gwintu
- ν_s, ν_n - ułamek Poissona dla materiału śruby i nakrętki
- ϑ - odwrotność promienia okręgu
- ϑ' - zastępczy kąt tarcia tocznego
- φ - kąt obrotu śruby lub nakrętki wokół osi
- ω - prędkość kątowna obrotu kulki

1. WSTĘP I CEL PRACY

Śrubowe przekładnie toczne mają obecnie szerokie zastosowanie w różnych maszynach i urządzeniach, a także w przyrządach pomiarowych. Stosowane są one w napędach ruchów posuwowych, przesuwowych i ustawczych obrabiarek skrawających, a głównie obrabiarek dokładnych i sterowanych numerycznie. Ponadto mogą one występować zwłaszcza w robotach oraz w tych mechanizmach śrubowych, od których żąda się małych oporów tarcia np. w urządzeniach sterujących, mechanizmach kierowniczych pojazdów itp.

Śrubowa przekładnia toczna spełnia w obrabiarce nie tylko rolę mechanizmu przekazywania napędu ale także urządzenia pomiarowego - jeśli pomiar położenia przesuwanego zespołu odbywa się metodą pośrednią. Metoda ta jest często stosowana w obrabiarkach, jest bowiem tańsza od bezpośredniej [67,69,86]. Przekładnie tego rodzaju wpływają jednak na dokładność pomiaru i ustalania położenia przemieszczanych zespołów, stawiane im wymagania muszą więc być szczególnie wysokie.

Aby zapewnić dużą dokładność ustalania położenia zespół śrubowej przekładni tocznej, obejmujący samą śrubę, nakrętki, łożyska oraz elementy łączące i mocujące, powinien odznaczać się zwłaszcza następującymi właściwościami:

- odpowiednią dokładnością wymiarowo-kształtową elementów,
- bezluzową pracą,
- dużą sztywnością, której miarą są przemieszczenia nakrętek względem punktów podparcia śruby w korpusie,

w wyniku odkształceń elementów składowych zespołu, pod wpływem przyłożonego obciążenia,

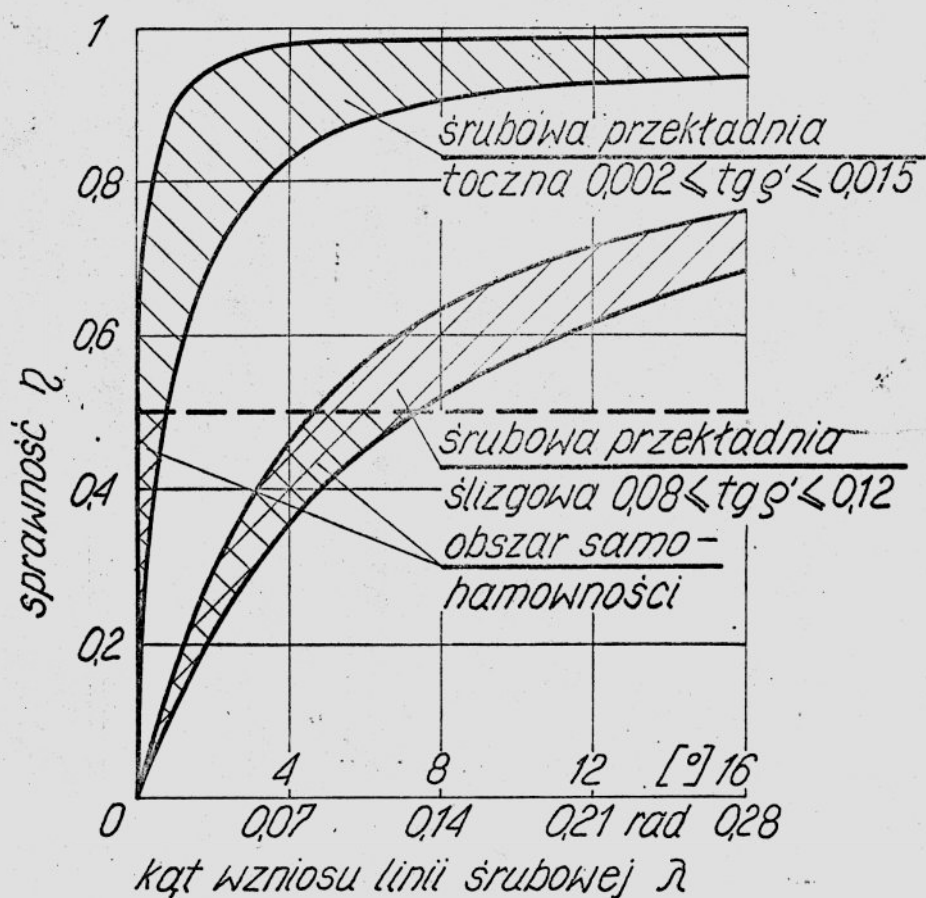
- małymi odkształceniami cieplnymi.

Gdy zaś chodzi o inne elementy układu ustalania położenia, związane z napędem i dodatkowymi przekładniami to ich wpływ można na ogół pominąć [54].

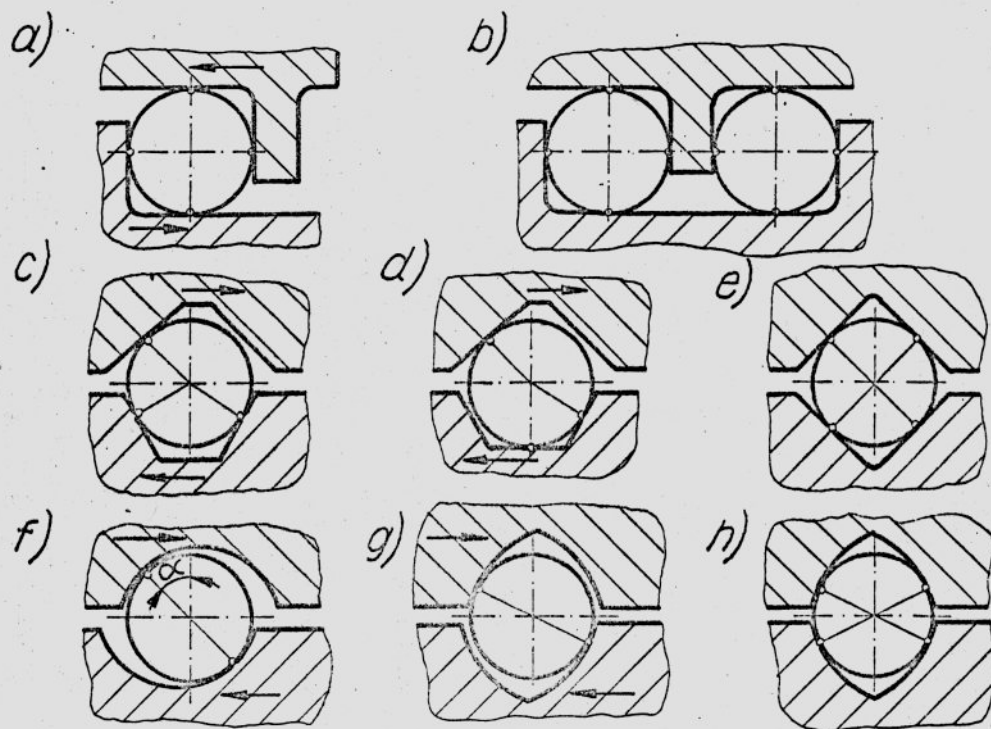
Aby zmniejszyć udział dokładności elementów przekładni, a przede wszystkim dokładności samej śruby w odchyłce położenia, stosuje się w obrabiarkach śruby o ściśle określonych dopuszczalnych błędach wykonania. Dzięki małemu tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą, o czym pośrednio świadczy wykres na rys.1 wprowadza się wstępne napięcie w układzie śruba - nakrętka jak i w pozostałych połączeniach ruchowych. Powoduje to istotny wzrost sztywności przekładni.

Zarówno obliczenia jak i badania eksperymentalne odkształceń śrubowych przekładni tocznych [8,36,53,60,62,88,92,95] wskazują, że wartości przemieszczenia nakrętek w wyniku siłowych odkształceń elementów tego zespołu są duże i wpływają w głównej mierze na odchyłkę położenia organu roboczego obrabiarki. Dąży się więc do zmniejszenia tych przemieszczeń. Dostępne publikacje omawiają przede wszystkim sztywność połączenia śruby z nakrętkami oraz łączące się z tym zagadnienie oporów ruchu, których miarą jest moment tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą [4,5,6,9,10,12,16,35,55,60,62,65,73,88,90,92], zarówno w oparciu o badania analityczne jak i eksperymentalne. Dotyczą one:

- zarysu bieżni śruby i nakrętek, zapewniającego przy współpracy z elementami tocznymi dużą sztywność połączenia przy małych stratach energii, związanych z pokonaniem



Rys.1. [88] Sprawność śrubowej przekładni tocznej i ślizgowej w funkcji kąta wzniosu linii śrubowej gwintu



Rys.2. [18] Zarysy bieżni gwintu śrubowych przekładni tocznych

oporów tarcia,

- doboru siły wstępnego napięcia nakrętek z uwagi na: dopuszczalne obciążenie przekładni, wartość przemieszczenia nakrętek względem śruby oraz niewielkie opory ruchu,
- konstrukcji kanału powrotnego i takiego jego usytuowania w nakrętce, aby zapewniał małe opory ruchu elementów tocznych i płynną pracę przekładni.

Dotychczasowe obliczenia przemieszczeń nakrętek względem śruby ich autorzy prowadzili przy uproszczeniach, które sprawiają, że rozbieżności uzyskiwanych wyników z rzeczywistymi wartościami są znaczne. W obliczeniach tych przyjmuje się bowiem równomierny rozkład obciążenia elementów tocznych oraz, że podatne na odkształcenia są tylko miejsca ich styku z bieżniami. O wartości przemieszczenia nakrętek względem śruby decyduje jednak znacznie więcej czynników, związanych nie tylko z konstrukcją samej śruby i nakrętek oraz wartością ich obciążenia, ale również z zabudową przekładni w maszynie i sposobem wywierania napięcia wstępnego i siły zewnętrznej. Ich uwzględnienie umożliwia pokaźne zwiększenie dokładności obliczeń. Posługując się takimi obliczeniami, można zapewnić konstrukcję zespołu przekładni i jej zabudowę w maszynie, odznaczającą się przemieszczeniami dopuszczalnymi z uwagi na dokładność ustalania położenia.

W literaturze niewiele miejsca poświęca się odkształceniom samej śruby oraz łożysk wzdłużnych, których zadaniem jest ustalenie osiowego jej położenia. W odniesieniu do łożysk odkształcenie to można zmniejszyć przez odpowiedni ich dobór i wstępne napięcie. Gdy zaś tyczy się śruby, odkształcenie jej można zmniejszyć zarówno przez właściwy dobór i napięcie

łożysk, ich liczby i rozmieszczenia jak i napięcia jej samej.

Przy znacznym obciążeniu przekładni i dużych prędkościach ruchu mogą wystąpić nadmierne odkształcenia cieplne śruby, powodując zmniejszenie dokładności ustalania położenia, a tym samym i dokładności wymiarowo-kształtowej obrabianych przedmiotów.

Celem, jaki postawił sobie autor pracy, było poznanie w drodze dociekań teoretycznych sposobu oddziaływania poszczególnych czynników na przemieszczenie nakrętek śrubowej przekładni tocznej względem korpusu, w którym ułożyskowana jest śruba, jak i możliwości zmniejszenia tych przemieszczeń oraz takiego kojarzenia tych czynników, aby uzyskać dużą dokładność ustalania położenia zespołów obrabiarek.

Główną tezę pracy da się sformułować następująco:

Można wyznaczyć modele obliczeniowe podstawowych elementów śrubowej przekładni tocznej pozwalające na określenie warunków dużej jej sztywności i dokładności ustalania położenia organów roboczych obrabiarek.

Aby potwierdzić tę tezę należało przeprowadzić szczegółową analizę siłowych odkształceń elementów składowych zespołu śrubowej przekładni tocznej, ustalić czynniki decydujące o wartości tych odkształceń, znaleźć występujące pomiędzy nimi powiązania oraz opracować sposób określania wywołanych tymi odkształceniami przemieszczeń. Ponadto podjęto próbę przeprowadzenia obliczenia cieplnych zmian długości śruby i rozkładu temperatur na śrubie, wykorzystując program na EMC do obliczania rozkładu temperatur na elementach osiowo symetrycznych [70].

Sporo miejsca poświęcono w pracy wyznaczeniu teoretycz-

nych zależności, pozwalających na obliczenie przemieszczeń elementów składowych zespołu śrubowej przekładni tocznej w wyniku ich odkształceń siłowych. Zależności te przedstawiono w głównej mierze w postaci funkcji uwikłanych, do rozwiązania których wykorzystano maszynę cyfrową. Badania eksperymentalne przeprowadzono dla potwierdzenia prawidłowości obliczeń oraz stwierdzenia wpływu, jaki na przemieszczenie mają czynniki, które w obliczeniach pominięto.

Spośród wielu typów przekładni tocznych, jakie są produkowane i stosowane w maszynach i urządzeniach [2,14,20,60,63,74,77,85,88,89,91] wybrano kulkowe przekładnie toczne z zarysem jednołukowym, i do nich przede wszystkim odnoszą się rozważania. Wprawdzie w zależności od przeznaczenia przekładni możliwe jest stosowanie innych niż jednołukowy zarysów bieżni gwintu [15,18,60,74,77,88], przedstawionych na rys.2, to jednak w obrabiarkach stosuje się najczęściej przekładnie z zarysem jednołukowym /p. rys.2f/. Odznaczają się one bowiem stosunkowo dużą nośnością, sztywnością połączenia nakrętek ze śrubą, możliwością łatwego nastawiania luzu i wstępnego napięcia, - w tym również przy wykorzystaniu programu sterującego pracą obrabiarki a także, dzięki dwupunktowemu stykowi kulek z bieżniami i stosunkowo niewielkiemu udziałowi tarcia ślizgowego i wiertnego, małymi oporami ruchu [18]. Do szerokiego stosowania ich w obrabiarkach przyczynia się również możliwość stosunkowo prostego i dokładnego wykonania. Pomimo kilku wad, jakie one posiadają, a między innymi trudności doprowadzania czynnika smarującego, możliwości zakleszczania kulek pomiędzy bieżniami [18] oraz konieczności stosowania dwu nakrętek - co zwiększa wymiary przekładni z zary-

sem jednołukowym, stosuje się je w napędach ruchów posuwowych, przesuwowych i ustawczych produkowanych w Polsce obrabiarek sterowanych numerycznie.

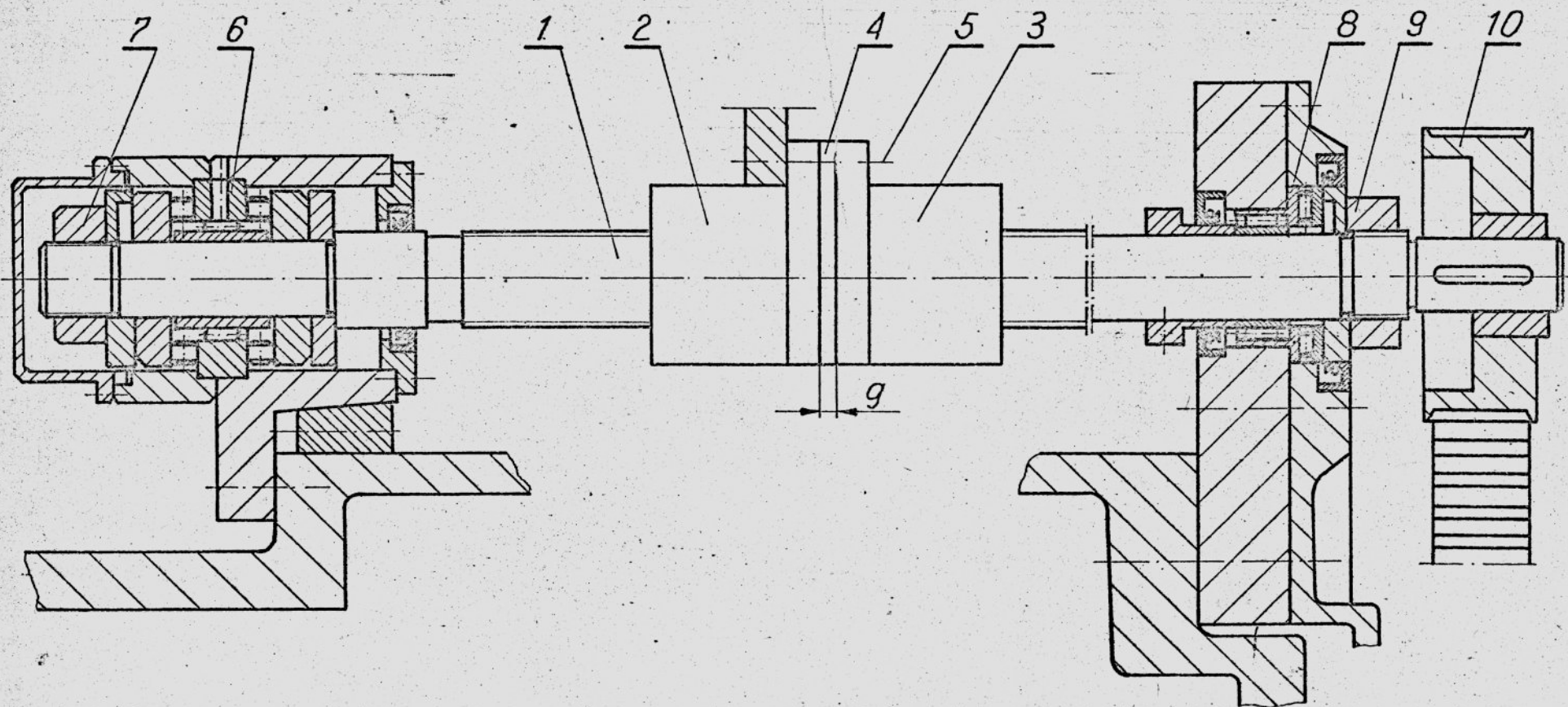
Część pracy dotycząca odkształcenia łożysk i samej śruby odnosi się do przekładni z dowolnym zarysem gwintu, zaś dotycząca odkształcenia połączenia śruby z nakrętkami oraz momentu tarcia i odkształceń cieplnych tylko do przekładni z zarysem jednołukowym. Takimi też przekładniami posłużono się w badaniach eksperymentalnych. W pracy uwzględniono ponadto przypadek, gdy ruch obrotowy wykonuje śruba napędzana czynnym momentem M , nakrętka natomiast wykonuje ruch prostoliniowy pokonując bierną, osiową siłę P_0 , działającą na element napędzany.

10

2. CZYNNIKI WPŁYWAJĄCE NA ODKSZTAŁCENIA ŚRUBOWEJ PRZEKŁADNI TOCZNEJ

Odchyłka położenia organu roboczego obrabiarki, napędzane-
go za pomocą śrubowej przekładni tocznej, w stosunku do zada-
nego, może powstać w wyniku odkształceń elementów tego zespo-
łu, istniejących luzów oraz błędów wykonania i montażu. Aby
można było przeanalizować wpływ odkształceń należało wpierw
dokonać wyboru określonego zespołu, co ogólnie uczyniono we
wstępie, zbudować model i wykazać czynniki wpływające na od-
kształcenia oraz wzajemnie je powiązać.

W skład rozpatrywanej odmiany zespołu śrubowej przekładni
tocznej wchodzi sama śruba, nakrętka - bądź zestaw dwu nakrę-
tek napiętych wstępnie, połączonych zwykle z przesuwanym zes-
połem oraz układ łożysk wzdłużnych i poprzecznych. Przykład
konstrukcyjnego rozwiązania takiego zespołu pokazano na rys.3.
Występuje w nim śruba 1 o jednołukowym zarysie gwintu oraz
dwie nakrętki 2 i 3, których odległość ustala pierścień dystan-
sowy 4 i śruby 5. Zmieniając wymiar "g" pierścienia 4 można
nastawić żądany luz pomiędzy śrubą a nakrętkami. Lewy koniec
śruby ułożyskowany jest za pomocą zespolonego łożyska 6 typu
ZARN firmy INA, składającego się z dwu walcowych łożysk wzdłuż-
nych, posiadających wspólny pierścień wewnętrzny, który jest
zarazem zewnętrznym pierścieniem poprzecznego łożyska igieł-
kowego. Łożyska wzdłużne można wstępnie napiąć przy pomocy
nakrętki 7. Prawy koniec śruby ułożyskowano za pomocą zespolo-
nego łożyska 8 - NKXR - firmy INA, którego napinanie w kierun-
ku osiowym odbywa się poprzez obrót nakrętki 9 i powoduje rów-



Rys.3. Przykład konstrukcyjnego rozwiązania zespołu śrubowej przekładni tocznej w napędzie suportu wzdłużnego tokarki

nież napięcie śruby 1. W rozwiązaniu tym stosowanym w tokarce TZC-32N2 napęd ruchu obrotowego przekazywany jest na śrubę za pomocą pasa zębatego 10.

W zależności od konstrukcyjnego rozwiązania zespołu śrubowej przekładni tocznej śruba może być ustalona w kierunku osiowym, za pomocą dwu, trzech lub czterech łożysk-wzdłużnych. Jeśli stosuje się dwa łożyska wzdłużne, to mogą one być umieszczone na jednym końcu śruby, jak to zwykle ma miejsce w łożyskowaniu ślizgowych śrub pociągowych, lub też na obu jej końcach. Użycie trzech lub czterech łożysk wzdłużnych wymaga rozmieszczenia ich na obu końcach śruby. Od liczby tych łożysk, ich rodzaju, wielkości i rozmieszczenia względem śruby, a także od siły wstępnego napięcia zależeć będzie ich ugięcie, rozumiane jako osiowa zmiana odległości ich pierścieni pod wpływem siły zewnętrznej. Odpowiednie rozmieszczenie tych łożysk pozwala również napiąć wstępnie śrubę i wpłynąć na wartość jej odkształcenia.

Znane są liczne odmiany konstrukcji węzła nakrętek śrubowej przekładni tocznej [24,60,61,67,88]. Różnią się one przede wszystkim sposobem napinania nakrętek, przekazywania napędu oraz połączeniem nakrętek ze stołem lub saniami. Od zastosowanego rozwiązania konstrukcyjnego zależy w dużym stopniu wartość przemieszczenia nakrętek względem śruby. Ponadto o wartości tego przemieszczenia jak i przemieszczenia innych elementów zespołu śrubowej przekładni tocznej decydują wartości sił zewnętrznych działających na ten zespół oraz sił wewnętrznych wywołanych wstępnym ich napięciem.

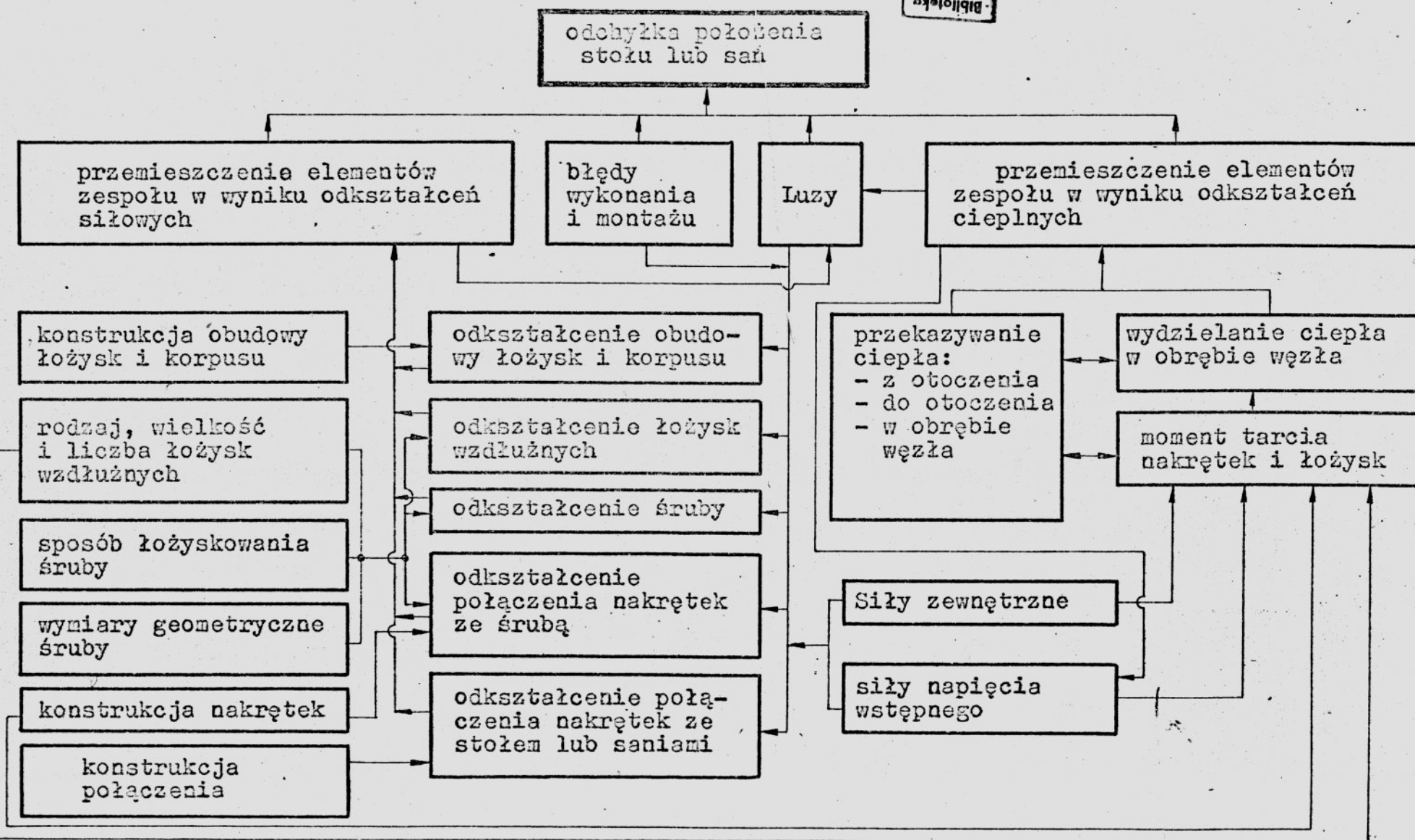
Czynniki wpływające na odchyłkę położenia organu roboczego w postaci stołu lub sań oraz na przemieszczenia elementów zes-

połu śrubowej przekładni tocznej w wyniku odkształceń siłowych i cieplnych przedstawiono w tabl.I. Ujęto w niej również błędy wykonania i montażu oraz luzy. Czynniki te uwzględniono w odniesieniu do odkształceń siłowych połączenia nakrętek ze śrubą, pominięto natomiast bezpośredni ich wpływ na odchyłkę położenia.

W zasadzie istnieją dwa sposoby zmniejszenia wpływu błędów wykonania elementów zespołu śrubowej przekładni tocznej, a głównie samej śruby, na odchyłkę położenia. Pierwszy z nich to ograniczenie wartości tych błędów. Ten sposób postępowania podraża jednak koszty wykonania śruby. Drugi sposób polega na kompensowaniu błędów za pomocą programu sterującego pracą obrabiarki. Konieczna jest do tego dokładna znajomość wartości błędów w funkcji warunków pracy urządzenia. Wpływ błędów wykonania śruby i nakrętek na względne ich przemieszczenie oraz na rozkład obciążenia zwojów uwzględniono w rozdziale 6 niniejszej pracy.

Luzy występujące pomiędzy współpracującymi elementami zespołu śrubowej przekładni tocznej wpływają bezpośrednio na dokładność ustalania położenia stołu lub suportu. Konstrukcja każdego zespołu powinna więc umożliwić usunięcie luzu, także w połączeniach ruchowych oraz napinanie ich wstępnie, aby luz nie wystąpił zarówno w stanie nieobciążonym jak i przy obciążeniu siłami zewnętrznymi.

Jeśli ustalanie położenia organu roboczego obrabiarki odbywa się przy obciążeniu go siłami skrawania, tarcia lub bezwładności to na odchyłkę położenia wpływają odkształcenia elementów zespołu śrubowej przekładni tocznej. W pracy zostaną



Tablica I. Zestawienie czynników wpływających na odchyłkę położenia stołu lub sań napędzanych za pomocą zespołu śrubowej przekładni toczonej

omówione czynniki wpływające na odkształcenia poszczególnych elementów tego zespołu oraz podane możliwości zmniejszenia tych odkształceń.

Ostatnia wreszcie grupa czynników wpływających bezpośrednio na dokładność ustalania położenia związana jest głównie z tarciem występującym pomiędzy przemieszczającymi się względem siebie elementami. Miarą tarcia jest moment tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą oraz moment tarcia łożysk. Ciepło równoważne pracy tarcia, powoduje wzrost temperatury elementów zespołu oraz przemieszczenia.

Zespół śrubowej przekładni tocznej może być obciążony momentem M oraz osiową siłą P_0 . Siły poprzeczne do osi śruby, pochodzące od skrawania, ciężaru przesuwanych elementów itp. powinny przejmować prowadnice. Śruba pociągowa może być obciążona jednak siłami poprzecznymi, a to z powodu wadliwego montażu i wykonania poszczególnych elementów. Siły te w znikomy sposób wpłyną na wartość osiowych przemieszczeń, mogą natomiast wyraźnie zwiększyć moment tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą [39,65] oraz obciążenie łożysk poprzecznych.

Stosunek wydłużenia śruby wywołanego momentem skręcającym do wydłużenia wywołanego osiową siłą P_0 jest bardzo mały. Dla przykładu, jeśli wykonująca ruch obrotowy śruba o średnicy nominalnej $d_n = 32$ mm i skoku gwintu 6 mm napędza nakrętkę, stosunek ten wynosi 0,0064. Wynika stąd, że praktycznie wpływ odkształceń skrętnych można pomijać, uwzględniać zaś należy odkształcenia wywołane osiową siłą P_0 .

Osiowe przemieszczenie organu roboczego w wyniku odkształceń elementów i połączeń zespołu śrubowej przekładni tocznej, mierzone względem korpusu, w którym ułożyskowano śrubę jest

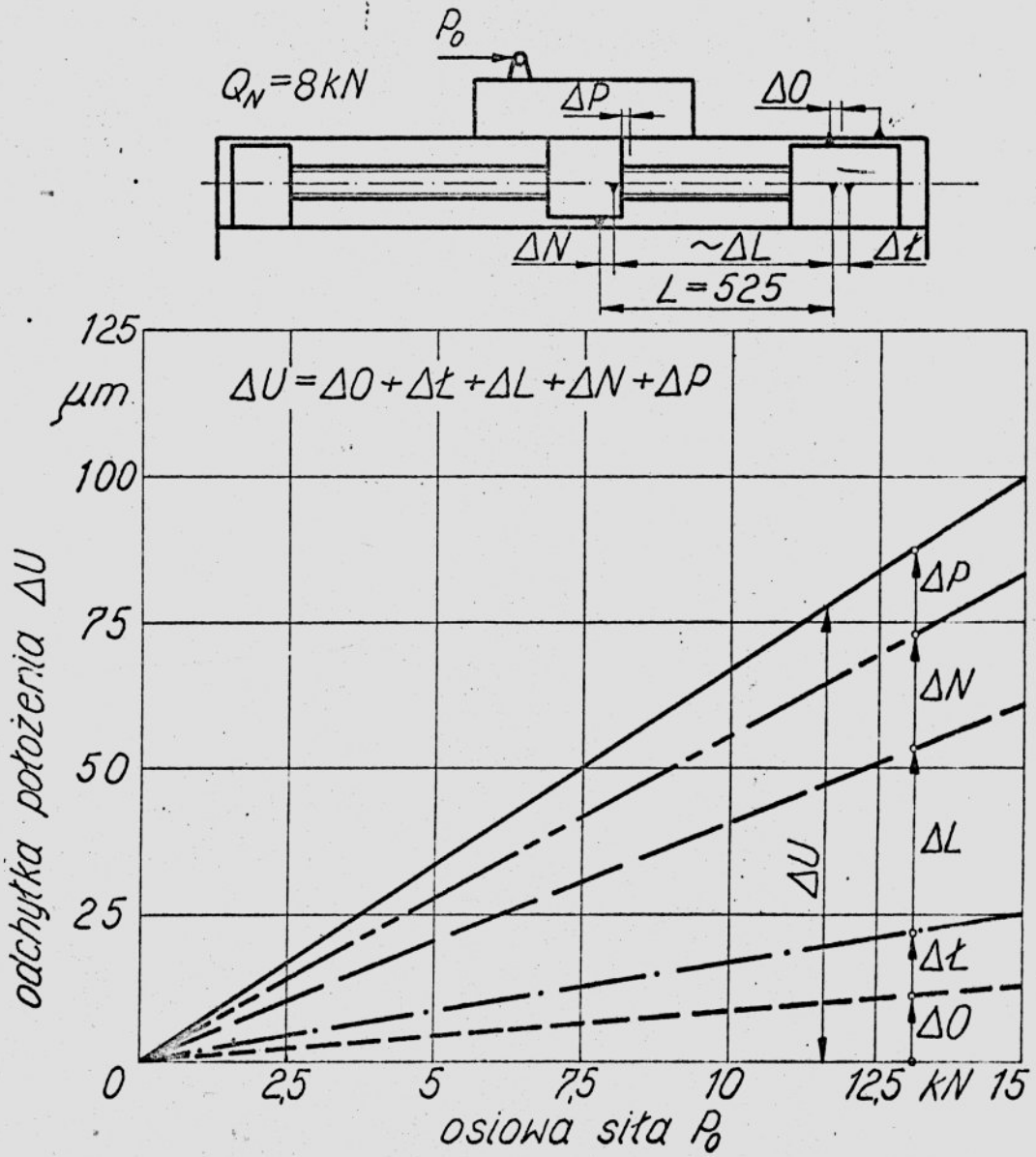
algebraiczną sumą osiowych przemieszczeń wszystkich elementów przenoszących siłę P_0 i wchodzących w skład tego zespołu.

Składa się więc na nie:

- przemieszczenie ΔO łożysk, spowodowane odkształceniem samego korpusu i obudowy łożysk wzdłużnych,
- ugięcie ΔL samych łożysk wzdłużnych, równe osiowemu zbliżeniu ich pierścieni,
- zmiana ΔL długości śruby,
- przemieszczenie ΔN nakrętek względem śruby oraz
- przemieszczenie ΔP stołu lub sań względem nakrętek.

Ich zależność od osiowej siły P_0 dla zespołu ze śrubą $\phi 40 \times 10$ przedstawiono na rys.4 [65]. Jak widać z niego wartości odchyłki ΔU są stosunkowo duże. Największy wpływ na nie ma zmiana ΔL długości - w pokazanym przykładzie, jednostronnie wzdłużnie ułożyskowanej śruby oraz przemieszczenie ΔN nakrętek względem tej śruby. Aby więc zmniejszyć odchyłkę ΔU należy dążyć do zmniejszenia wartości tych właśnie przemieszczeń.

W omawianiu zagadnienia odkształceń śrubowej przekładni tocznej pominięto odkształcenia korpusów oraz połączeń np. nakrętek z saniami lub stołem, są to bowiem obszerne i odrębne zagadnienia. Gdy chodzi o ich wpływ na odkształcenia innych elementów to jest on mały.



Rys.4. [65]. Przeszyczenia element6w i połącz6n 6rubowej przekładni tocznej i ich wpływ na odchyłkę położenia organu roboczego obrabiarki

3. ODKSZTAŁCENIA ŁOŻYSK WZDŁUŻNYCH

3.1. Łożyska nienapięte wstępnie

Zadaniem łożyskowania śruby tocznej jest szttywne osiów jej osadzenie w korpusie obrabiarki oraz zapewnienie dużej dokładności jej ruchu wyrażającej się pomijalnie małym, z uwagi na wymaganą dokładność ustalania położenia, biciem osiowym i promieniowym oraz możliwie małymi oporami ruchu samych łożysk. Tę wymaganą dokładność ruchu uzyskuje się na drodze odpowiednio dokładnego wykonania i starannego montażu elementów składowych zespołu śrubowej przekładni tocznej. Dobór odpowiednich łożysk wzdlużnych, ich liczba i rozmieszczenie jak i wartość napięcia wstępnego decydują o ich sztywności i wzdlużnej sztywności samej śruby a tym samym i całego zespołu.

Do łożyskowania śruby tocznej zwykle stosuje się dwa łożyska poprzeczne - po jednym na każdym końcu śruby oraz dwa, trzy lub cztery łożyska wzdlużne. Ze względu na mniejszą sztywność osiową łożysk skośnych i stożkowych w porównaniu z wzdlużnymi, spowodowaną mniejszym od $\pi/2$ kątem ich działania, nie stosuje się ich w zespołach śrub tocznych. Jako łożyska wzdlużne stosuje się łożyska kulkowe lub ostatnio coraz częściej łożyska walcowe. Te ostatnie budowane są w zespołach składających się z dwóch walcowych łożysk wzdlużnych i jednego igielkowego poprzecznego lub jednego wzdlużnego i jednego poprzecznego. Pomimo większych oporów ruchu, wywołanych dużymi różnicami prędkości wzdluż linii styku wał-

ka z bieżniami, stosuje się je zamiast łożysk kulkowych.

Odznaczają się one bowiem kilkakrotnie większą sztywnością.

Sztywność łożyska jest wielkością zależną od jego obciążenia. Dlatego w analizie odkształceń zespołu śrubowej przekładni tocznej korzystnie jest posługiwać się ugięciem łożyska. W odniesieniu do łożyska wzdłużnego jest ono równe osiowemu zbliżeniu jego pierścieni pod działaniem osiowej siły. Przyjmuje się, że ugięcie łożyska wywołane jest głównie odkształceniami w obszarach styku elementów tocznych z bieżniami. Do obliczeń wartości tego ugięcia stosuje się wzory Hertza [11]. Zależności umożliwiające obliczenie ugięcia łożysk podał Palmgren [71]. Dla wzdłużnych łożysk kulkowych zależność ta jest następująca:

$$\delta_z = 0,52 \sqrt[3]{\left(\frac{P_o}{z}\right)^2 \cdot \frac{1}{d_k}} \quad [\mu m] \quad (1)$$

natomiast dla wzdłużnych łożysk walcowych

$$\delta_z = 0,075 \left(\frac{P_o}{z}\right)^{0,9} \cdot \frac{1}{l_w^{0,8}} \quad [\mu m] \quad (2)$$

We wzorach (1), i (2) przyjęto oznaczenia:

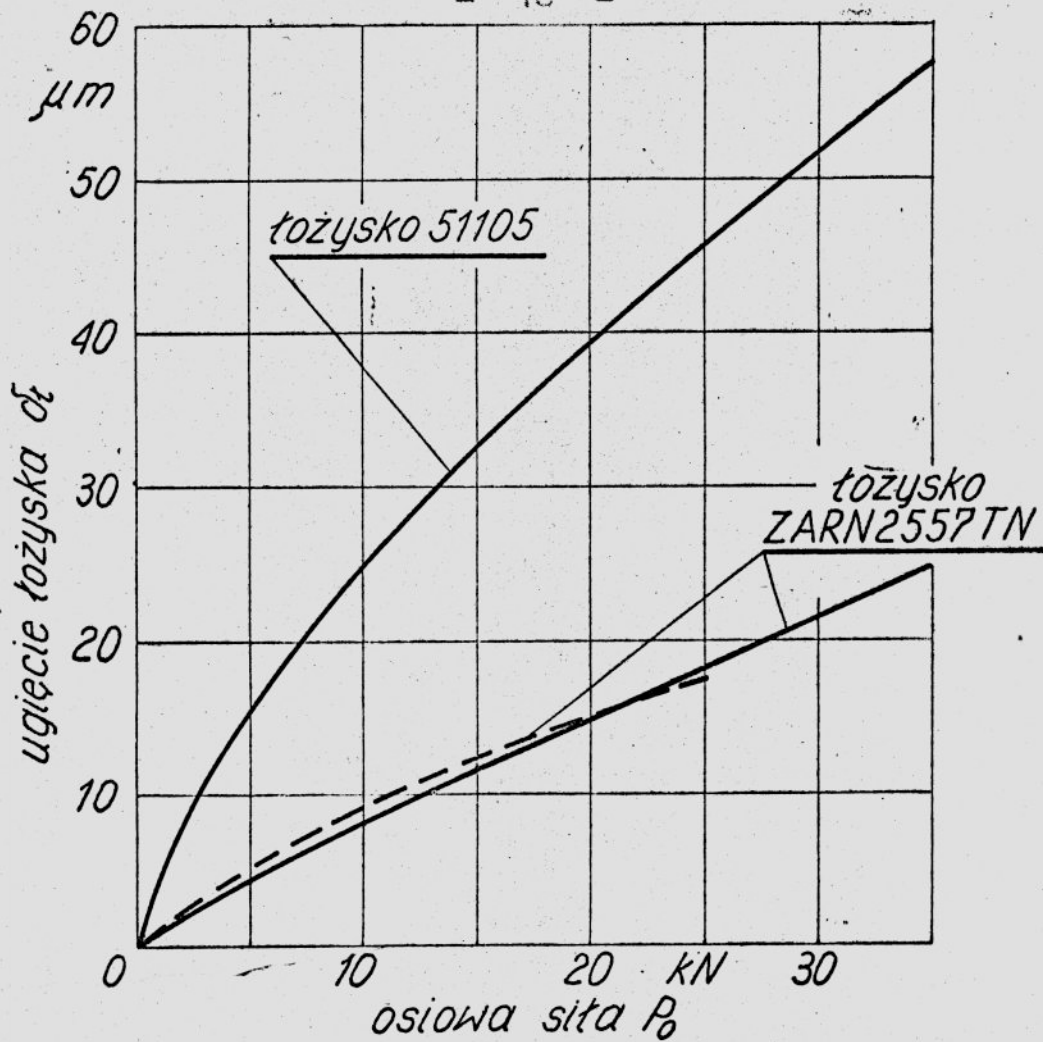
P_o - osiowa siła obciążająca łożysko [N],

z - liczba elementów tocznych w łożysku,

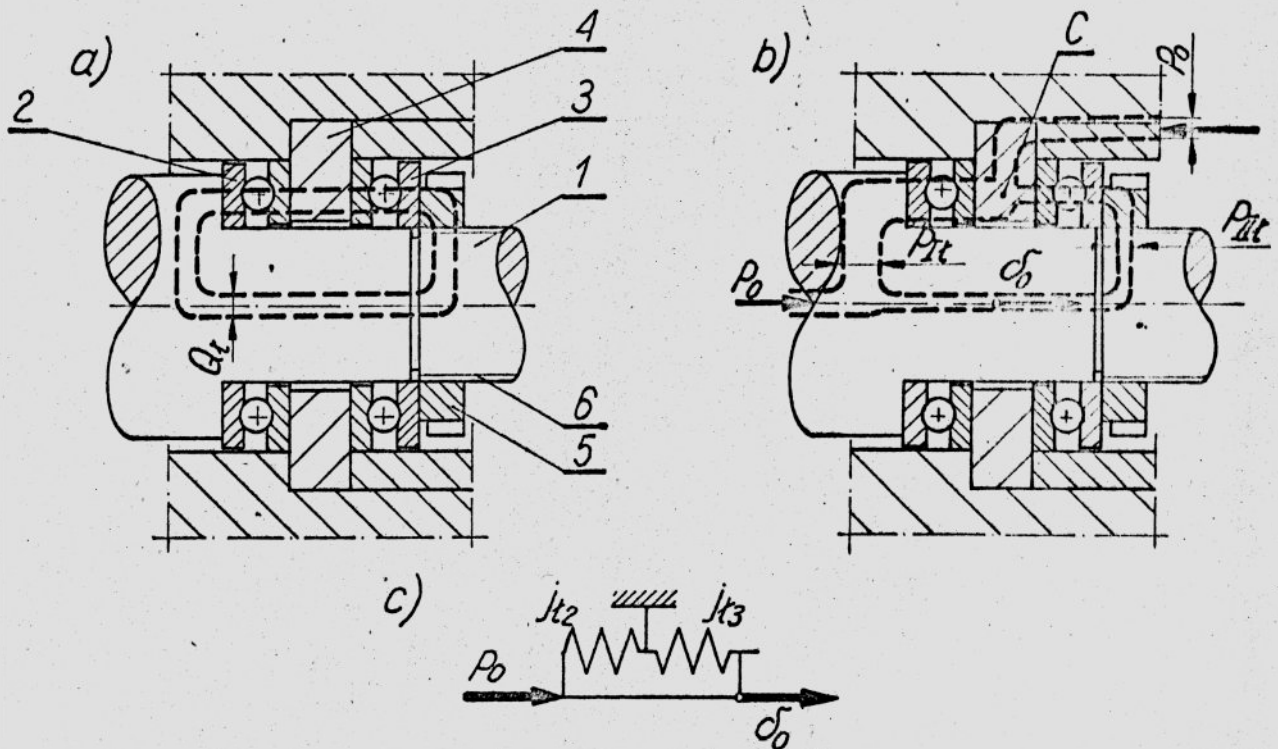
d_k - średnica kulki [mm],

l_w - długość styku wałka z bieżniami [mm].

Obliczone na podstawie powyższych zależności ugięcia łożysk wzdłużnych - kulkowego 51105 oraz walcowego z zespolonego łożyska ZARN 2557TN w zależności od osiowej siły P_o przedstawiono na rys.5. Łożyska te charakteryzuje ta sama średnica wewnętrzna, jednak ugięcie łożyska kulkowego przy małej sile



Rys.5. Ugięcie łożyska wzdłużnego w funkcji osiowej siły P_0



Rys.6. Węzeł łożysk wzdłużnych ustalających osiowe położenie śruby. a/ napięty wstępnie, b/ obciążony siłą P_0 , c/ schemat połączenia sprężystych elementów węzła

P_0 jest około czterokrotnie większe niż walcowego. Ze wzrostem siły P_0 stosunek ten maleje. Linia kreskową na rys.5 zaznaczono ugięcie łożyska walcowego uzyskane doświadczalnie przez firmę INA [1]. Do stosowania ich w łożyskowaniu śrub tocznych przyczyniło się mniejsze ugięcie łożysk walcowych, pomimo większych oporów ich ruchu.

3.2. Łożyska napięte wstępnie

Dla zwiększenia dokładności ustalania położenia organów roboczych obrabiarek wymaga się, aby luz w połączeniach zespołu śrubowej przekładni tocznej był usunięty. Odnosi się to również do wzdłużnych łożysk oporowych. Ponieważ osiągnięcie i określenie takiego stanu łożyska, w którym luz wynosi zero, jest trudne, wprowadza się napięcie wstępne. Miarą tego napięcia może być wartość osiowego zbliżenia pierścieni łożyska w stosunku do stanu z luzem zerowym, bądź wartość siły potrzebnej do wywołania tego zbliżenia. Z uwagi na trudność osiągnięcia stanu z luzem zerowym łożyska i określenie w stosunku do niego ugięcia tego łożyska, częściej wartość napięcia podaje się w jednostkach siły. Podobnie podaje ją autor w niniejszej pracy.

Wstępne napięcie łożysk zapewnia nie tylko usunięcie w nich luzu, ale prowadzi także do zmniejszenia przyrostu ich ugięcia pod działaniem siły P_0 . Obliczanie przyrostu tego ugięcia przedstawiono dla wstępnie napiętego zestawu dwu łożysk wzdłużnych, ustalających osiowe położenie końca śruby 1 /p. rys.6a/. Wzdłużne łożyska kulkowe 2 i 3 rozdzielone są pierścieniem 4 związanym z korpusem obrabiarki. O pierścień

ten opierają się wewnętrzne pierścienie łożysk. Zewnętrzny pierścień łożyska 2 opiera się o kołnierz, śruby 1, natomiast pierścień łożyska 3 o czoło nakrętki 5 nakręconej na gwint 6, wykonany na czopie śruby 1. Obrót nakrętki w prawo powoduje usuwanie luzu w łożyskach 2 i 3 a następnie wstępne ich napięcie i ugięcie. Siła napięcia działa na oba łożyska 2 i 3, odcinek śruby pomiędzy kołnierzem a nakrętką 5 oraz na pierścień 4 i zamyka się w obrębie tych czterech elementów. Pokazano to schematycznie linią przerywaną w górnej części przekroju na rys.6a.

Działająca na tak napięty zestaw łożysk wzdłużnych osiowa siła P_0 powoduje zmianę ich obciążenia - przyrost ugięcia łożyska 2 i zmniejszenie ugięcia łożyska 3. Dla zadanej siły Q_1 napięcia łożysk oraz osiowej siły P_0 rozkład siły, P_{II1} - obciążającej łożysko 2 oraz P_{III1} - obciążającej łożysko 3, przedstawia rys.6b. Łożysko 2 zostało dociążone, ponieważ jego obciążenie po przyłożeniu siły P_0 wzrosło od Q_1 do P_{II1} , łożysko 3 natomiast odciążone - jego obciążenie zmalało od Q_1 do P_{III1} .

Z warunku równowagi sił np. w punkcie C otrzymuje się

$$P_{II1} = P_0 + P_{III1}. \quad (3)$$

Przemieszczenie δ_0 śruby 1 względem obudowy łożysk, przy założeniu, że śruba, pierścień 4 i nakrętka 5 są nieodkształcalne [1], jest równe przyrostowi ugięcia łożyska 2 pod działaniem siły P_0 , czyli

$$\delta_0 = \delta_{P_{II1}} - \delta_{Q_1} = \Delta \delta_1, \quad (4)$$

przy czym: $\delta_{P_{II1}}$ - ugięcie łożyska 2 pod działaniem siły P_{II1} ,

δ_{Q_1} - ugięcie łożyska 2 pod działaniem siły Q_1 .

W przypadku gdy wartości przemieszczeń śruby 1 i innych elementów składowych węzła łożyskowego są tego samego rzędu co ugięcie łożysk, należy je uwzględnić w obliczaniu przemieszczenia δ_0 . Obliczenia te są wtedy identyczne jak przedstawione w rozdziale 6, a dotyczące przemieszczenia wstępnie napiętych nakrętek bocznych.

Przyrost ugięcia $\Delta\delta_1$ łożyska 2 powoduje zmniejszenie ugięcia łożyska 3 o tę samą wartość $\Delta\delta_1$, bowiem jak założono, w układzie napiętych wstępnie łożysk podatne są tylko łożyska, inne zaś elementy są nieodkształcalne. Zmniejszenie ugięcia łożyska 3 określa zależność:

$$\Delta\delta_1 = \delta_0 = \delta_{Q_1} - \delta_{P_{III1}}, \quad (5)$$

przy czym δ_{Q_1} oznacza ugięcie łożyska pod obciążeniem siłą Q_1 , natomiast $\delta_{P_{III1}}$ - ugięcie wywołane siłą P_{III1} . Na podstawie równań (3), (4) i (5) oraz zależności (1) dla łożysk kulkowych można napisać:

$$P_0 = P_{II1} - P_{III1} = \frac{1}{C_1^{3/2}} \left[(\delta_0 + \delta_{Q_1})^{3/2} - (\delta_{Q_1} - \delta_0)^{3/2} \right], \quad (6)$$

W równaniu tym przyjęto, że $C_1 = 0,52 \sqrt[3]{\frac{1}{z^2 d_k}} \left[\frac{\text{mm}}{N^{2/3}} \right]$. Po obliczeniu wartości $\delta_{Q_1} = C_1 \sqrt[3]{Q_1^2}$ pozwala ono drogą kolejnych przybliżeń wyznaczyć wartość przyrostu ugięcia $\Delta\delta_1 = \delta_0$ łożyska 2 - jeśli znana jest siła P_0 . Po podzieleniu równania (6) przez równanie $Q_1 = \frac{1}{C_1^{3/2}} \cdot \delta_{Q_1}^{3/2}$ otrzyma się:

$$\frac{P_0}{Q_1} = \left(1 + \frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}} \right)^{3/2} - \left(1 - \frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}} \right)^{3/2} \quad (7)$$

Korzystając z zależności na rozwinięcie wyrażenia $(a \pm x)^m$ [21] w ciąg nieskończenie zbieżny po przyjęciu $a = 1$ oraz $x = \pm \frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}}$, $m = 3/2$ z (7) otrzyma się:

$$\begin{aligned} \frac{P_0}{Q_1} &= 1^{3/2} + \frac{3}{2} \cdot 1^{1/2} \frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}} + \frac{3/2 \cdot 1/2}{2} \cdot 1^{-1/2} \left(\frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}}\right)^2 + \\ &+ \frac{3/2 \cdot 1/2 \cdot (-1/2)}{6} \cdot 1^{-3/2} \left(\frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}}\right)^3 + \dots + \\ &- \left[1^{3/2} - \frac{3}{2} \cdot 1^{1/2} \frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}} + \frac{3/2 \cdot 1/2}{2} \cdot 1^{-1/2} \left(\frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}}\right)^2 + \right. \\ &- \left. \frac{3/2 \cdot 1/2 \cdot (-1/2)}{6} \cdot 1^{-3/2} \left(\frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}}\right)^3 + \dots \right] = \\ &= 3 \frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}} - \frac{1}{8} \left(\frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}}\right)^3 - \frac{3}{128} \left(\frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}}\right)^5 - \dots, \end{aligned} \quad (8)$$

co można zapisać ogólnym wzorem

$$\frac{P_0}{Q_1} = 2 \sum_{n=0}^{n=\infty} \binom{3/2}{2n+1} \left(\frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}}\right)^{2n+1}, \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (9)$$

Z błędem nie przekraczającym kilku procent można pominąć drugi i dalsze składniki prawej strony równania (8) i przyjąć, że:

$$\frac{P_0}{Q_1} = 3 \frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}},$$

skąd po przekształceniu otrzyma się:

$$\delta_0 = \frac{P_0 \cdot \delta_{Q_1}}{3Q_1} = \frac{P_0 \cdot C_1 Q_1^{2/3}}{3Q_1} = \frac{C_1 P_0}{3 \sqrt[3]{Q_1}}. \quad (10)$$

Z powyższej zależności wynika, że przemieszczenie δ_0 czopa śruby w wyniku przyrostu ugięcia napiętego wstępnie siłą Q_1 i obciążonego zewnętrzną osiową siłą P_0 zestawu dwu kulkowych łożysk wzdłużnych jest proporcjonalne do siły P_0 , a odwrotnie proporcjonalne do pierwiastka trzeciego stopnia z wartości siły Q_1 . Obliczone z powyższej zależności przemieszczenia δ_0 są nieco większe niż otrzymane z rozwiązania równania (6). Zależność (10) jest słuszna tylko do granicznej wartości siły $P_0 = P_{0max}$ nie powodującej zmniejszenia siły P_{II1} do zera, co oznacza, że przemieszczenie δ_0 powinno być nie większe niż ugięcie δ_{Q1} łożyska 3, wywołane siłą Q_1 wstępnego napięcia łożysk. Z warunku $\delta_0 = \delta_{Q1}$, po wstawieniu go do wzoru (7), otrzymuje się:

$$P_{0max} = \sqrt[3]{2^3} Q_1 = 2,83 Q_1. \quad (11)$$

Po obliczeniu wartości δ_0 z zależności (10) i przyrównaniu jej do $\delta_{Q1} = c_1 \sqrt[3]{Q_1^2}$ przybliżona wartość tej siły wynosi:

$$P_{0max} = 3 Q_1. \quad (12)$$

Różnice uzyskanych wartości są wynikiem pominięcia w obliczaniu przemieszczenia δ_0 dalszych składników równania (8).

Po przekroczeniu przez siłę P_0 wartości P_{0max} łożysko 3 zostaje otwarte, co oznacza, że nie przenosi żadnej siły osiowej. Warunek jego otwarcia można zapisać jako $P_{II1} = 0$. Z równania (3) wynika, że wtedy $P_{II1} = P_0$. Z równania (4) określającego przemieszczenie δ_0 czopa śruby otrzymuje się:

$$\delta_0 = \delta_{P_{II1}} - \delta_{Q1} = \delta_{P_0} - \delta_{Q1} = c_1 (P_0^{2/3} - Q_1^{2/3}). \quad (13)$$

Pomimo więc otwarcia łożyska 3, przemieszczenie δ_0 w wyniku

wstępnego napięcia łożysk jest mniejsze od tego przemieszczenia, występującego gdy nie ma napięcia, o δ_{Q_1} .

Zależność (6) wiążącą przemieszczenie δ_0 i ugięcie δ_{Q_1} łożysk z wartością osiowej siły P_0 i wstępnego napięcia Q_1 można dla walcowych łożysk wzdłużnych przedstawić następująco:

$$P_0 = P_{I1} - P_{III1} = \frac{1}{C_1^{1/0,9}} \left[(\delta_0 + \delta_{Q_1})^{1/0,9} - (\delta_{Q_1} - \delta_0)^{1/0,9} \right], \quad (14)$$

przy czym na podstawie wzoru (2):

$$C_1 = 0,075 \frac{1}{z^{0,9} \cdot l_w^{0,8}}.$$

Równanie (14) podobnie jak (6), pozwala drogą kolejnych przybliżeń obliczyć wartość przemieszczenia δ_0 . Po podzieleniu (14) przez zależność $Q_1 = \frac{1}{C_1^{1/0,9}} \delta_{Q_1}^{1/0,9}$ otrzyma się:

$$\frac{P_0}{Q_1} = \left(1 + \frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}} \right)^{1/0,9} - \left(1 - \frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}} \right)^{1/0,9},$$

skąd po rozwinięciu w ciąg nieskończenie zbieżny [21] jest:

$$\frac{P_0}{Q_1} = \frac{2}{0,9} \frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}} + \frac{\frac{1}{0,9} (\frac{1}{0,9} - 1) (\frac{1}{0,9} - 2)}{3} \left(\frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}} \right)^3 + \frac{\frac{1}{0,9} (\frac{1}{0,9} - 1) (\frac{1}{0,9} - 2) (\frac{1}{0,9} - 3) (\frac{1}{0,9} - 4)}{60} \left(\frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}} \right)^5 + \dots \quad (15)$$

Pomijając drugi i dalsze składniki tego równania stosunek P_0/Q_1 wynosi:

$$\frac{P_0}{Q_1} = \frac{2}{0,9} \frac{\delta_0}{\delta_{Q_1}}, \text{ skąd}$$

$$\begin{aligned}\delta_o &= \frac{P_o \cdot 0,9 \cdot \delta_{Q_k}}{Q_k \cdot 2} = \frac{0,9 P_o \cdot c_k \cdot Q_k^{0,9}}{2 Q_k} = \\ &= \frac{0,9 c_k P_o}{2 \cdot Q_k^{0,1}}.\end{aligned}\quad (16)$$

Wartość granicznej siły P_{omax} obliczona z równania (14) wynosi

$$P_{omax} = 2^{1/0,9} Q_k = 2,16 Q_k, \quad (17)$$

zaś wartość przybliżona uzyskana z równania (16) po przyjęciu

$$\begin{aligned}\delta_o &= \delta_{Q_k} \\ P_{omax} &= \frac{2}{0,9} Q_k = 2,22 Q_k.\end{aligned}\quad (18)$$

Przedstawione zależności (14), (15) i (16) dotyczące obliczenia przemieszczenia δ_o czopa śruby, podobnie jak równania (6), (7) i (10), słuszne są tylko dla wartości siły P_o spełniającej warunek: $P_o \leq P_{omax}$. W przypadku gdy $P_o > P_{omax}$ przemieszczenie δ_o wynosi:

$$\delta_o = c_k \left(P_o^{0,9} - Q_k^{0,9} \right). \quad (19)$$

Wartości siły P_{IIk} obciążającej łożysko dociążane 2 /p. rys.6/ obliczyć można z równań:

- dla łożysk kulkowych

$$P_{IIk} = \frac{1}{c_k^{3/2}} \left(\delta_o + \delta_{Q_k} \right)^{3/2}, \quad (20)$$

- dla łożysk walcowych

$$P_{IIk} = \frac{1}{c_k^{1/0,9}} \left(\delta_o + \delta_{Q_k} \right)^{1/0,9}. \quad (20a)$$

Wartości natomiast siły P_{IIIk} można obliczyć z równania (3) lub odpowiednio przekształconych zależności (6) bądź (24)

po uwzględnieniu odpowiednio równań (20) i (21).

Jak widać z rys.6c łożyska 2 i 3 stanowią układ elementów sprężystych, połączonych ze sobą równolegle, o zastępczej sztywności $j_{123} = j_{12} + j_{13}$. Jeśli przyjąć, że sztywności j_{12} łożyska 2 oraz j_{13} łożyska 3 są stałe, zależne od siły napięcia Q_1 , niezależne natomiast od P_0 i określone zależnością

$$j_{12} = j_{13} = \frac{d Q_1}{d \delta_{Q_1}} = \frac{d \left(\frac{1}{C_1^{3/2}} \delta_{Q_1}^{3/2} \right)}{d \delta_{Q_1}} =$$

$$= \frac{3}{2} \cdot \frac{1}{C_1^{3/2}} \delta_{Q_1}^{1/2} = \frac{3}{2C_1} Q_1^{1/3}$$

to zastępcza sztywność wynosi:

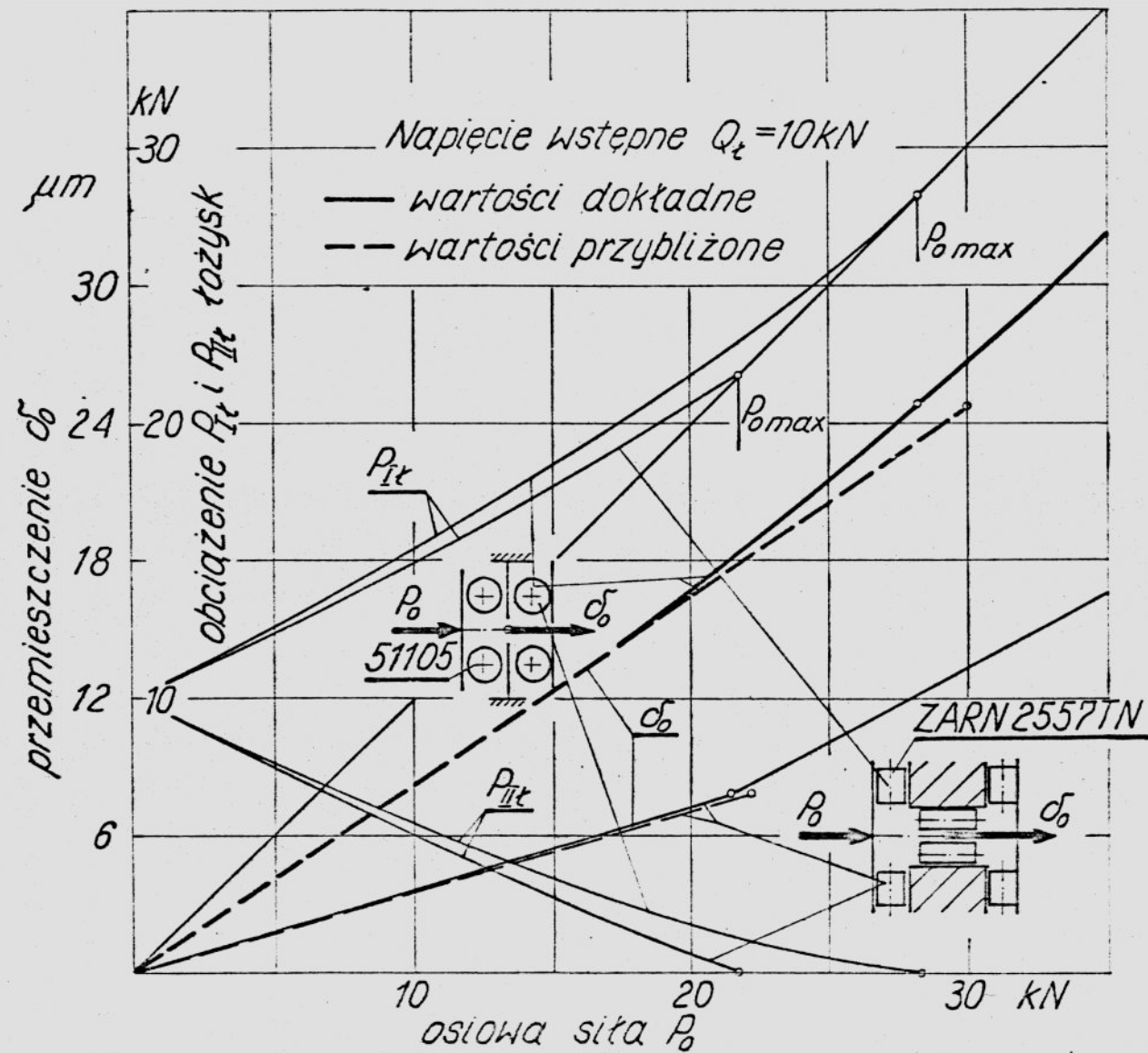
$$j_{123} = \frac{3}{C_1} Q_1^{1/3},$$

natomiast przemieszczenie zgodnie z (10)

$$\delta_0 = \frac{P_0}{j_{123}} = \frac{C_1 P_0}{3 \sqrt[3]{Q_1}}.$$

W podobny sposób można wyprowadzić zależność (16) określającą przemieszczenie czopa śruby ułożyskowanej przy zastosowaniu napiętych wstępnie wzdłużnych łożysk walcowych.

Przemieszczenie δ_0 czopa śruby 1 oraz siły: P_{II1} - obciążającą dociążane łożysko 2 i P_{III1} - obciążającą łożysko 3, w zależności od osiowej siły P_0 przedstawiono na rys.7. Dotyczy on zestawu dwu napiętych łożysk kulkowych 51105 oraz zespolonego łożyska walcowego ZARN 2557TN. Linie ciągłe obrazujące przemieszczenie δ_0 odpowiadają dokładnym wartościom obliczonym drogą kolejnych przybliżeń z równań (6) oraz (14),

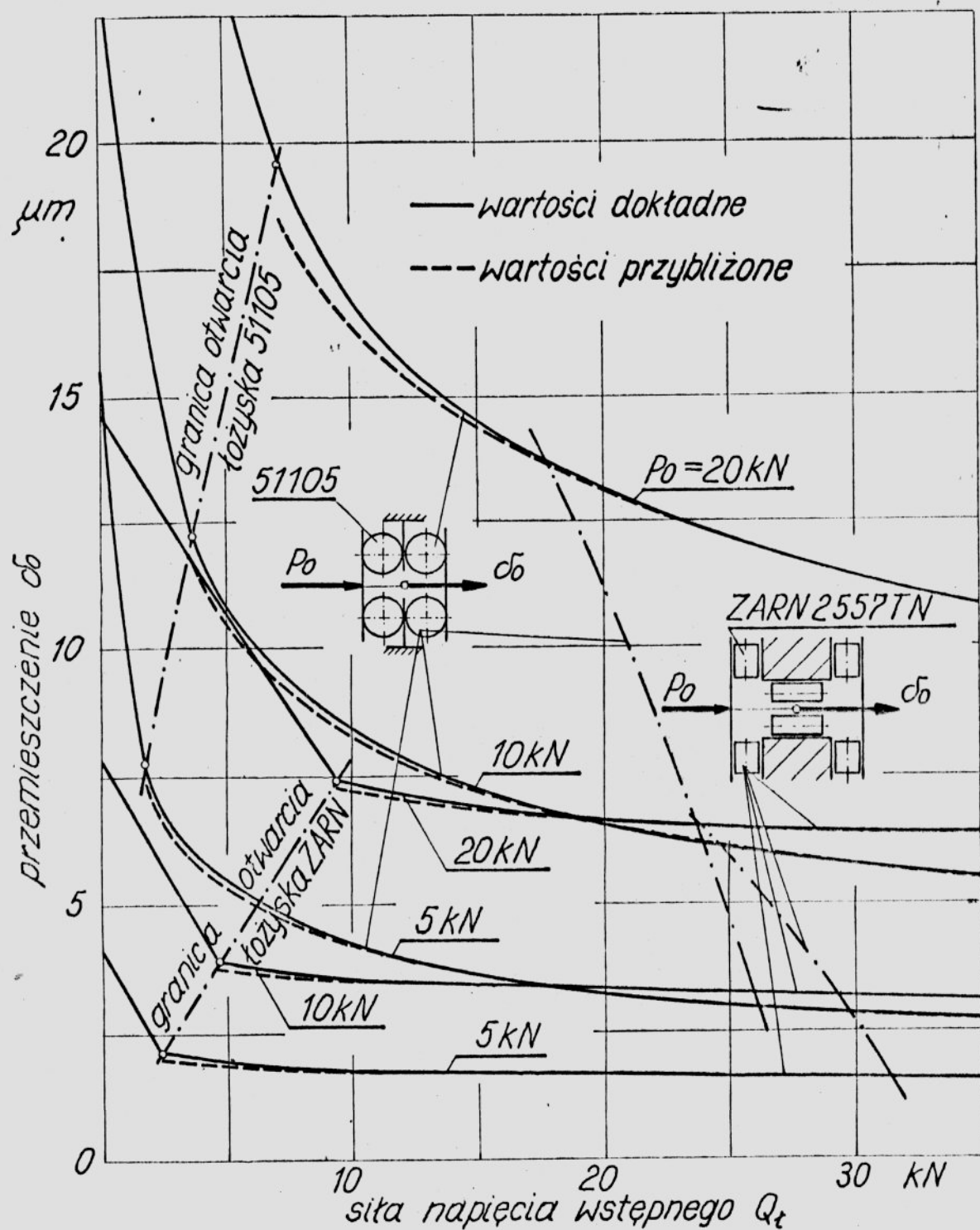


Rys. 7. Zależność przemieszczenia czopa śruby i obciążenia wstępnie napiętych
 kotyków wzdłużnych od osiowej siły P_0

przerywane zaś wartościom przybliżonym, uzyskanym ze wzorów (10) oraz (16). Jak widać, różnica tych wyników obliczeń jest niewielka, zwłaszcza dla małych wartości P_0 oraz mniejsza dla łożysk walcowych niż dla kulkowych. Przy sile napięcia $Q_k = 10 \text{ kN}$ oraz osiowej sile $P_0 = P_{0\max} = 28,3 \text{ kN}$ dla łożysk kulkowych oraz $P_0 = P_{0\max} = 21,6 \text{ kN}$ dla łożysk walcowych - powodującej otwarcie łożyska 3, różnice te wynoszą odpowiednio $1,4 \mu\text{m}$ /5,7%/ oraz $0,22 \mu\text{m}$ /2,8%/.

Wartość siły P_{IIk} obciążającej dociążane łożysko 2 wzrasta wraz z P_0 przy warunkach $P_{IIk} \geq Q_k$ oraz $P_{IIk} \geq P_0$, natomiast siła P_{IIIk} obciążająca odciążane łożysko 3 /rys.6a/ maleje do zera, przy czym $0 \leq P_{IIIk} \leq Q_k$. Gdy P_0 osiąga wartość $P_{0\max}$ następuje otwarcie łożyska 3, wtedy zaś $P_{IIIk} = 0$. Ponadto dla tych samych wartości napięcia otwarcie łożyska walcowego następuje przy mniejszej wartości siły P_0 niż otwarcie łożyska kulkowego. Wynika to z różnych własności sprężystych obu rodzajów łożysk.

Wzrost siły napięcia wstępnego powoduje zwiększenie sztywności łożysk i przy zadanej sile P_0 przyczynia się do zmniejszenia przemieszczenia δ_0 /p.rys.8/. Szczególnie jest to widoczne, gdy siła P_0 powoduje otwarcie odciążanego łożyska 3, co ma miejsce przy małych napięciach Q_k . Dla większych wartości napięcia łożysk otwieranie łożyska 3 nie zachodzi i wpływ Q_k na przemieszczenie δ_0 jest mniej wyraźny. Graniczną wartość siły napięcia łożysk oznaczono na rys.8 linią punktową. Zachodzi wtedy nierówność $P_0 < P_{0\max}$ oraz $P_{IIIk} > 0$, której spełnienie pozwala obliczyć przemieszczenie δ_0 z przybliżonych wzorów (10) lub (16) - /linie przerywane na rys.8/. Linią dwupunktową oznaczono te wartości napięcia Q_k , powy-



Rys.8. Zależność przemieszczenia czopa śruby od siły wstęp-
nego napięcia łożysk wzdużnych

żej których dla danej siły P_0 zostaje przekroczona dopuszczalna nośność statyczna dociążanego łożyska 2.

Ze względu na przemieszczenie δ_0 konieczne jest spełnienie warunku nieotwierania łożyska 3, $P_0 < P_{0max}$. Wynika stąd konieczna, minimalna wartość siły Q_{lmin} napięcia łożysk, zależna od przewidywanego ich obciążenia. Określona jest ona równaniem:

- dla łożysk kulkowych

$$Q_{lmin} = \frac{1}{2,83} P_0 = 0,354 P_0, \quad (21)$$

- dla łożysk walcowych

$$Q_{lmin} = \frac{1}{2,16} P_0 = 0,463 P_0. \quad (21a)$$

Zależności (1) i (2), które stanowiły punkt wyjścia do uzyskania równań (21) i (21a) są jednak przybliżone, a ponadto w obliczaniu przemieszczenia δ_0 pominięto odkształcenie czopa śruby 1 i innych elementów składowych węzła łożyskowego, należy więc przyjmować nieco większą wartość Q_l . Levit [62] podaje, że dla zapewnienia nieotwierania napiętych wstępnie nakrętek siła P_0 nie powinna przekraczać $0,9 P_{0max}$. Maruschke [65] natomiast przy obliczaniu napięcia Q_{lmin} zaleca przyjmować siłę P_0 większą 1,1 + 1,2 raza od wartości przewidywanej. Uwzględniając te zalecenia równania (21) i (21a) przyjmą postać:

- dla łożysk kulkowych

$$Q_{lmin} = (0,39 + 0,425) P_0 \quad (22)$$

- dla łożysk walcowych

$$Q_{lmin} = (0,51 + 0,555) P_0. \quad (22a)$$

Warunek (21a) jest w zasadzie jedynym kryterium doboru wstępnego napięcia wzdłużnych łożysk walcowych. Zwiększanie bowiem tego napięcia powyżej wartości zapewniającej nieotwieranie łożyska odciążanego nie prowadzi praktycznie do zmniejszenia przemieszczenia δ_0 , z innych natomiast względów jest niekorzystne. W odniesieniu do wzdłużnych łożysk kulkowych warunek (21) może nie być jedynym bowiem pomimo, że łożysko 3 nie jest już otwarte przemieszczenie δ_0 maleje ze wzrostem napięcia Q_1 . Wartość napięcia łożysk kulkowych można dobrać ze względu na założoną wartość przemieszczenia δ_0 lub na dopuszczalną nośność statyczną.

Przystępując do obliczania przemieszczenia δ_0 założono, że spośród elementów składowych węzła łożyskowego odkształcalne są tylko łożyska wzdłużne. Pominięto odkształcenie czo- pa śruby 1, pierścienia 4 i nakrętki 5 /p.rys.6/. Uzyskane tą drogą wyniki obliczeń przemieszczenia δ_0 oraz sił P_{II} i P_{omax} porównano z otrzymanymi przy uwzględnieniu odkształceń śruby. Długość odkształcanego odcinka śruby przyjęto przy założeniu, że pierścień 4 ma stałą grubość. Stosownie do szerokości łożysk długość ta dla łożysk kulkowych wynosiła 42 mm, a dla łożysk walcowych 50 mm. Wyniki obliczeń zestawiono w tabeli I przyjmując napięcie wstępne $Q_1 = 10$ kN oraz osiową siłę $P_0 = 20$ kN, przy czym przemieszczenie δ_0 obliczono w środku długości odkształcanego odcinka śruby. Z zestawienia tego widać, że pomimo zwiększonego ugięcia łożyska 2 /rys.6a/, obliczonego przy uwzględnieniu odkształcenia śruby, przemieszczenia δ_0 różnią się o niespełna 3% od uzyskanego przy pominięciu tego odkształcenia. Różnica sił P_{II} , obciążających dociążane łożysko 2 jest większa dla łożysk walcowych niż

kulkowych, co jest wynikiem różnej ich sztywności. Widać to szczególnie dla siły P_{omax} , przy której następuje otwarcie odciążanego łożyska 3.

		Uwzględniono odkształcenie śruby		Odkształcenie śruby pominięto	
$Q_1 = 10 \text{ kN}$ $P_o = 20 \text{ kN}$		łożyska kulkowe 51105	łożyska walcowe ZARN 2557TN	łożyska kulkowe 51105	łożyska walcowe ZARN 2557TN
Przyrost ugięcia łożyska 2	/ μm	17,58	8,82	16,85	7,31
Przemieszczenie δ_o		16,4	7,11		
Siła P_{II}	kN	22,38	22,9	21,8	20,62
Siła P_{omax}		30,99	28,95	28,28	21,6

Tabela I. Porównanie przyrostu ugięcia łożyska dociążanego, przemieszczenia czopa śruby, obciążenia P_{II} i P_{omax} przy uwzględnieniu i pominięciu odkształceń śruby.

Przedstawione w tabeli I wyniki, jak i przeprowadzone przez autora obliczenia pozwalają stwierdzić, że odkształcenia czopa śruby, pierścienia 4 oraz nakrętki 5 można pominąć, jeśli wywołane nimi przemieszczenie nie przekracza 20% ugięcia łożyska. Przy osiowej sile P_o , równej nośności łożyska i dla pokazanego na rys.6b układu obciążenia łożysk, przemieszczenie δ_o będzie wtedy obliczone z błędem mniejszym od 5%. Dla innych układów błąd ten może być nieco większy. Znacznie większe różnice natomiast otrzyma się przy obliczaniu sił P_{II} , P_{III} oraz P_{omax} . Dotyczy to szczególnie łożysk walcowych.

Jeśli pominięcie odkształceń elementów składowych powoduje zbyt duże błędy, trzeba je uwzględnić według toku obliczeń przedstawionego w p.6. Dotyczy to przede wszystkim przypadków, w których rozstaw łożysk 2 i 3 jest duży.

Przemieszczenie δ_0 czopa śruby 1 oraz obciążenia $P_{I\dot{I}}$, $P_{II\dot{I}}$ i siłę P_{0max} można określić nie tylko na drodze analitycznej lecz i wykreślnie [1,64] - podobnie jak przemieszczenie i obciążenie napiętych wstępnie nakrętek przekładni [60,62,88,90]. W tym celu należy wykonać wykresy ugięcia $\delta_x(P_0)$ obu łożysk. Dla wzdłużnych łożysk kulkowych 51105 wykresy takie przedstawiono na rys.9a. Na obu wykresach linią przerywaną zaznaczono wartość napięcia Q_x i zsunięto je tak, aby linie ugięcia przecięły się w punkcie odpowiadającym sile napięcia łożysk. Otrzymano w ten sposób wykres napięcia wstępnego /p.rys.9b/. Dla danej osiowej siły P_0 , której wektor umieszczono pomiędzy krzywymi ugięcia obu łożysk, z wykresu odczytać można przemieszczenie δ_0 oraz wartość sił $P_{I\dot{I}}$ i $P_{II\dot{I}}$ /p.rys.9b/. Gdy przemieszczenie δ_0 osiągnie wartość δ_{Q_x} następuje otwarcie łożyska 3, czyli $P_{II\dot{I}} = 0$. Siła działająca na łożysko 2 jest wtedy równa P_0 , a jego ugięcie zwiększa się dwukrotnie w stosunku do δ_{Q_x} , stąd

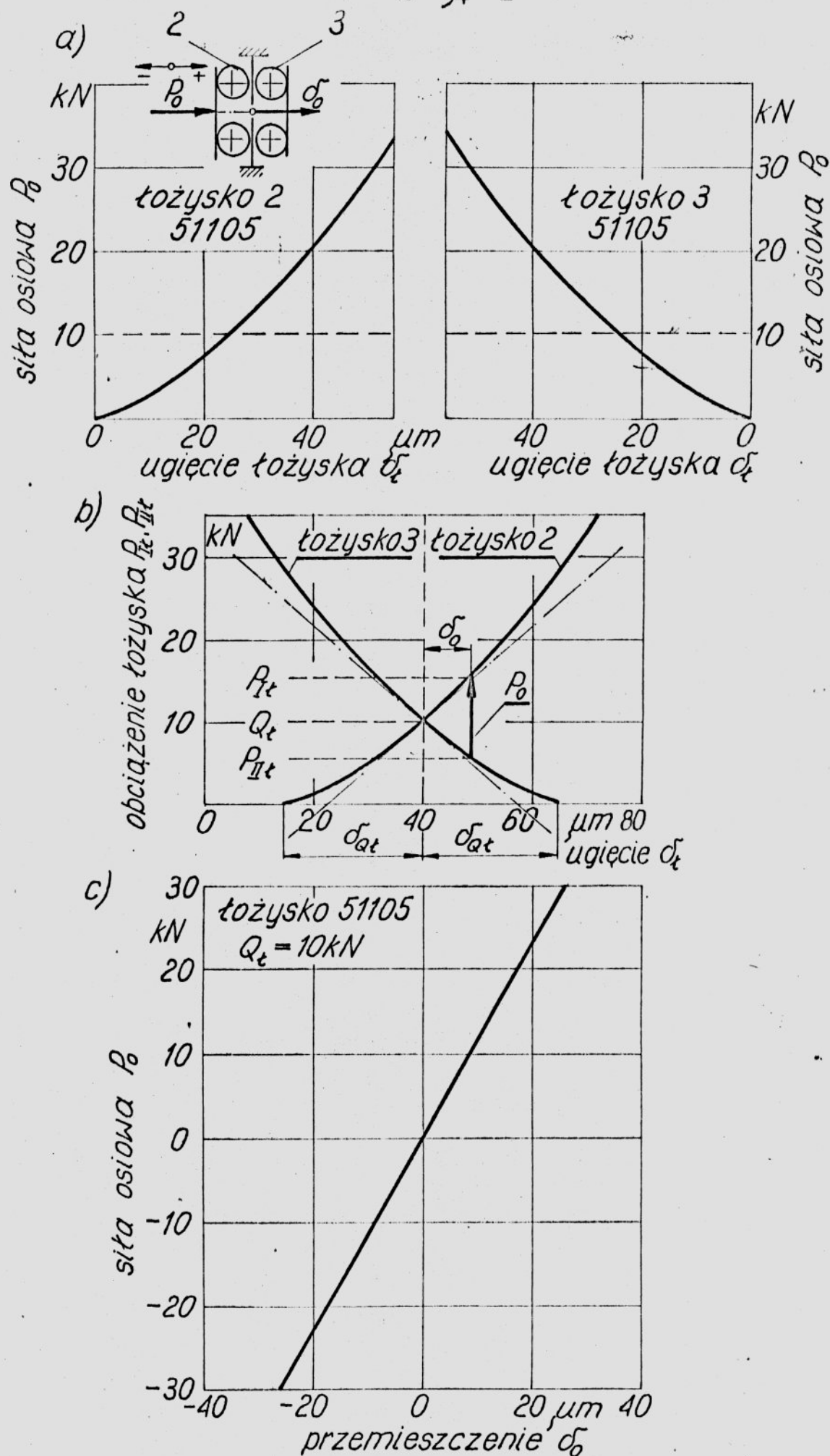
$$P_{0max} = P_{I\dot{I}} = \frac{1}{C_x^{3/2}} (2 \delta_{Q_x})^{3/2} = \frac{1}{C_x^{3/2}} \left(2 \cdot C_x \cdot Q_x^{2/3} \right)^{3/2} =$$

$$= 2,83 Q_x.$$

Zależność ta jest taka sama jak (11).

Przyjmując różne wartości siły P_0 i odpowiadające im przemieszczenie δ_0 z rys.9b, sporządzono wykres $\delta_0(P_0)$ przedstawiony na rys.9c - ważny tylko dla napięcia $Q_x = 10$ kN.

Na wykresie 9b linią punktową zaznaczono przybliżone roz-



Rys.9. Graficzne wyznaczanie przemieszczenia czopa łożyska i obciążenia łożysk wzdłużnych

wiązanie graficzne oparte o założenie, że sztywność napiętych łożysk wzdłużnych dla danego napięcia Q_1 jest stała i niezależna od siły P_0 . Rozwiązanie to pozwala z niewielkim błędem wyznaczyć przemieszczenie δ_0 , bowiem dla dowolnej siły P_0 jej położenie pomiędzy liniami ciągłymi /rozwiązanie dokładne/ oraz punktowymi /rozwiązanie przybliżone/ zmienia się nieznacznie. Nie pozwala ono natomiast określić sił P_{II} i P_{III} , ponieważ odległość linii ciągłej od przerywanej, szczególnie dla dużych sił P_0 jest znaczna. Niemożliwe jest również przybliżone wyznaczenie siły P_{0max} .

Jeśli łożyska wzdłużne umieszczone są nie w jednym lecz na obu końcach śruby, to w obliczaniu przyrostu ich ugięcia należy uwzględnić odkształcenie śruby.

4. ODKSZTAŁCENIA TOCZNEJ ŚRUBY POCIĄGOWEJ

Odkształcenia tocznej śruby pociągowej zależą przede wszystkim od wartości osiowego obciążenia śruby i jej rozmiarów a ponadto wpływa na nie sposób ułożyskowania śruby, rodzaj i liczba zastosowanych łożysk, ich napięcie wstępne oraz napięcie samej śruby.

W obrabiarkach spotyka się śruby toczne ułożyskowane wzdłużnie jedno- lub dwustronnie za pomocą wzdłużnych łożysk kulkowych lub walcowych. W pierwszym przypadku stosuje się dwa łożyska wzdłużne położone blisko siebie i przewiduje się możliwość ich wstępnego napinania. Napinanie tak usytuowanych łożysk powoduje tylko rozciąganie odcinka śruby pomiędzy kołnierzem i nakrętką 5 /p. rys.6a/; siła napięcia nie przenosi się na część gwintowaną. W drugim zaś przypadku łożyskuje się śrubę przy pomocy dwóch, trzech lub czterech łożysk wzdłużnych rozmieszczonych na obu końcach śruby [2,53]. Zastosowanie czterech łożysk wzdłużnych pozwala napiąć je wstępnie prawie bez napinania i odkształcenia śruby, napinanie zaś dwu lub trzech łożysk rozmieszczonych na obu końcach śruby związane jest z jej odkształceniem. Wartość tego napięcia zmienia się wraz ze zmianą temperatury śruby [81]. Jednakże z uwagi na małe opory ruchu pomiędzy nakrętkami a śrubą zmiany te są stosunkowo niewielkie.

Z uwagi na niedopuszczalne wyboczenie śruby, napinanie łożysk i jej samej powinno wywoływać jej rozciąganie. Schematy konstrukcyjnego rozwiązania tak ułożyskowanych śrub

tocznych z zastosowaniem wzdłużnych łożysk walcowych przedstawia rys.10.

Osiowe wydłużenie śruby rozciąganej siłą P_0 obliczyć można z prawa Hooke'a:

$$\Delta l_s = \frac{4 P_0 \cdot l_I}{\pi E_s \cdot d_s^2}, \quad (23)$$

gdzie: P_0 - siła osiowa obciążająca śrubę,

l_I - długość rozciąganego odcinka śruby,

E_s - moduł sprężystości wzdłużnej materiału śruby,

d_s - zastępcza średnica śruby.

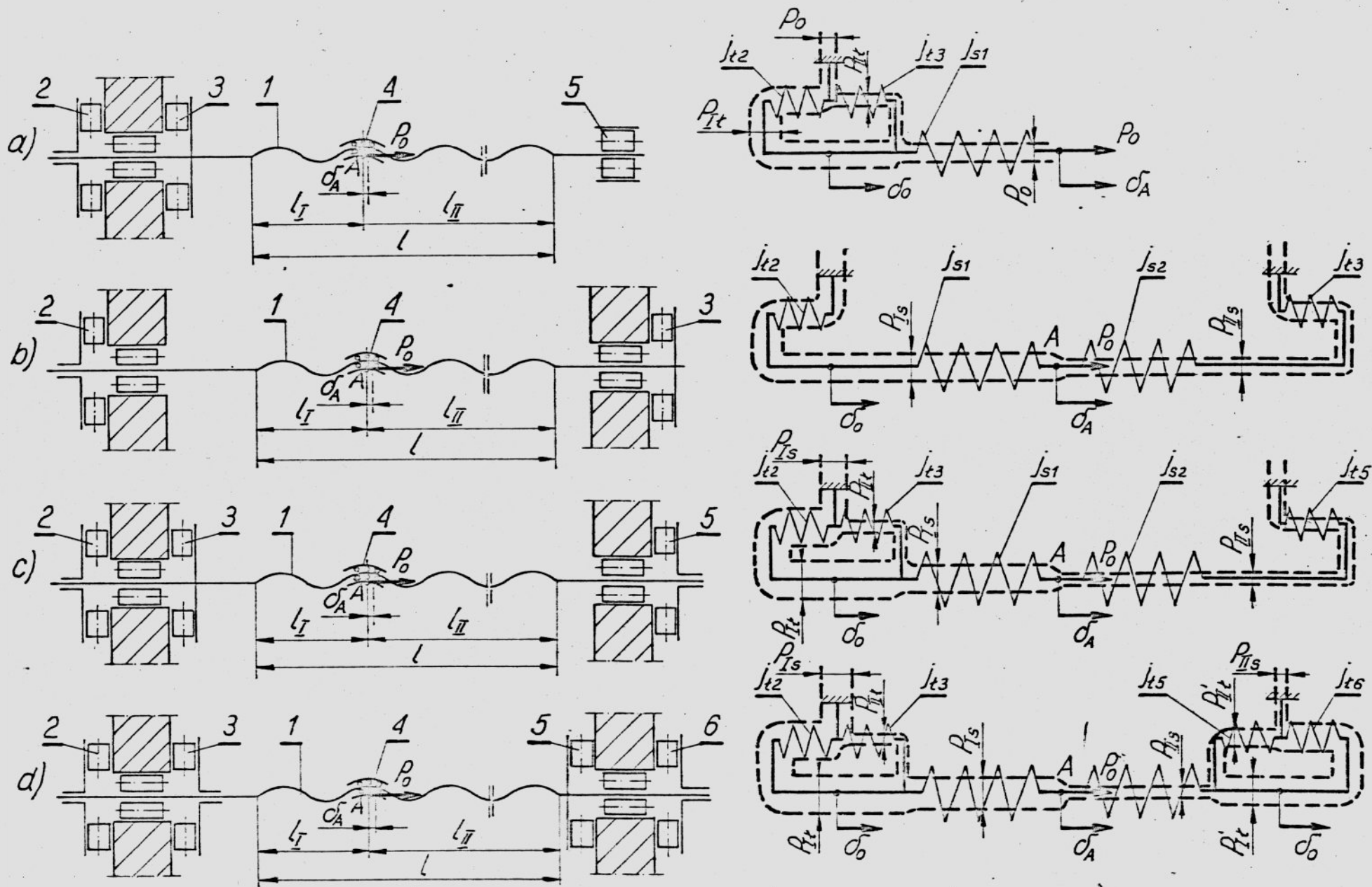
Do obliczenia tego wydłużenia należy przyjąć, że śrubą jest pełnym prętem o zastępczej średnicy d_s . Podana przez Spiessa [88] zależność, pozwalająca na przybliżone określenie wartości tej średnicy ma postać następującą:

$$d_s = \sqrt{d_z^2 - 0,35 (d_z^2 - d_{ws}^2)}, \quad (24)$$

gdzie: d_z - zewnętrzna średnica śruby,

d_{ws} - średnica dna bieżni gwintu śruby.

W przypadku śruby łożyskowanej jednostronnie, dla której znana jest wartość siły działającej na nią, wydłużenie Δl_s można obliczyć wprost ze wzoru (23). Jeśli śruba jest ułożyskowana dwustronnie i wstępnie napięta wtedy Δl_s jest przyrostem wydłużenia śruby, wywołanym różnicą siły P_{Is} działającej na odcinek śruby pomiędzy łożyskiem 2 a nakrętką 4 /p.rys.10b/ oraz siły Q_s napięcia wstępnego śruby. Wartość siły P_{Is} zależy nie tylko od P_0 i Q_s , ale także od własności sprężystych śruby i łożysk. Dlatego dla jej obliczenia oraz obliczenia przyrostu Δl_s należy uwzględnić ugięcie łożysk.



Rys.10. Schematy wzdłużnego łożyskowania śrub toczonej za pomocą wzdłużnych łożysk walcowych oraz schematy połączenia i obciążenia sprężystych elementów

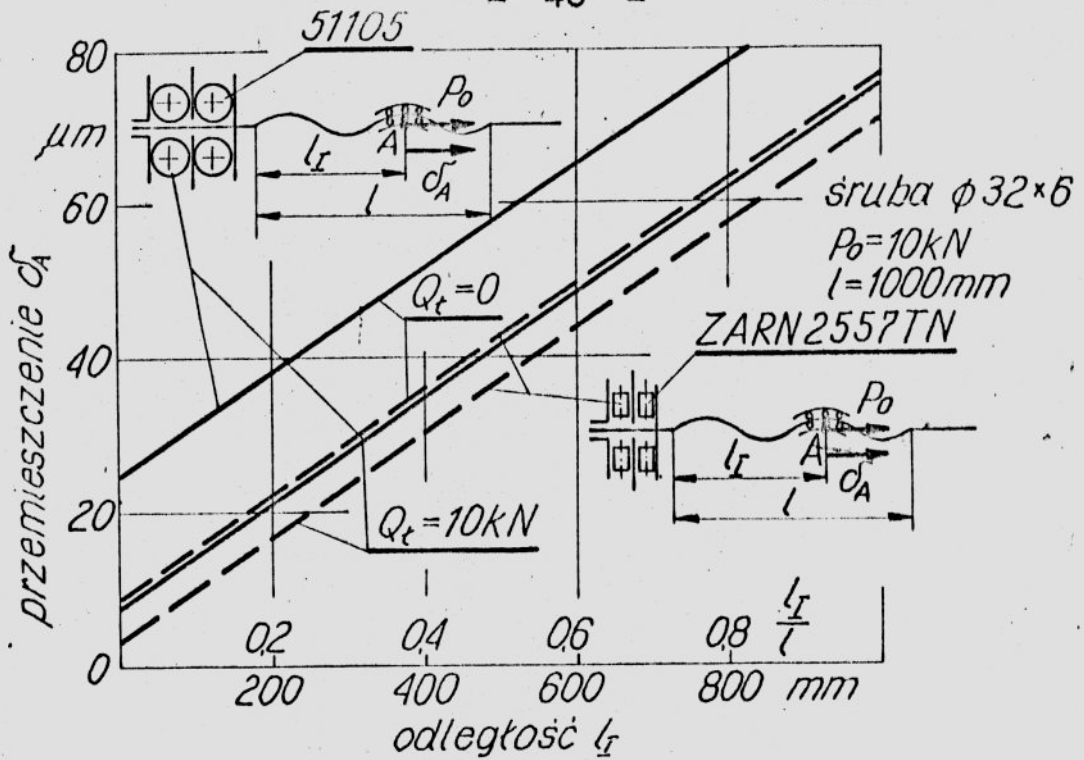
4.1. Śruba ułożyskowana jednostronnie

Schemat konstrukcyjny jednostronnego wzdłużnego łożyskowania śruby przedstawiono na rys.10a. W przypadku tym lewy koniec śruby 1 osadzony jest za pomocą zestawu łożysk typu ZARN, składającego się ze wzdłużnych łożysk 2 i 3 oraz poprzecznego łożyska igiełkowego. Prawy koniec śruby ułożyskowano tylko w kierunku poprzecznym. Do obliczenia wydłużenia śruby przyjęto, że składa się ona z odkształcalnej części gwintowanej o długości l oraz nieskończenie sztywnych czopów, umożliwiających osadzenie i napinanie łożysk. Jeśli pomiędzy czopem a gwintem śruby znajduje się część walcowa to jej odkształcenia należy zsumować z odkształceniem odcinka l_I gwintowanej części śruby. Założono też, że na wydłużenie to nie mają wpływu łożyska poprzeczne. Do nakrętki przyłożona jest siła P_0 działająca w osi śruby. Przyjęto, że nakrętka i jej połączenie ze śrubą są nieodkształcalne, sama zaś nakrętka jest punktem A leżącym w osi śruby w odległości l_I od łożysk. Przesunięcie tego punktu, równe więc przesunięciu nakrętki względem obudowy łożysk jest sumą wydłużenia Δl_I odcinka l_I śruby i ugięcia δ_0 łożysk 2 i 3:

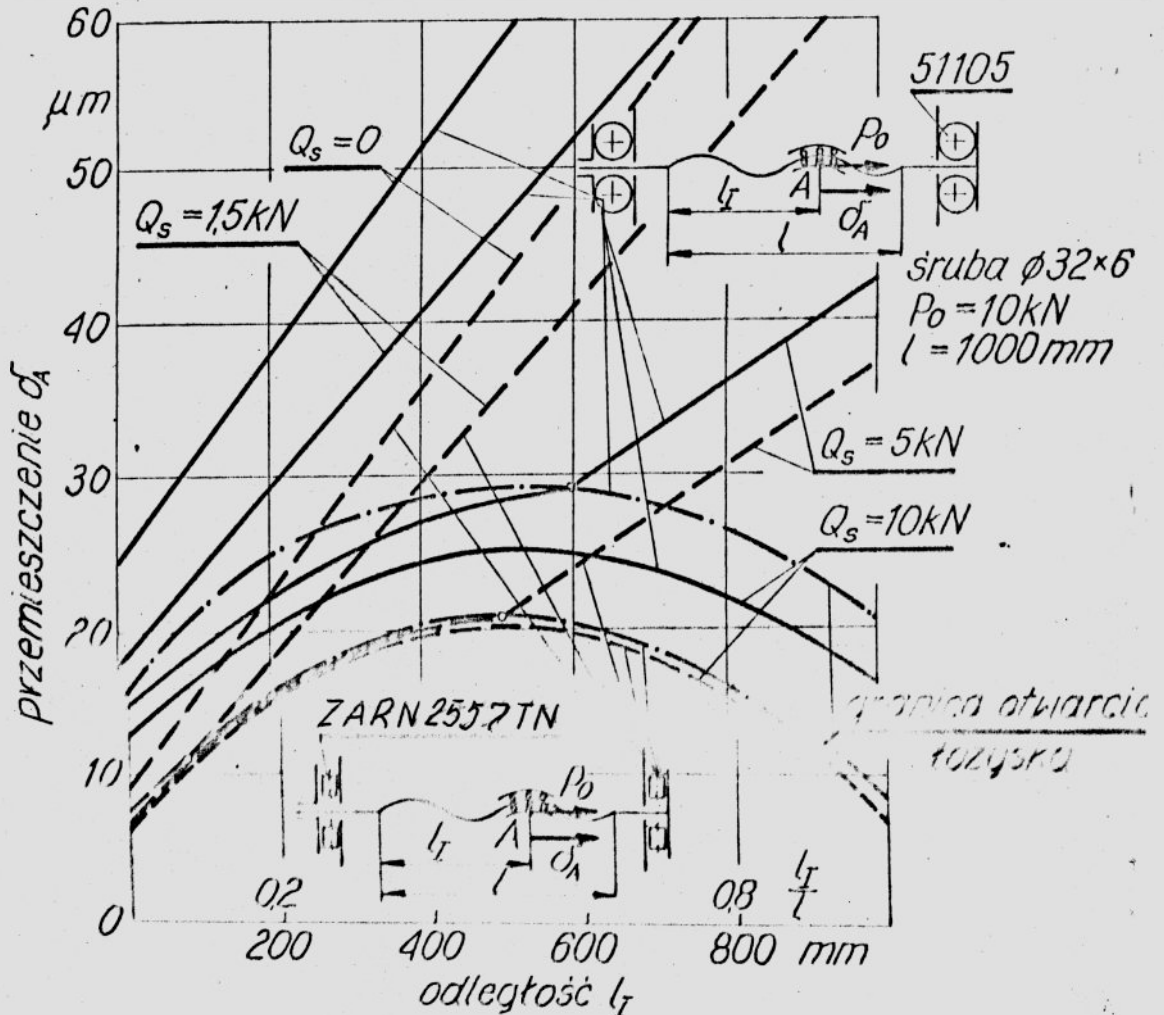
$$\delta_A = \delta_0 + \Delta l_I. \quad (25)$$

Na wydłużenie Δl_I nie ma wtedy wpływu prawa część śruby o długości l_{II} , nieobciążona żadną siłą wzdłużną.

Przesunięcie δ_A w funkcji odległości l_I przedstawiono na rys.11. Obliczenie jego wartości przeprowadzono dla tocznej śruby $\phi 32 \times 6$ z zarysem jednołukowym, ułożyskowanej wzdłużnie jednostronnie za pomocą dwu wzdłużnych łożysk kulkowych



Rys.11. Zależność przemieszczenia jednostronnie wzdłużnie łożyskowanej śruby od położenia na niej nakrętek



Rys.12 Zależność przemieszczenia śruby, łożyskowanej dwustronnie przy zastosowaniu dwu łożysk wzdłużny od położenia na niej nakrętek

51105 /linie ciągle/ oraz zestawu wzdłużnych łożysk walcowych ZARN 2557TN /linie przerywane/. Przyjęto długość śruby $l = 1000$ mm i założono, że nakrętka 4 /p. rys.10a/ może zajmować położenie od $l_I = 0$ do $l_I = l$. Moduł sprężystości podłużnej materiału śruby ze stali 4H15 wynosił $E_s = 2,1 \cdot 10^5$ N/mm².

Przy jednostronnym, wzdłużnym ułożyskowaniu śruby zależność przemieszczenia δ_A od odległości l_I przedstawia linia prosta, której nachylenie jest niezależne od rodzaju zastosowanych łożysk i siły ich napięcia. Przemieszczenie to można zmniejszyć jedynie poprzez zmniejszenie ugięcia δ_0 łożysk wzdłużnych lub zastosowanie śruby o większej średnicy. Wartość jego wzrasta z odległością l_I , najmniejsza jest dla $l_I = 0$ i wynosi $\delta_A = \delta_0$. Odchyłka położenia organu roboczego w wyniku odkształcenia łożysk i jednostronnie wzdłużnie łożyskowanej śruby jest równa przemieszczeniu δ_A .

4.2. Śruba ułożyskowana dwustronnie przy zastosowaniu dwu łożysk wzdłużnych

Wadą jednostronnego łożyskowania tocznej śruby pociągowej jest to, że przemieszczenie δ_A nakrętki względem korpusu w wyniku odkształcenia śruby i łożysk wzdłużnych osiąga duże wartości. Ma to miejsce zwłaszcza przy znacznej długości śruby gdy nakrętka znajduje się w skrajnym położeniu określonym odległością $l_I = l$ [68,95]. O wartości tego przemieszczenia decyduje ugięcie łożysk i zmiana długości odcinka l_I śruby; pozostała część śruby nie przenosi siły osiowej i nie wpływa na wartość przemieszczenia δ_A .

Celem dwustronnego łożyskowania śruby jest zmniejszenie

przemieszczenia δ_A i zwiększenie dokładności ustalenia położenia organu roboczego poprzez rozłożenie osiowej siły P_0 na oba odcinki l_I i l_{II} śruby i na oba, położone na przeciwnych jej końcach, łożyska wzdłużne. Konieczne jest w tym celu wywołanie odpowiednio dużego napięcia samej śruby i łożysk.

Schemat dwustronnego ułożyskowania śruby przy zastosowaniu dwu wzdłużnych łożysk walcowych przedstawiono na rys.10b. Obok pokazano układ i powiązanie sprężystych elementów zespołu śrubowej przekładni tocznej, których odkształcenia uwzględniono przy obliczaniu przemieszczenia δ_A . Zaliczono do nich, jak widać, tylko odkształcenie śruby i łożysk wzdłużnych. Pominięto natomiast między innymi odkształcenie obudowy łożysk oraz korpusu, w którym są one osadzone. Elementy te są zwykle o wiele sztywniejsze niż śruba i łożyska, a ich wpływ na przemieszczenie δ_A jest mały.

Przemieszczenie δ_A śruby, napiętej wstępnie i obciążonej zewnętrzną siłą P_0 , przyłożoną w punkcie A /p.rys.10b/, można wyrazić jako sumę przyrostu ugięcia $\Delta\delta_{k2}$ łożyska 2 i przyrostu wydłużenia odcinka l_I śruby, bądź jako sumę zmniejszenia ugięcia łożyska 3 oraz wydłużenia odcinka l_{II} śruby:

$$\delta_A = \Delta\delta_{k2} + \Delta l_I = \Delta\delta_{k3} + \Delta l_{II}. \quad (26)$$

Jak widać z rysunku 10b siła P_0 powoduje dociążenie odcinka l_I śruby i łożyska 2, od wartości Q_s wstępnego ich napięcia do siły P_{Is} . Tym samym odcinek l_{II} śruby i łożysko 3 zostają odciążone do wartości siły P_{IIIs} . Rozkład sił P_{Is} i P_{IIIs} działających na sprężyste elementy układu - śrubę i łożyska

przedstawiono na rys.10b linią przerywaną.

Z warunku równowagi sił w punkcie A otrzymuje się zależność

$$P_{Is} = P_o + P_{IIIs} . \quad (27)$$

Wyrażając przyrosty przemieszczeń $\Delta\delta_{12}$, $\Delta\delta_{13}$ oraz Δl_I i Δl_{II} przy pomocy sił P_{Is} , P_{IIIs} oraz Q_s otrzymuje się równania:

- dla łożysk kulkowych

$$\begin{aligned} \delta_A &= c_k(P_{Is}^{2/3} - Q_s^{2/3}) + c_{sI}(P_{Is} - Q_s) = \\ &= c_k(Q_s^{2/3} - P_{IIIs}^{2/3}) + c_{sII}(Q_s - P_{IIIs}), \end{aligned} \quad (28)$$

- dla łożysk walcowych

$$\begin{aligned} \delta_A &= c_k(P_{Is}^{0,9} - Q_s^{0,9}) + c_{sI}(P_{Is} - Q_s) = \\ &= c_k(Q_s^{0,9} - P_{IIIs}^{0,9}) + c_{sII}(Q_s - P_{IIIs}). \end{aligned} \quad (28a)$$

Równania te wraz z zależnością (27) pozwalają obliczyć siły P_{Is} i P_{IIIs} oraz przemieszczenie δ_A . Przyjęto w nich następujące oznaczenia:

$$c_{sI} = \frac{4l_I}{\pi E_s d_s^2} ; \quad c_{sII} = \frac{4l_{II}}{\pi E_s d_s^2} ;$$

$$c_k = 0,52 \sqrt[3]{\frac{1}{z d_k^2}} \left[\frac{\mu m}{N^{2/3}} \right] - \text{dla łożysk kulkowych}$$

$$\text{oraz } c_k = 0,075 \frac{1}{z^{0,9} l_w^{0,8}} \left[\frac{\mu m}{N^{0,9}} \right] - \text{dla łożysk walcowych,}$$

gdzie: z - liczba elementów tocznych w łożysku,

d_k - średnica kulki [mm],

l_w - długość styku wałka z bieżniami [mm].

Równania (28) oraz (28a) słuszne są gdy $P_{IIS} > 0$ oraz $P_{IS} > P_0$. Niespełnienie tych nierówności oznacza, że łożysko 3 /p.rys.10b/ zostało otwarte. Obciążenie łożyska 2 wynosi wtedy $P_{IS} = P_0$. Przesunięcie natomiast δ_A punktu A obrazującego położenie nakrętek na śrubie wyrażają zależności:

- dla łożysk kulkowych:

$$\delta_A = C_k (P_0^{2/3} - Q_s^{2/3}) + C_{sI} (P_0 - Q_s), \quad (29)$$

- dla łożysk walcowych:

$$\delta_A = C_k (P_0^{0,9} - Q_s^{0,9}) + C_{sI} (P_0 - Q_s). \quad (29a)$$

Równania (28) oraz (28a) pozwalają również, po przyjęciu $P_{IIS} = 0$ oraz $P_{IS} = P_{omax}$, dla danego napięcia Q_s wyznaczyć wartość osiowej siły P_{omax} , powodującej otwarcie łożyska 3, bądź dla danej siły P_0 , po przyjęciu $P_{IIS} = 0$ i $P_{IS} = P_0$, obliczyć najmniejszą wartość napięcia Q_{smin} śruby, zapewniającą, że otwieranie tego łożyska nie wystąpi.

Na rys.12 przedstawiono przesunięcie δ_A w zależności od odległości l_I nakrętek od lewego końca śruby. Wykres wykonano przyjmując, że wzdłużne łożyska śruby stanowią w jednym przypadku łożyska kulkowe 51105, w drugim zaś łożyska walcowe. Założono też, że na każdym końcu śruby znajduje się jedno łożysko z zespołu ZARN 2557TN, które oznaczono tym symbolem. Do rozważań przyjęto cztery wartości napięcia Q_s śruby: 0; 1,5 kN; 5 kN oraz 10 kN. Z rysunku widać, że napięcie śruby ma znaczny wpływ na przesunięcie δ_A . Dla $Q_s = 0$ linie przesunięć pokrywają się z przedstawionymi na rys.11 dla $Q_k = 0$. Napięcie śruby o wartości $Q_s = 1,5$ kN przy założonej sile $P_0 = 10$ kN jest zbyt małe aby zapewnić nieotwie-

ranie łożyska 3 i występuje ono nawet dla $l_I = 0$. Obserwuje się jednak, że przemieszczenie δ_A jest znacznie mniejsze w stosunku do występującego przy braku tego napięcia. Dla $Q_S = 5$ kN tylko w pewnym przedziale odległości l_I nie występuje otwieranie łożyska, po jej przekroczeniu otwieranie to ma miejsce, a wzrost l_I powyżej wartości odpowiadającej załamaniu krzywych $\delta_A(l_I)$ na rys.12 powoduje szybkie zwiększanie przemieszczenia δ_A . Przy napięciu $Q_S = 10$ kN w całym przedziale od $l_I = 0$ do $l_I = l = 1000$ mm otwieranie łożyska 3 nie zachodzi, a dla $l_I = l$ przemieszczenie δ_A jest nawet ponad dziesięciokrotnie mniejsze niż w przypadku, gdyby śruba była nie napięta. Charakterystyczne też jest, że najmniejsze przemieszczenia punktu A występują dla $l_I = 0$ oraz $l_I = l$, największe zaś gdy $l_I \approx l/2$. Zwiększanie napięcia Q_S powyżej wyznaczonej z równań (28) lub (28a) wartości Q_{Smin} nie powoduje istotnych zmian δ_A . Linia punktową zaznaczono przemieszczenia δ_A obliczone przy założeniu, że napięcie śruby wynosi Q_{Smin} . Aby zapewnić nieotwieranie łożyska 3 w dowolnym położeniu nakrętek na śrubie i małe przemieszczenie δ_A , wartość Q_{Smin} należy wyznaczyć dla położenia nakrętek $l_I = l$. Dla omawianego przykładu: jeśli śrubę ułożyskowano przy pomocy łożysk 51105 wynosi ono 7,52 kN, gdy zaś zastosowano łożyska walcowe z zespołu ZARN 2557TN - 8,4 kN.

Przemieszczenie δ_A śruby można obliczyć również w sposób przybliżony przy założeniu, że sztywność łożyska wzdłużnego jest stała i zależy jedynie od siły Q_S napięcia wstępnego, nie zależy natomiast od siły P_{IS} lub P_{IIS} . Sztywność łożyska określają zależności:

- dla łożyska kulkowego

$$j_k = \frac{3}{2C_k} Q_s^{1/3}, \quad (30)$$

- dla łożyska walcowego

$$j_k = \frac{1}{0,9C_k} Q_s^{0,1}. \quad (30a)$$

Ze schematu połączeń sprężystych elementów układu wstępnie napiętej śruby /p.rys.10b/ widać, że łożysko 2 oraz odcinek l_I śruby 1 są połączone szeregowo, podobnie jak odcinek l_{II} śruby oraz łożysko 3. Sztywność zastępcza układu w punkcie A wynosi:

$$j_A = \frac{j_{k2} \cdot j_{s1}}{j_{k2} + j_{s1}} + \frac{j_{k3} \cdot j_{s2}}{j_{k3} + j_{s2}}, \quad (31)$$

gdzie: j_{k2} - sztywność łożyska 2,

j_{k3} - sztywność łożyska 3,

j_{s1} - sztywność odcinka l_I śruby,

j_{s2} - sztywność odcinka l_{II} śruby.

Przemieszczenie δ_A można wyrazić zależnością:

$$\delta_A = P_o / j_A, \quad (32)$$

która jest słuszna, gdy nie występuje otwieranie łożyska 3, a więc przy spełnieniu warunku [95]

$$Q_s > Q_{smin} = \frac{P_o}{\frac{j_{k2} \cdot j_{s1}}{j_{k2} + j_{s1}} \cdot \frac{j_{k3} + j_{s2}}{j_{k3} \cdot j_{s2}} + 1}. \quad (33)$$

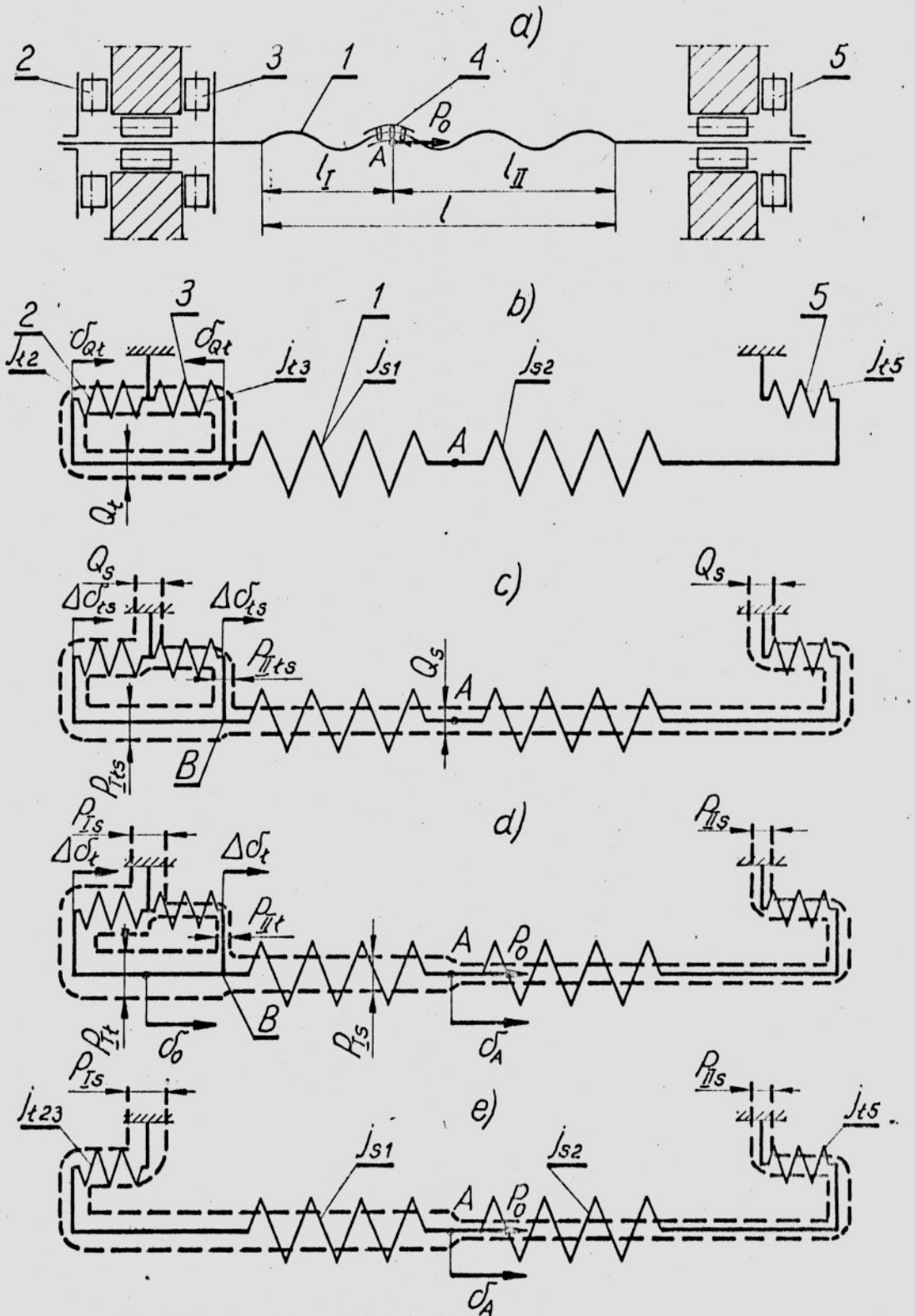
Wartość przemieszczenia δ_A obliczona ze wzoru (32) odbiega jednak dość znacznie od obliczonego za pomocą równania (28) lub (28a). I tak dla $Q_s = P_o = 10$ kN i $l_I = 0$ przybliżo-

na jego wartość jest większa od dokładnej o 9,9% w odniesieniu do śruby ułożyskowanej za pomocą wzdłużnych łożysk kulkowych, natomiast o 3% - jeśli za pomocą łożysk walcowych. Dla położenia $l_I = l = 1000$ mm punktu A różnice tych przemieszczeń wynoszą odpowiednio 15,4% oraz 7,16%. Ta przybliżona metoda obliczeń charakteryzuje się więc znacznie mniejszym błędem w odniesieniu do śruby ułożyskowanej za pomocą łożysk walcowych. Ich sztywność bowiem zależy od obciążenia w mniejszym stopniu niż sztywność wzdłużnych łożysk kulkowych.

4.3. Śruba ułożyskowana dwustronnie przy zastosowaniu trzech łożysk wzdłużnych

Schemat ułożyskowania śruby przy zastosowaniu trzech łożysk wzdłużnych przedstawiono na rys.13a. Rozwiązanie takie umożliwia wstępne napinanie łożysk 2 i 3, co przy nienapiętym łożysku 5 odpowiada schematowi z rys.10a. Z kolei napięcie tylko łożysk 2 i 5 oraz śruby odpowiada schematowi z rys. 10b. Te dwa więc przypadki zostaną tutaj pominięte. Cechą konstrukcji z rys.13a jest możliwość napięcia wszystkich trzech łożysk wzdłużnych i śruby, dzięki czemu jej sztywność w porównaniu z dwoma poprzednimi jest większa.

Prześledzenie rozkładu sił działających w tym przypadku na łożyska i oba odcinki śruby umożliwiają pokazane na rys.13 trzy kolejne schematy b, c i d. Przyjęto przy ich sporządzaniu, że wprawdzie napina się siłą Q_k łożyska 2 i 3 /rys.13b/, następnie siłą Q_s łożysko 5 poprzez śrubę /rys.13c/. Na tak napięty układ działa siła P_0 /rys.13d/ przyłożona do śruby w punkcie A, powodując przyrost przemieszczenia jego elementów.



Rys.13 Schematy łożyskowania śruby przy zastosowaniu trzech łożysk wzdłużnych z zaznaczeniem obciążenia i przemieszczenia śruby i łożysk

Siła Q_1 wywołuje ugięcie łożyska 2 i 3, które wynosi:

- dla łożyska kulowego

$$\delta_{Q_1} = c_1 Q_1^{2/3}, \quad (34)$$

- dla łożyska walcowego

$$\delta_{Q_1} = c_1 Q_1^{0,9}. \quad (34a)$$

Po napięciu śruby i łożyska 5 siłą Q_s obciążenie łożyska 2 wzrośnie do wartości P_{I1s} , łożyska 3 zaś zmaleje do P_{II1s} . Tym samym o $\Delta\delta_{1s}$ wzrośnie ugięcie łożyska 2 i zmaleje ugięcie łożyska 3. Z warunku równowagi sił w punkcie B /rys.13c/ oraz po wyrażeniu sił P_{I1s} i P_{II1s} przez ugięcia łożysk 2 i 3 otrzyma się:

- dla łożysk kulowych

$$Q_s = P_{I1s} - P_{II1s} = \frac{1}{c_1^{3/2}} \left[(\Delta\delta_{1s} + \delta_{Q_1})^{3/2} + (\delta_{Q_1} - \Delta\delta_{1s})^{3/2} \right], \quad (35)$$

- dla łożysk walcowych

$$Q_s = P_{I1s} - P_{II1s} = \frac{1}{c_1^{1/0,9}} \left[(\Delta\delta_{1s} + \delta_{Q_1})^{1/0,9} + (\delta_{Q_1} - \Delta\delta_{1s})^{1/0,9} \right]. \quad (35a)$$

Równania te dla znanych sił Q_1 i Q_s pozwalają wyznaczyć przyrost $\Delta\delta_{1s}$ ugięcia łożyska 2 a po odpowiednim ich rozdzielaniu /patrz wzór (6), (14) oraz (20) i (20a)/ wartości sił P_{I1s} i P_{II1s} .

Po przyłożeniu w punkcie A siły P_0 obciążenie łożyska 2 wzrośnie do P_{I1} , jego ugięcie zwiększy się o $\Delta\delta_1 = \delta_0$,

obciążenie zaś łożyska 3 zmaleje do P_{IIk} . Siła P_0 spowoduje również zmianę obciążenia śruby - jej odcinek l_I przenosi siłę P_{Is} , odcinek l_{II} i łożysko 5 siłę P_{IIs} /p.rys.13d/. Przemieszczenie δ_A śruby jest sumą przyrostu ugięcia $\Delta\delta_k = \delta_0$ łożyska 2 i przyrostu długości odcinka l_I śruby lub sumą zmniejszenia długości l_{II} śruby i ugięcia łożyska 5. Uwzględniając warunek równowagi sił w punkcie A w postaci:

$$P_{IIs} = P_{Is} - P_0 \quad (36)$$

można napisać, że:

- dla łożysk kulkowych

$$\begin{aligned} \delta_A = \delta_0 + c_{sI} (P_{Is} - Q_s) = c_{sII} [Q_s - (P_{Is} - P_0)] + \\ + c_k [Q_s^{2/3} - (P_{Is} - P_0)^{2/3}], \end{aligned} \quad (37)$$

- dla łożysk walcowych

$$\begin{aligned} \delta_A = \delta_0 + c_{sI} (P_{Is} - Q_s) = c_{sII} [Q_s - (P_{Is} - P_0)] + \\ + c_k [Q_s^{0,9} - (P_{Is} - P_0)^{0,9}]. \end{aligned} \quad (37a)$$

Ponieważ w równaniach (37) i (37a) występują po trzy niewiadome wielkości - δ_A , δ_0 i P_{Is} trzeba znaleźć dodatkową, wiążącą je zależność. Jest nią warunek równowagi sił w punkcie B /rys.13c/, który wyrażony za pomocą przyrostów ugięć łożysk 2 i 3 ma następującą postać:

- dla łożysk kulkowych

$$\begin{aligned} P_{Is} = P_{Ik} - P_{IIk} = \frac{1}{c_k^{3/2}} \left[(\delta_{Q_k} + \Delta\delta_{ks} + \delta_0)^{3/2} + \right. \\ \left. - (\delta_{Q_k} - \Delta\delta_{ks} - \delta_0)^{3/2} \right], \end{aligned} \quad (38)$$

- dla łożysk walcowych

$$P_{Is} = P_{I\bar{k}} - P_{II\bar{k}} = \frac{1}{c_k^{1/0,9}} \left[(\delta_{Q_k} + \Delta\delta_{ks} + \delta_o)^{1/0,9} + \right. \\ \left. - (\delta_{Q_k} - \Delta\delta_{ks} - \delta_o)^{1/0,9} \right]. \quad (38a)$$

Układy równań (37) i (38) lub (37a) i (38a) pozwalają obliczyć drogą kolejnych przybliżeń przemieszczenie δ_o i siłę P_{Is} , a następnie przemieszczenie δ_A . Konieczne do ich rozwiązania ugięcia δ_{Q_k} oraz $\Delta\delta_{ks}$ należy obliczyć odpowiednio z zależności (34) lub (34a) i (35) lub (35a). Przyrost ugięcia $\Delta\delta_{ks}$ można też wyznaczyć w sposób przybliżony, podobnie jak wyznaczono przemieszczenie δ_o z równań (6) oraz (14).

Przedstawione zależności (35) do (38a) są słuszne, gdy napięcie Q_s śruby i łożyska 5 nie powoduje otwarcia łożyska 3, siła zaś P_o nie wywołuje otwarcia łożyska 3 oraz 5 /rys.10d/. Wynikają stąd następujące warunki:

1/ $\Delta\delta_{ks} \leq \delta_{Q_k}$, co oznacza, że siła Q_s nie powoduje otwarcia łożyska 3. Zgodnie z wzorami (11) oraz (17) warunek ten można przedstawić w postaci następującej zależności pomiędzy siłami Q_k i Q_s :

- dla łożysk kulkowych

$$Q_s \leq 2,83 Q_k,$$

- dla łożysk walcowych

$$Q_s \leq 2,16 Q_k.$$

Jeśli ograniczenia te nie są spełnione to w zależnościach (35) oraz (35a) należy przyjąć, że $\delta_{Q_k} - \Delta\delta_{ks} = 0$,^{co} pozwala wyrazić przyrost ugięcia $\Delta\delta_{ks}$ wzorami:

- dla łożysk kulkowych

$$\Delta\delta_{ks} = c_k (Q_s^{2/3} - Q_k^{2/3}), \quad (39)$$

- dla łożysk walcowych

$$\Delta\delta_{1s} = c_1 (Q_s^{0,9} - Q_1^{0,9}). \quad (39a)$$

2/ $\Delta\delta_{1s} + \delta_o \leq \delta_{Q_1}$. Niespełnienie tego warunku oznacza, że po obciążeniu śruby siłą P_o występuje otwarcie łożyska 3. Warunek ten nie będzie spełniony jeśli niesłuszne będzie ograniczenie 1/. Oznaczać to bowiem będzie, że siła Q_s powoduje otwarcie łożyska 3, a P_o zwiększa tylko występujący w nim luz. W równaniach (38) oraz (38a) należy przyjąć $\delta_{Q_1} - \Delta\delta_{1s} - \delta_o = 0$.

3/ $\delta_o + c_{sI}(P_o - Q_s) \leq c_1 Q_s^{2/3} + c_{sII}Q_s$. Jeśli nierówność ta jest sprzeczna to siła P_o powoduje otwarcie łożyska 5. Wtedy $P_{IIs} = 0$ oraz $P_{Is} = P_o$, przemieszczenie zaś δ_A wyraża zależność:

$$\delta_A = \delta_o + c_{sI}(P_o - Q_s). \quad (40)$$

Jeśli niespełnione są jednocześnie wszystkie trzy powyższe warunki to przemieszczenie δ_A obliczyć można wprost z następujących zależności:

- dla łożysk kulkowych

$$\delta_A = c_1(P_o^{2/3} - Q_s^{2/3}) + c_{sI}(P_o - Q_s), \quad (41)$$

- dla łożysk walcowych

$$\delta_A = c_1(P_o^{0,9} - Q_s^{0,9}) + c_{sI}(P_o - Q_s). \quad (41a)$$

Widać z nich, że gdy występuje otwarcie łożysk 3 i 5 to przemieszczenie δ_A nie zależy od napięcia łożysk 2 i 3.

Przemieszczenie δ_A oraz siły P_{Is} i P_{IIs} można obliczyć również w sposób przybliżony. Napięty bowiem zestaw łożysk wzdłużnych 2 i 3 można traktować jako element sprężysty o zastępczej sztywności j_{123} , którego przyrost ugięcia wy-

rażają zależności (10) lub (16). Na podstawie rys.13e można napisać:

- dla łożysk kulkowych

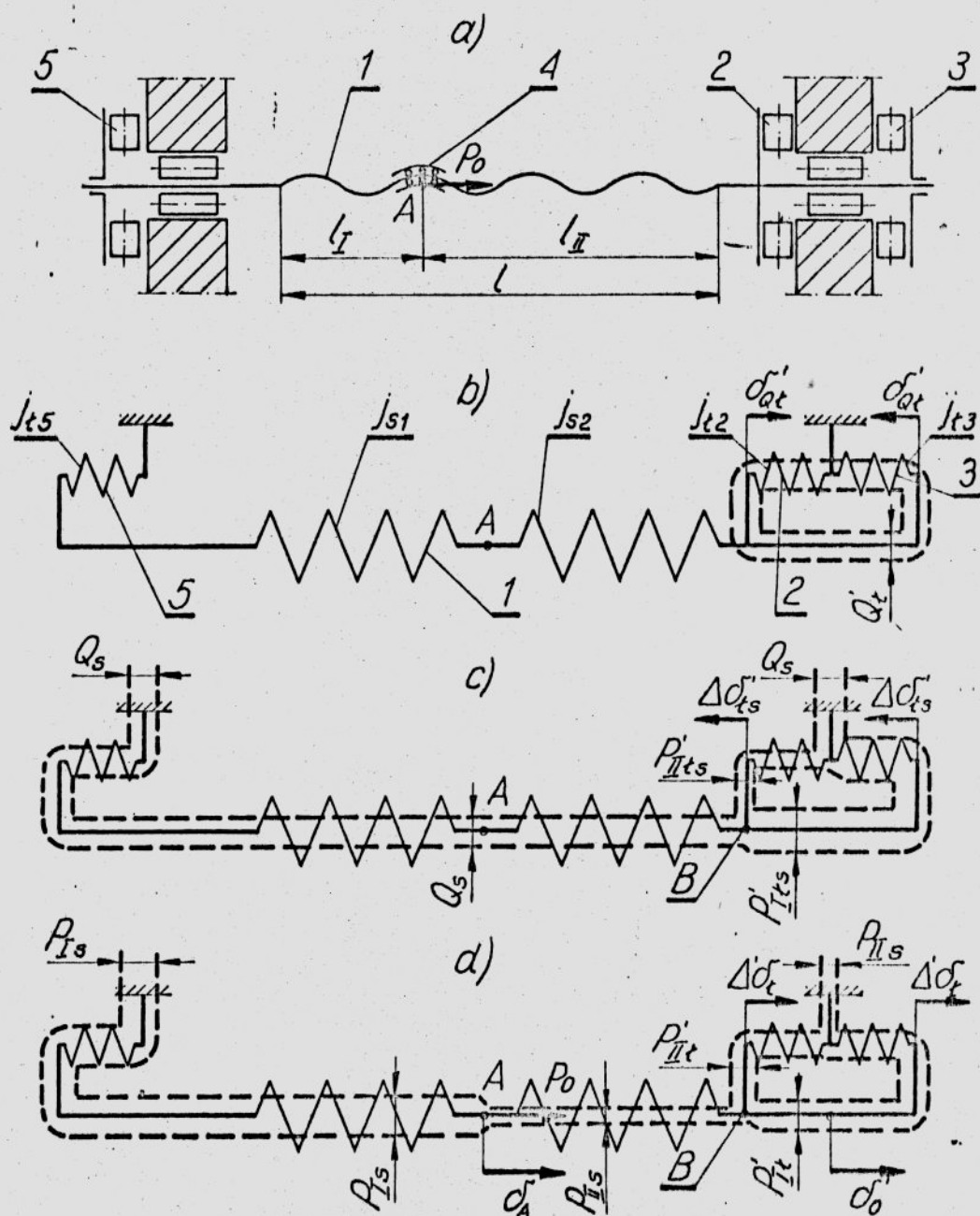
$$\begin{aligned} \int_A &= \frac{C_k}{3 Q_k^{1/3}} (P_{Is} - Q_s) + C_{sI} (P_{Is} - Q_s) = \\ &= C_{sII} [Q_s - (P_{Is} - P_o)] + C_k [Q_s^{2/3} - (P_{Is} - P_o)^{2/3}], \quad (42) \end{aligned}$$

- dla łożysk walcowych

$$\begin{aligned} \int_A &= \frac{0,9 C_k}{2 Q_k^{0,7}} (P_{Is} - Q_s) + C_{sI} (P_{Is} - Q_s) = \\ &= C_{sII} [Q_s - (P_{Is} - P_o)] + C_k [Q_s^{0,9} - (P_{Is} - P_o)^{0,9}]. \quad (42a) \end{aligned}$$

Zależności te są słuszne tylko przy spełnieniu podanych wyżej warunków 1/, 2/ i 3/. Dalszym uproszczeniem w obliczaniu przemieszczenia $\int_A$ oraz sił P_{Is} i P_{IIIs} , działających na odcinki l_I i l_{II} śruby, może być przyjęcie stałej sztywności łożyska 5, opisanej wzorem (30) lub (30a), obliczenie zastępczej sztywności j_A śruby i łożysk oraz wyznaczenie $\int_A$ z zależności (32).

W omówionym wyżej przykładzie ułożyskowania śruby, przy zastosowaniu trzech łożysk wzdłużnych, siła P_o docierała tylko jedno z nich, a mianowicie łożysko 2, pozostałe zaś 3 i 5 były odciążane. Zmiana zwrotu siły P_o , bądź co jest równoważne, przeniesienie odpowiednich łożysk na przeciwne końce śruby spowoduje, że dociążane będą dwa łożyska - 5 i 2 /p.rys.14/, odciążane natomiast tylko łożysko 3. Dzięki temu układ taki jest nieco sztywniejszy od przedstawionego na rys.13. Ponadto siłę P_o przenoszą każdorazowo oba odcinki śruby - l_I i l_{II} nawet, gdy jest ona wstępnie nienapięta, przy czym odcinek l_I jest zawsze rozciągany, l_{II} natomiast - rozciągany lub ściskany.



Rys.14 Schematy łożyskowania łożysk przy zastosowaniu trzech łożysk wzdłużnych z zaznaczeniem obciążenia i przemieszczenia łożysk

Wskutek tego wartość siły Q_s napięcia śruby ma mały wpływ na przemieszczenie δ_A , a potrzeba jej wprowadzania podyktowana jest koniecznością usunięcia luzu w łożysku 5 oraz zwiększeniem jego sztywności. Przemieszczenie δ_A oraz siły P_{Is} i P_{IIIs} oblicza się podobnie jak w przykładzie przedstawionym powyżej.

Wstępne napięcie łożysk 2 i 3 siłą Q_k' /rys.14b/ powoduje ich ugięcie o δ'_{Q_k} , a po napięciu śruby siłą Q_s ugięcie łożyska 2 wzrasta o $\Delta\delta'_{ks}$, łożyska 3 natomiast maleje. Ten przyrost $\Delta\delta'_{ks}$ ugięcia obliczyć można z następujących równań uzyskanych z warunku równowagi sił w punkcie B /p.rys.14c/:

- dla wzdłużnych łożysk kulkowych

$$Q_s = P_I'_{ks} - P_{II}'_{ks} = \frac{1}{C_k^{3/2}} [(\delta'_{Q_k} + \Delta\delta'_{ks})^{3/2} - (\delta'_{Q_k} - \Delta\delta'_{ks})^{3/2}] \quad (43)$$

- dla wzdłużnych łożysk walcowych

$$Q_s = P_I'_{ks} - P_{II}'_{ks} = \frac{1}{C_k^{1/0,9}} [(\delta'_{Q_k} + \Delta\delta'_{ks})^{1/0,9} - (\delta'_{Q_k} - \Delta\delta'_{ks})^{1/0,9}] \quad (43a)$$

Przyłożona w punkcie A siła P_o dociąga łożyska 5 i 2 oraz odcinek l_I śruby, odciąża zaś śrubę na odcinku l_{II} oraz łożysko 3. Z warunku równowagi sił oraz przyrostu przemieszczeń w punkcie A otrzymuje się układy równań w postaci /rys.14d/:

- dla łożysk kulkowych

$$P_{Is} = P_o + P_{IIIs} = P_o + \frac{1}{C_k^{3/2}} [(\delta'_{Q_k} + \Delta\delta'_{ks} - \delta'_{o})^{3/2} - (\delta'_{Q_k} - \Delta\delta'_{ks} + \delta'_{o})^{3/2}] \quad (44)$$

$$\begin{aligned}\delta_A &= c_k(P_{Is}^{2/3} - Q_s^{2/3}) + c_{sI}(P_{Is} - Q_s) = \\ &= c_{sII}[Q_s - (P_{Is} - P_o)] + \delta'_o, \end{aligned} \quad (45)$$

- dla łożysk walcowych

$$\begin{aligned}P_{Is} = P_o + P_{IIIs} = P_o + \frac{1}{c_k^{1/0,9}} [(\delta'_{Qk} + \Delta\delta'_{ks} - \delta'_o)^{1/0,9} + \\ - (\delta'_{Qk} - \Delta\delta'_{ks} + \delta'_o)^{1/0,9}], \end{aligned} \quad (44a)$$

$$\begin{aligned}\delta_A &= c_k(P_{Is}^{0,9} - Q_s^{0,9}) + c_{sI}(P_{Is} - Q_s) = \\ &= c_{sII}[Q_s - (P_{Is} - P_o)] + \delta'_o. \end{aligned} \quad (45a)$$

Pozwalają one obliczyć siły P_{Is} i P_{IIIs} oraz przemieszczenia δ'_o i δ_A .

Warunkiem słuszności równań (44) + (45a) jest:

1/ Nieotwieranie łożyska 2 po napięciu śruby siłą Q_s , czyli

$$\begin{aligned}\Delta\delta'_{ks} \leq \delta'_{Qk} \text{ lub } Q_s \leq 2,83 Q'_k \text{ dla łożysk kulkowych, a} \\ Q_s \leq 2,16 Q'_k \text{ dla łożysk walcowych.}\end{aligned}$$

2/ Nieotwieranie łożyska 3 po przyłożeniu siły P_o . Oznacza to,

$$\delta'_o \leq \Delta\delta'_{ks} + \delta'_{Qk}.$$

3/ Usunięcie luzu w łożysku 5, czyli $Q_s > 0$.

Przy niespełnieniu warunku 1/ w równaniach (43) i (43a) należy przyjąć $\delta'_{Qk} - \Delta\delta'_{ks} = 0$. Po przyłożeniu do śruby siły P_o łożysko 2 może pozostać nadal otwarte, wtedy $\delta'_o \leq \delta'_{Qk} + \Delta\delta'_{ks}$ a w równaniach (44) i (44a) należy podstawić $\delta'_{Qk} + \Delta\delta'_{ks} + \delta'_o = 0$. W przypadku niespełnienia warunku 2/ siła $P_{I'k}$ obciążająca łożysko 3 wynosi zero i wtedy $\delta'_o > \delta'_{Qk} + \Delta\delta'_{ks}$. Wówczas zależności (44) i (44a) przyjmą postać następującą:

- dla łożysk kulkowych

$$P_{Is} = P_o - \frac{1}{C_k^{3/2}} (\delta'_{Q_k} - \Delta\delta'_{ks} + \delta'_o)^{3/2}, \quad (46)$$

- dla łożysk walcowych

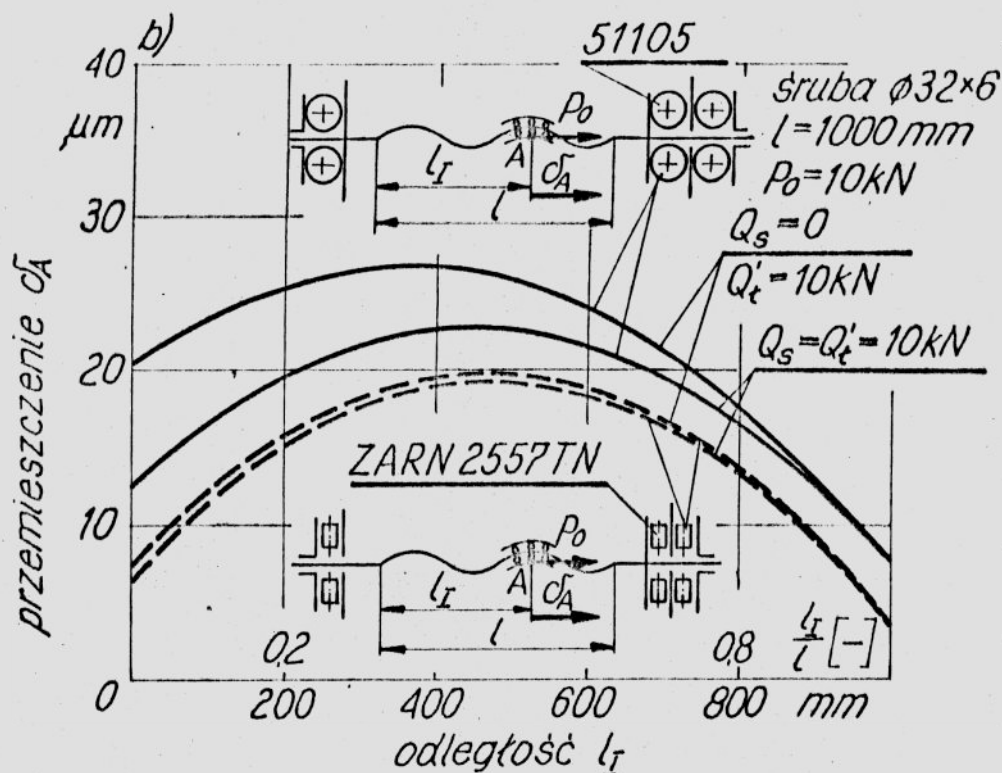
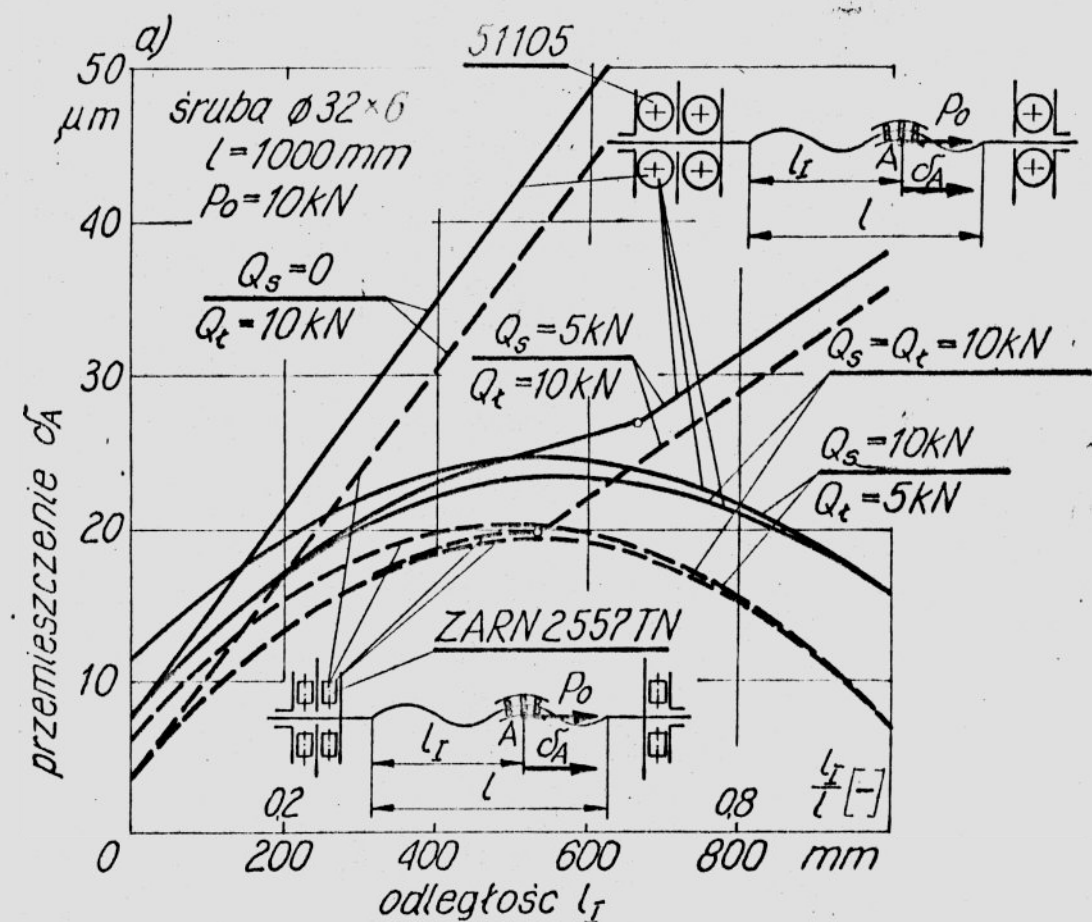
$$P_{Is} = P_o - \frac{1}{C_k^{1/0,9}} (\delta'_{Q_k} - \Delta\delta'_{ks} + \delta'_o)^{1/0,9} \quad (46a)$$

Oznacza to, że jeśli występuje otwieranie łożyska 3 to

$P_{Is} < P_o$, a stąd $P_{IIs} < 0$, czyli że odcinek l_{II} śruby jest ścis-
kany. Z zależności (44) i (44a) wynika, że $P_{IIs} < 0$ każdorazo-
wo gdy $\delta'_o > \Delta\delta'_{ks}$.

Obliczenia przemieszczenia δ_A można dokonać również sposo-
bem przybliżonym zakładając stałą sztywność łożysk 2 i 3, bądź
także stałą sztywność łożyska 5, pamiętając jednak o spełnie-
niu warunków 1/, 2/ i 3/.

Przemieszczenie δ_A śruby ułożyskowanej przy użyciu trzech
łożysk wzdłużnych przedstawiono w funkcji odległości l_I na
rys.15a i 15b. Wykres na rys.15a wykonano dla przypadku łożys-
kowania z rys.13 oraz dla napięcia śruby $Q_s = 0; 5$ kN i 10 kN.
Gdy $Q_s = 0$ przemieszczenie to w funkcji odległości l_I oddaje
linia prosta pokrywająca się z przedstawioną dla $Q_k = 10$ kN
na rys.11. Napięcie $Q_s = 5$ kN przy założonej sile $P_o = 10$ kN
zapewnia nieotwieranie łożyska 5 /rys.13/ tylko w pewnym za-
kresie l_I . Po przekroczeniu tego zakresu ze zwiększaniem się
odległości l_I przemieszczenie δ_A szybko wzrasta. Jeśli za-
pewni się, że otwieranie tego łożyska nie wystąpi, w całym
przedziale od $l_I = 0$ do $l_I = 1$ /krzywa dla $Q_s = Q_k = 10$ kN/
to najmniejsze przemieszczenie δ_A będzie dla $l_I = 0$ oraz
znacznie większe dla $l_I = 1$, największe zaś w pobliżu $l_I = 1/2$.
Różnice przemieszczenia δ_A dla $l_I = 0$ oraz $l_I = 1$ wynikają



Rys.15 Zależność przemieszczenia śruby ułożyskowanej dwustronnie przy zastosowaniu trzech łożysk wzdłużnych od położenia na niej nakrętek

z różnicy sztywności pary łożysk 2 i 3 oraz pojedynczego łożyska 5. Dla zapewnienia małych wartości δ_A otwarcie łożyska 5 nie powinno zachodzić. Przemieszczenie to wzrasta także wtedy gdy występuje otwieranie łożyska 3 /krzywa dla $Q_S = 10$ kN i $Q_L = 5$ kN/ - szczególnie gdy nakrętki znajdują się w pobliżu tego łożyska, a więc $l_I \approx 0$. Jego otwarcie sprawia, że maleje sztywność łożysk 2 i 3 a więc przemieszczenie δ_A wzrasta. Jest ono każdorazowo mniejsze dla łożysk walcowych niż kulkowych, co wynika z większej ich sztywności.

Przemieszczenie δ_A śruby, dla przypadku jej łożyskowania przedstawionego na rys.14, pokazano na rys.15b. Przemieszczenie to osiąga najmniejszą wartość dla odległości $l_I = 1$, a więc w pobliżu łożysk 2 i 3, nieco większą zaś dla $l_I = 0$ - w pobliżu łożyska 5. Dla uzyskania takiego przebiegu przemieszczenia δ_A konieczne jest jednak zapewnienie usunięcia luzu w łożysku 5. Wzrost siły jego napięcia i zarazem napięcia śruby przyczynia się do zmniejszenia δ_A /porównaj krzywe na rys.15b dla $Q_S = 0$ oraz $Q_S = 10$ kN/, szczególnie dla $l_I = 0$. Uzyskanie odpowiednio małych wartości tego przemieszczenia wymaga również zapewnienia nieotwierania łożysk 2 i 3.

Porównanie wykresów z rys.15a oraz z rys.15b pozwala stwierdzić, że dla napięć $Q_S = Q_L = Q_L' = 10$ kN są one w stosunku do siebie odwrócone, co wiąże się z tym, że zmieniono układ łożysk wzdlużnych. Dla $Q_S = 0$ natomiast układ z rys.14 jest o wiele korzystniejszy co widać z porównania odpowiednich przemieszczeń δ_A .

Przedstawiony powyżej tok obliczeń umożliwia dobranie wymaganych wartości napięcia śruby i łożysk wzdlużnych dla zadanej wartości siły P_0 , bądź ograniczenie jej wartości dla da-

nych sił napięcia Q_S i Q_1 lub Q_1' tak by nie występowało niepożądane zjawisko otwierania łożysk.

4.4. Śruba ułożyskowana dwustronnie przy zastosowaniu czterech łożysk wzdłużnych

Ten sposób łożyskowania śruby, przedstawiony schematycznie na rys.10d ma tę zaletę, że umożliwia napinanie obu par łożysk 2 i 3 oraz 5 i 6 prawie bez napinania śruby. Podany dla tego przypadku rozkład sił dotyczy rozciągania śruby siłą Q_S wstępnego napięcia. Siła P_O powoduje wtedy zawsze rozciąganie śruby na odcinku l_I , na odcinku zaś l_{II} rozciąganie lub ściskanie w zależności od stosunku l_I/l_{II} , sztywności łożysk oraz wartości P_O i Q_S .

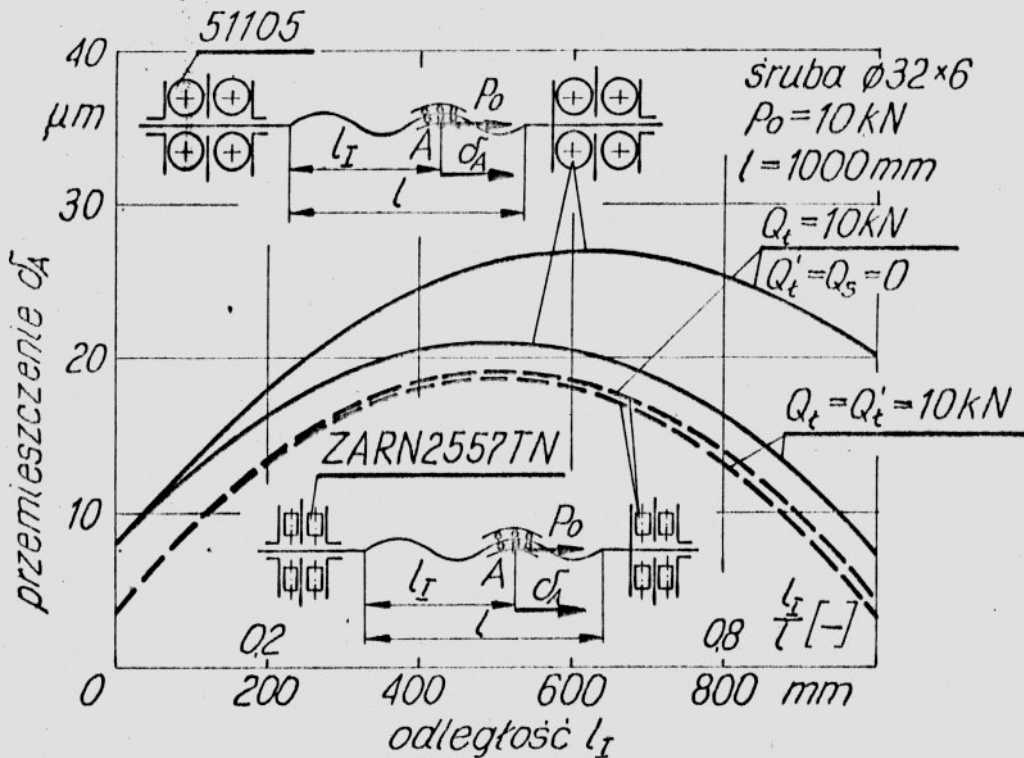
Dla omówienia obliczeń przemieszczenia δ_A oraz sił działających na poszczególne elementy układu na rys.16 przedstawiono schemat połączenia sprężystych jego elementów. Rys.16a obrazuje śrubę z napiętymi wstępnie łożyskami. Łożyska 2 i 3 napięto siłą Q_1 a łożyska 5 i 6 siłą Q_1' . Spowodowane tym napięciem ugięcie łożysk można obliczyć z zależności (1) lub (2).

Napięcie śruby rozciągającą siłą Q_S powoduje dociążenie łożysk 2 i 6, odciążenie zaś łożysk 3 i 5. Przyrosty $\Delta\delta_{1s}$ oraz $\Delta\delta'_{1s}$ ugięcia łożysk 2 i 6, z warunku równowagi sił w punktach B i C /rys.16b/ wyrażają równania:

- dla łożysk kulkowych

$$Q_S = P_{I1s} - P_{II1s} = \frac{1}{c_1^{3/2}} \left[(\delta_{Q1} + \Delta\delta_{1s})^{3/2} + \right. \\ \left. - (\delta_{Q1} - \Delta\delta_{1s})^{3/2} \right] \text{ oraz}$$

Rys.16 Schematy łożyskowania łożyska przy zastosowaniu czterech łożysk wzdlużnych z zaznaczeniem obciążenia i przemieszczenia łożyska i łożyska



Rys.17 Zależność przemieszczenia śruby, ułożyskowanej dwustronnie przy zastosowaniu czterech łożysk wzdlużnych, od położenia na niej nakrętek

$$Q_s = P_{I'}'_{ks} - P_{II'}'_{ks} = \frac{1}{c_k^{3/2}} [(\delta'_{Q_k} + \Delta\delta'_{ks})^{3/2} + (\delta'_{Q_k} - \Delta\delta'_{ks})^{3/2}], \quad (47)$$

- dla łożysk walcowych

$$Q_s = P_{Iks} - P_{IIks} = \frac{1}{c_k^{1/0,9}} [(\delta_{Q_k} + \Delta\delta_{ks})^{1/0,9} + (\delta_{Q_k} - \Delta\delta_{ks})^{1/0,9}] \text{ oraz} \quad (47a)$$

$$Q_s = P_{I'}'_{ks} - P_{II'}'_{ks} = \frac{1}{c_k^{1/0,9}} [(\delta'_{Q_k} + \Delta\delta'_{ks})^{1/0,9} + (\delta'_{Q_k} - \Delta\delta'_{ks})^{1/0,9}].$$

Jeśli siła Q_s powoduje ściskanie śruby, jej wartość należy przyjąć jako ujemną. Podobnie przyrosty przemieszczenia $\Delta\delta_{ks}$ i $\Delta\delta'_{ks}$, zgodnie z kierunkiem oznaczonym na rys.16b, należy uważać za ujemne.

Siły działające na poszczególne elementy rozpatrywanego układu oraz przemieszczenie δ_A śruby po przyłożeniu siły P_o określić można rozwiązując układy równań, wyrażających warunki równowagi sił w punktach B i C /rys.16c/ oraz równość przyrostu przemieszczeń elementów układu w punkcie A. Równania te mają następującą postać:

- dla łożysk kulkowych

$$P_{Is} = P_{Iks} - P_{IIks} = \frac{1}{c_k^{3/2}} [(\delta_{Q_k} + \Delta\delta_{ks} + \delta_o)^{3/2} + (\delta_{Q_k} - \Delta\delta_{ks} - \delta_o)^{3/2}], \quad (48)$$

$$P_{IIIs} = P_{Is} - P_o = P_{I'}'_{ks} - P_{II'}'_{ks} = \frac{1}{c_k^{3/2}} [(\delta'_{Q_k} + \Delta\delta'_{ks} - \delta'_o)^{3/2} +$$

$$-(\delta'_{Q_k} - \Delta\delta'_{ks} + \delta'_o)^{3/2}], \quad (49)$$

$$\delta_A = \delta_o + c_{sI}(P_{Is} - Q_s) = c_{sII}[Q_s - (P_{Is} - P_o)] + \delta'_o, \quad (50)$$

- dla łożysk walcowych

$$P_{Is} = P_{Ik} - P_{IIk} = \frac{1}{c_k^{1/0,9}} [(\delta_{Q_k} + \Delta\delta_{ks} + \delta_o)^{1/0,9} + \\ - (\delta_{Q_k} - \Delta\delta_{ks} - \delta_o)^{1/0,9}], \quad (48a)$$

$$P_{IIIs} = P_{Is} - P_o = P_{I'k} - P_{II'k} = \\ = \frac{1}{c_k^{1/0,9}} [(\delta'_{Q_k} + \Delta\delta'_{ks} - \delta'_o)^{1/0,9} + \\ - (\delta'_{Q_k} - \Delta\delta'_{ks} + \delta'_o)^{1/0,9}], \quad (49a)$$

$$\delta_A = \delta_o + c_{sI}(P_{Is} - Q_s) = c_{sII}[Q_s - (P_{Is} - P_o)] + \delta'_o, \quad (50a)$$

Zależności (47) i (47a) są słuszne, gdy siła Q_s nie powoduje otwarcia łożyska 3 lub 5. W przeciwnym przypadku trzeba przyjąć $\delta_{Q_k} - \Delta\delta_{ks} = 0$ lub $\delta'_{Q_k} - \Delta\delta'_{ks} = 0$. Aby równania (48) do (50a) były słuszne nie może zachodzić otwieranie łożysk 3, 5 i 6. Otwieranie to ma miejsce przy spełnieniu następujących nierówności:

- dla łożyska 3

$$\delta_o + \Delta\delta_{ks} > \delta_{Q_k} - \text{w równaniu (48) lub (48a) należy przy-} \\ \text{jąć wtedy}$$

$$\delta_{Q_k} - \Delta\delta_{ks} - \delta_o = 0,$$

- dla łożyska 5

$$\Delta\delta'_{ks} - \delta'_o > \delta'_{Q_k} - \text{w równaniu (49) lub (49a) należy przy-} \\ \text{jąć, że}$$

$$\delta'_{Q_k} - \Delta\delta'_{ks} + \delta'_o = 0,$$

- dla łożyska 6

$\delta_o' - \Delta\delta'_{1s} > \delta'_{Q_1}$ - w równaniu (49) lub (49a) należy wstawić

$$\delta'_{Q_1} + \Delta\delta'_{1s} - \delta_o' = 0.$$

Jeśli nierówności te nie są spełnione, a więc otwieranie żadnego z łożysk nie występuje, przedstawiony wyżej tok obliczeń można znacznie uprościć. Z błędem nie przekraczającym 2,8% dla łożysk walcowych oraz 5,7% dla łożysk kulkowych przyjąć można, że sztywność pary łożysk 2 i 3 oraz 5 i 6 jest stała, niezależna od napięcia Q_s śruby oraz od siły P_o i wynosi /p.rys.16a/:

- dla wzdlużnych łożysk kulkowych

$$j_{123} = \frac{3}{c_1} Q_1^{1/3}; \quad j_{156} = \frac{3}{c_1} Q_1^{1/3}, \quad (51)$$

- dla wzdlużnych łożysk walcowych

$$j_{123} = \frac{2}{0,9c_1} Q_1^{0,1}; \quad j_{156} = \frac{2}{0,9c_1} Q_1^{0,1}. \quad (51a)$$

Sztywność zastępcza układu w punkcie A wynosi /p.wzór 31 /:

$$j_A = \frac{j_{123} \cdot j_{s1}}{j_{123} + j_{s1}} + \frac{j_{156} \cdot j_{s2}}{j_{156} + j_{s2}} \quad (52)$$

Jej znajomość pozwala obliczyć przemieszczenie δ_A z zależności (32).

Przemieszczenie δ_A śruby ułożyskowanej przy zastosowaniu czterech łożysk wzdlużnych w funkcji odległości l_I przedstawiono na rys.17. Linie wykresu $/Q_1 = Q_1' = 10 \text{ kN/}$ odnoszą się praktycznie do dowolnej wartości siły Q_s napięcia śruby, zarówno rozciągającej jak i ściskającej, jednak pod warunkiem, że nie występuje otwieranie żadnego z łożysk. Wpływ tego na-

pięcia na przemieszczenie δ_A jest bowiem pomijalnie mały. Nie zmienia ono sztywności samej śruby, a sztywność par łożysk zależy tylko nieznacznie od Q_S . Porównując wartości przemieszczenia δ_A występujące przy różnych sposobach łożyskowania śruby należy stwierdzić, że są one najmniejsze w odniesieniu do ostatniego z omawianych. Duży wpływ na wartość tego przemieszczenia, szczególnie przy $Q_S = 0$, ma siła napięcia łożysk. Dotyczy to zwłaszcza śruby łożyskowanej przy zastosowaniu wzdłużnych łożysk kulkowych. Przy napięciu łożysk 2 i 3 siłą $Q_1 = 10$ kN i nienapięciu łożysk 5 i 6 $/Q_1' = 0/$ przemieszczenie δ_A śruby dla $l_I = 1$ jest niemal trzykrotnie większe niż przy napięciu łożysk $Q_1 = Q_1' = 10$ kN /p.rys.17/. Warunkiem więc poprawnego doboru napięcia łożysk wzdłużnych przy przedstawionym sposobie łożyskowania śruby jest zapewnienie, aby żadne z nich nie było otwierane.

Z przedstawionych wyżej rozważań wynika, że dla uzyskania małej wartości przemieszczenia δ_A śruby należy ją łożyskować dwustronnie przy zastosowaniu dwu zespolonych wzdłużnych łożysk walcowych np. typu ZARN. Napięcie ich należy dobrać w zależności od przewidywanej wartości sił P_0 i Q_S . W praktyce przy łożyskowaniu śruby za pomocą czterech łożysk wzdłużnych trudno jest uzyskać założoną wartość napięcia Q_S . Zakładając np., że napięcie to powinno mieć wartość $Q_S \approx 0$ śrubę należy wykonać tak, by rozstaw jej kołnierzy, o które opierają się łożyska 3 i 5 /p.rys.10d/ był większy o sumę ugięcia $\delta_{Q_1} + \delta'_{Q_1}$, od odległości powierzchni opierających się o nie pierścieni nieodkształconych wstępnie tych łożysk. Osadzenie śruby pomiędzy łożyskami 3 i 5 spowoduje ich ugięcie oraz ściśnięcie śruby. Po napięciu ich, a także łożysk 2 i 6 odpo-

wiednio siłą Q_1 oraz Q_1' napięcie Q_s śruby zmaleje prawie do zera. Trudność zapewnienia założonej wartości napięcia śruby wiąże się z tolerancją rozstawu czołowych powierzchni korpusu, o które opierają się pierścienie łożysk wzdlużnych, z tolerancją rozstawu kołnierzy śruby a także różną wysokością łożysk wzdlużnych. Przy dużej wartości tej tolerancji mogą wystąpić duże odchyłki od rozmiarów nominalnych a stąd i duże siły napięcia śruby oraz różne siły napięcia łożysk 2 i 3 jak też 5 i 6; w skrajnym przypadku łożyska 3 i 5 mogą pozostać nie-napięte.

Aby zmniejszyć wpływ tolerancji wykonania elementów śrubowej przekładni tocznej na napięcie samej śruby i łożysk, jeden z jej kołnierzy stanowi zwykle nakrętka współpracująca z drobnozwojowym gwintem wykonanym na końcówce śruby. Osiowe przesunięcie jej czoła umożliwia kompensację tolerancji wykonania. Można zapewnić również jednej z podpór łożyskowych możliwość przesuwania wzdluż osi śruby. Konstrukcja taka odznaczać się będzie jednak małą sztywnością, co prowadzi do wzrostu przemieszczenia δ_A .

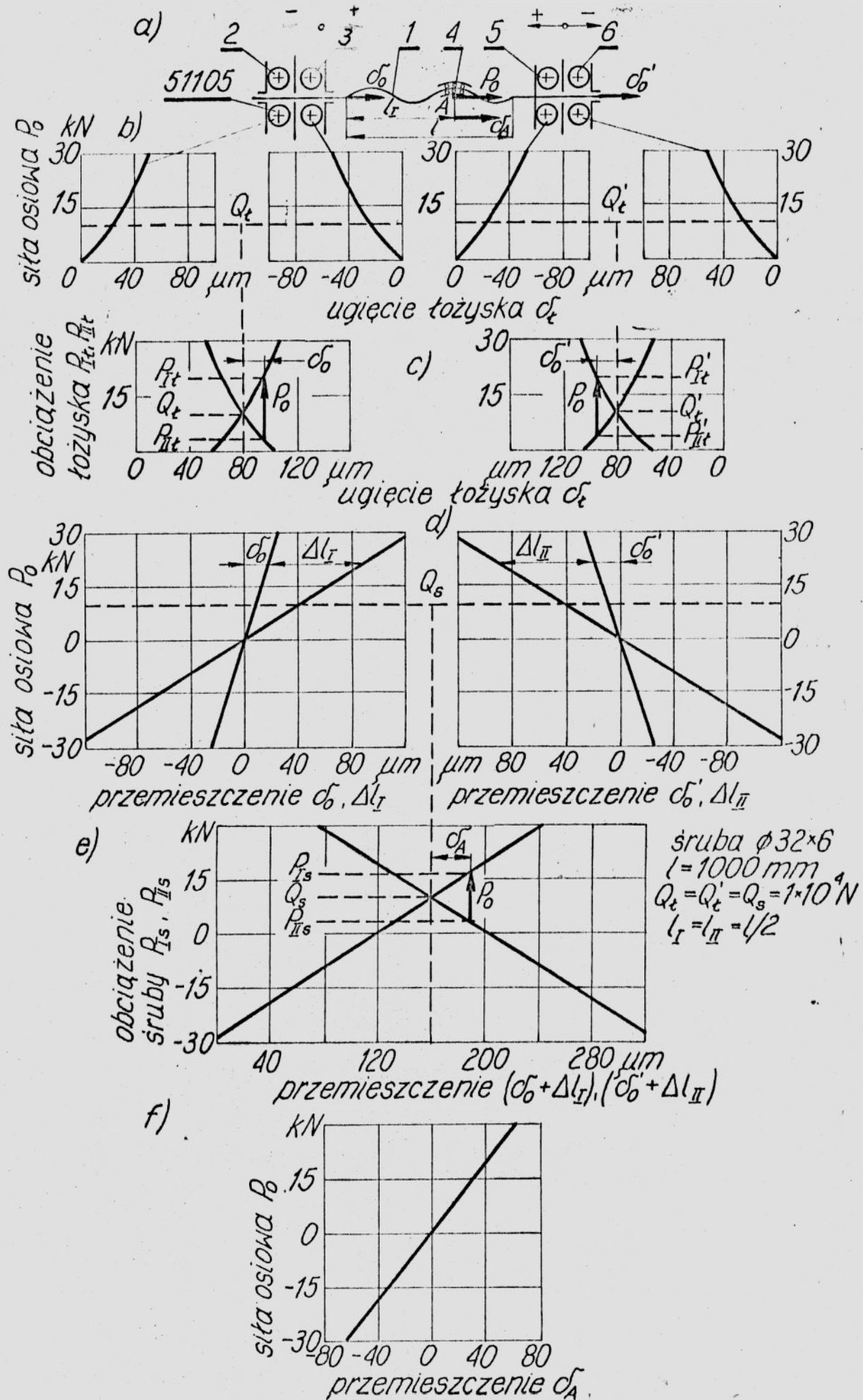
Przy łożyskowaniu śruby za pomocą czterech łożysk wzdlużnych Kotina [53] zaleca stosować sprężynę talerzową. Współpracując z pierścieniem odciążanego łożyska 3, pomimo istniejącej tolerancji wykonania elementów zespołu, zmniejsza ona różnicę sił napinających każde z łożysk danej pary oraz rozrzut wartości wstępnego napięcia śruby. Osiąga się w ten sposób mniejszą czułość układu na dokładność wykonania ale równocześnie i kilkuprocentowe zwiększenie przemieszczenia δ_A .

Przedstawione w tej części pracy układy równań równowagi sił oraz równania przyrostu przemieszczeń elementów śrubowej

przekładni tocznej pod obciążeniem siłami wewnętrznymi i zewnętrznymi pozwalają wyznaczyć przemieszczenie δ_A śruby na drodze analitycznej. Przy rozwiązywaniu tych równań występują jednak trudności, gdyż δ_A wyrażone jest zależnościami o postaci uwikłanej, co wymaga żmudnych obliczeń lub zastosowania maszyny cyfrowej. Równania te można rozwiązać także na drodze wykreślnej. Jako przykład przedstawiono poniżej tok postępowania zmierzający do uzyskania zależności przemieszczenia δ_A od siły P_0 dla śruby ułożyskowanej za pomocą czterech wzdłużnych łożysk kulkowych 51105. Schemat ułożyskowania śruby zamieszczono na rys.18a. Oznaczono na nim kierunki przemieszczeń przyjętych za dodatnie i ujemne. Siłę napięcia Q_s śruby wywołującą jej rozciąganie przyjęto jako dodatnią.

Wykres zależności $\delta_A(P_0)$ sporządzono w następujący sposób:

- Wykreślono zależność ugięcia każdego z czterech łożysk wzdłużnych od osiowej siły P_0 /p.rys.18b/. Przerywaną linią zaznaczono na nich wartości: Q_k - napięcia łożysk 2 i 3 oraz Q_k' - napięcia łożysk 5 i 6;
- Dla obu par łożysk wykonano wykresy ich wstępnego napięcia. W tym celu, podobnie jak to pokazano na rys.9, zsunęto ku sobie wykresy $\delta_k(P_0)$, tak by krzywe przecięły się w punktach odpowiadających siłom wstępnego napięcia łożysk /rys.18c/. Odkładając pomiędzy krzywymi $\delta_k(P_0)$ odcinki odpowiadające założonej wartości siły P_0 odczytano przemieszczenia δ_0 i δ_0' czopów śruby 1.
- Wykreślono zależności przemieszczeń δ_0 i δ_0' obu czopów śruby od siły osiowej a następnie powiększono wartości tych przemieszczeń odpowiednio o zmianę długości Δl_I i Δl_{II} odcinków śruby l_I i l_{II} . W ten sposób otrzy-



Rys.18 Przykład wykreślnego wyznaczania zależności $\sigma_A(p_0)$ dla śruby ułożyskowanej przy zastosowaniu czterech kulko-
 wych łożysk wzajemnych.

mano zależność przemieszczenia obu końców śruby, rozciętej w punkcie A, od siły P_0 /rys.18d/. Na wykresie przedstawiającym te zależności zaznaczono linią przerywaną wartość wstępnego napięcia śruby, przyjmując $Q_s = 10 \text{ kN}$.

- Dla obu odcinków l_I i l_{II} śruby oraz odpowiadających im par łożysk wykonano wykresy wstępnego napięcia. Krzywe $(\delta_0 + \Delta l_I)$ i $(\delta_0' + \Delta l_{II})$ zsunięto zatem ku sobie tak, by przecięły się w punkcie odpowiadającym napięciu Q_s /p.rys.18e/.
- Odkładając pomiędzy obydwoma krzywymi wartości siły P_0 odczytano przemieszczenie δ_A /rys.18e/ i sporządzono wykres $\delta_A(P_0)$ /rys.18f/. Przyjęto na nim dodatnią wartość δ_A jako zgodną z kierunkiem P_0 . Wykres z rys.18f odnosi się do sił napięcia łożysk i śruby $Q_1 = Q_1' = Q_s = 10 \text{ kN}$ gdy punkt A położony jest w odległości $l_I = l_{II} = 1/2$ od łożysk 2 i 3.

Przedstawiona wykreślna metoda wyznaczania przemieszczenia δ_A pozwala w łatwy sposób uzyskać tylko zależność $\delta_A(P_0)$. W przypadku gdy zachodzi potrzeba uzyskania zależności przemieszczenia δ_A od innego parametru np. Q_1 , Q_s , l_I lub l wymaga ona budowania conajmniej kilku wykresów napięcia, co zwiększa jej pracochłonność. Metoda ta jest prosta, zaś jej dokładność ograniczona.

Analiza odkształceń tocznej śruby pociągowej wskazuje, że oprócz osiowej siły P_0 , duży wpływ na przemieszczenie δ_A jej punktu określającego położenie nakrętek, ma sposób jej łożyskowania a ponadto wartość siły napięcia łożysk i samej śruby. Napięcie to należy dobrać tak, aby zapewnić nieotwieranie

żadnego ze wzdłużnych łożysk śruby. Najmniejsze przemieszczenie śruby uzyskuje się w odniesieniu do śruby ułożyskowanej wzdłużnie za pomocą czterech wzdłużnych łożysk walcowych. Ten sposób łożyskowania nie wymaga ponadto napinania śruby.

5. WPŁYW ODKSZTAŁCENIA ŚRUBY I ŁOŻYSK NA DOKŁADNOŚĆ USTALANIA POŁOŻENIA ZESPOŁÓW OBRABIAREK

Odchyłka położenia organu roboczego obrabiarki jest wynikiem nie tylko przemieszczenia punktu A śruby, określającego położenie na niej nakrętek, o wartość δ_A , powstałego wskutek odkształcenia śruby i łożysk pod działaniem siły P_0 przyłożonej do śruby w tym punkcie. Powstać może ona też w wyniku zmiany skoku śruby, napiętej wstępnie siłą Q_s , jeśli układ sterujący ruchami ustawczymi obrabiarki nie ma możliwości korygowania długości drogi przesuwanego zespołu. Jak już wspomniano Q_s wpływa na zmniejszenie przemieszczenia δ_A , ale powoduje też niepożądaną zmianę skoku śruby. Wydaje się możliwym znalezienie takiej wartości siły tego napięcia, przy której odchyłka położenia osiągnie minimum.

W tym celu należało przeprowadzić analizę wpływu sposobu łożyskowania śruby, rodzaju zastosowanych łożysk oraz siły napięcia śruby na odchyłkę położenia organu roboczego obrabiarki. W analizie tej pominięto wpływ luzów, błędów wykonania śrubowej przekładni tocznej i jej odkształceń cieplnych, uwzględniono natomiast odkształcenia śruby i łożysk wywołane działającymi siłami, zarówno wewnętrznymi - napięcie wstępne, jak i zewnętrznymi - osiowa siła P_0 .

Zmiana skoku śruby, nawet gdy na nią nie działa siła P_0 , a więc i jej przemieszczenie δ_A jest równe zeru, spowoduje, że nakrętka zajmuje położenie różne od zadanego. Wartość odchyłki położenia zależy nie tylko od zadanego położenia orga-

nu roboczego, ale również od jego położenia początkowego, w którym nastąpiło zerowanie układu sterującego ruchem ustawczym i posuwowym. Punkt odpowiadający temu początkowemu położeniu, nazwany tu punktem zerowania, pokrywa się zwykle z powierzchnią bazową przedmiotu lub wybraną powierzchnią zespołu obrabiarki, mocującego przedmiot obrabiany lub narzędzie. Punkt ten więc może być położony dowolnie na czynnej długości śruby.

Jeśli założy się, że w punkcie zerowania nie działa na nakrętki żadna siła zewnętrzna oraz, że siła ta jest przyłożona w końcowym punkcie A drogi nakrętek, to odchyłkę jej położenia w stosunku do zadanego wyraża zależność:

$$U_A = \delta_A \pm \frac{Q_s \cdot l_1}{E_s \cdot A_s} \quad (53)$$

Znak "+" dotyczy przypadku, gdy punkt A położony jest względem punktu zerowania zgodnie ze zwrotem siły P_0 , "-" zaś, gdy przeciwnie. Wartość siły Q_s należy przyjmować jako dodatnią gdy powoduje rozciąganie śruby, jako ujemną zaś gdy ściskanie.

We wzorze (53) oznaczono:

δ_A - przemieszczenie punktu A pod wpływem zewnętrznej osiowej siły P_0 przyłożonej do śruby w tym punkcie,

Q_s - siła wstępnego napięcia śruby,

l_1 - odległość punktu A od punktu zerowania,

E_s - moduł sprężystości podłużnej materiału śruby,

$A_s = \frac{\pi d_s^2}{4}$ - pole przekroju poprzecznego śruby.

Widać z niego, że dla śruby łożyskowanej jednostronnie $U_A = \delta_A$, ponieważ $Q_s = 0$, dla łożyskowanej zaś dwustronnie odchyłka ta może być dodatnią, ujemną lub zerem.

Przebieg zmian odchyłki położenia nakrętek śrubowej przekładni tocznej przedstawiono na rys.19 w zależności od wstępnego napięcia Q_s śruby oraz od odległości l_I nakrętek od lewej podpory. Wykres ten dotyczy dwustronnego łożyskowania śruby $\phi 32 \times 6$ o długości $l = 1000$ mm przy zastosowaniu dwu wzdlużnych łożysk kulkowych 51105. Wykonano go przy założeniu, że położenie punktu A, czyli odległość l_I może się zmieniać od $l_I = 0$ do $l_I = l$, punkt zerowania może zaś przyjmować tylko dwa położenia: $l_I = 0$ /linie ciągłe/ oraz $l_I = l$ /linie przerywane/. Przy rozciągającym napięciu śruby odchyłka położenia określona jest więc zależnością:

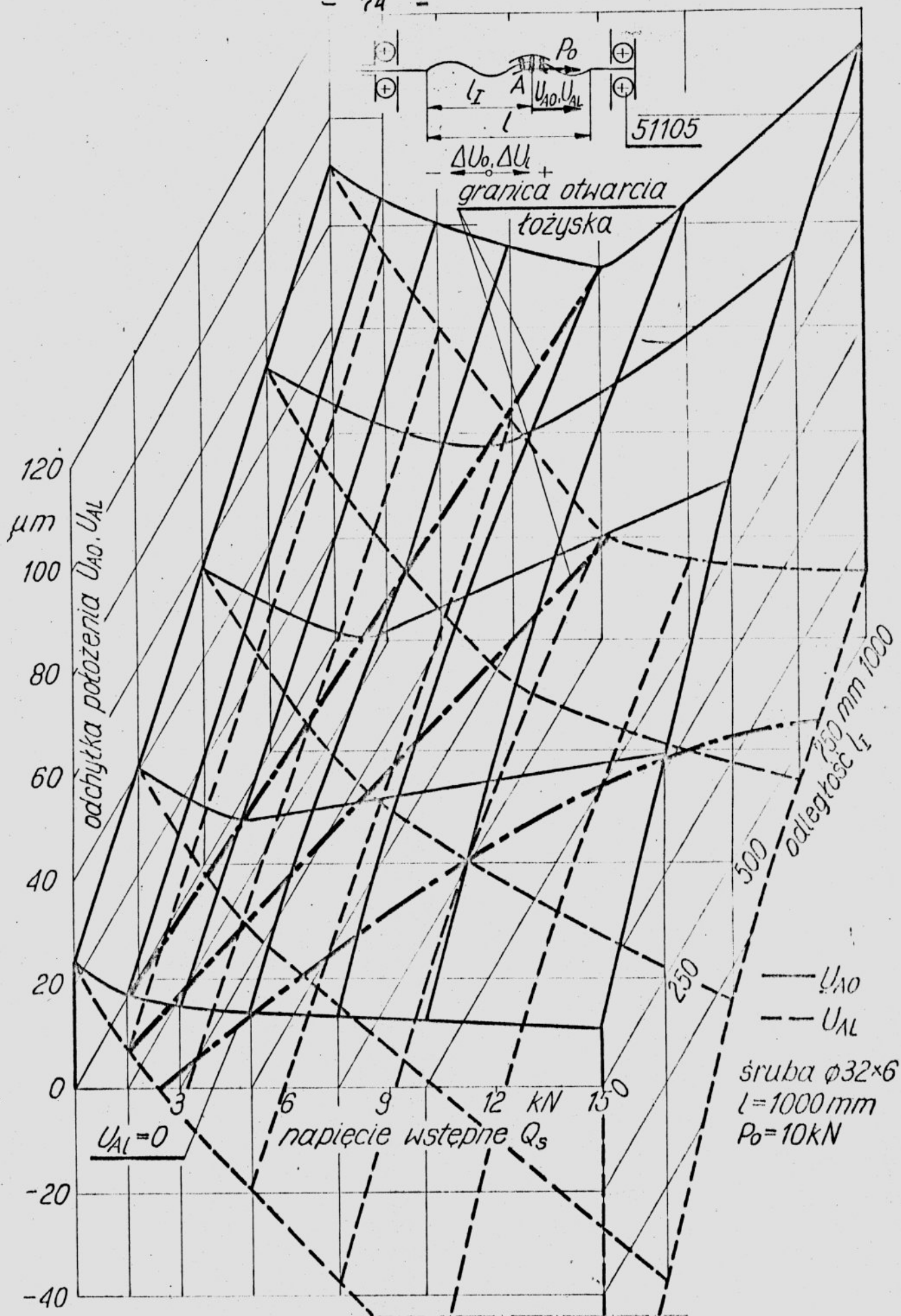
- gdy punkt zerowania przyjmuje położenie $l_I = 0$

$$U_{AO} = \delta_A + \frac{Q_s l_I}{E_s A_s}, \quad (54)$$

- gdy punkt zerowania przyjmuje położenie $l_I = l$

$$U_{AL} = \delta_A - \frac{Q_s (l - l_I)}{E_s A_s}. \quad (55)$$

Przy przyjętym zwrocie siły $P_o - U_{AO} \geq \delta_A$, natomiast $U_{AL} \leq \delta_A$. Zważywszy, że ze wzrostem Q_s przemieszczenie δ_A maleje, wzrasta zaś wydłużenie śruby, napięcie Q_s można dobrać tak, by dla danego położenia punktu A - U_{AO} osiągnęło minimum, zaś U_{AL} wynosiło zero /linie punktowe na rys.19/. Odchyłka U_{AO} osiąga minimum dla napięcia $Q_s = Q_{smin}$, zapewniającego nieotwieranie odciążanego łożyska 3 /p.rys.10b/. Po przekroczeniu Q_{smin} , U_{AO} dla $l_I = 0$ nieznacznie maleje. Ze wzrostem l_I odchyłka U_{AO} położenia nakrętek rośnie coraz silniej. Gdy chodzi zaś o U_{AL} to ze wzrostem Q_s maleje ono dla każdej wartości l_I . Zmiany U_{AO} oraz U_{AL} , pokazane na rys.19 w funkcji Q_s i l_I , są



Rys.19 Zależność odchyłki położenia od odległości l_I punktu A i napęcia śruby ułożyskowanej dwustronnie przy zastosowaniu dwu kulkowych łożysk wzdłużnych

ograniczającymi wartości U_A dla innych położań punktu zerowania spełniających warunek $0 < l_I < 1$.

Obrabiarka sterowana numerycznie służy przede wszystkim do produkcji jednostkowej lub małoseryjnej, często więc następuje zmiana przedmiotu obrabianego i programu obróbki. Aby osiągnąć minimalne lub zerowe wartości odchyłki położenia należy przy obróbce danego przedmiotu dobierać odpowiednio wstępne napięcie śruby lub też położenie punktu zerowania. Przy projektowaniu obrabiarki i ustalaniu wartości tego napięcia zwykle trudno przewidzieć jakie kształty i wymiary będą miały obrabiane przedmioty, chyba, że jest to obrabiarka zadaniowa z góry przewidziana do obróbki określonej grupy przedmiotów.

W praktyce częste zmiany napięcia śruby są niemożliwe, zaś napięcie to jest stałe o wartości dobranej tak, by przy obciążeniu śruby siłą P_0 nie występowało otwieranie łożysk. Z tego względu autor przyjął, że punkt A oraz punkty zerowania mogą przyjmować dowolne położenie na śrubie w granicach od $l_I = 0$ do $l_I = 1$ z tym samym prawdopodobieństwem. Przy takim założeniu wstępne napięcie śruby należy dobrać tak aby średnia arytmetyczna $|U|_{A\acute{s}r}$ bezwzględnych wartości odchyłek położenia osiągnęła minimum. Wartość tej średniej nie zależy od położenia punktów zerowania i ich liczby, jeśli tylko są one rozłożone symetrycznie względem połowy długości śruby. Można więc, do jej określenia, przyjąć tylko dwa punkty zerowania np. $l_I = 0$ oraz $l_I = 1$ i dla nich wyznaczyć $|U|_{A\acute{s}r}$. Napięcie Q_s będzie miało prawidłową wartość, gdy spełniony będzie warunek:

$$|U|_{A\acute{s}r} = \frac{\int_0^1 (|U_{A0}| + |U_{A1}|) dl}{2l} = \min. \quad (56)$$

Wzór ten jest jednak niedogodny do stosowania, a to dlatego, że odchyłki U_{AO} i U_{AL} są uwikłaną funkcją napięcia Q_s . Dlatego praktycznie łatwiej jest stosować zależność:

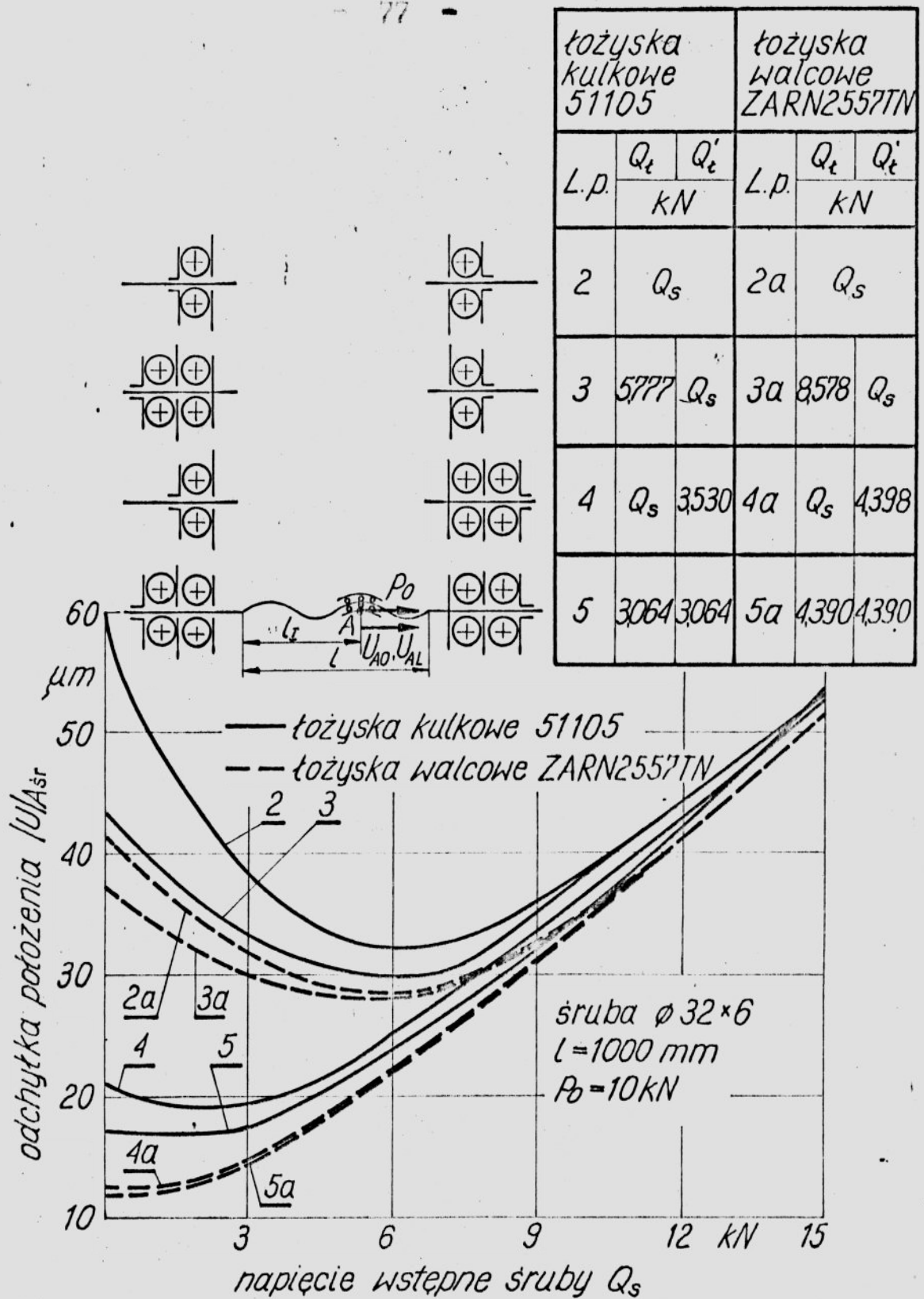
$$|U|_{A\acute{s}r} = \frac{\sum_{i=1}^p (|U_{AO}| + |U_{AL}|)}{2p}, \quad (57)$$

gdzie: p - liczba punktów A, w których wyznaczono odchyłki

U_{AO} i U_{AL} .

Jeżeli żaden z końcowych punktów A nie pokrywa się ze środkiem długości śruby ich liczba p powinna być parzysta, nieparzysta zaś, gdy jeden z nich zajmuje położenie $l_I = 1/2$. Ponadto, aby spełnić założenie odnośnie do prawdopodobieństwa położenia końcowych punktów A, powinny one być rozłożone parami w jednakowych odległościach od środka długości śruby.

Przy dwustronnym łożyskowaniu śruby istnieje taka wartość jej napięcia Q_s , przy której odchyłka $|U|_{A\acute{s}r}$ osiąga minimum /p.rys.20/. Dla dwustronnego łożyskowania śruby przy zastosowaniu dwu łożysk kulkowych 51105 lub walcowych ZARN 2557TN i osiowej sile $P_0 = 10$ kN, napięcie to powinno wynosić około 6 kN. Jest ono mniejsze od minimalnej wartości Q_{smin} , koniecznej do spełnienia warunku nieotwierania łożyska 3 /rys.10b/. Ta minimalna wartość wynosi 7,5 kN dla łożysk kulkowych oraz 8,4 kN dla łożysk walcowych. Godnym uwagi jest fakt, że odchyłka $|U|_{A\acute{s}r}$ osiąga minimum praktycznie dla szerokiego zakresu Q_s . Dla dwustronnego łożyskowania śruby z zastosowaniem dwu łożysk wynosi on od około 5 do 7,5 kN. Podobny przebieg zmian $|U|_{A\acute{s}r}$ występuje, gdy śruba jest ułożyskowana za pomocą trzech łożysk rozmieszczonych jak na rys.10c /krzywa 3 i 3a na rys.20/. Wartość tej odchyłki jest wprawdzie mniejsza,



Rys.20 Zależność $|U|_{Aśr}$ od wstępnego napięcia śruby dla różnych sposobów jej łożyskowania

ale osiąga minimum dla tych samych sił Q_s . Te dwa sposoby łożyskowania śruby cechuje to, że napięcie Q_s śruby jest wymagane dla rozłożenia siły P_0 na oba jej odcinki - l_I i l_{II} . Odchyłka $|U|_{A\acute{s}r}$ osiąga minimum przy znacznie mniejszej wartości napięcia śruby Q_s , jeśli sposób jej łożyskowania zapewnia rozkład siły P_0 na oba odcinki tej śruby bez jej napinania. Obrazują to krzywe 4 i 4a oraz 5 i 5a. Zadaniem bowiem tego napięcia jest zmniejszenie przemieszczenia δ_A przez zwiększenie tylko sztywności łożysk. Przy dwustronnym natomiast łożyskowaniu śruby z zastosowaniem czterech łożysk wzdłużnych nie należy napinać śruby, odchyłka $|U|_{A\acute{s}r}$ osiąga bowiem minimum przy $Q_s = 0$ i praktycznie nie ulega ona zmianie do $Q_s \approx 2$ kN. Po przekroczeniu tego napięcia odchyłka $|U|_{A\acute{s}r}$ położenia silnie wzrasta, przy czym jej wartości dla różnych sposobów łożyskowania śruby zbliżają się do siebie. Największe różnice odchyłek $|U|_{A\acute{s}r}$ w zależności od sposobu łożyskowania śruby występują przy $Q_s = 0$.

Fakt, że odchyłka $|U|_{A\acute{s}r}$ osiąga minimum w pewnym zakresie wartości napięcia śruby ma duże znaczenie praktyczne. Możliwe jest bowiem, do nastawienia wartości tego napięcia, stosowanie mało dokładnych, pośrednich metod pomiaru sił, polegających np. na mierzeniu momentu przykładanego do nakrętki napinającej śrubę.

W uzupełnieniu do omawianego wykresu z rys.20 należy dodać, że napięcie Q_1 i Q_1' każdej z par łożysk znajdujących się na jednym końcu śruby dobrano z warunku nieotwierania się ich po napięciu śruby siłą Q_s zalecaną ze względu na minimalną wartość odchyłki $|U|_{A\acute{s}r}$ oraz po przyłożeniu w dowolnym punkcie śruby siły $P_0 = 10$ kN. Wartość tego napięcia podano w ta-

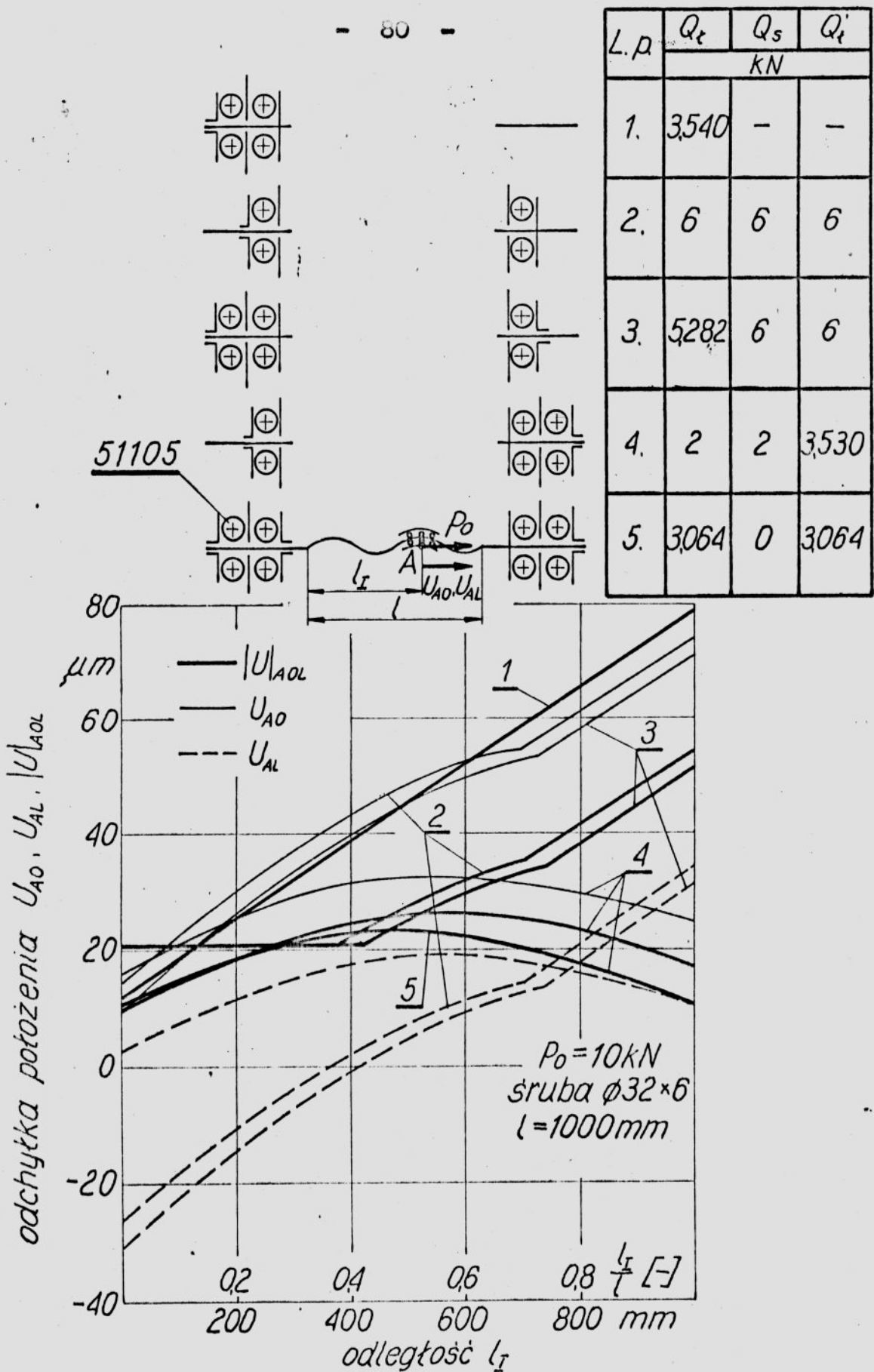
beli na rys.20.

Pomimo, że w pewnym przedziale zmian Q_s napięcia śruby odchyłka $|U|_{A\acute{s}r}$ nie zależy praktycznie od jego wartości, to jednak ze zmianą położenia punktu A - określonego odległością l_I - odchyłki U_{AO} i U_{AL} zmieniają się znacznie. Zmiany wartości U_{AO} i U_{AL} w zależności od odległości l_I przedstawiono na kolejnych dwu rysunkach 21 i 22. Obliczono je dla odczytanych z rys.20 napięć śruby, przy których $|U|_{A\acute{s}r}$ osiąga minimum. Oprócz U_{AO} - cienkie linie ciągłe oraz U_{AL} - linie przerywane, na rys.21 i 22 pokazano także średnią arytmetyczną ich bezwzględnych wartości - grube linie ciągłe - określoną zależnością:

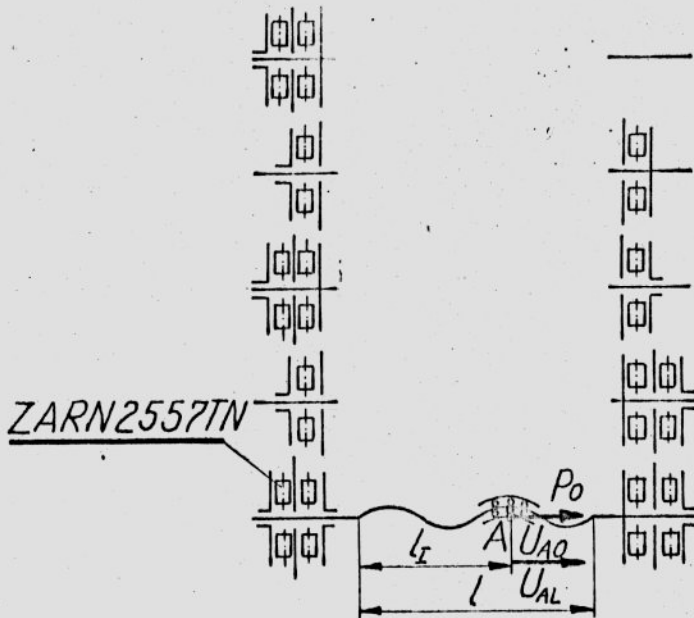
$$|U|_{AOL} = \frac{|U_{AO}| + |U_{AL}|}{2} \quad (58)$$

Punkty załamania krzywych 2 i 3 /p.rys.21 i 22/ obrazujących odchyłki U_{AO} i U_{AL} odpowiadają otwarciu łożyska odciążanego, zaś podwójne załamanie krzywych 2 i 3 dla odchyłki $|U|_{AOL}$ występuje, gdy otwiera się łożysko odciążane oraz gdy odchyłka U_{AL} przechodzi z ujemnej w dodatnią. Oba rysunki potwierdzają korzyści wynikające ze stosowania nienapiętej wstępnie śruby, ułożyskowanej przy zastosowaniu czterech łożysk wzdłużnych. Oprócz dużej sztywności takiej śruby, wyrażają się one tym, że odchyłka położenia nakrętek:

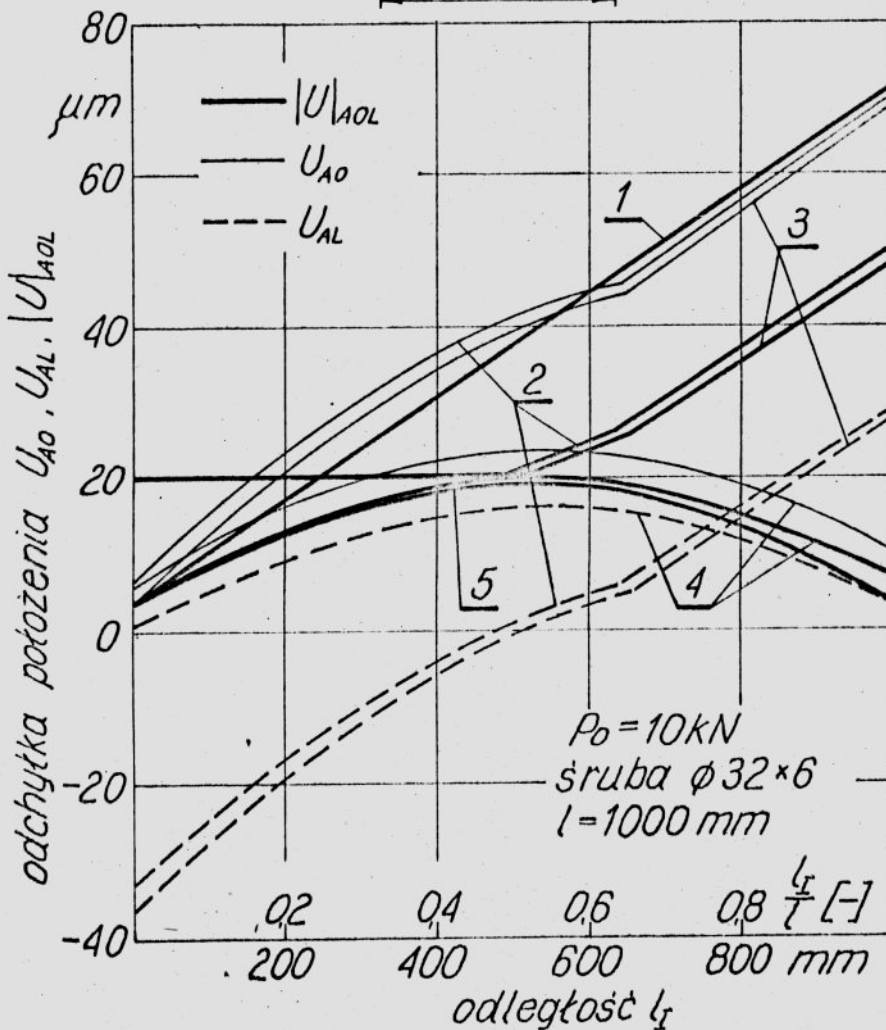
- jest niezależna od położenia punktu zerowania układu sterującego /krzywe U_{AO} , U_{AL} i $|U|_{AOL}$ pokrywają się/,
- przyjmuje najmniejsze wartości spośród wszystkich sposobów łożyskowania śruby,
- zmienia się stosunkowo niewiele ze zmianą położenia punktu A.



Rys.21 Zmiany odchyłek położenia U_{AO} , U_{AL} i $|U|_{AOL}$ w funkcji odległości l_I przy łożyskowaniu śruby za pomocą wzdłużnych łożysk kulkowych



L.p.	Q_t	Q_s	Q_t
	kN		
1.	4630	—	—
2.	6	6	6
3.	7189	6	6
4.	1	1	4398
5.	4390	0	4390



Rys.22 Zmiany odchyłek położenia U_{AO} , U_{AL} i $|U|_{AOL}$ w funkcji odległości l_r przy łożyskowaniu śruby za pomocą wzdłużnych łożysk walcowych

6. ODKSZTAŁCENIE POŁĄCZENIA ŚRUBY Z NAKRĘTKAMI

6.1. Wstępne napinanie nakrętek

W rozdziale 4 niniejszej pracy przyjęto założenie, że połączenie nakrętek ze śrubą jest nieodkształcalne, a nakrętki rozpatrywano jako punkt A, który może zajmować na śrubie położenie od $l_I = 0$ do $l_I = l$. Ułatwiło to przeprowadzenie analizy odkształceń samej śruby i łożysk, jak również określenie ich wpływu na odchyłkę położenia nakrętek. Przyjęcie takiego założenia było możliwe, bowiem długość nakrętek w stosunku do długości śruby jest mała. Odkształcenie jej więc na odcinku pomiędzy nakrętkami, wywołane np. wstępnym ich napięciem, wpływa w małym stopniu zarówno na odkształcenie pozostałej części śruby i łożysk jak i na przemieszczenie punktu A. Obliczona jednak odchyłka U_A położenia nakrętek powiększona zostanie o przemieszczenie nakrętek względem śruby. Jak to wynikało z rys.4 to ostatecznie ma duży udział w całkowitej odchyłce położenia stołu lub sań. Zapewnić trzeba więc niedużą wartość tego przemieszczenia.

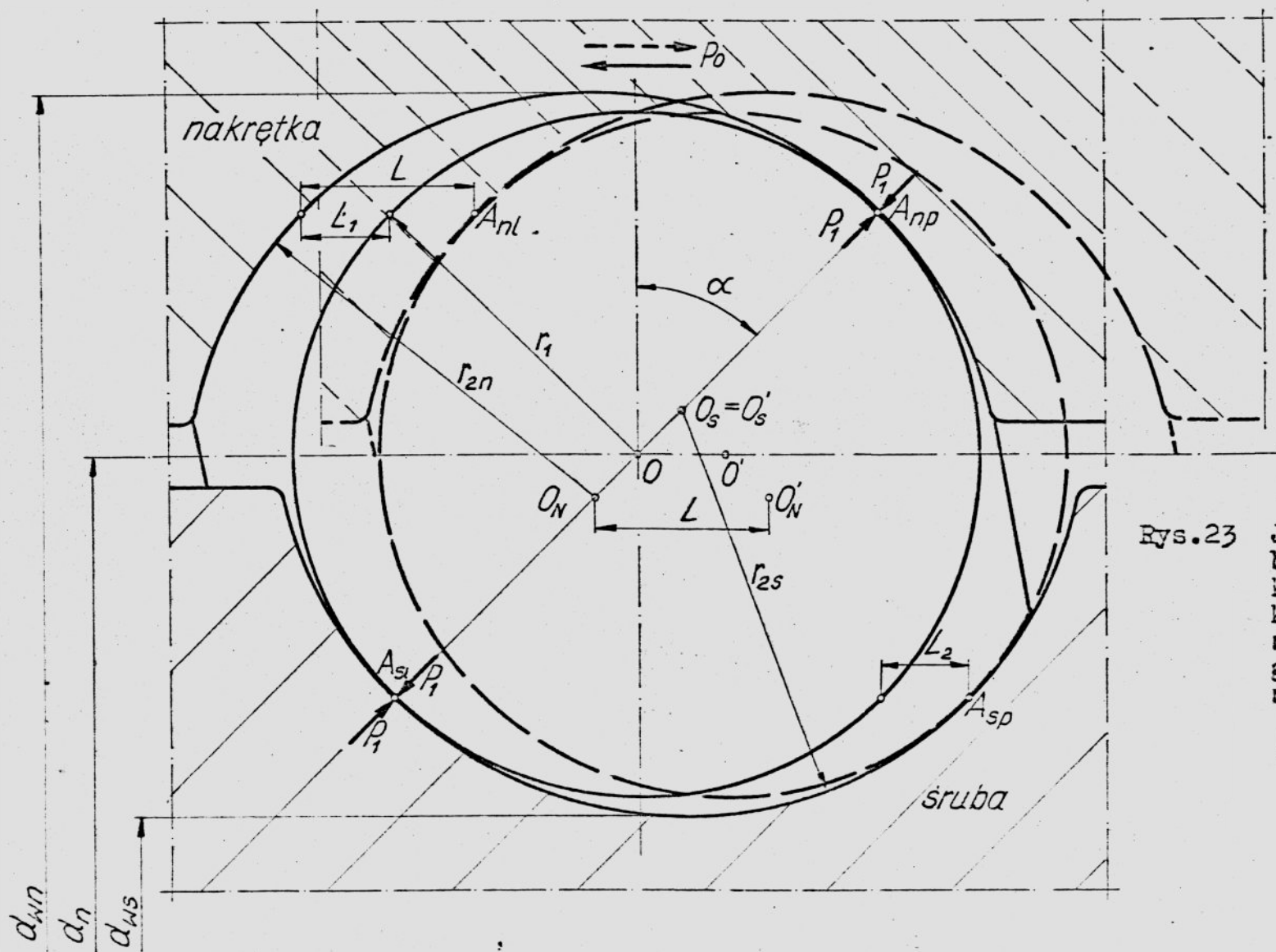
Połączenie nakrętek ze śrubą stanowią bieżnie gwintu nakrętek i śruby oraz elementy toczne. Przemieszczenie nakrętek względem śruby może wystąpić wskutek odkształcenia tego połączenia i odkształcenia samych nakrętek. Ponadto może być ono wynikiem występującego pomiędzy nakrętkami a śrubą osiowego luzu. Jego wpływ na to przemieszczenie daje się zauważyć zwłaszcza gdy zachodzi zmiana kierunku ruchu i zmiana kierunku działania osiowej siły P_0 na nakrętki. Pojawia się

wtedy tzw. martwy ruch, polegający na tym, że w pewnym zakresie kąta obrotu śruby, nakrętki i związany z nimi zespół nie przemieszczają się. Przy pośrednim sposobie pomiaru położenia tego zespołu luz pomiędzy nakrętkami a śrubą wpływa bezpośrednio na odchyłkę położenia i błędy obróbki. Dlatego konstrukcja każdej śrubowej przekładni powinna umożliwiać nastawianie tego luzu, a konstrukcja śrubowej przekładni tocznej całkowite jego usunięcie.

Luz osiowy pomiędzy śrubą a nakrętką śrubowej przekładni tocznej wynika z konstrukcji bieżni śruby i nakrętek. Zarys bieżni śruby o promieniu r_{2s} oraz bieżni nakrętki o promieniu r_{2n} i znajdującą się pomiędzy nimi kulkę o promieniu r_1 przedstawiono na rys. 23. Przy obciążeniu nakrętki siłą P_0 , skierowaną zgodnie ze strzałką, zaznaczoną na rysunku linią ciągłą, styk kulki z bieżniami wystąpi w punktach A_{s1} i A_{np} . Po zmianie zwrotu siły P_0 nakrętka przemieści się i styk ten wystąpi w punktach A_{sp} i A_{n1} . Pomijając odkształcenie kulek oraz bieżni, przemieszczenie to jest równe odległości L środków krzywizn O_N i O'_N nakrętki. Odległość tę określa następująca zależność:

$$L = L_1 + L_2 = 2(r_{2n} + r_{2s} - 2r_1) \sin \alpha. \quad (59)$$

Dla uzyskania w śrubowej przekładni tocznej z zarysem jednołukowym dużej sztywności styku kulki z bieżnią, a jednocześnie niewielkich oporów ruchu, przyjmuje się stosunek $r_1/r_2 \approx 0,96$ [60,74], podobnie jak w odniesieniu do łożysk kulkowych. Z tych samych względów, a także ze względów technologicznych, kąt α działania przekładni powinien wynosić $\sim \pi/4$. Po przyjęciu dla przekładni $\phi 32 \times 6$, w której pomiędzy bieżniami śruby i nakrętek znajdują się kulki o promieniu $r_1 = 1,9845$ mm,



Rys.23 Jednołukowy zarys
bieżni śruby i na-
krętki śrubowej prze-
kładni tocznej z oz-
naczeniem luzu osiowe-
go pomiędzy śrubą a
nakrętką.

$r_{2s} = r_{2n} = r_1/0,96$ oraz $\alpha = \pi/4$, wartość luzu L wynosi 0,23 mm. Tak duża wartość luzu jest niedopuszczalna.

Nastawianie luzu pomiędzy śrubą a nakrętką można przeprowadzić dwoma metodami. Pierwsza z nich, stosowana w przekładniach z zarysem jednołukowym polega na zmianie odległości nakrętek względem siebie lub na zmianie względnego kąтового ich położenia [24,29,60,61,68,74,85,88,90]. Druga może być stosowana przy czteropunktowym styku kulki z bieżniami /np. e, h na rys.2/ i polega na dobraniu kulek o odpowiedniej średnicy /tzw. kulki nadwymiarowe/. Wadą tej metody jest to, że dla zmiany luzu wymagana jest zmiana średnicy zastosowanych kulek. Pierwsza z metod jest łatwiejsza w stosowaniu, choć użycie dwu nakrętek zwiększa wymiary przekładni.

6.2. Czynniki wpływające na przemieszczenie względem śruby wstępnie napiętych nakrętek z gwintem o zarysie jednołukowym

Analitycznym badaniem odkształceń połączenia nakrętek ze śrubą zajmował się Spiess [88]. Na podstawie wymiarów bieżni przekładni z zarysami: jednołukowym /p.rys.2f/ oraz dwułukowym /p.rys.2h/, średnicy i liczby kulek oraz napięcia Q_N nakrętek i osiowej siły P_0 uzyskał on zależności umożliwiające obliczenie obciążenia poszczególnych nakrętek oraz ich przemieszczenia względem śruby. Poczynił on jednak szereg założeń upraszczających, które sprawiają, że obliczenia te są mało dokładne. Spiess założył, że w układzie napiętych wstępnie nakrętek podatne na odkształcenia są tylko miejsca styku kulek z bieżniami, sama natomiast śruba i element napinający -

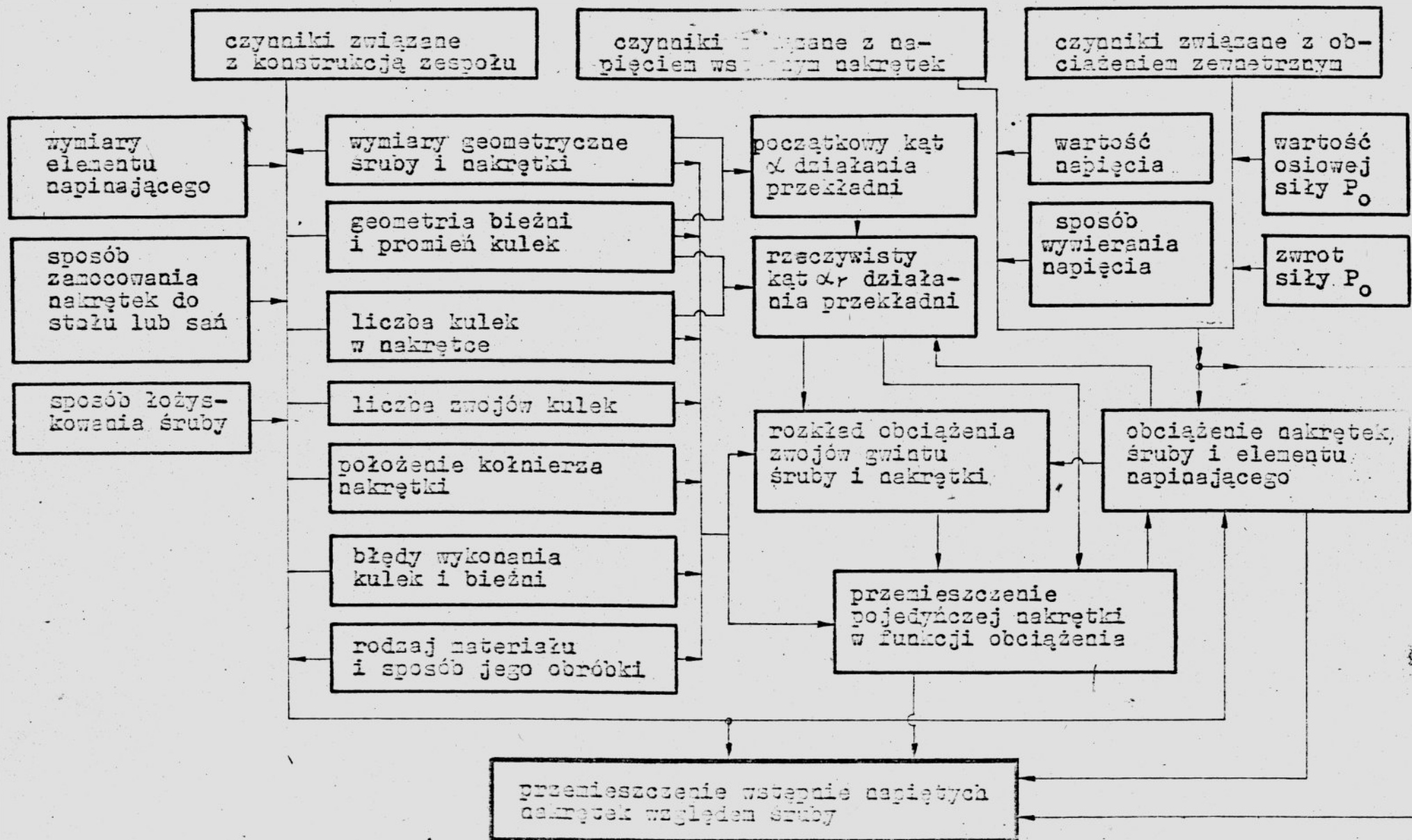
np. pierścień 4 /p.rys.3/ są nieskończenie sztywne. Ponadto pominął wpływ błędów wykonania przekładni i nierównomiernego obciążenia kulek na przemieszczenie nakrętek. Jeśli więc śruba i korpus nakrętki charakteryzują się stosunkowo dużą sztywnością oraz gdy pominąć można błędy wykonania przekładni obliczenia te mogą być stosowane do wyznaczenia przemieszczenia pojedynczej nakrętki względem śruby.

Gdy w obliczaniu przemieszczenia napiętych wstępnie nakrętek względem śruby uwzględni się podatność śruby, korpusu nakrętek i elementu napinającego, to można wykazać znaczny ich wpływ na to przemieszczenie, wymaganą siłę napięcia nakrętek, ich obciążenie i moment tarcia przekładni. Przeprowadzenie takiej analizy obciążenia i przemieszczenia elementów śrubowej przekładni tocznej jest więc uzasadnione. Spiess [88] podjął częściowo próbę takiej analizy dla kilku wybranych konstrukcji elementu napinającego oraz trzech sposobów zamocowania nakrętek do stołu lub sań. Przedstawił on tylko wykreślne rozwiązanie zagadnienia, nie wyciągając z niego żadnych istotnych wniosków.

Czynniki wpływające na przemieszczenie względem śruby napiętych wstępnie nakrętek zestawiono w tablicy II. Podzielono je na trzy grupy, a mianowicie związane z:

- konstrukcją zespołu śrubowej przekładni tocznej,
- napięciem wstępnym nakrętek,
- obciążeniem zewnętrznym.

Do pierwszej grupy zaliczono wymiary geometryczne elementów składowych zespołu, liczbę kulek i zwojów wypełnionych kulkami, a także sposób zamocowania nakrętek oraz sposób łożyskowania śruby. Potrzebne są one do obliczenia początkowego kąta



Tablica II. Czynniki wpływające na przenieszczenie względem śruby wstępnie napiętych nakrętek śrubowej przekładni toczonej z zarysem jednokulkowym

działania przekładni. Jeśli znane jest obciążenie działające na nakrętkę i czynniki związane z konstrukcją śruby i nakrętki to można wyznaczyć rzeczywisty kąt działania przekładni, a także rozkład obciążenia zwojów śruby i nakrętki oraz jej przemieszczenie względem śruby. Przemieszczenie to zależy także od błędów wykonania przekładni. W tablicy II wymieniono tylko błędy wykonania kulek i bieżni. W pracy uwzględniono wpływ tych błędów na rozkład obciążenia zwojów gwintu śruby i nakrętki oraz na przemieszczenie pojedynczej nakrętki względem śruby. Obciążenie każdej z dwu napiętych wstępnie nakrętek zależy od siły ich napięcia oraz obciążenia zewnętrznego a także od czynników związanych z konstrukcją przekładni. Jako przemieszczenie wstępnie napiętych nakrętek będzie rozumiany przyrost ich przemieszczenia pod wpływem zewnętrznej osiowej siły P_0 w stosunku do przemieszczenia przy obciążeniu nakrętek tylko siłą ich wstępnego napięcia.

6.3. Początkowy kąt działania przekładni

Cechą charakterystyczną śrubowej przekładni tocznej z zarysem jednołukowym jest między innymi to, że siły oddziaływania kulek i bieżni /siła P_1 na rys.23/ są skierowane nie równolegle do osi śruby lecz pod pewnym kątem. Przez analogię do łożysk tocznych kąt zawarty pomiędzy normalną do osi śruby a prostą łączącą punkty styku kulek z bieżniami nazywa się kątem działania przekładni. Jego wartość ma wpływ na: obciążenie kulek i bieżni, podatność połączenia oraz na moment tarcia pomiędzy nakrętką a śrubą. Jeśli pominie się tarcie w przekładni to w stanie bezluzowym i nieobciążonym kąt

działania można obliczyć na podstawie wymiarów bieżni i kulek oraz średnicy dna gwintu śruby i nakrętki. Zgodnie z oznaczeniami przyjętymi na rys.23 kąt ten można wyrazić zależnością:

$$\alpha = \arccos \frac{r_{2n} + r_{2s} - 0,5(d_{wn} - d_{ws})}{r_{2n} + r_{2s} - 2r_1}, \quad (60)$$

w której:

r_{2n} , r_{2s} , r_1 - odpowiednio promień bieżni nakrętki, śruby oraz kulki,

d_{wn} - średnica dna bieżni nakrętki,

d_{ws} - średnica dna bieżni śruby.

6.4. Przemieszczenie nakrętki względem śruby w funkcji obciążenia

Ze względu na znaczną liczbę czynników jakie wpływają na przemieszczenie nakrętki względem śruby oraz z uwagi na trudność matematycznego ich ujęcia, obliczanie tego przemieszczenia sprawia znaczne trudności. Dlatego szereg autorów [35,60,62,88,92] pomija niektóre z nich i przyjmuje, że przemieszczenie to jest wynikiem tylko odkształcenia zachodzącego w styku bieżnia śruby - kulka - bieżnia nakrętki. Obliczanie tego przemieszczenia prowadzi się przy następujących założeniach:

- materiał śruby, nakrętki i kulek jest jednorodny,
- powierzchnie kulek i bieżni w miejscach styku są idealnie gładkie,
- pomija się tarcie w przekładni,

- powierzchnia styku kulki z bieżnią nie przekracza 0,25% powierzchni kulki,
- kąt α działania przekładni jest stały, niezależny od obciążenia i równy początkowemu,
- wszystkie kulki przekładni obciążone są równomiernie i doznają jednakowego odkształcenia.

Szczególnie ważnym jest ostatnie założenie. Zgodnie z nim rozkład obciążenia zwojów śruby i nakrętki jest równomierny, co oznacza pominięcie wpływu błędów wykonania przekładni, a przede wszystkim odchyłek promienia i położenia bieżni. Ponadto jego spełnienie wymaga przyjęcia, że sama śruba i korpus nakrętki są nieodkształcalne. Uwzględnienie tego założenia jest główną przyczyną różnic w ocenie wartości przemieszczenia nakrętki względem śruby.

Zależność pomiędzy zbliżeniem kulki i bieżni a obciążającą je normalną do powierzchni styku siłą P_1 jest następująca [71]:

$$\delta_{kb} = e_{\delta} \epsilon_E^2 \sqrt[3]{P_1^2 \sum \varrho} = c_1 P_1^{2/3} \quad (61)$$

gdzie:

e_{δ} - współczynnik zależny od wymiarów promieni głównych krzywizn kulki i bieżni [71],

ϵ_E - współczynnik zależny od modułu sprężystości podłużnej materiału kulki i śruby lub nakrętki [71].

Dla stali $\epsilon_E = 1$,

$\sum \varrho$ - suma odwrotności promieni głównych krzywizn kulki i bieżni; sposób obliczania $\sum \varrho$ omówiono szeroko w pracy [88].

Levit [62], korzystając ze wzorów Hertza podaje zależność

pomiędzy zbliżeniem kulki do bieżni a siłą P_1 w następującej postaci:

$$\delta_{kb} = \left[1,41 - 1,17 \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right) \left(1 - \frac{r_1}{r_n} \cos \alpha \right) \right]^2 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1^2 (r_2 - r_1)}{E^2 r_1 r_2}} = c_1 P_1^{2/3} \quad (62)$$

przy czym: r_1 , r_2 - odpowiednio promień kulki i bieżni,
 $r_n = d_2/2$ - nominalny promień przekładni, czyli
 odległość od osi śruby do środka kulki,
 E - moduł sprężystości podłużnej materiału
 kulki i bieżni.

Przy obliczaniu zbliżenia kulki z bieżnią śruby występujący we wzorze (62) promień r_2 należy przyjąć jako r_{2s} , w odniesieniu zaś do zbliżenia kulki z bieżnią nakrętki jako r_{2n} .

Bieżnie śruby i nakrętki śrubowej przekładni tocznej mają zwykle ten sam promień zarysu, czyli $r_{2s} = r_{2n} = r_2$. Z niewielkim więc błędem można przyjąć, że zbliżenia: kulki do bieżni śruby oraz kulki do bieżni nakrętki są sobie równe, a zbliżenie obu bieżni mierzone wzdłuż linii łączącej punkty ich styku z kulką jest równe podwójnej wartości δ_{kb} [62].

Przyjmując założenie, że większe promienie głównych krzywizn bieżni śruby oraz nakrętki są nieskończenie duże, zbliżenie bieżni można obliczyć ze wzoru jaki podaje Palmgren [71] dla wzdłużnych łożysk kulkowych:

$$2 \delta_{kb} = 0,52 \sqrt[3]{P_1^2 / d_1} = c_1 P_1^{2/3} \quad (63)$$

Jego stosowanie przy poczynionym założeniu wymaga ponadto aby stosunek promieni $r_1/r_{2s} = r_1/r_{2n} = 0,96$, co ma miejsce

zwykle zarówno w łożyskach kulkowych jak i w śrubowych przekładniach tocznych.

Dla wyznaczenia wartości osiowego przemieszczenia δ_n nakrętki względem śruby w zależności od osiowej siły P_0 przy wykorzystaniu przedstawionych wyżej zależności (64) + (66) należy obliczyć siłę normalną P_1 działającą na jedną kulkę. Zgodnie z [62] siła ta wynosi

$$P_1 = \frac{P_0}{z \sin \alpha \cos \lambda} \quad (64)$$

gdzie: z - liczba kulek pomiędzy nakrętką a śrubą,

α - kąt działania przekładni,

$\lambda = \arctg \frac{h}{\pi d_n}$ - kąt wzniosu linii śrubowej gwintu,

h - skok gwintu,

d_n - nominalna średnica śruby.

Osiowe natomiast przemieszczenie δ_n nakrętki względem śruby związane jest ze zbliżeniem kulki z bieżnią śruby i nakrętki równaniem:

$$\delta_n = \frac{2 \delta_{kb}}{\sin \alpha \cos \lambda} \quad (65)$$

Ostateczna zależność wiążąca przemieszczenie δ_n z osiową siłą P_0 po uwzględnieniu (61) + (65) ma postać:

$$\delta_n = \frac{2c_1 \cdot P_0^{2/3}}{z^{2/3} \sin^{5/3} \alpha \cos^{5/3} \lambda} = c_n P_0^{2/3} \quad (66)$$

Liczbę z kulek można wyznaczyć w sposób przybliżony, zakładając, że wypełniają one bez luzu bieżnię śruby i nakrętki:

$$z = \frac{n}{d_1} \sqrt{\pi^2 d_n^2 + h^2}, \quad (67)$$

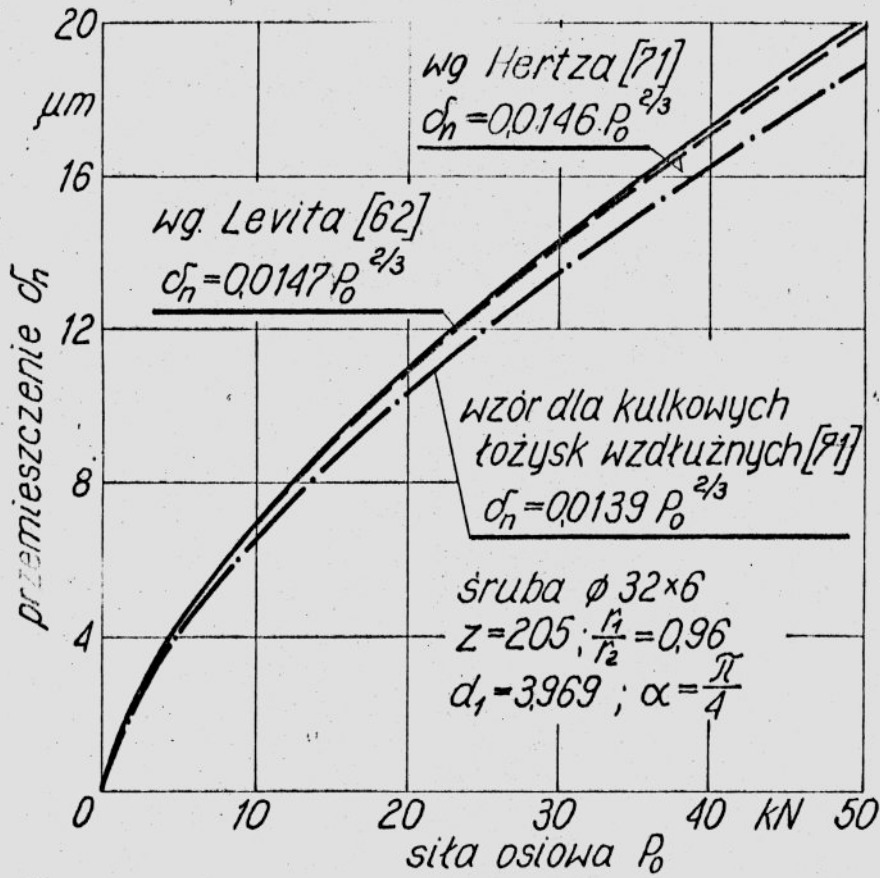
gdzie: n - liczba zwojów gwintu wypełnionych kulkami,

d_1 - średnica kulek.

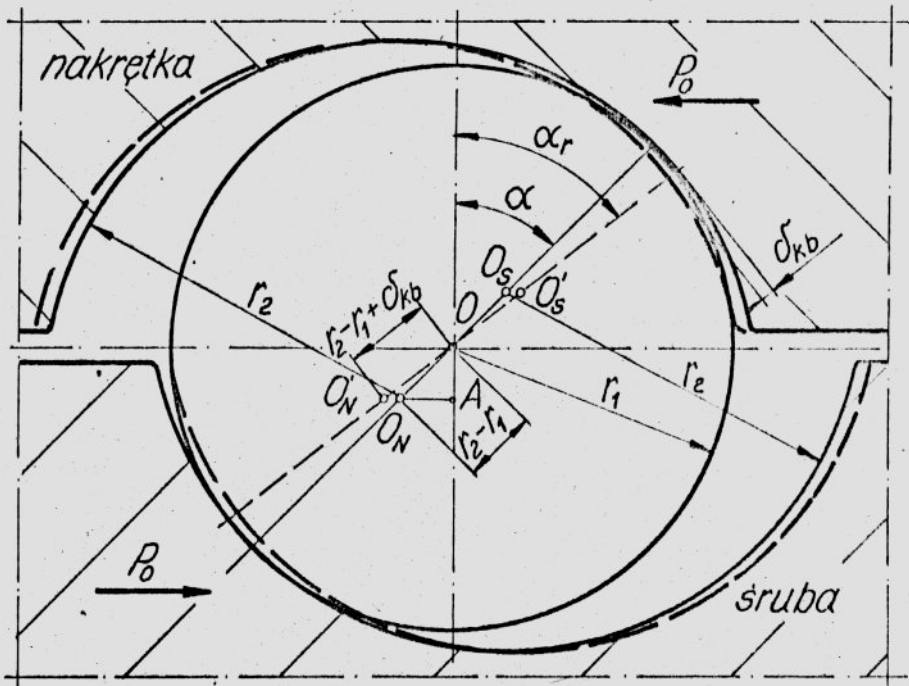
Od tej liczby należy odjąć kulki znajdujące się w kanałach powrotnych, nie biorące udziału w przenoszeniu obciążenia. Ich liczba zależy od konstrukcji kanału powrotnego.

Przemieszczenie δ_n obliczone z zależności (66) przedstawiono na rys.24 w funkcji osiowej siły P_0 . Do obliczeń przyjęto dane charakteryzujące śrubową przekładnię toczną z zarysem jednożukowym VNAAI3 - 32x6 produkcji Fabryki Obrabiarek Precyzyjnych "AVIA". Są to: średnica nominalna przekładni $d_n = 32$ mm, skok gwintu $h = 6$ mm, liczba zwojów wypełnionych kulkami $n = 9 / 3$ obiegów $\times 3$ zwoje/, liczba kulek przy pominięciu znajdujących się w kanałach powrotnych $z = 205$, kąt działania przekładni $\alpha = \pi/4$, średnica kulek $d_1 = 3,969$ mm, stosunek promieni kulek i bieżni $r_1/r_{2s} = r_1/r_{2n} = 0,96$. Wykres $\delta_n(P_0)$ stanowią trzy krzywe a to dlatego, że wartości współczynnika c_1 obliczone na podstawie wzorów (61), (62) i (63) są różne. Krzywe $\delta_n(P_0)$ uzyskane na podstawie wzorów Hertza (61) i Levita (62) prawie się pokrywają. Korzystając natomiast z zależności (66) uzyskuje się przemieszczenie mniejsze o około 5%.

Zależności (66) oraz (61) + (63) pozwalają prześledzić wpływ niektórych czynników konstrukcyjnych śrubowej przekładni tocznej na osiowe przemieszczenie δ_n nakrętki względem śruby. Pomijając wartość siły P_0 istotny wpływ na to przemieszczenie ma stosunek r_1/r_2 promienia kulki do promienia bieżni oraz kąt α działania przekładni. Przemieszczenie δ_n maleje ze wzrostem stosunku r_1/r_2 oraz kąta α . Dlatego kąt ten powinien być bliski $\pi/2$, zaś stosunek r_1/r_2 bliski jedności. Ze względu jednak na wzrost sił tarcia ze zwiększaniem r_1/r_2 [76], w odniesieniu do śrubowych przekładni tocz-



Rys. 24 Osiowe przemieszczenie nakrętki względem śruby w funkcji obciążenia osiowego



Rys.25 Położenie bieżni śruby i nakrętki przed i po obciążeniu przekładni siłą P_0 z zaznaczeniem zmiany kąta działania przekładni

nych, wartość tego stosunku przyjmuje się równą $0,95 + 0,97$. Ze względów konstrukcyjnych i technologicznych jak również z uwagi na równomierność ruchu /elipsa styku kulki z bieżnią nie powinna wychodzić poza część bieżni o promieniu r_2 [49] / przyjmuje się kąt $\alpha \approx \pi/4$. Jednak nawet wąskie tolerancje wymiarów geometrycznych śruby i nakrętki powodują, że jego wartość może się zmieniać w szerokich granicach [7]. Wpływ α oraz r_1/r_2 na przemieszczenie δ_n przedstawiono na wykresach w pracy [88]. Ponadto przemieszczenie to maleje ze wzrostem liczby kulek oraz ich średnicy, przy czym aby umożliwić wykonanie kanałów powrotnych powinien być spełniony warunek $d_1 \leq 2h/3$. Wzory (61) + (63) oraz (66) nie ujmują jednak wpływu wszystkich czynników na przemieszczenie nakrętki względem śruby. Wpływają bowiem na nie ponadto takie czynniki jak zmiana kąta działania przekładni wraz z obciążeniem, błędy wykonania oraz nierównomierny rozkład obciążenia zwojów gwintu śruby i nakrętki.

6.4.1. Wpływ zmiany kąta działania przekładni na przemieszczenie nakrętki

Zależność (66) na obliczanie przemieszczenia δ_n nakrętki względem śruby uzyskano przy założeniu, że kąt α działania przekładni jest stały, niezależny od obciążenia. W rzeczywistości zmienia się on wraz z siłą P_0 . Ponieważ od wartości tego kąta zależy przemieszczenie δ_n , uzasadnione jest przeprowadzenie analizy wpływu, zmieniającej się wraz z P_0 , wartości kąta działania przekładni na to przemieszczenie. Kąt ten w odróżnieniu od początkowego kąta α /dla $P_0 = 0$ / nazwa-

no rzeczywistym i oznaczono α_r .

Wyprowadzenie zależności, pozwalającej obliczyć rzeczywisty kąt α_r ułatwia rys.25. Linia ciągłą przedstawiono na nim położenie bieżni śruby i nakrętki w stosunku do kulki przekładni nieobciążonej i z usuniętym luzem. Linia przerywaną pokazano położenie tych bieżni po obciążeniu przekładni siłą P_0 . Siła P_0 spowodowała zbliżenie kulki z bieżniami o wartość δ_{kb} i osiowe względne przesunięcie kulki oraz nakrętki, a więc i przesunięcie środków krzywizn ich bieżni. Linia łącząca te nowe środki O_s' i O_N' tworzy wraz z normalną do osi śruby kąt α_r . Jest ona jednocześnie osią symetrii elipsoidy nacisków w punktach styku kulki z bieżniami.

Z porównania długości odcinka OA wyznaczonej z trójkąta $OA O_N$

$$OA = (r_2 - r_1) \cos \alpha$$

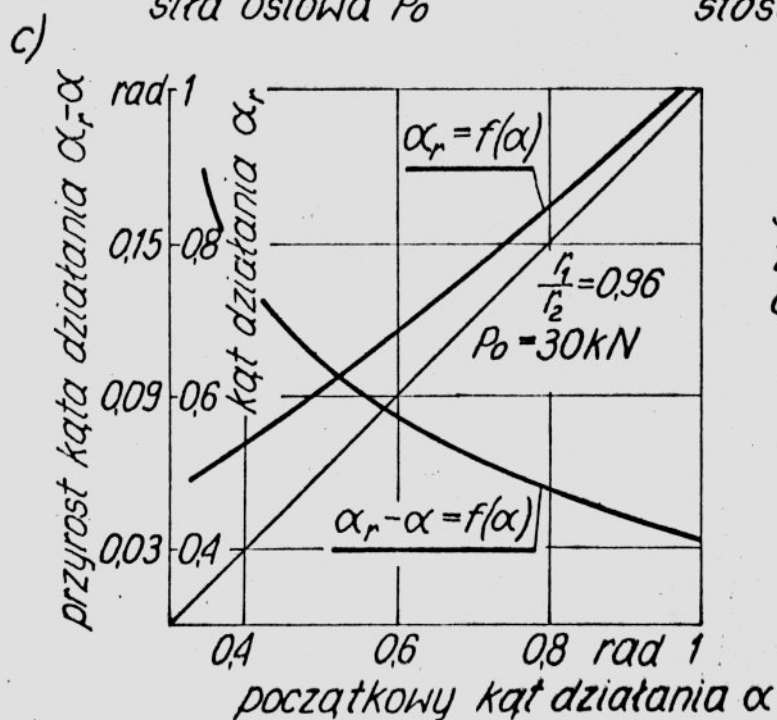
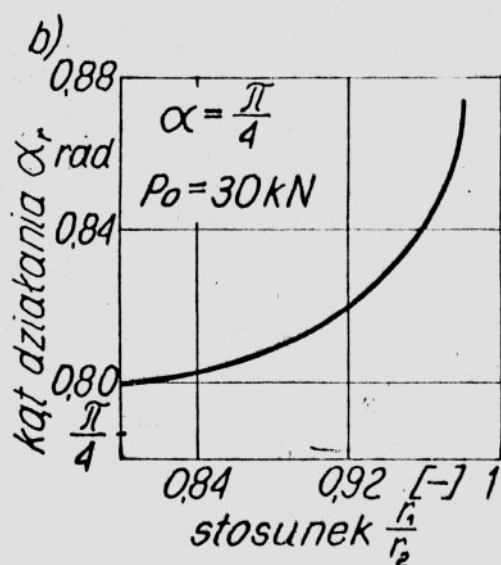
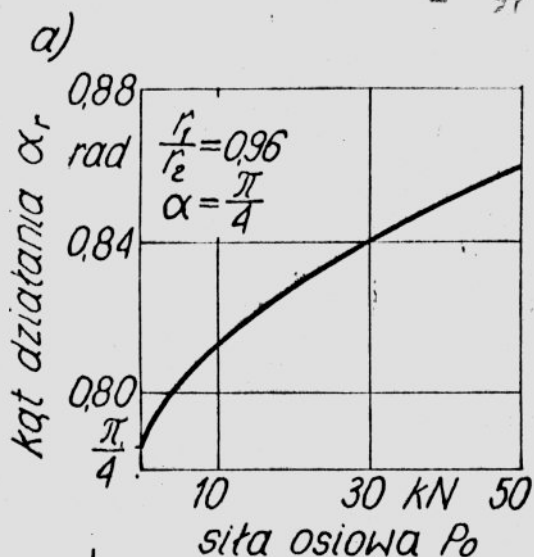
oraz z trójkąta $OA O_N'$,

$$OA = (r_2 - r_1 + \delta_{kb}) \cos \alpha_r$$

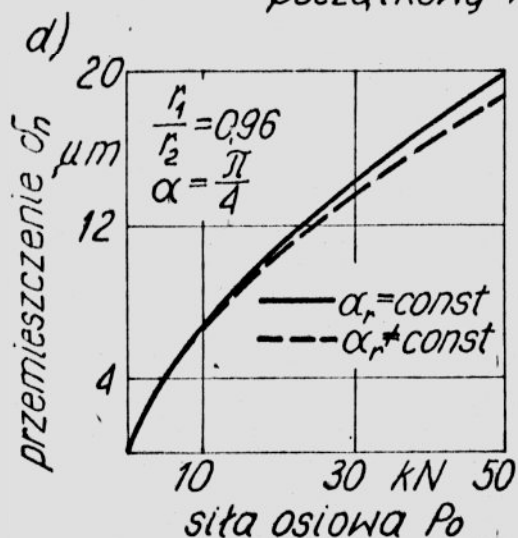
i po uwzględnieniu wzorów (61) i (64) oraz założeniu, że $r_{2s} = r_{2n} = r_2$ a $\cos \lambda = 1$ otrzymuje się równanie wiążące kąt α_r z siłą P_0 o postaci:

$$P_0 = \frac{z \cdot \sin \alpha_r}{\sum f} \left[\frac{r_2 - r_1}{e_s} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_r} - 1 \right) \right]^{3/2} \quad (68)$$

Wskazuje ono, że o wartości kąta działania przekładni decyduje średnica kulek i geometria bieżni $/r_2, r_1, \sum f, e_s/$, początkowy kąt α , liczba kulek oraz obciążenie P_0 . Wpływ siły P_0 , stosunku r_1/r_2 oraz kąta α na wartość kąta α_r przedstawiono na rys.26a, b i c. Widać z niego, że α_r rośnie z P_0 a także ze stosunkiem r_1/r_2 . Wzrost ten jest szczególnie in-



śruba $\phi 32 \times 6$
 $Z = 205$
 $d_r = 3.969 \text{ mm}$



Rys.26 Wpływ P_0 , r_1/r_2 oraz α na rzeczywisty kąt α_r działania przekładni oraz porównanie przesunięć δ_n dla $\alpha_r = \text{const}$ i $\alpha_r \neq \text{const}$

tensywny gdy r_1/r_2 dąży do jedności. Przyrost kąta działania przekładni ($\alpha_r - \alpha$) jest tym mniejszy im większe jest α /p.rys.26c/.

Porównanie przemieszczenia δ_n uzyskanego przy założeniu $\alpha_r = \alpha = \text{const}$ oraz $\alpha_r \neq \text{const}$ przedstawiono na rys.26d. W drugim przypadku, dla obliczenia przemieszczenia δ_n przy zadanej sile P_0 , odczytywano α_r z rys.26a a do zależności (66) zamiast α wstawiano $(\alpha + \alpha_r)/2$. Różnica otrzymanych wartości δ_n dla $\alpha_r = \text{const}$ i $\alpha_r \neq \text{const}$ rośnie ze wzrostem P_0 i dla przyjętej geometrii przekładni oraz $P_0 = 50 \text{ kN}$ wynosi 6%. Wpływ zmiany kąta działania przekładni jest korzystny, prowadzi bowiem do zmniejszenia przemieszczenia nakrętki względem śruby. Ponieważ zmniejszenie to jest stosunkowo małe, w dalszej części pracy wpływ zmian kąta działania przekładni na przemieszczenie δ_n pominięto.

6.4.2. Wpływ błędów wykonania przekładni na przemieszczenie nakrętki

Założenie, że wszystkie kulki śrubowej przekładni toczonej są obciążone równomiernie i doznają jednakowych odkształceń nie jest spełnione, nawet jeśli przyjmie się, że sama śruba i korpus nakrętki są nieskończenie sztywne. Wynika to z faktu, że przekładnia jest obarczona błędami wykonania. Dlatego nie zdarzy się praktycznie by, w przypadku, gdy przekładnia nie przenosi obciążenia osiowego, wszystkie kulki stykały się z bieżniami śruby i nakrętki w punktach wyznaczonych na powierzchniach tych bieżni przez prostą łączącą środki ich krzywizn. Część kulek znajduje się pomiędzy bieżniami z pewnym

luzem osiowym. Ze wzrostem siły P_0 ich liczba maleje i coraz więcej kulek przenosi obciążenie. Stosownie do dokładności wykonania przekładni, począwszy od pewnej wartości siły P_0 wszystkie kulki mogą przenosić obciążenie. Może też się zdarzyć, że pomimo wzrostu P_0 do wartości równej nośności przekładni nie wystąpi obciążenie wszystkich kulek. Przy nierównomiernym obciążeniu kulek, w przekładni wystąpią kulki, których obciążenie będzie większe od średniego. Ponieważ o przemieszczeniu nakrętki względem śruby decyduje odkształcenie kulki najbardziej obciążonej to ze wzrostem błędów wykonania przekładni przemieszczenie to będzie rosnać.

Z uwagi na trudny do przewidzenia rozkład wartości błędów wykonania gwintu śruby i nakrętki ich uwzględnienie w obliczeniu przemieszczenia δ_n stwarza kłopoty. Odchyłki położenia powierzchni śruby, nakrętki i kulek mogą bowiem przyjmować wartości zawarte w granicach dopuszczalnych, wyznaczonych tolerancjami wykonania. Dla śrubowych przekładni tocznych określa się z uwagi na wymaganą dokładność kinematyczną błąd skoku na długości jednego zwoju lub na innej założonej długości.

Według Beljaeva [9] w śrubowej przekładni tocznej wyróżnić można trzy odchyłki wykonania powierzchni gwintu nakrętki i śruby. Są to odchyłki: skoku, położenia bieżni oraz zarysu bieżni. Różnice wymiarowe kulek są natomiast tak małe, że można ich nie uwzględniać. Odchyłki te określa się na odcinku od kąтового położenia śruby lub nakrętki $\varphi = 0$ do

$\varphi = \varphi_0$. Przez odchyłkę skoku należy rozumieć różnicę między rzeczywistym a teoretycznym przemieszczeniem środka kulki o promieniu r_{2s} lub r_{2n} , mierzoną wzdłuż osi śruby. Odchyłkę

położenia bieżni określa się jako różnicę pomiędzy rzeczywistą a teoretyczną wartością promienia r_{ws} dna bieżni śruby lub r_{wn} dna bieżni nakrętki. Różnica wreszcie pomiędzy rzeczywistą a teoretyczną wartością promienia bieżni jest odchyłką zarysu bieżni.

Aby uwzględnić wpływ odchyłek wykonania śruby i nakrętki na ich względne przemieszczenie i rozkład obciążenia kulek wygodnie jest posługiwać się pozorną odchyłką Δh_p skoku gwintu śruby lub nakrętki. Zdefiniować ją można jako różnicę rzeczywistej i teoretycznej odległości punktów, w których następuje styk kulek z bieżnią śruby lub nakrętki, mierzona wzdłuż osi śruby od kąтового położenia $\varphi = 0$ do $\varphi = \varphi_0$. Odchyłkę tą przedstawia się jednak nie w funkcji kąтового położenia śruby lub nakrętki, lecz w funkcji numeru "i" kulki $1 \leq i \leq z$, przy czym dla $\varphi = 0 - i = 1$. Zależność pomiędzy numerem "i" kulki a kątem φ jest następująca:

$$i = \frac{\varphi d_n}{2d_1 \cos \lambda} \quad (69)$$

gdzie: d_n - średnica nominalna śruby,

d_1 - średnica kulki,

λ - kąt wzniosu linii śrubowej gwintu.

Zakładając, że odchyłki wykonania śruby i nakrętki nie zmieniają początkowego kąta działania przekładni, pozorną odchyłkę Δh_p wyrażono przybliżoną zależnością:

- dla śruby

$$\Delta h_{ps}(i) = \Delta h_s(i) + \Delta r_{ws}(i) \operatorname{ctg} \alpha - \Delta r_{2s}(i) \frac{1 - \cos \alpha}{\sin \alpha}, \quad (70)$$

- dla nakrętki

$$\Delta h_{pn}(i) = \Delta h_n(i) + \Delta r_{wn}(i) \operatorname{ctg} \alpha + \Delta r_{2n}(i) \frac{1 - \cos \alpha}{\sin \alpha}, \quad (70a)$$

przy czym:

$\Delta h_s(i), \Delta h_n(i)$ - odpowiednio odchyłka skoku gwintu śruby i nakrętki,

$\Delta r_{ws}(i), \Delta r_{wn}(i)$ - odpowiednio odchyłka położenia bieżni śruby i nakrętki,

$\Delta r_{2s}(i), \Delta r_{2n}(i)$ - odpowiednio odchyłka zarysu bieżni śruby i nakrętki.

Przebieg zmian pozornej odchyłki skoku śruby i nakrętki w funkcji numeru kulki przedstawiono przykładowo na rys.27. Przyjęto przy jego sporządzaniu, że dla $i = 1$ pozorna odchyłka skoku $\Delta h_{ps}(1) = \Delta h_{pn}(1) = 0$. Dla obliczenia przemieszczenia δ_n nakrętki względem śruby przy zadanej sile P_0 krzywe $\Delta h_{pn}(i)$ należy przesunąć względem siebie tak, by się nie przecinały a były do siebie styczne w jednym lub kilku punktach. To przesunięte położenie krzywej $\Delta h_{pn}(i)$ oznaczono na rys.27 jako $\Delta h_{pn}(i)_1$. Odpowiada ono stanowi, kiedy w przekładni usunięto luz, ale nie jest ona obciążona osiową siłą P_0 .

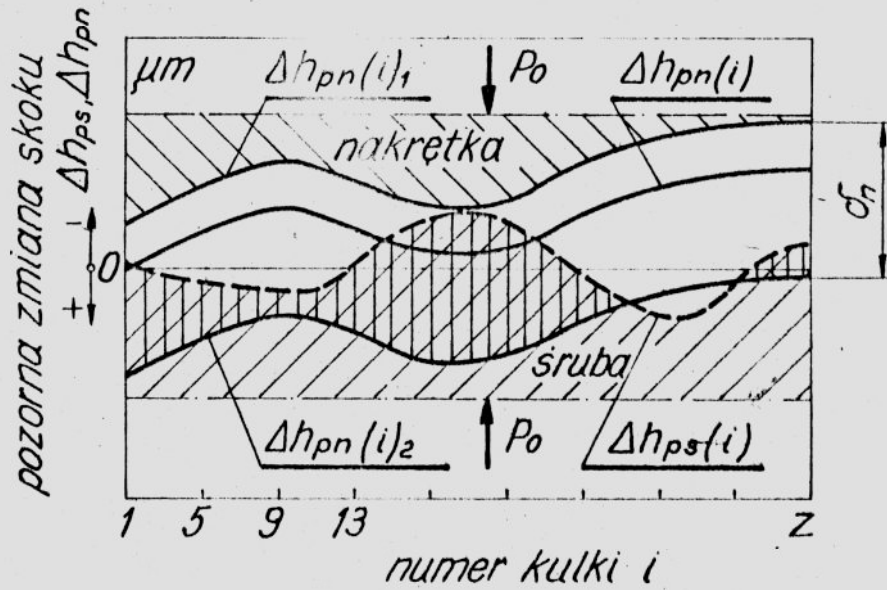
Obciążenie przekładni osiową siłą P_0 powoduje przemieszczenie nakrętki względem śruby o δ_n . Oznacza to, że o tę samą wartość należy przesunąć krzywą $\Delta h_{pn}(i)_1$ względem krzywej $\Delta h_{ps}(i)$ tak, by zajęła ona położenie $\Delta h_{pn}(i)_2$ /p.rys. 27/. Siłę P_0 , jako sumę osiowych sił działających na poszczególne kulki wyrazić można następująco:

$$P_0 = \frac{1}{C_n^{3/2} \cdot z} \sum_{i=1}^{i=z} [\Delta h_{pn}(i)_1 + \delta_n - \Delta h_{ps}(i)]^{3/2} \quad (71)$$

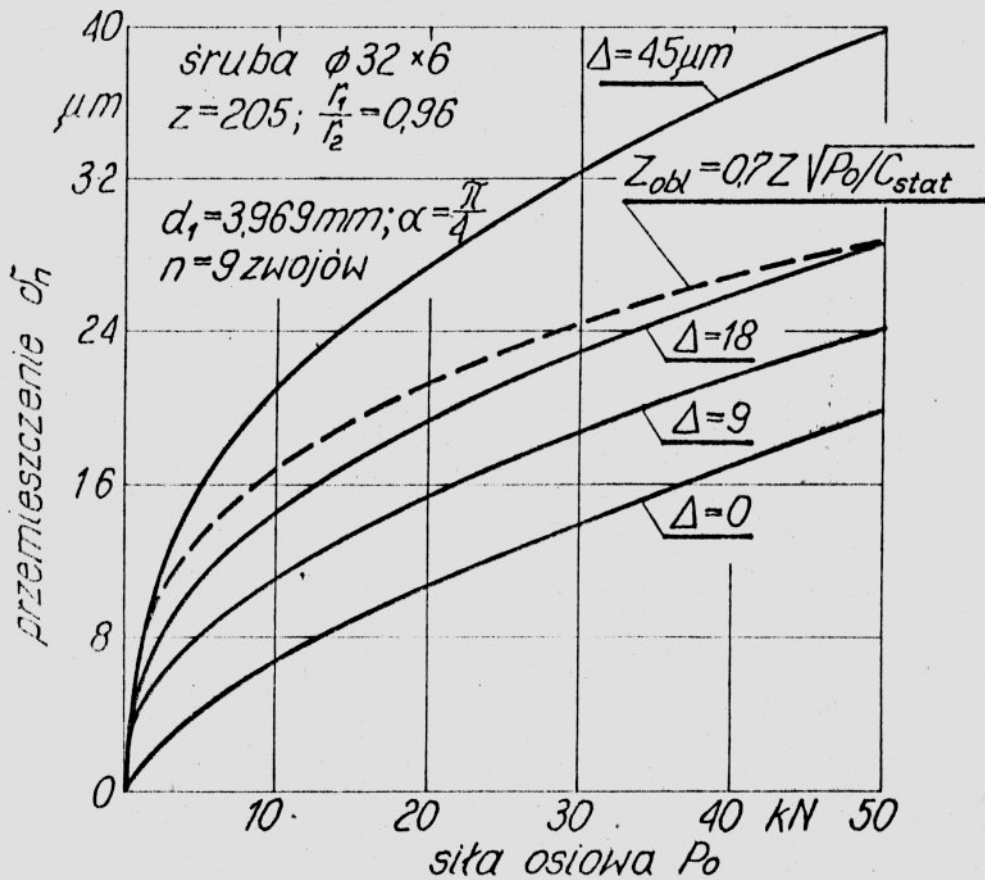
gdzie: z - liczba kulek pomiędzy śrubą a nakrętką,

C_n - współczynnik określony wzorem (66).

Drogą kolejnych przybliżeń można z niej obliczyć przemieszczenie δ_n . Jeśli suma występująca w nawiasie jest ujemna to



Rys.27 Przykładowy przebieg zmian pozornej odchyłki skoku gwintu śruby i nakrętki



Rys.28 Wpływ odchyłki skoku gwintu na przemieszczenie nakrętki względem śruby

oznacza, że dana kulka nie styka się z bieżniami i nie działa na nią żadna siła. Osiową siłę działającą na i-tą kulkę wyznacza się z zależności:

$$P_i = \frac{1}{C_n^{3/2} \cdot z} [\Delta h_{pn}(i)_1 + \delta_n - \Delta h_{ps}(i)]^{3/2} \quad (72)$$

Z przedstawionego toku obliczeń widać, że dla obliczenia przemieszczenia δ_n oraz obciążenia kulek należy znać wartości odchyłek: skoku gwintu, położenia bieżni oraz zarysu bieżni w funkcji numeru "i" kulek. Można je uzyskać tylko w drodze pomiarów wykonanych na gotowej przekładni. Wartości te trudno jest natomiast przewidzieć.

Niektórzy autorzy podjęli jednak próbę oceny wpływu błędów wykonania bieżni śruby i nakrętki na ich względne przemieszczenie δ_n przyjmując założenia upraszczające lub rozpatrując wpływ tylko jednej z przedstawionych odchyłek. Beljaev [8] założył np., że odchyłkę skoku oraz odchyłkę położenia bieżni można przedstawić jako sumę dwu składników. Pierwszy z nich zmienia się liniowo ze wzrostem numeru kulki, drugi zaś jest sinusoidalną funkcją tego numeru. Liniowa zmiana tych odchyłek wynika z cieplnych i siłowych odkształceń śruby i nakrętki, sinusoidalna zaś z bicia czołowego i promieniowego elementów obrabianych i z błędów kinematycznych obrabiarki [57]. Odchyłka zarysu bieżni zmienia się natomiast liniowo z numerem kulki [8].

Levit [62] przyjął natomiast, że w przekładni występuje tylko odchyłka skoku gwintu i, że zmienia się ona liniowo z numerem kulki. Zakładając więc, że w przekroju pierwszej kulki odchyłka ta jest zerem można obliczyć różnicę odchyłek skoku gwintu śruby i nakrętki w przekroju ostatniej "z"-tej

kulki. Znajomość tej różnicy $\Delta = \Delta h_n(z) - \Delta h_s(z)$ pozwala wyznaczyć przemieszczenie nakrętki względem śruby. Wykorzystać do tego można uwikłane zależności podane przez De Fraine [26] wiążące siłę, przemieszczenie i różnicę Δ w odniesieniu do zbliżenia prowadnika i prowadnicy tocznej. Liniowa zmiana odchyłki skoku gwintu może powstać w wyniku zmiany temperatury śruby lub nakrętki, bądź też wskutek ich siłowych odkształceń np. poprzez wstępne napięcie śruby.

Miarą nierównomiernego obciążenia kulek może być współczynnik k_z , który według [8] i [62] jest stosunkiem średniej siły działającej na jedną kulkę, do siły działającej na kulkę najbardziej obciążoną:

$$k_z = \frac{P_{1sr}}{P_{1max}} = \frac{P_o}{z P_{1max} \sin \alpha} =$$

$$= \frac{\sum_{i=1}^{i=z} [\Delta h_n(i)_1 + \delta_n - \Delta h_s(i)]^{3/2}}{z \delta_n^{3/2}} \quad (73)$$

Jego znajomość pozwala obliczyć przemieszczenie δ_n wprost ze wzoru (69) po wstawieniu do niego zamiast liczby kulek "z" liczbę " $k_z \cdot z$ ". Wyznaczyć go można z zależności i wykresu podanych przez Levita [62].

Badania odkształceń śrubowych przekładni tocznych [62] wykazały, że dla uwzględnienia wpływu błędów wykonania przekładni na przemieszczenie nakrętek względem śruby należy przyjąć, że liczba kulek jest mniejsza od rzeczywistej. Ta obliczeniowa liczba kulek zależy nie tylko od ich liczby rzeczywistej, ale i od obciążenia przekładni oraz jej nośności statycznej [62] i wynosi:

$$z_{obl} = 0,7 \cdot z \sqrt{\frac{P_o}{C_{stat}}} \quad (74)$$

gdzie: Z_{obl} - obliczeniowa liczba kulek,

P_o - osiowa siła obciążająca przekładnię,

C_{stat} - statyczna nośność przekładni.

Wzór (74) uwzględnia więc zmianę liczby kulek przenoszących obciążenie w zależności od jego wartości. Nie wiąże jednak tej liczby z błędami wykonania przekładni.

Wpływ błędów wykonania śrubowej przekładni tocznej na przemieszczenie nakrętki względem śruby zobrazowano na rys.28. Przemieszczenie to przedstawiono na nim w funkcji siły P_o dla założonych różnic $\Delta = 0, 9, 18$ i $45 \mu m$ skoku śruby i nakrętki na długości dziewięciu zwojów gwintu. Do obliczeń przyjęto parametry charakteryzujące przekładnię VNAAI3- 32x6 oraz założono $r_1/r_2 = 0,96$ i $\alpha = \pi/4$. Linia kreskową zaznaczono zależność $\delta_n(P_o)$ uzyskaną ze wzoru (66) po wstawieniu liczby kulek określonej wzorem (74). Jak widać z rys.28 odchyłka skoku powoduje szczególnie duży przyrost przemieszczenia δ_n dla małych wartości P_o . Ze wzrostem P_o przyrost ten staje się mniej intensywny, ze względu na to, że coraz większa liczba kulek bierze udział w przenoszeniu obciążenia.

Błędy wykonania gwintu śruby, w poszczególnych położeniach nakrętek na jej długości mogą przyjmować różne wartości. Wiąże się to ze zmianą podatności połączenia każdej z nakrętek ze śrubą i ze zmianą kąta działania przekładni. W odniesieniu zatem do przekładni pracującej z napięciem wstępnym błędy jej wykonania prowadzą do zmiany siły napięcia nakrętek w czasie ich przesuwania się wzdłuż osi śruby, a także do zmiany momentu tarcia nakrętek [6].

Jak widać z tablicy II, dla obliczenia przemieszczenia wstępnie napiętych nakrętek względem śruby wymagana jest zna-

jomość przemieszczenia pojedynczej nakrętki w funkcji obciążenia. Zależność ta dana jest jednak w postaci uwikłanej /np. równanie (71)/. Przemieszczenie pojedynczej nakrętki względem śruby łatwiej jest wtedy opisać przybliżoną zależnością potęgową i posłużyć się nią do obliczenia przemieszczenia wstępnie napiętych nakrętek. Krzywą z rys.28 dla $\Delta = 45 \mu\text{m}$ można np. z błędem 0,45% opisać równaniem $\delta_n = 0,5238 P_o^{0,4}$.

Pominięcie błędów wykonania gwintu śruby i nakrętki w obliczaniu ich względnego przemieszczenia jest przyczyną niezgodności wyników obliczeń i pomiarów [88]. Dokładność obliczeń można zwiększyć uwzględniając w nich błędy wykonania przekładni, co sprawia jednak znaczne trudności, lub przyjmując, że nie wszystkie kulki przekładni przenoszą obciążenie /p. wzór (74)/.

6.4.3. Rozkład obciążenia zwojów gwintu śruby i nakrętki

Jednym z założeń jakie przyjmuje się przy obliczaniu przemieszczenia nakrętki względem śruby jest równomierny rozkład obciążenia kulek i jednakowe ich odkształcenie. Ze względu jednak na to, że sama śruba i korpus nakrętki nie są nieskończenie sztywne, obciążenie kulek będzie nierównomierne, jeśli nawet pominie się błędy wykonania przekładni. W przekładni wystąpią więc takie kulki, których obciążenie będzie większe od średniego, a ich odkształcenie zadecyduje o przemieszczeniu nakrętki względem śruby. Należy się spodziewać, że nierównomierne obciążenie kulek przyczyni się do wzrostu tego przemieszczenia. Ponadto spowoduje ono zmniejszenie nośności

przekładni i skróci czas prawidłowej jej pracy.

W odniesieniu do śrubowych przekładni tocznych przyjęto podawać nie obciążenie poszczególnych kulek, ze względu na dużą zwykle ich liczbę, lecz sumaryczną siłę przenoszoną przez kulki znajdujące się w jednym zwoju. Podobnie dla łącz śrubowych i śrubowych przekładni ślizgowych podaje się siły przenoszone przez poszczególne zwoje gwintu.

Miarą nierównomierności obciążenia zwojów przekładni śrubowej może być stosunek średniej wartości siły przenoszonej przez jeden zwój do jej wartości maksymalnej, przenoszonej przez zwój najbardziej obciążony. W p.6.4.2., w odniesieniu do kulek oznaczono go jako współczynnik k_z . W pracy [97] jej autorzy proponują dwa sposoby określania nierównomierności rozkładu obciążenia zwojów. W pierwszym z nich współczynnik ten jest określony zależnością:

$$k_n' = \frac{F_{\max}}{F_{\text{śr}}} \quad (75)$$

w drugim natomiast współczynnik nierównomierności obciążenia zwojów jest stosunkiem różnicy maksymalnej - $F_{\max}$ i minimalnej - $F_{\min}$ siły osiowej przenoszonej przez jeden zwój, do wartości średniej tej siły:

$$k_n = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{F_{\text{śr}}} \quad (76)$$

We wzorach (75) i (76) przyjęto oznaczenia:

$F_{\max}$, $F_{\min}$ - odpowiednio największa i najmniejsza wartość osiowej siły przenoszonej przez jeden zwój gwintu,

$F_{\text{śr}} = P_o/n$ - średnie obciążenie jednego zwoju,

n - liczba zwojów gwintu, wypełnionych kulkami.

W literaturze spotyka się różne, a nawet sprzeczne dane odnośnie rozkładu obciążenia zwojów gwintu śrubowej przekładni tocznej oraz ślizgowej. Šul'ga [94] powołując się na innych autorów podaje np., że rozkład obciążenia zwojów śrubowej przekładni tocznej jest bliższy równomiernemu niż ma to miejsce w przekładni ślizgowej, a pierwszy jej zwój przenosi 17% obciążenia. Podobny wniosek wysuwają Birger i Antjunjan [13], natomiast Šul'ga stwierdził, na podstawie własnych rozważań, że obciążenie zwojów przekładni tocznej odbiega od równomiernego bardziej niż przekładni ślizgowej. Stwierdzenia te mają jednak charakter ogólny. Brak w nich informacji o rozmiarach śruby i nakrętki, o sposobie podparcia lub zamocowania nakrętki a niekiedy nawet o liczbie zwojów gwintu nakrętki współpracujących ze śrubą.

Dane literaturowe odnośnie rozkładu obciążenia zwojów gwintu śrubowych przekładni tocznych i ślizgowych zestawiono w tabeli II. Wynika z nich, że najbardziej obciążonym jest pierwszy zwój gwintu przekładni, licząc od punktu przyłożenia siły P_0 do śruby. Ponadto w przekładni tocznej obciążenie jest przenoszone przez 3 do 4 zwoje gwintu, dalsze jak podaje Pjasik [77] i jak to wynika z tabeli II praktycznie nie przenoszą obciążenia. Wypełnienie więc kulkami większej liczby zwojów niż cztery nie ma sensu. Stwierdzenie to stoi w sprzeczności ze schematami rozkładu obciążenia zwojów przedstawionymi w pracach [13], [34]. Wynika z nich bowiem, że w zależności od sztywności korpusu nakrętki oraz jego zamocowania najbardziej obciążonym może być nie pierwszy lecz ostatni zwój gwintu przekładni.

Uzyskanie różnych wyników dotyczących rozkładu obciążenia

Autor	pozycja literatury	powołuje się na:	Procent siły przenoszanej przez zwój:										Rodzaj przekładni
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Pjasik	[77]	-	55+65	25+35	7+11	1	-	-	-	-	-	-	toczna
Pavlov	[74]	-	30+40	20+25	15+16	7+8	4+5	-	-	-	-	-	toczna
Šul'ga	[94]	-	40	24,2	14,5	8,7	5,3	3,2	1,9	1,1	0,7	0,4	toczna
Cfas	[25]	-	15	13,5	12,2	10,9	9,9	8,9	8	7,2	6,5	5,8	ślizgowa
Cfas	[25]	Žukovskij	50	25	12,5	6,3	3,1	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1	ślizgowa x
Cfas	[25]	Žukovskij	10	9	8,1	7,3	6,6	5,9	5,3	4,8	4,3	3,9	ślizgowa xx
Hilmer	[34]	Hetenyi	29,5	22,5	14,5	10,8	8,5	6,3	4,5	3,0	-	-	ślizgowa xxx
Hilmer	[34]	Maduschka	35,5	23	14,9	9,7	6,5	4,4	3,3	2,7	-	-	ślizgowa
Hilmer	[34]	Sopwith	39,2	23,9	14,6	8,9	5,3	3,6	2,5	2,0	-	-	ślizgowa
Hilmer	[34]	Birger	55,2	24,7	11,1	5,0	2,2	1,0	0,5	0,3	-	-	ślizgowa

- x - nie uwzględniono stykowych odkształceń powierzchni gwintu
 xx - uwzględniono odkształcenia stykowe
 xxx - wartości uzyskane z pomiarów

Tabela II. Porównanie rozkładu obciążenia zwojów gwintu grubych przekładni tocznych i ślizgowych

zwojów gwintu przekładni śrubowych wynika przede wszystkim z przyjęcia przez poszczególnych autorów różnego modelu obliczeniowego. Przy obliczaniu tego rozkładu w odniesieniu do ślizgowych przekładni śrubowych uwzględniano oprócz rozciągania lub ściskania śruby i nakrętki ścinanie gwintu /Żukorski [25]/, bądź ścinanie i odkształcenia stykowe powierzchni styku gwintu śruby i nakrętki /Cfas [25], Klačkin [51]/. Inni autorzy zakładają ciągły rozkład obciążenia na odcinku styku zwojów śruby i nakrętki uwzględniając jednak tylko zginanie gwintu [52]. Tę metodę zastosowano również do wyznaczenia rozkładu obciążenia zwojów gwintu śrubowej przekładni tocznej [13], uwzględniono w niej jednak tylko odkształcenie styku kulek z bieżniami i osiowe odkształcenie śruby i nakrętki.

Występujące w literaturze różnice oceny rozkładu obciążenia zwojów gwintu przekładni śrubowych skłoniły autora do opracowania własnej metody obliczeń. Opracowano ją w celu określenia rozkładu obciążenia zwojów gwintu śrubowej przekładni tocznej. Wykorzystano w niej metodę przedstawioną przez Żukovskiego . Założenia przyjęte do jej opracowania przedstawiono w pracy [25]. Metoda ta została opracowana w odniesieniu do przekładni ślizgowej o nieskończonej liczbie zwojów a uwzględniono w niej tylko występowanie sił osiowych. Zastosowanie metody Żukovskiego do obliczania rozkładu obciążenia zwojów gwintu śrubowej przekładni tocznej wymagało wprowadzenia do niej pewnych zmian związanych z przyjęciem skończonej liczby zwojów gwintu wypełnionych kulkami i z występowaniem w tej przekładni sił i odkształceń promieniowych.

Siły promieniowe nie występują w przekładni ślizgowej z prostokątnym zarysem gwintu, można je też pominąć w odniesieniu do przekładni z gwintem trapezowym o kącie pochylenia zarysu $\pi/12$. Pominięcie ich jednak w obliczaniu rozkładu obciążenia zwojów gwintu przekładni tocznej z zarysem jednołukowym, której kąt działania wynosi około $\pi/4$ prowadziłoby do dużych błędów. Ze względu na łukowy zarys gwintu promieniowe przemieszczenie bieżni powoduje osiową zmianę położenia punktu styku kulek z bieżnią i wpływa dlatego na rozkład obciążenia jej zwojów.

W założeniu do opracowania metody obliczania rozkładu obciążenia zwojów gwintu przyjął Żukovskij, że nierównomierność tego rozkładu wywołana jest odkształceniami śruby i korpusu nakrętki. Jeśli więc osiowe przemieszczenie nakrętki względem śruby w przekroju pierwszego zwoju wynosi δ_{n1} , to jego wartość w przekroju drugiego zwoju zostanie np. pomniejszona o sumę lub różnicę zmiany długości śruby i nakrętki na długości równej skokowi gwintu i wyniesie δ_{n2} ; przy czym $\delta_{n2} \neq \delta_{n1}$. Wynika stąd, że różne są także wartości sił F_1 i F_2 wywołujących przemieszczenia δ_{n1} i δ_{n2} .

Dla łatwiejszego przedstawienia tej metody przyjął autor, że przekładnię toczną tworzy wielorzędowe skośne łożysko kulkowe, a bieżnie śruby i nakrętki są pierścieniami oddalonymi od siebie o stałą odległość h równą skokowi gwintu. Założono ponadto, że w przekroju prostopadłym do osi śruby występuje równomierny rozkład naprężeń normalnych, zarówno w śrubie jak i w nakrętce. Założenie to jest dużym przybliżeniem, bowiem rozkład tych naprężeń odbiega znacznie od równomiernego a w punktach koncentracji naprężenia mogą kilkakrotnie prze-

wyższać wartość P_0 [37]. Analityczne określenie tego rozkładu jest jednak trudne i mało dokładne, dlatego przyjmuje się powszechnie przy obliczaniu obciążenia zwojów gwintu, że rozkład ten jest równomierny [13,25,52]. Przyjęto także, że siły promieniowe występujące w przekładni wywołują ciśnienie na wewnętrzną powierzchnię nakrętki i na zewnętrzną powierzchnię śruby, a jego wartość na powierzchni walca o wysokości h równej skokowi gwintu jest stała.

Rozpatrzmy przekładnię przedstawioną na rys.29 i obciążoną osiową siłą P_0 . Nakrętka utwierdzona jest w niej za pomocą kołnierza znajdującego się nad pierwszym zwojem wypełnionym kulkami. Poszczególne zwoje obciążone są osiowymi siłami $F_1, F_2 \dots F_n$, przy czym spełniony jest warunek:

$$\sum_{j=1}^{j=n} F_j = P_0. \quad (77)$$

Siła F_1 działając na pierwszy rząd kulek powoduje odkształcenie ich styków z bieżnią śruby i nakrętki /sprężyny "a" na rys.29/ wskutek czego następuje osiowe przemieszczenie nakrętki względem śruby. Wynosi ono:

$$\delta_{n1} = C_N \cdot F_1^{2/3},$$

przy czym $C_N = C_n \cdot n^{2/3}$

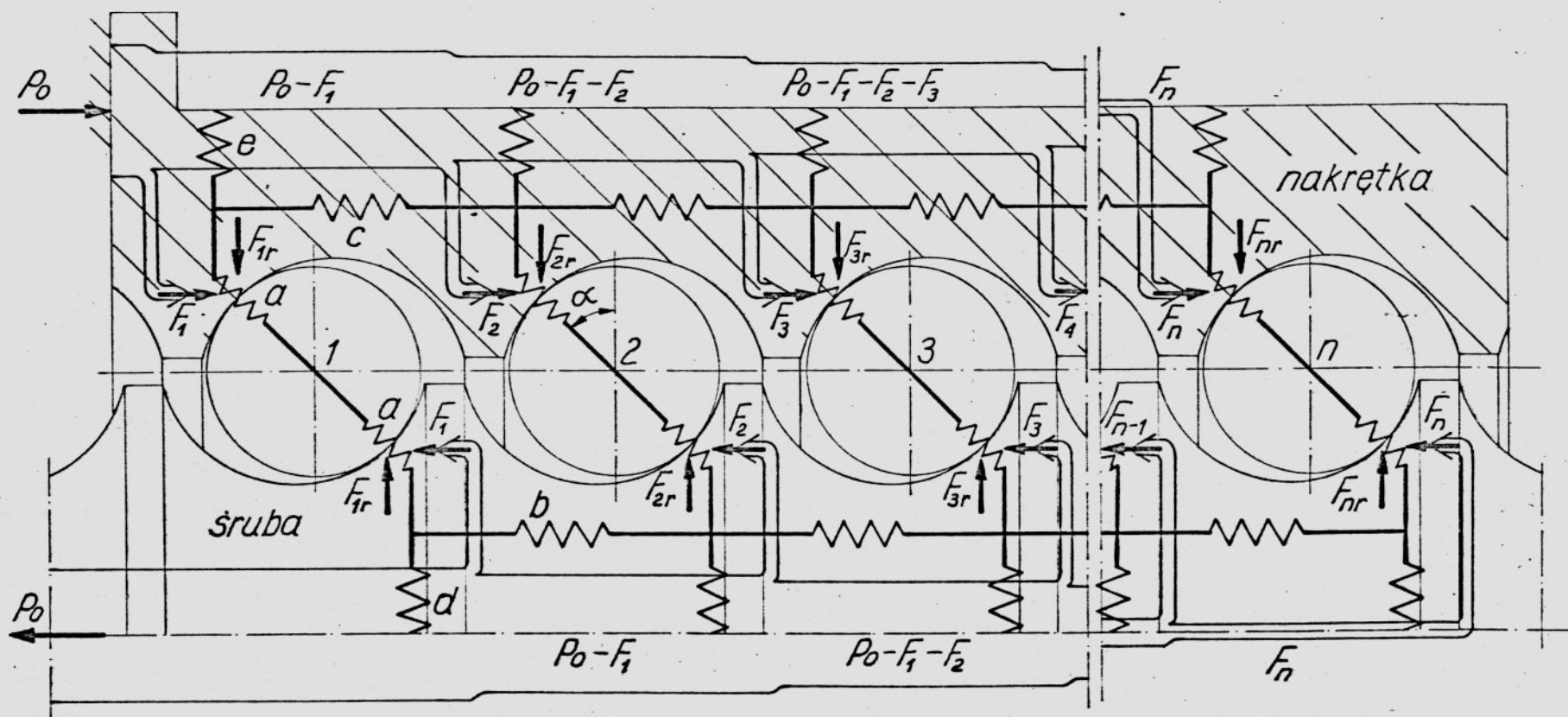
n - liczba zwojów gwintu nakrętki wypełnionych kulkami,

C_n - współczynnik określony wzorem (66).

Przemieszczenie δ_{n2} w przekroju drugiego zwoju wynosi:

$$\delta_{n2} = C_N \cdot F_2^{2/3}.$$

Dla k -tego zwoju ogólnie można napisać:



Rys.29 Schemat sprężystych połączeń zwojów gwintu i rozkładu obciążenia zwojów.
Kołnierz nakrętki znajduje się nad pierwszym zwojem gwintu nakrętki

$$\delta_{nk} = c_N \cdot F_k^{2/3}. \quad (78)$$

W wyniku odkształcenia śruby i korpusu nakrętki/sprężyny b i c na rys.29/ wystąpią przemieszczenia względem siebie bieżni poszczególnych zwojów gwintu zarówno śruby jak i nakrętki. Spowodują one, że osiowe przemieszczenie δ_{nk} i wywołująca je siła F_k będą różne w przekroju każdego zwoju.

Jak wynika ze schematu na rys.29 osiowa siła P_o powoduje rozciąganie śruby a ściskanie nakrętki. Zgodnie z prawem Hooke'a dowolne dwie sąsiednie bieżnie k i /k+1/ śruby zostaną oddalone od siebie o

$$\Delta p(k, k+1)_s = \frac{(P_o - \sum_{j=1}^{j=k} F_j)h}{A_s \cdot E_s}, \quad (79)$$

przy czym: $P_o - \sum_{j=1}^{j=k} F_j$ - siła rozciągająca śrubę na odcinku od k-tego do /k+1/-go zwoju,

$A_s = \pi d_s^2/4$ - zastępczy przekrój śruby,

d_s - zastępcza średnica określona wzorem (24),

E_s - moduł sprężystości podłużnej materiału śruby,

h - skok gwintu.

Bieżnie nakrętki natomiast zostaną zbliżone do siebie. Zbliżenie k-tej i /k+1/-szej bieżni wynosi:

$$\Delta p(k, k+1)_n = - \frac{(P_o - \sum_{j=1}^{j=k} F_j)h}{A_n E_n}, \quad (80)$$

gdzie: $A_n = \pi(D_z^2 - D_s^2)/4$ - zastępczy przekrój poprzeczny nakrętki,

D_z - zewnętrzna średnica nakrętki,

$D_s = \sqrt{D_w^2 + 0,35(D_w^2 - d_w^2)}$ - zastępcza średnica nakrętki, obliczona przez analogię do wzoru (24) na za-

stępczą średnicę śruby [88],

D_w - wewnętrzna średnica nakrętki,

d_{wn} - średnica dna bieżni nakrętki,

E_n - moduł sprężystości podłużnej materiału nakrętki.

Siła rozciągająca śrubę powoduje zmniejszenie jej średnicy. Przyjęto, że zachodzące w wyniku tego promieniowe przemieszczenie bieżni jest proporcjonalne do średniej arytmetycznej wartości siły osiowej przed i za danym zwojem, czyli dla zwoju k-tego

$$\Delta r_{ps}, \Delta r_{pn} \sim \frac{(P_o - \sum_{j=1}^{j=k-1} F_j) + (P_o - \sum_{j=1}^{j=k} F_j)}{2}.$$

Promieniowe zatem przemieszczenie bieżni /k+1/-go zwoju śruby względem zwoju k-tego można wyrazić zależnością:

$$\Delta r_p(k, k+1)_s = \frac{\nu_s d_s}{2A_s E_s} \left[\frac{(P_o - \sum_{j=1}^{j=k+1} F_j) + (P_o - \sum_{j=1}^{j=k} F_j)}{2} + \right. \\ \left. - \frac{(P_o - \sum_{j=1}^{j=k} F_j) + (P_o - \sum_{j=1}^{j=k-1} F_j)}{2} \right] = - \frac{\nu_s d_s}{2A_s E_s} \cdot \frac{F_k + F_{k+1}}{2}. \quad (81)$$

Odpowiednie promieniowe przemieszczenie bieżni nakrętki wynosi natomiast

$$\Delta r_p(k, k+1)_n = \frac{\nu_n D_s}{2A_n E_n} \cdot \frac{F_k + F_{k+1}}{2}. \quad (82)$$

We wzorach (81) i (82) oznaczono: ν_s i ν_n - odpowiednio ułamki Poissona dla materiału śruby i nakrętki.

Zarówno śruba jak i nakrętka śrubowej przekładni tocznej obciążone są siłami promieniowymi, których występowanie warunkowane jest różnym od $\pi/2$ kątem α działania przekładni. Siła ta, działająca na k-ty zwój, wynosi:

$$F_{kr} = F_k \operatorname{ctg} \alpha \quad (83)$$

i powoduje promieniowe przemieszczenie bieźni, ugięcie sprężyn d i e na rys. 29/. Zgodnie z przyjętym założeniem, że siła F_{kr} wywołuje równomierny rozkład ciśnienia na powierzchni walca o średnicy D_s lub d_s i długości h promieniowe przemieszczenie bieźni k -tego zwoju śruby, po uwzględnieniu wzorów Lamego, wynosi:

$$\Delta r_{lks} = \frac{F_{kr}}{\pi d_s h} \cdot \frac{d_s}{2} \cdot \frac{b - \nu_s}{E_s} = \frac{F_{kr}}{2\pi h} \cdot \frac{b - \nu_s}{E_s}.$$

Promieniowe przemieszczenie bieźni $(k+1)$ -go zwoju śruby względem bieźni zwoju k -tego wyrazić można zależnością

$$\Delta r_l(k, k+1)_s = \frac{F_{(k+1)r} - F_{kr}}{2\pi h E_s} (b - \nu_s), \quad (84)$$

natomiast przemieszczenie to w odniesieniu do bieźni nakrętki wynosi:

$$\Delta r_l(k, k+1)_n = - \frac{F_{(k+1)r} - F_{kr}}{2\pi h E_n} (a + \nu_n), \quad (85)$$

przy czym dla pełnego walca jakim jest śruba $b = 1$, zaś

$$a = \frac{D_z^2 + D_s^2}{D_z^2 - D_s^2}.$$

Całkowite promieniowe przemieszczenie bieźni $(k+1)$ -go zwoju gwintu w stosunku do bieźni zwoju k -tego, przy założeniu, że kąt α działania przekładni jest stały i równy początkowemu, powoduje, że osiowa odległość punktów styku kulek z bieżniami zmieni się o:

$$\Delta_o(k, k+1) = \Delta_r(k, k+1) \operatorname{ctg} \alpha.$$

Biorąc pod uwagę, że zmiana promieniowego położenia bieźni

o $\Delta_r(k, k+1)$ występuje w wyniku rozciągania śruby a ściskania nakrętki oraz obciążenia ich siłą promieniową, osiowa zmiana położenia punktów styku kulek z bieżniami dwu sąsiednich zwojów gwintu wynosi:

- dla śruby

$$\begin{aligned} \Delta_o(k, k+1)_s &= [\Delta_{r_p}(k, k+1)_s + \Delta_{r_l}(k, k+1)_s] \operatorname{ctg} \alpha = \\ &= \left[- \frac{\nu_s d_s}{2A_s E_s} \cdot \frac{F_k + F_{k+1}}{2} + \frac{(F_{k+1} - F_k) \operatorname{ctg} \alpha}{2\pi h E_s} (b - \nu_s) \right] \operatorname{ctg} \alpha, \quad (86) \end{aligned}$$

- dla nakrętki

$$\begin{aligned} \Delta_o(k, k+1)_n &= [\Delta_{r_p}(k, k+1)_n + \Delta_{r_l}(k, k+1)_n] \operatorname{ctg} \alpha = \\ &= \left[\frac{\nu_n D_s}{2A_n E_n} \cdot \frac{F_k + F_{k+1}}{2} - \frac{(F_{k+1} - F_k) \operatorname{ctg} \alpha}{2\pi h E_n} (a + \nu_n) \right] \operatorname{ctg} \alpha. \quad (87) \end{aligned}$$

Uwzględniając równania (79) i (86) oraz (80) i (87) całkowitą zmianę osiowej odległości punktów styku kulek z bieżniami dwu sąsiednich zwojów gwintu wyrażają zależności:

- dla śruby

$$\begin{aligned} \Delta(k, k+1)_s &= \Delta_p(k, k+1)_s + \Delta_o(k, k+1)_s = \\ &= \frac{(P_o - \sum_{j=1}^{j=k} F_j) h}{A_s E_s} + \left[- \frac{\nu_s d_s}{2A_s E_s} \cdot \frac{F_k + F_{k+1}}{2} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{(F_{k+1} - F_k) \operatorname{ctg} \alpha}{2\pi h E_s} (b - \nu_s) \right] \operatorname{ctg} \alpha, \quad (88) \end{aligned}$$

- dla nakrętki

$$\Delta(k, k+1)_n = \Delta_p(k, k+1)_n + \Delta_o(k, k+1)_n =$$

$$= - \frac{(P_0 - \sum_{j=1}^{j=k} F_j) h}{A_n E_n} + \left[\frac{\nu_n D_s}{2 A_n E_n} \cdot \frac{F_k + F_{k+1}}{2} + \right. \\ \left. - \frac{(F_{k+1} - F_k) \operatorname{ctg} \alpha}{2 \pi h E_n} (a + \nu_n) \right] \operatorname{ctg} \alpha. \quad (89)$$

Jeśli siła P_0 zmieni swój zwrot na przeciwny niż to pokazano na rys.29, a więc gdy śruba będzie ściskana, nakrętka natomiast rozciągana, to styk kulek z bieżniami wystąpi po przeciwnych ich stronach. W obliczaniu zmiany osiowej odległości dwu sąsiednich bieżni gwintu należy zmienić znaki przemieszczeń $\Delta r_p(k, k+1)_s$ - wzór (81) oraz $\Delta r_p(k, k+1)_n$ - wzór (82) na przeciwne. Znaki pozostałych przemieszczeń pozostają niezmiennione.

Odkształcenie śruby i korpusu nakrętki powoduje, że osiowe przemieszczenie bieżni poszczególnych zwojów gwintu nakrętki względem odpowiadających im bieżni śruby są różne. Z rys.29 można zauważyć, że jeśli w przekroju k -tego zwoju przemieszczenie to wynosi δ_{nk} , to w przekroju zwoju $(k+1)$ -go jest ono mniejsze i wynosi:

$$\delta_{n(k+1)} = \delta_{nk} - [\Delta(k, k+1)_s - \Delta(k, k+1)_n]. \quad (90)$$

Przemieszczenie δ_{nk} bieżni dowolnego zwoju nakrętki względem odpowiadającej jej bieżni śruby można wyrazić również jako różnicę przemieszczenia δ_{n1} w przekroju pierwszego zwoju i sumy zmiany osiowej odległości bieżni sąsiednich zwojów gwintu od pierwszego do k -go. Przemieszczenie δ_{nk} można więc wyrazić zależnością:

$$\delta_{nk} = \delta_{n1} - \sum_{l=2}^{l=k} [\Delta(l-1, l)_s - \Delta(l-1, l)_n]. \quad (91)$$

Przekształcając równanie (78) do postaci:

$$F_k = \frac{1}{c_N^{3/2}} \delta_{nk}^{3/2} \quad (92)$$

i wstawiając je do (77), otrzyma się po uwzględnieniu (91)

$$\begin{aligned} P_o &= \frac{1}{c_N^{3/2}} \sum_{k=1}^{k=n} \delta_{nk}^{3/2} = \frac{1}{c_N^{3/2}} (\delta_{n1}^{3/2} + \sum_{k=2}^{k=n} \delta_{nk}^{3/2} = \\ &= \frac{1}{c_N^{3/2}} \left\{ \delta_{n1}^{3/2} + \sum_{k=2}^{k=n} \left[\delta_{n1} - \sum_{l=2}^{l=k} [\Delta(1-1,1)_s + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \Delta(1-1,1)_n] \right]^{3/2} \right\}, \end{aligned}$$

a po podstawieniu równań (87) i (88) oraz odpowiedniej zmiany indeksów uzyska się równanie:

$$\begin{aligned} P_o &= \frac{1}{c_N^{3/2}} \left\{ \delta_{n1}^{3/2} + \sum_{k=2}^{k=n} \left[\delta_{n1} - \sum_{l=2}^{l=k} \left\{ (P_o + \right. \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \sum_{j=1}^{j=l-1} F_j) \left(\frac{1}{A_s E_s} + \frac{1}{A_n E_n} \right) h + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{F_{l-1} + F_l}{4} \left(\frac{\sqrt{s}^d_s}{A_s E_s} + \frac{\sqrt{n}^D_s}{A_n E_n} \right) + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{(F_l - F_{l-1}) \operatorname{ctg} \alpha}{2\pi h} \left(\frac{b - \sqrt{s}}{E_s} + \frac{a + \sqrt{n}}{E_n} \right) / \operatorname{ctg} \alpha \right\}^{3/2} \right\} \quad (93) \end{aligned}$$

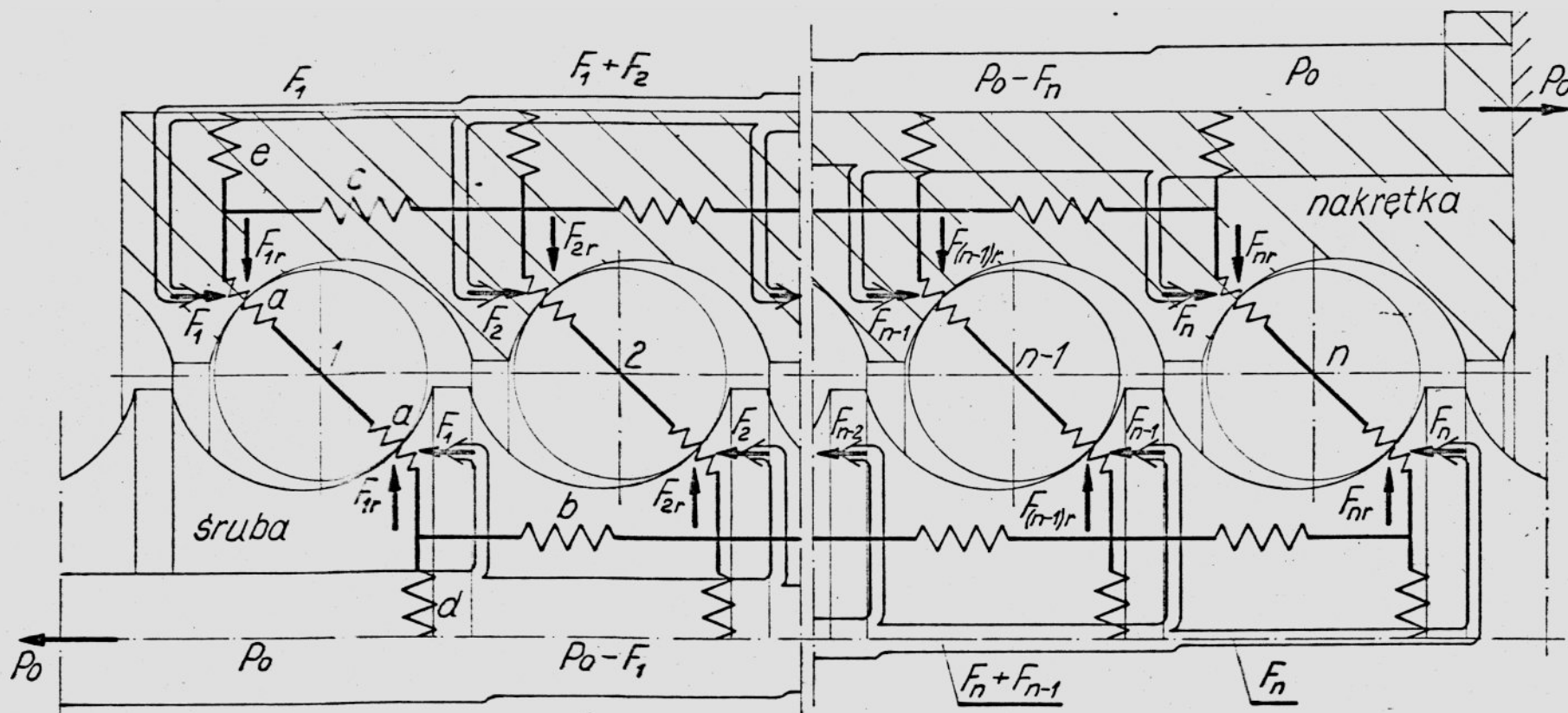
Równanie (93) można rozwiązać drogą iteracji, zakładając dowolny w zasadzie rozkład sił F_k , taki jednak by spełnione było równanie (77). Pozwala ono wyznaczyć przemieszczenie δ_{n1} nakrętki względem śruby w przekroju pierwszego zwoju a następnie z zależności (91), która po uwzględnieniu wzorów (88) i (89)

da się sprowadzić do postaci:

$$\begin{aligned} \delta_{nk} = & \delta_{n1} - \sum_{l=2}^{l=k} \left[\left(P_0 - \sum_{j=1}^{j=l-1} F_j \right) \left(\frac{1}{A_s E_s} + \frac{1}{A_n E_n} \right) h + \right. \\ & - \left\{ \frac{F_{l-1} + F_l}{4} \left(\frac{\nu_s^d}{A_s E_s} + \frac{\nu_n^D}{A_n E_n} \right) + \right. \\ & \left. \left. - \frac{(F_l - F_{l-1}) \operatorname{ctg} \alpha}{2 \pi h} \left(\frac{b - \nu_s}{E_s} + \frac{a + \nu_n}{E_n} \right) \right\} \operatorname{ctg} \alpha \right], \quad (94) \end{aligned}$$

obliczyć przemieszczenie δ_{nk} . Znajomość wartości tego przemieszczenia pozwala wyznaczyć siły F_k / $k = 1 \dots n$ / wprost ze wzoru (92). Podstawiając otrzymane wartości sił F_k do wzoru (93) i przypisując im odpowiednio indeksy "j" lub "l" można obliczyć nowe przemieszczenie δ_{n1} i uzyskać nowy rozkład sił F_k . Powtarzając to postępowanie do momentu gdy różnice sił F_k obliczone w kolejnych dwu krokach nie przekroczą zadanej wartości, można znaleźć z założonym przybliżeniem szukany rozkład obciążenia zwojów gwintu śruby i nakrętki.

Przedstawiony na rys.29 schemat rozkładu obciążenia zwojów gwintu śruby i nakrętki odpowiada przypadkowi, gdy kołnierz nakrętki znajduje się nad pierwszym zwojem gwintu wypełnionym kulkami lub przed nim. Położenie tego kołnierza może być w zasadzie dowolne i zależne nie tylko od konstrukcji nakrętki, ale także od jej montażu. Załóżmy np., że kołnierz nakrętki znajduje się poza ostatnim n -tym zwojem gwintu wypełnionym kulkami /p.rys.30/. Powoduje to w stosunku do przykładu z rys.29 zmianę rozkładu obciążenia nakrętki jak również obciążenia zwojów jej gwintu i gwintu śruby. Ponadto korpus



Rys. 30 Schemat sprężystych połączeń zwojów gwintu i rozkładu obciążenia zwojów. Kołnierz nakrętki znajduje się nad ostatnim zwojem gwintu nakrętki

nakrętki jest rozciągany.

Dowolne dwie sąsiednie bieżnie gwintu nakrętki zamocowanej i obciążonej jak na schemacie z rys.30 oddalają się od siebie o

$$\Delta_p(k, k+1)_n = \frac{h \sum_{j=1}^{j=k} F_j}{A_n E_n} \quad (95)$$

Pozostałe zależności opisujące zmianę osiowego i promieniowego położenia bieżni śruby i nakrętki nie ulegają zmianie w stosunku do wyprowadzonych dla schematu obciążenia i zamocowania przekładni z rys.29. Przemieszczenie δ_{n1} określa poniższa zależność:

$$P_o = \frac{1}{C_N^{3/2}} \left\{ \delta_{n1}^{3/2} + \sum_{k=2}^{k=n} \left[\delta_{n1} - \sum_{l=2}^{l=k} \left\{ (P_o - \sum_{j=1}^{j=l-1} F_j) \frac{h}{A_s E_s} + \right. \right. \right. \\ \left. \left. - \left(\sum_{j=1}^{j=l-1} F_j \right) \frac{h}{A_n E_n} - \frac{F_{l-1} + F_l}{4} \left(\frac{\nu_s d_s}{A_s E_s} + \frac{\nu_n D_s}{A_n E_n} \right) + \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{(F_l - F_{l-1}) \operatorname{ctg} \alpha}{2 \pi h} \left(\frac{b - \nu_s}{E_s} + \frac{a + \nu_n}{E_n} \right) \operatorname{ctg} \alpha \right\} \right]^{3/2} \right\} \quad (96)$$

Osiowe przemieszczenia pozostałych zaś zwojów gwintu nakrętki względem odpowiadających im zwojów śruby wynoszą:

$$\delta_{nk} = \delta_{n1} - \sum_{l=2}^{l=k} \left[(P_o - \sum_{j=1}^{j=l-1} F_j) \frac{h}{A_s E_s} + \right. \\ \left. - \left(\sum_{j=1}^{j=l-1} F_j \right) \frac{h}{A_n E_n} - \left\{ \frac{F_{l-1} + F_l}{4} \left(\frac{\nu_s d_s}{A_s E_s} + \frac{\nu_n D_s}{A_n E_n} \right) + \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{(F_l - F_{l-1}) \operatorname{ctg} \alpha}{2 \pi h} \left(\frac{b - \nu_s}{E_s} + \frac{a + \nu_n}{E_n} \right) \operatorname{ctg} \alpha \right\} \right] \quad (97)$$

a ich wyznaczenie umożliwia obliczenie ze wzoru (92) sił F_k .

Jeśli kołnierz nakrętki znajduje się pomiędzy zwojami "1" i "n" gwintu nakrętki, to pewna jej część będzie rozciągana, pozostała zaś część ściskana. Zależność umożliwiającą obliczenie przemieszczenia δ_{n1} można wtedy uzyskać korzystając z odpowiednio połączonych równań (93) i (96). Dla jej wyprowadzenia przyjęto, że kołnierz nakrętki może znajdować się tylko w płaszczyźnie jednego z pierścieni, którym zastąpiono zwoje gwintu nakrętki. Oznaczono go indeksem "m", przy czym $1 \leq m \leq n$. Zgodnie ze schematem przedstawionym na rys.31 śruba jest rozciągana, część nakrętki od pierwszego do m-tego zwoju jest również rozciągana, pozostała zaś część od zwoju m do n ściskana. Zależność wiążącą przemieszczenie δ_{n1} i siłę P_0 można przedstawić następująco:

$$\begin{aligned}
 P_0 = & \frac{1}{C_N^{3/2}} \left\{ \delta_{n1}^{3/2} + \sum_{k=2}^{k=m} \left[\delta_{n1} - \sum_{l=2}^{l=k} \left\{ (P_0 - \sum_{j=1}^{j=l-1} F_j) \frac{h}{A_s E_s} + \right. \right. \right. \\
 & \left. \left. - \left(\sum_{j=1}^{j=l-1} F_j \right) \frac{h}{A_n E_n} + \right. \right. \\
 & \left. \left. - \frac{F_{l-1} + F_l}{4} \left(\frac{\nu_s d_s}{A_s E_s} + \frac{\nu_n D_s}{A_n E_n} \right) - \frac{(F_l - F_{l-1}) \operatorname{ctg} \alpha}{2\pi h} \right. \right. \\
 & \left. \left. \cdot \left(\frac{b - \nu_s}{E_s} + \frac{a + \nu_n}{E_n} \right) / \operatorname{ctg} \alpha \right\} \right\}^{3/2} + \\
 & + \sum_{k=m+1}^{k=n} \left[\delta_{n1} - \sum_{l=2}^{l=m} \left\{ (P_0 - \sum_{j=1}^{j=l-1} F_j) \frac{h}{A_s E_s} + \right. \right.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & - \left(\sum_{j=1}^{j=l-1} F_j \right) \frac{h}{A_n E_n} - \frac{F_{l-1} + F_l}{4} \left(\frac{v_s d_s}{A_s E_s} + \frac{v_n D_n}{A_n E_n} \right) + \\
 & - \frac{(F_l - F_{l-1}) \operatorname{ctg} \alpha}{2\pi h} \left(\frac{b - v_s}{E_s} + \frac{a + v_n}{E_n} \right) \operatorname{ctg} \alpha \Big\} + \\
 & - \sum_{l=m+1}^{l=k} \left\{ (P_o - \sum_{j=1}^{j=l-1} F_j) \left(\frac{1}{A_s E_s} + \frac{1}{A_n E_n} \right) h + \right. \\
 & - \frac{F_{l-1} + F_l - P_o}{4} \left(\frac{v_s d_s}{A_s E_s} + \frac{v_n D_n}{A_n E_n} \right) - \frac{(F_l - F_{l-1}) \operatorname{ctg} \alpha}{2\pi h} \cdot \\
 & \cdot \left. \left(\frac{b - v_s}{E_s} + \frac{a + v_n}{E_n} \right) \operatorname{ctg} \alpha \right\}^{3/2} \Big\} . \tag{98}
 \end{aligned}$$

Przemieszczenie δ_{nk} wynosi natomiast:

- dla $k \leq m$

$$\begin{aligned}
 \delta_{nk} = \delta_{n1} - \sum_{l=2}^{l=k} \left[(P_o - \sum_{j=1}^{j=l-1} F_j) \frac{h}{A_s E_s} - \left(\sum_{j=1}^{j=l-1} F_j \right) \frac{h}{A_n E_n} + \right. \\
 - \left\{ \frac{F_{l-1} + F_l}{4} \left(\frac{v_s d_s}{A_s E_s} + \frac{v_n D_n}{A_n E_n} \right) + \right. \\
 \left. - \frac{F_l - F_{l-1}}{2\pi h} \left(\frac{b - v_s}{E_s} + \frac{a + v_n}{E_n} \right) \right\} \operatorname{ctg} \alpha \Big] , \tag{99}
 \end{aligned}$$

- dla $k > m$

$$\delta_{nk} = \delta_{n1} - \sum_{l=2}^{l=m} \left[(P_o - \sum_{j=1}^{j=l-1} F_j) \frac{h}{A_s E_s} - \left(\sum_{j=1}^{j=l-1} F_j \right) \frac{h}{A_n E_n} + \right.$$

$$\begin{aligned}
 & - \left\{ \frac{F_{l-1} + F_l}{4} \left(\frac{\nu_s^d}{A_s E_s} + \frac{\nu_n^D}{A_n E_n} \right) + \right. \\
 & - \frac{(F_l - F_{l-1}) \operatorname{ctg} \alpha}{2\pi h} \left(\frac{b - \nu_s}{E_s} + \frac{a + \nu_n}{E_n} \right) \operatorname{ctg} \alpha \Big] + \\
 & - \sum_{l=m+1}^{l=k} \left[(P_o - \sum_{j=1}^{j=l-1} F_j) \left(\frac{1}{A_s E_s} + \frac{1}{A_n E_n} \right) h + \right. \\
 & - \left\{ \frac{F_{l-1} + F_l - P_o}{4} \left(\frac{\nu_s^d}{A_s E_s} + \frac{\nu_n^D}{E_n} \right) + \right. \\
 & - \left. \frac{(F_l - F_{l-1}) \operatorname{ctg} \alpha}{2\pi h} \left(\frac{b - \nu_s}{E_s} + \frac{a + \nu_n}{E_n} \right) \right\} \operatorname{ctg} \alpha \Big]. \quad (100)
 \end{aligned}$$

Rozwiązanie równań (98) i (99) lub (100) pozwala wyznaczyć osiowe przemieszczenie δ_{nk} dowolnego, wypełnionego kulkami zwoju nakrętki względem odpowiadającego mu zwoju śruby i obliczyć ze wzoru (92) osiowe siły F_k działające na poszczególne zwoje przekładni. Przy wyprowadzeniu równań (98), (99) i (100) pominięto wpływ kołnierza na osiowe i promieniowe odkształcenie nakrętki.

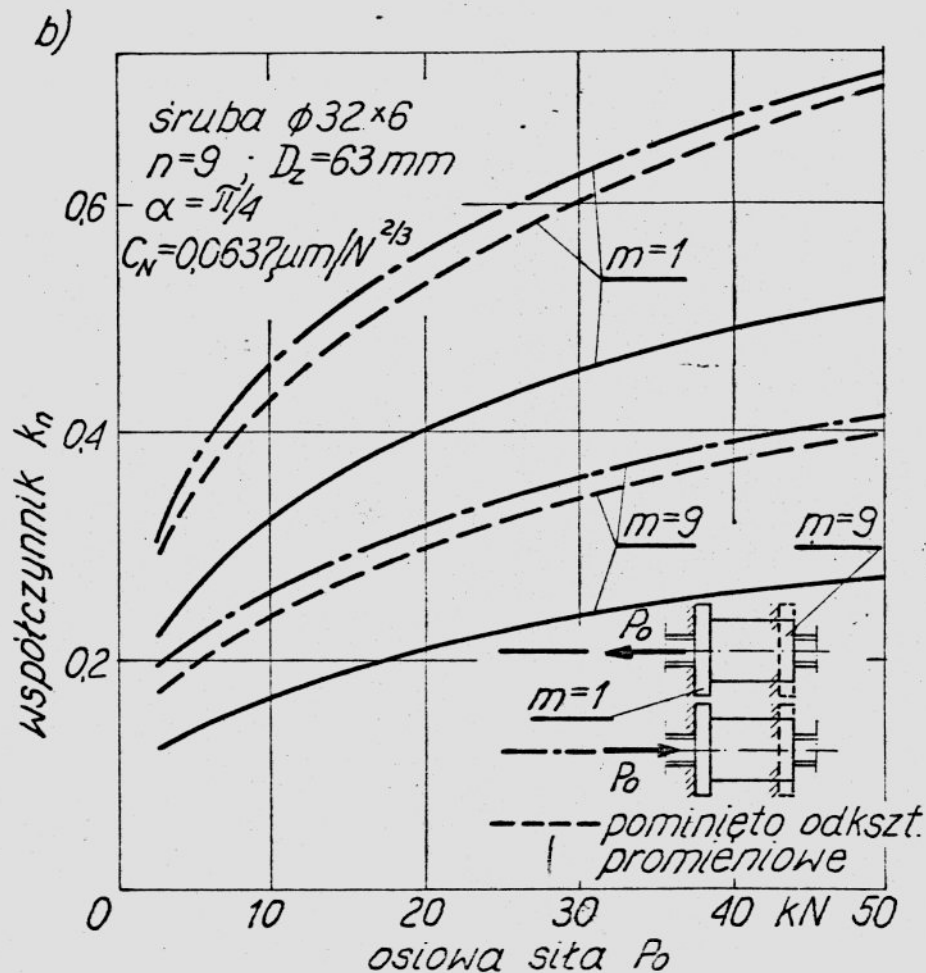
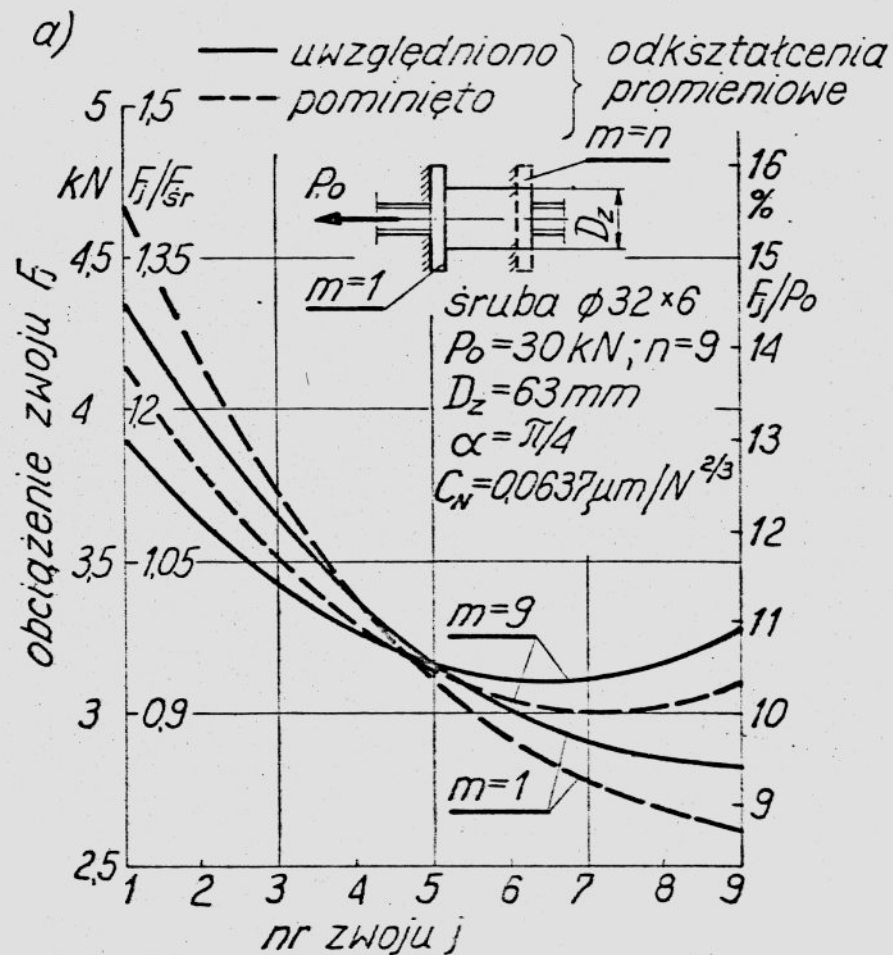
Analiza równań (98), (99) i (100) pozwala stwierdzić, że o rozkładzie obciążenia zwojów gwintu śruby i nakrętki śrubowej przekładni tocznej decydują następujące czynniki:

- liczba zwojów gwintu wypełnionych kulkami,
- średnica i liczba kulek oraz geometria bieżni gwintu śruby i nakrętki /współczynnik C_N /,
- wymiary geometryczne śruby i nakrętki,
- kąt α działania przekładni,

- położenie kołnierza na nakrętce
- zwrot siły P_0 i jej wartość.

Ponadto, jak to wspomniano już wcześniej, zależy on od błędów wykonania przekładni.

Nierównomierny rozkład obciążenia zwojów śrubowej przekładni tocznej wywołany jest osiowymi i promieniowymi odkształceniami śruby i nakrętki. W przypadku gdy siła P_0 powoduje rozciąganie śruby, występujące w przekładni odkształcenia promieniowe przyczyniają się do zmniejszenia różnicy sił działających na poszczególne zwoje i to niezależnie od położenia kołnierza nakrętki /p.rys.32a/. Jak wynika ze wzorów od (98) do (100) odkształcenia promieniowe wpływają na zmniejszenie osiowego przemieszczenia punktów styku kulek z bieżniami poszczególnych zwojów względem bieżni pierwszego zwoju, zmniejszając tym samym nierównomierność ich obciążenia. Spowodowane jest to występowaniem sprężenia pomiędzy osiowymi i promieniowymi odkształceniami, wywołanymi osiowym obciążeniem śruby i nakrętki. Ze wzrostem odkształceń osiowych rosną również odkształcenia promieniowe, przy czym ich wpływ na osiowe przemieszczenie punktów styku kulek i bieżni jest przeciwny. Częściowo więc kompensuje się on i prowadzi do zmniejszenia różnicy siły obciążających poszczególne zwoje. Jak to wynika z rys.32a wpływ odkształceń promieniowych śruby i nakrętki na obciążenie zwojów jest tym większy im obciążenie to jest bardziej nierównomierne. Odległość bowiem krzywych zaznaczonych linią ciągłą i kreskową jest większa dla położenia kołnierza nad pierwszym zwojem $/m=1/-$ kiedy to rozkład jest bardziej nierównomierny, niż nad ostatnim $/m=n=9/,$ gdy rozkład obciążenia jest bliższy równomiernemu. Do zmniejszenia nierówno-



Rys.32 Rozkład obciążenia zwojów gwintu oraz zależność $k_n(P_0)$ przy uwzględnieniu i pominięciu promieniowych odkształceń śruby i nakrętki

mierności obciążenia zwojów gwintu śrubowej przekładni tocznej przyczynia się również występowanie sił promieniowych.

Zmiana zwrotu siły P_0 w stosunku do pokazanego na rys.29 do 31 powoduje, że śruba jest ściskana. Promieniowe przemieszczenie bieźni pod działaniem sił promieniowych wywołują wtedy również zmniejszenie nierównomierności rozkładu obciążenia zwojów. Przemieszczenia promieniowe wynikające z obciążenia śruby i nakrętki siłami osiowymi nierównomierność tę będą powiększać /zmiana znaku przemieszczeń we wzorach (81) i (82) na przeciwne/. Ponieważ te promieniowe przemieszczenia bieźni częściowo się więc kompensują, to rozkłady obciążenia zwojów uzyskane przy uwzględnieniu i pominięciu odkształceń promieniowych mało się różnią.

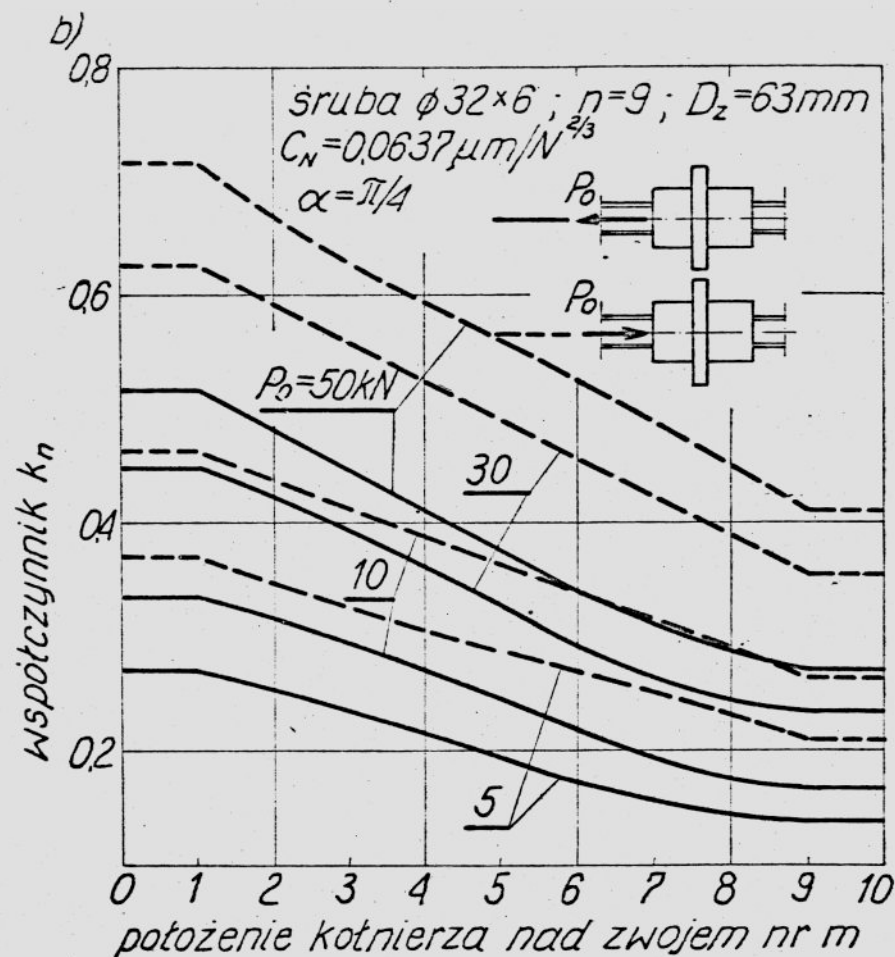
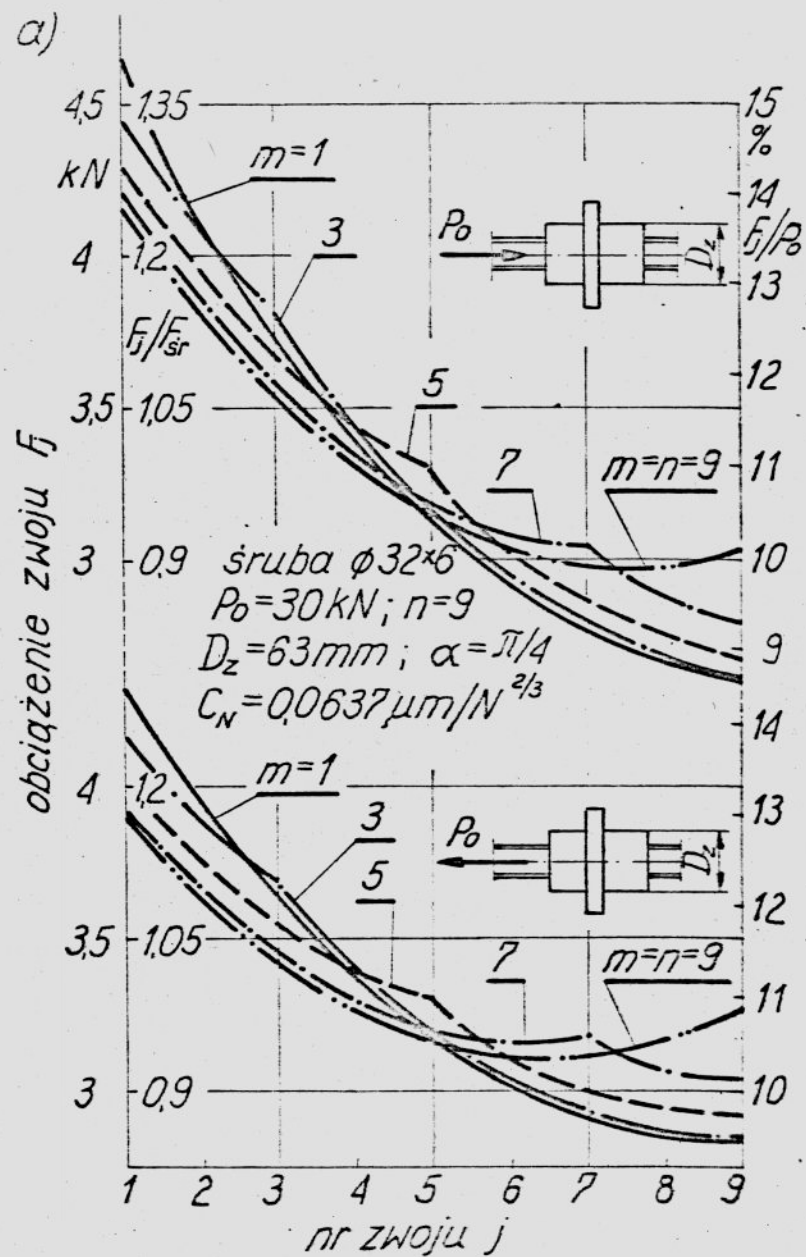
W niniejszej pracy do oceny nierównomierności rozkładu obciążenia zwojów gwintu śrubowej przekładni tocznej wykorzystano współczynnik k_n , opisany równaniem (76). Wyraża on stosunek różnicy maksymalnej i minimalnej wartości siły działającej na jeden zwój gwintu do średniej wartości tej siły - równej ilorazowi siły P_0 przez liczbę zwojów wypełnionych kulkami.

Zdaniem autora współczynnik k_n lepiej odzwierciedla nierównomierność rozkładu obciążenia zwojów gwintu niż współczynnik k'_n /p.wzór (75)/. Pozwala on bowiem ocenić rozpiętość sił działających na poszczególne zwoje gwintu przekładni. Współczynnik k_n w porównaniu z k'_n przy zadanej sile P_0 nie pozwala natomiast ocenić wartości siły przenoszonej przez zwój najbardziej obciążony. Uniemożliwia on także określenie największego osiowego przemieszczenia nakrętki względem śruby. Dlatego na wykresach rozkładu obciążenia zwojów $F_j(j)$ przedstawiono także stosunek F_j/F_{sr} /p.rys.32a/. Największa war-

tość tego stosunku F_{jmax}/F_{sr} jest równa współczynnikowi k'_n .

Współczynnik k_n wzrasta z obciążeniem P_0 śrubowej przekładni tocznej /p.rys.32b/. Taki przebieg jego zmian wynika ze wzrostu sztywności styku kulek i bieżni z siłą P_0 . Zależność $k_n(P_0)$ pokazano dla dwu przekładni, z których jedna charakteryzuje się położeniem kołnierza nakrętki nad pierwszym zwojem jej gwintu wypełnionym kulkami / $m=1$ /, druga zaś - położeniem tego kołnierza nad ostatnim - n -tym zwojem / $m=n=9$ /. Przyjęto ponadto dwa przypadki obciążenia śruby - siłą rozciągającą oraz ściskającą. Z rys.32b wynika, że obciążenie zwojów gwintu jest bliższe równomiernemu gdy kołnierz nakrętki znajduje się nad ostatnim zwojem oraz gdy śruba jest rozciągana. Ponadto, gdy śruba jest rozciągana to odkształcenia promieniowe nakrętki i śruby mają znaczny wpływ na rozkład tego obciążenia, mały zaś gdy jest ona ściskana.

Zależność obciążenia zwojów gwintu od położenia kołnierza na nakrętce wynika ze zmiany obciążenia poszczególnych odcinków śruby i nakrętki. W przykładzie z rys.29 nakrętka jest ściskana, zaś w przykładzie z rys.30 - rozciągana, a osiowe przemieszczenia bieżni nakrętek odpowiednio sumują się lub odejmują z przemieszczeniami bieżni śruby. Jeśli kołnierz ten znajduje się pomiędzy pierwszym a ostatnim zwojem gwintu to część nakrętki jest ściskana, pozostała zaś rozciągana, co uwzględniają odpowiednio równania (98), (99) i (100). Zmiana położenia kołnierza nakrętki powoduje więc wystąpienie innego rozkładu obciążenia zwojów. Rozkład ten uzyskany przy sile $P_0 = 30$ kN przedstawiono na rys.33a dla różnych położzeń kołnierza względem nakrętki. W obliczaniu tego rozkładu uwzględniono osiowe i promieniowe odkształcenia śruby



Rys. 33 Zależność rozkładu obciążenia zwojów gwintu oraz wartości współczynnika k_n od położenia kołnierza na nakrętce

i nakrętki.

Z wykresów na rys.33a wynika, że gdy śruba jest rozciągana przedział obciążenia zwojów gwintu śrubowej przekładni tocznej jest mniejszy niż gdy jest ona ściskana. Ma to swoje odzwierciedlenie w wartości współczynnika k_n /p.rys.33b/. Przy danej osiowej sile P_0 współczynnik k_n ma zawsze mniejszą wartość, gdy zachodzi rozciąganie śruby, większą zaś nawet o 40% gdy zachodzi ściskanie. Różnica wartości k_n dla śruby rozciąganej i ściskanej maleje ze wzrostem numeru zwoju określającego położenie kołnierza.

Na krzywych rozkładu obciążenia /p.rys.33a/ widoczne są wyraźne ich załamania. Normalne bowiem naprężenia w części nakrętki przed kołnierzem są tego samego znaku co naprężenia w śrubie, naprężenia w części nakrętki za kołnierzem są natomiast przeciwne. Wywołane więc nimi przemieszczenia bieżni gwintu śruby i nakrętki odpowiednio odejmują się bądź sumują. Krzywe rozkładu obciążenia dla $1 < m < n$ składają się więc z dwóch części. Pierwsza część obrazująca obciążenie zwojów od 1 do $j = m$ ma przebieg podobny do krzywej $F_j(j)$ dla $m = n = 9$, druga natomiast część dotycząca obciążenia zwojów od j do n ma przebieg podobny do $F_j(j)$ dla $m = 1$.

Jak to wynika z wykresów na rys.33 ze zmianą położenia kołnierza od $m = 1$ do $m = n$ wiąże się zmniejszenie obciążenia F_1 przenoszonego przez najbardziej obciążony pierwszy zwój gwintu, siła F_n natomiast obciążająca ostatni n -ty zwój wzrasta. Przyczynia się to do zmniejszenia nierównomierności obciążenia zwojów gwintu, co widać z przebiegu $k_n(m)$ - /p.rys. 33b/.

Analizując zależności (98), (99) i (100) oraz wykresy z

rys.33 można wyciągnąć wniosek, że nierównomierność rozkładu obciążenia zwojów gwintu da się zmniejszyć drogą dobrania np. odpowiedniej zewnętrznej średnicy nakrętki. Zmniejszenie średnicy D_z nakrętki spowoduje wzrost osiowych przemieszczeń bieżni jej gwintu i dla $m = n$, dzięki odejmowaniu się tych przemieszczeń od odpowiednich osiowych przemieszczeń bieżni śruby, doprowadzi do zmniejszenia siły F_1 a wzrostu F_n . Przy stałej jednak zewnętrznej średnicy nakrętki nie uzyska się całkowitej kompensacji osiowych przemieszczeń bieżni gwintu śruby i nakrętki, rozkład obciążenia będzie więc odbiegać od równomiernego. W celu uzyskania całkowitej kompensacji osiowych przemieszczeń bieżni gwintu śruby i nakrętki i uzyskania równomiernego rozkładu obciążenia zwojów należałoby wykonać nakrętkę ze stopniowo zmieniającą się średnicą zewnętrzną.

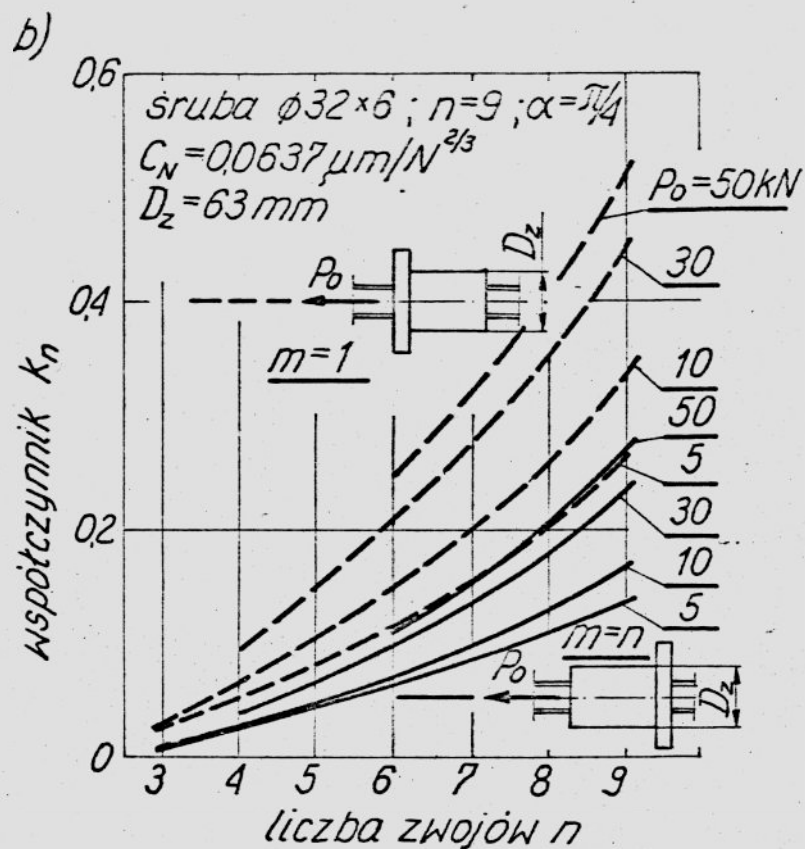
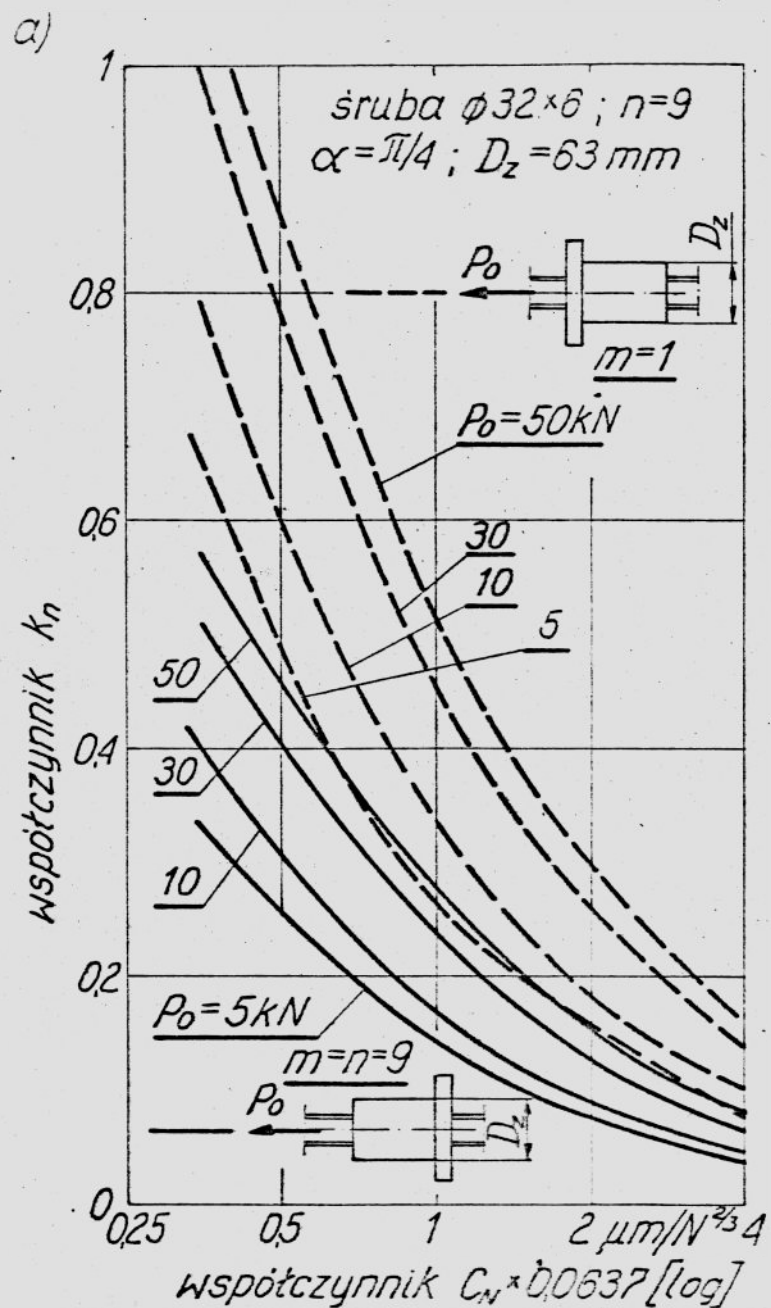
Badanie wpływu zewnętrznej średnicy nakrętki na obciążenie zwojów prowadzono tylko dla siły P_0 rozciągającej śrubę. Stwierdzono bowiem wcześniej, że przy takim jej obciążeniu uzyskuje się obciążenie zwojów bliższe równomiernemu, niż w przypadku, gdy śruba jest ściskana. Przyjęto ponadto tylko dwa położenia kołnierza nakrętki - $m = 1$ oraz $m = n = 9$. Dla położzeń tych zmiana średnicy D_z wpływa na rozkład obciążenia w sposób przeciwny. I tak dla położenia kołnierza $m = 1$ /p. rys.34a/ zmniejszenie średnicy D_z powoduje, że obciążenie $F_1 = F_{\max}$ pierwszego zwoju wzrasta, zaś $F_n = F_9 = F_{\min}$ maleje. Gdy chodzi zaś o współczynnik k_n to ze wzrostem zewnętrznej średnicy nakrętki maleje on /p.rys.34b/.

Jeśli kołnierz nakrętki położony jest nad ostatnim n -tym zwojem gwintu wypełnionym kulkami to zmniejszanie jej średnicy zewnętrznej powoduje, że maleje siła F_1 działająca na

pierwszy zwój, wzrasta zaś siła F_n obciążająca zwój ostatni. Dla pewnej wartości średnicy D_z zachodzi przypadek, w którym $F_1 = F_n = F_9$. Uzyskuje się wtedy najbardziej korzystny rozkład obciążenia zwojów gwintu przekładni. W przedstawionym na rys. 34 przykładzie średnica ta wynosi $D_z = 50$ mm, przy tej jej wartości przebieg $k_n(D_z)$ wykazuje minimum /p.rys.34b/. Przy jej zmniejszeniu poniżej 50 mm k_n dąży do nieskończoności, jej wzrost zaś powoduje, że k_n zwiększa się i dąży do wartości uzyskanej dla $m = 1$. Przy nieskończeniu bowiem dużej średnicy D_z i poczynionych założeniach rozkład obciążenia, a więc i k_n nie zależą od położenia kołnierza na nakrętce.

Dotychczasową analizę wpływu poszczególnych czynników na rozkład obciążenia zwojów gwintu śrubowej przekładni tocznej wykonano przy założeniu stałej podatności styku kulek z bieżniami. Podatność ta w odniesieniu do jednego zwoju wypełnionego kulkami wynosiła $C_N = 0,0637 / \mu m / N^{2/3}$. Jej wzrost /np. w wyniku zmniejszenia r_1/r_2 / powoduje, że udział odkształceń śruby i nakrętki w zmianie odkształceń styku bieżnia - kulka - bieżnia, zmniejsza się, co prowadzi do zmniejszenia nierównomierności obciążenia zwojów gwintu przekładni /p.rys.35a/. Zwiększenie współczynnika C_N jest jednak równoznaczne ze wzrostem przemieszczenia nakrętki względem śruby.

Liczbę zwojów gwintu wypełnionych kulkami dobiera się stosownie do wymaganej nośności i sztywności przekładni. Duża ich liczba przyczynia się do rozbudowania przekładni i prowadzi do wzrostu nierównomierności obciążenia zwojów /p.rys. 35b/. Wzrost współczynnika k_n z liczbą zwojów "n" wynika z różnicy maksymalnej F_{max} i minimalnej F_{min} siły przenoszanej przez dwa zwoje przekładni. Różnica ta jest tym większa, im



Rys.35 Wpływ współczynnika C_N oraz liczby zwojów wypełnionych kulkami na nierównomierność rozkładu ich obciążenia

większa jest liczba zwojów "n", średnie obciążenie jednego zwoju natomiast maleje. Wynika to z faktu, że ze wzrostem liczby zwojów wzrastają siły przenoszone przez najbardziej obciążone odcinki śruby i nakrętki. Wskutek tego wzrastają również przemieszczenia poszczególnych zwojów względem zwoju najbardziej obciążonego. Ten wzrost względnych przemieszczeń przyczynia się do większych różnic sił obciążających zwoje gwintu i do wzrostu k_n . Ze wzrostem liczby zwojów maleje jednak siła $F_{\max}$ działająca na najbardziej obciążony zwój, zmniejsza się także przemieszczenie nakrętki względem śruby.

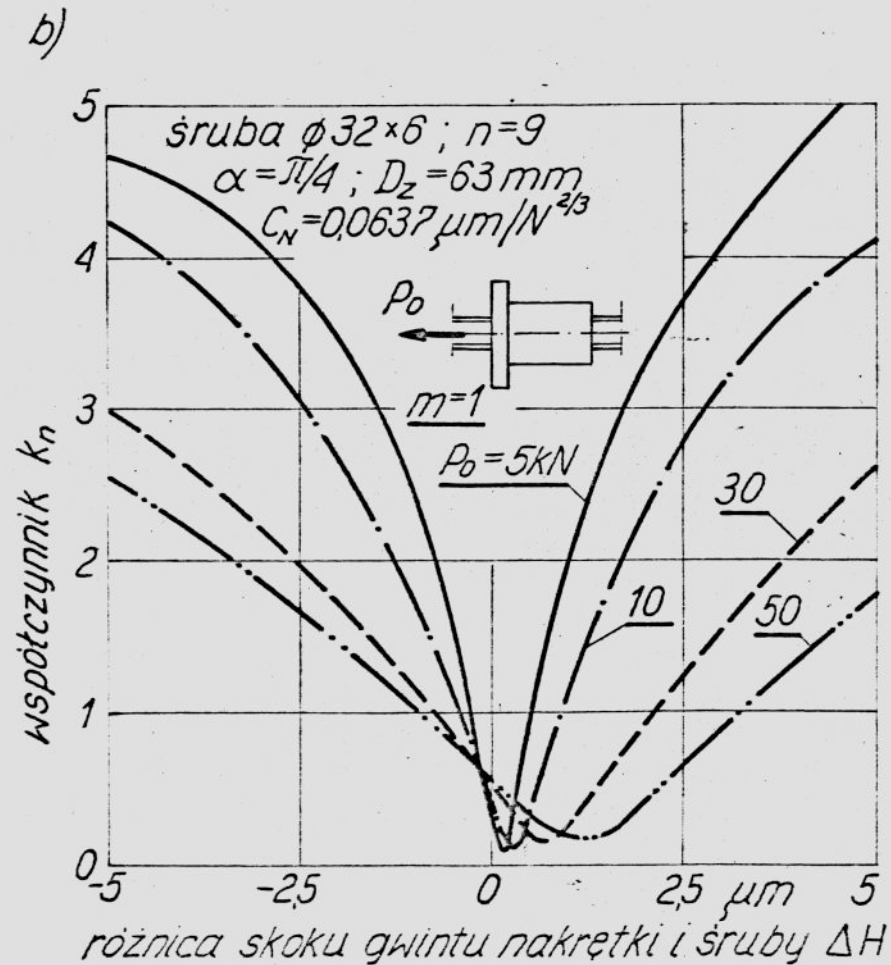
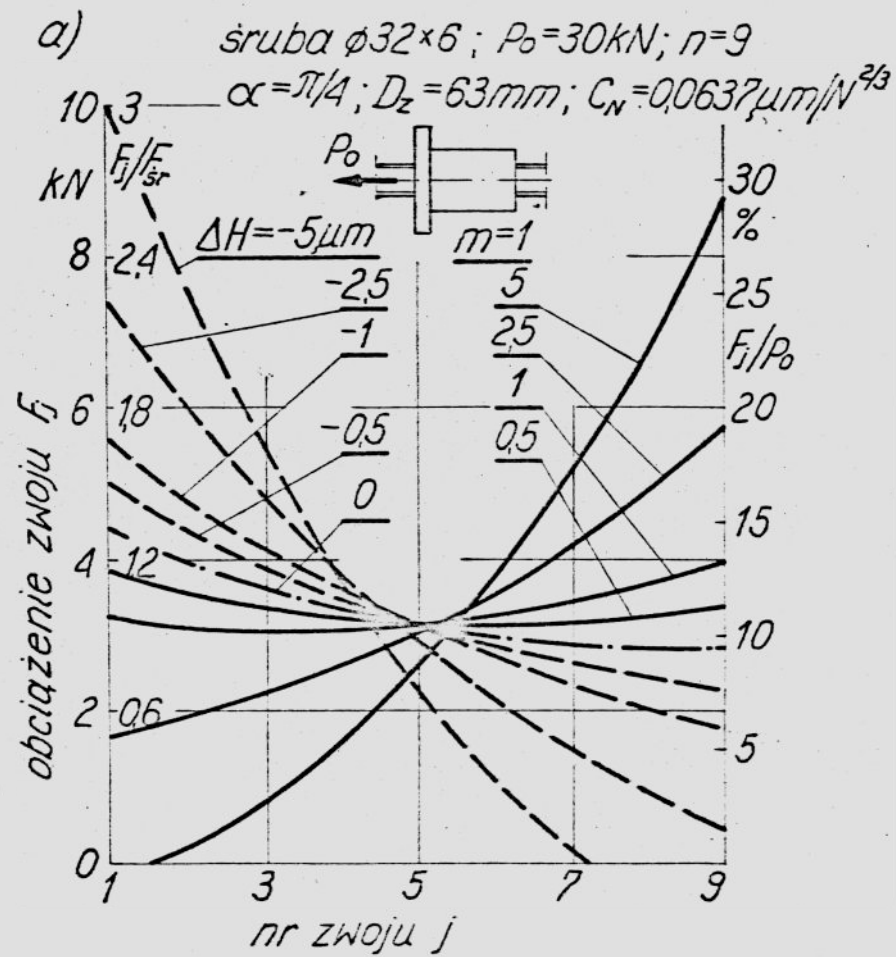
Przy konstruowaniu wykresu $k_n(n)$ uwzględniono dopuszczalne obciążenie elementów tocznych przekładni. W zakresie wartości n, w którym dla danej siły P_0 występowałoby przekroczenie dopuszczalnego obciążenia kulek, przebiegu $k_n(n)$ nieznaczono.

Przedstawione powyżej badania rozkładu obciążenia zwojów gwintu dotyczyły śrubowej przekładni tocznej, w której nie występują błędy wykonania. Obliczenia wykazały, że różnice osiowych przemieszczeń punktów styku kulek z bieżniami dwu sąsiednich zwojów nie przekraczają wartości kilku mikrometrów, rozkład więc obciążenia przy uwzględnieniu błędów wykonania może znacznie odbiegać od uzyskanego przy ich pominięciu, nawet przy dużej sile P_0 . W wyniku występowania błędów wykonania przekładni niektóre jej zwoje mogą nie przenosić obciążenia, inne zaś być obciążone siłą kilkakrotnie przekraczającą wartość średnią. Błędy te będą wpływały zwłaszcza na rozkład obciążenia zwojów przekładni wieloobiegowych. Analizowano to przy założeniu, że skok gwintu jest stały na całej jego długości i dla śruby oraz nakrętki różni się o ΔH . Ponadto przy-

jesto, że kołnierz nakrętki znajduje się nad pierwszym zwojem, a siła P_0 powoduje rozciąganie śruby. Wyznaczony rozkład obciążenia zwojów gwintu /p.rys.36a/ wskazuje, że nawet mała różnica skoku przyczynia się do dużych zmian tego rozkładu. Jeśli różnica ta jest ujemna, czyli skok gwintu nakrętki jest mniejszy od skoku gwintu śruby, to następuje wzrost obciążenia zwoju pierwszego, zmniejszenie natomiast obciążenia zwoju ostatniego. Dodatnia zaś różnica ΔH - skok gwintu nakrętki jest większy od skoku śruby, powoduje, że wzrasta obciążenie zwoju ostatniego, natomiast obciążenie pierwszego zwoju maleje.

Szczególnie duże zmiany rozkładu obciążenia zwojów występują dla różnicy skoku ΔH nakrętki i śruby bliskiej zera. Współczynnik k_n nierównomierności rozkładu obciążenia osiąga wyraźne minimum nie dla zerowych lecz dodatnich wartości ΔH /p.rys.36b/. W omawianym bowiem przykładzie obciążania przekładni zwiększanie różnicy ΔH powyżej zera powoduje odciążenie pierwszego zwoju gwintu a dociążenie ostatniego. Przy pewnej wartości różnicy ΔH , zależnej od P_0 , współczynnik ten osiąga wartość minimalną a pierwszy i ostatni zwoj gwintu przenoszą tę samą siłę, czyli $F_1 = F_n = F_9$. Przy zmianie zwrotu siły P_0 , k_n osiągnie minimum dla ujemnej różnicy ΔH .

Zapewnienie rozkładu obciążenia zwojów śrubowej przekładni tocznej możliwie bliskiego równomiernemu jest pożądane z punktu widzenia jej trwałości i nośności. Dla uzyskania natomiast dużej dokładności ustalania położenia organów roboczych obrabiarek należy wymagać, aby przemieszczenie nakrętki względem śruby było małe. Trzeba więc dokonać analizy, czy konstrukcja i montaż nakrętki, zalecane dla zwiększenia równomierności obciążenia zwojów przekładni, zapewniają również małe prze-

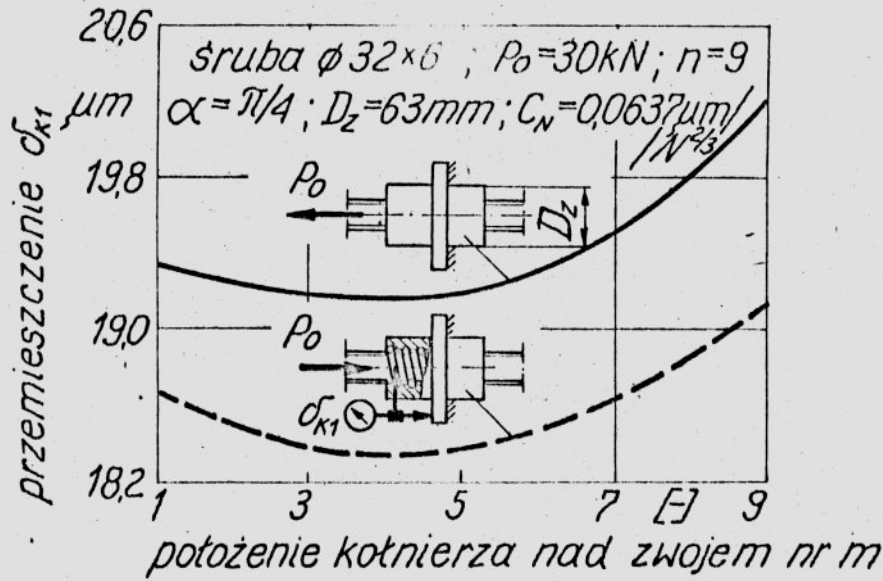


Rys. 36 Zależność obciążenia zwojów gwintu i współczynnika k_n od różnicy skoku gwintu śruby i nakrętki

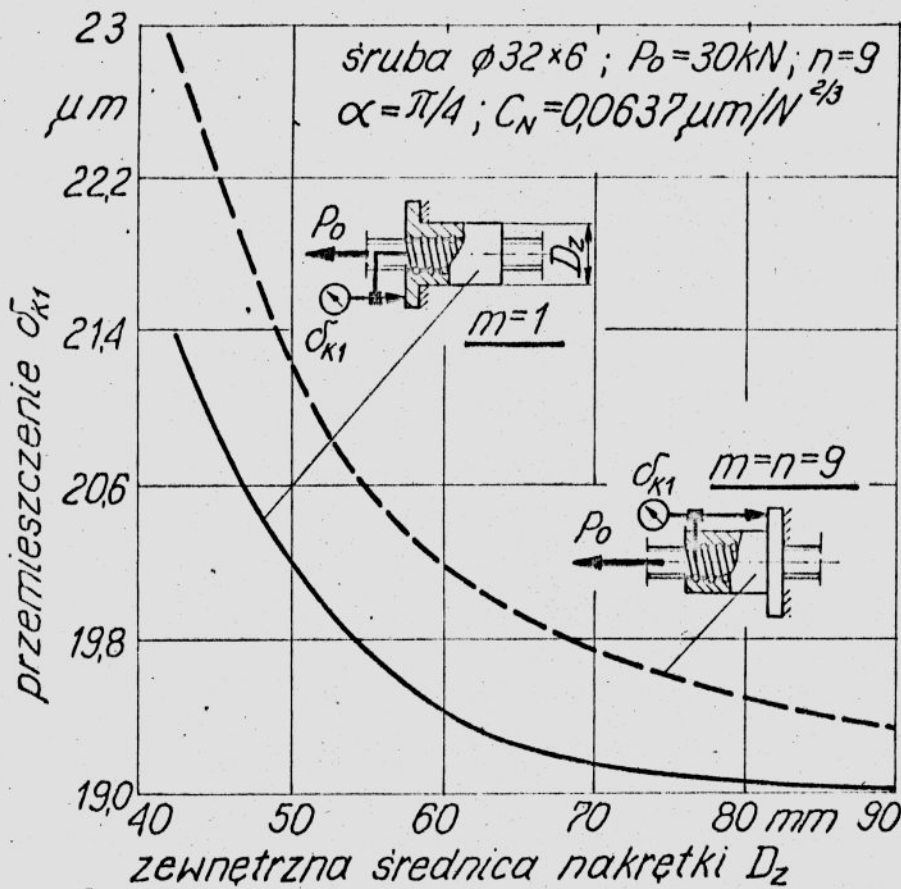
mieszczenie nakrętki względem śruby.

Na odchyłkę położenia stołu lub sań wpływają odkształcenia wszystkich elementów składowych zespołu śruby tocznej. Aby przy zmianie konstrukcji nakrętki zachować stałą wartość przemieszczeń innych elementów należy przyjąć, że miarą przemieszczenia nakrętki względem śruby jest przemieszczenie kołnierza nakrętki względem pierwszego, wypełnionego kulkami zwoju gwintu śruby, licząc od strony osadzenia jej w łożyskach wzdłużnych. Przy stałej odległości tego zwoju od jednostronnie umieszczonych łożysk wzdłużnych przemieszczenie śruby nie zależy od czynników związanych z konstrukcją nakrętki - np. z położeniem jej kołnierza. Tak określone przemieszczenie δ_{k1} nakrętki względem śruby jest sumą osiowego przemieszczenia względem siebie punktów styku kulek z bieżniami pierwszego zwoju śruby i nakrętki oraz przemieszczenia kołnierza nakrętki względem pierwszego zwoju jej gwintu. Można je także obliczyć sumując odpowiednie przemieszczenia bieżni znajdujących się w płaszczyźnie kołnierza oraz zmianę odległości pierwszego i m-tego zwoju gwintu śruby. Do obliczania tego przemieszczenia należy uwzględnić uzyskany na podstawie zależności (98), (99), (100) i (92) rozkład obciążenia zwojów gwintu śruby i nakrętki oraz osiowe i promieniowe przemieszczenia ich bieżni.

Położenie kołnierza nakrętki ma znaczny wpływ na rozkład obciążenia zwojów /p.rys.33a i b/. Jego udział natomiast w przemieszczeniu δ_{k1} nakrętki względem śruby jest mały /p.rys. 37/. W niewielkim także stopniu zależy ono od zwrotu siły P_0 . Godnym uwagi jest jednak fakt, że przemieszczenie δ_{k1} jest większe gdy kołnierz nakrętki znajduje się nad ostatnim zwojem gwintu, niż gdy nad zwojem pierwszym. W pierwszym bowiem przy-



Rys.37 Zależność przemieszczenia nakrętki względem śruby od położenia kołnierza nakrętki.



Rys.38 Wpływ zewnętrznej średnicy nakrętki na jej przemieszczenie względem śruby

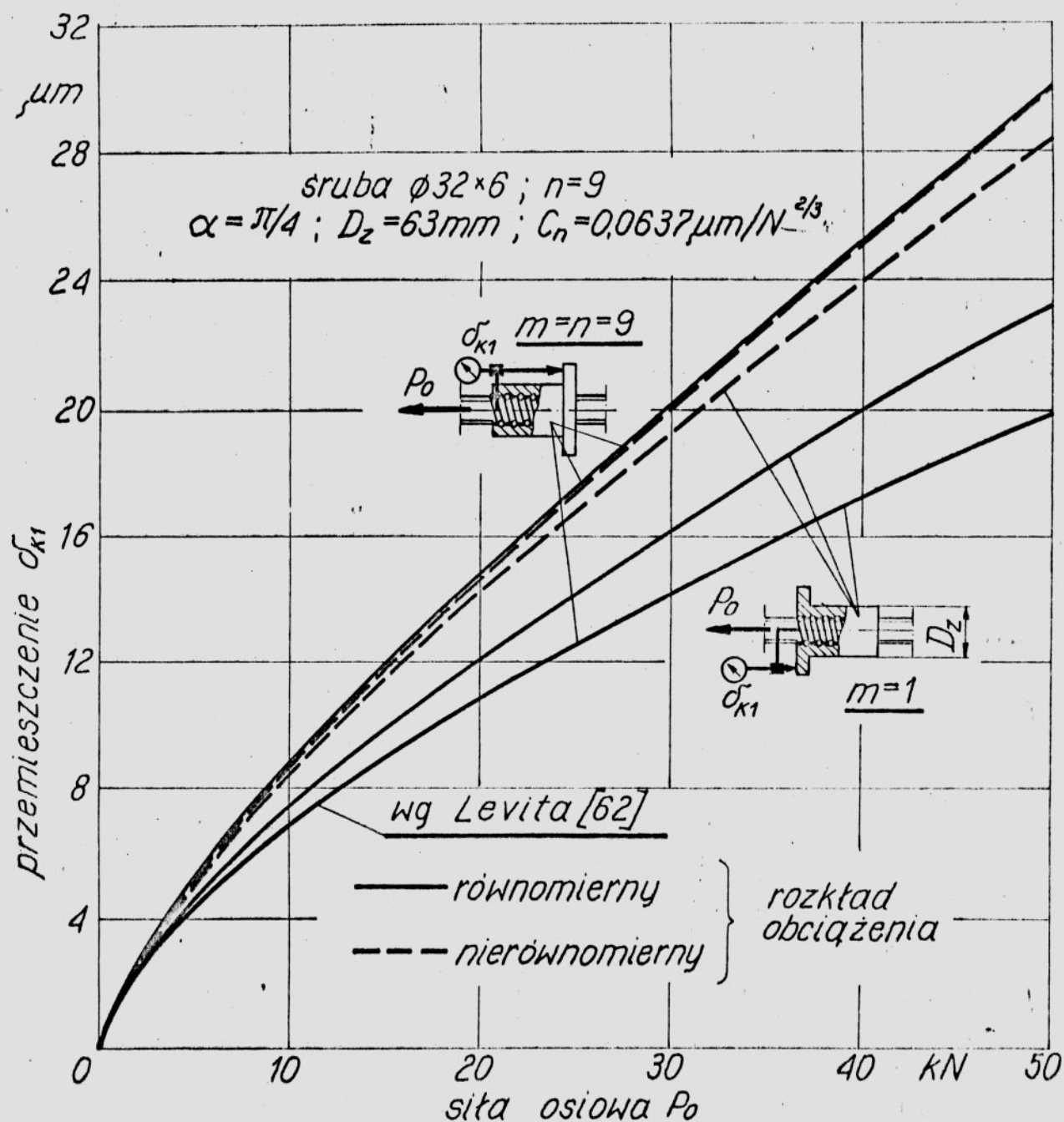
padku współczynnik k_n ma wartość mniejszą niż w drugim /p. rys.33b/. To zwiększenie δ_{k1} dla $m = n$ jest spowodowane powiększeniem osiowego względnego przemieszczenia pierwszego zwoju śruby i nakrętki o zmianę odległości poszczególnych zwojów nakrętki. Przemieszczenie jest większe gdy śruba jest rozciągana, mniejsze natomiast gdy ściskana, choć w drugim przypadku mniejsza jest wartość k_n /p.rys.33b/ i siła F_1 . Wynika to z wpływu odkształceń promieniowych bieżni śruby i nakrętek. Pomniejszają one przemieszczenie δ_{k1} gdy śruba jest ściskana, powiększają zaś, gdy rozciągana.

Wzrost zewnętrznej średnicy D_z nakrętki powoduje monotoniczny spadek wartości przemieszczenia δ_{k1} niezależnie od położenia kołnierza /p.rys.38/ a także od zwrotu siły P_o . Dla położenia kołnierza nad zwojem $m = n$ zmniejszenie δ_{k1} wynika ze wzrostu sztywności nakrętki ze zwiększaniem średnicy D_z . Dla $m = 1$ jest to natomiast spowodowane zmniejszeniem siły F_1 obciążającej pierwszy zwój gwintu. Przemieszczenie nakrętki względem śruby wzrasta ze zmniejszeniem liczby zwojów gwintu przekładni, pomimo, że maleje wtedy k_n . Wynika to ze wzrostu obciążenia przenoszonego przez poszczególne zwoje i wzrostu zbliżenia bieżni gwintu śruby i nakrętki. Również zmniejszenie współczynnika C_N wpływa niekorzystnie na przemieszczenie δ_{k1} .

O rozkładzie obciążenia zwojów gwintu śrubowej przekładni tocznej oraz wartości δ_{k1} decyduje także kąt α działania przekładni. Wzrost α przyczynia się do zmniejszenia obciążenia elementów tocznych, zmniejszenia ich odkształcenia i przemieszczenia δ_{k1} , powoduje jednak wzrost nierównomierności obciążenia zwojów gwintu.

Porównanie przemieszczeń δ_{k1} przy równomiernym i nierównomiernym obciążeniu zwojów obliczonych przy uwzględnieniu osiowych i promieniowych odkształceń śruby i nakrętki przedstawiono na rys.39. Pokazano na nim także zależność $\delta_{k1}(P_0)$ uzyskaną przy korzystaniu ze wzorów podanych przez Levita [62], w których pominięto osiowe i promieniowe odkształcenia śruby i nakrętki, uwzględniono natomiast odkształcenie styku bieżnia - kulka - bieżnia. Z przedstawionego wykresu wynika, że wpływ odkształceń śruby i nakrętki na przemieszczenie δ_{k1} jest szczególnie duży, gdy kołnierz nakrętki znajduje się nad ostatnim zwojem gwintu. Przemieszczenie to jest wtedy o około 30% większe od uzyskanego ze wzorów Levita. Nie zależy ono praktycznie od tego, czy założono rozkład obciążenia równomierny czy nierównomierny. Wpływ odkształceń śruby i nakrętki na δ_{k1} jest z kolei mniejszy, gdy kołnierz nakrętki znajduje się nad pierwszym zwojem gwintu. Przy założeniu równomiernego rozkładu obciążenia zwojów przemieszczenie δ_{k1} jest większe od obliczonego ze wzorów Levita z uwagi na odkształcenia promieniowe śruby i nakrętki, przy założeniu natomiast nierównomiernego rozkładu obciążenia wzrost δ_{k1} spowodowany jest ponadto większą od średniej wartością siły F_1 .

Różnice przemieszczeń uzyskanych przy różnych założeniach świadczą o tym, że w ich obliczaniu oprócz odkształcenia styku kulek z bieżniami, należy uwzględnić także nierównomierny rozkład obciążenia zwojów gwintu. Wpływ położenia kołnierza nakrętki na δ_{k1} jest w tym przypadku mały i dla rozpatrywanej przekładni nie przekracza 6%. Podobnie mały wpływ ma zewnętrzna średnica nakrętki. Dlatego czynniki te powinny być dobrane nie z uwagi na przemieszczenie δ_{k1} , a pod kątem za-



Rys.39 Porównanie wartości przemieszczenia nakrętki względem śruby przy założeniu równomiernego i nierównomiernego obciążenia zwojów gwintu

pewnienia małej wartości współczynnika k_n . Współczynnik C_N i liczba zwojów powinny natomiast, niezależnie od ich wpływu na k_n , zapewnić małe przemieszczenie δ_{k1} .

Przedstawiona powyżej analiza dotycząca rozkładu obciążenia zwojów śrubowej przekładni tocznej odnosi się tylko do jednostronnego łożyskowania śruby. Przy łożyskowaniu dwustronnym rozkład ten i przemieszczenie δ_{k1} ulegną zmianie. Jeśli np. śruba zostanie ułożyskowana dwustronnie przy zastosowaniu czterech łożysk wzdłużnych /p.rys.11d oraz rys.17 i 18/ bez wstępnego jej napinania to po przyłożeniu osiowej siły P_0 jak na rys.10d jej odcinek l_I będzie rozciągany, l_{II} zaś ściskany. Również część śruby na długości zwojów wypełnionych kulkami będzie rozciągana, część pozostała zaś ściskana. Z przedstawionych powyżej badań /p.rys.33a i b/ wynika, że spowoduje to zmianę rozkładu obciążenia w stosunku do jednostronnego łożyskowania śruby. Zmiana przemieszczenia nakrętki względem śruby zależy jednak tylko w małym stopniu od sposobu łożyskowania śruby i dlatego, jak również z uwagi na dużą liczbę tych sposobów, dużą liczbę czynników wpływających na δ_{k1} i obszerność analizy rozkładu obciążenia zwojów gwintu, w niniejszej pracy analizy tej nie przedstawiono.

Z przedstawionych obliczeń wynika, że δ_{k1} jest uwikłaną funkcją osiowej siły P_0 . Dla wykorzystania zależności $\delta_{k1}(P_0)$ w określaniu obciążenia i przemieszczenia względem śruby wstępnie napiętych nakrętek zależność tę wygodniej jest przedstawić w postaci przybliżonej funkcji potęgowej. Dla następujących danych: śruba $\emptyset 32 \times 6$, liczba zwojów $n = 9$, $\alpha = \pi/4$ rad, $D_z = 63$ mm, $C_N = 0,0637 \mu\text{m}/N^{2/3}$, $m = 1$ przybliżona zależność δ_{k1} od rozciągającej śrubę siły P_0 ma postać $\delta_{k1} = 0,0125 P_0^{0,7}$

Uzyskane z niej wartości δ_{k1} odbiegają od obliczonych drogą kolejnych przybliżeń, nie więcej niż o 0,7%.

Analiza obciążenia zwojów śrubowej przekładni tocznej pozwala stwierdzić, że rozkład tego obciążenia może znacznie odbiegać od równomiernego. Wpływają na to odkształcenia osiowe i promieniowe śruby i nakrętki oraz błędy wykonania przekładni. Badania wykazały, że można uzyskać rozkład obciążenia zwojów gwintu bliski równomiernemu nie obniżając zbytnio sztywności przekładni. W tym celu śruba powinna być tylko rozciągana, a kołnierz nakrętki o odpowiednio dobranej średnicy zewnętrznej należy umieszczać nad ostatnim zwojem gwintu. W obliczaniu przemieszczenia nakrętki względem śruby należy uwzględnić nie tylko odkształcenia styku bieżnia - kulka - bieżnia ale także odkształcenia osiowe i promieniowe śruby i nakrętki, błędy wykonania przekładni oraz nierównomierny rozkład obciążenia zwojów. Dla uzyskania małej wartości tego przemieszczenia przekładnia powinna posiadać dużą liczbę zwojów o konstrukcji bieżni zapewniającej znaczną sztywność jej styku z kulkami. Czynniki związane z konstrukcją korpusu nakrętki i zamocowaniem przekładni, takie jak: położenie kołnierza nakrętki, jej średnica zewnętrzna, zwrot siły P_0 , sposób łozyskowania śruby i jej wstępne napięcie mają mały wpływ na wartość tego przemieszczenia.

6.5. Wyznaczenie obciążenia wstępnie napiętych nakrętek i ich przemieszczenia względem śruby

Właściwie dobrane wstępne napięcie nakrętek śrubowej przekładni tocznej powinno zapewnić, aby przy największej wartości osiowej siły P_0 nie zachodziło otwieranie nakrętki odcią-

żanej. Otwieranie to, występujące przy zbyt małej sile napięcia, prowadzi do znacznego wzrostu przemieszczenia nakrętek względem śruby i do pojawienia się w układzie luzu. Zbyt duża zaś wartość napięcia nakrętek nie powoduje istotnej zmiany ich przemieszczenia, prowadzi natomiast do wzrostu momentu tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą, co zwiększa cieplne odkształcenia śruby i przyspiesza zużycie przekładni. Wyznaczenie i stosowanie odpowiedniego napięcia nakrętek ma więc istotne znaczenie dla spełnienia wymagań stawianych śrubowym przekładniom tocznym.

Obliczeniowe metody wyznaczania napięcia nakrętek śrubowej przekładni tocznej, ich obciążenia i przemieszczenia względem śruby, przedstawione są obszernie w literaturze [60,62,88,90,92]. Uwzględniają one jednak tylko odkształcenia styku kulek z bieżniami. Ich autorzy zakładają, że sama śruba jak i pozostałe elementy i połączenia układu wstępnie napiętych nakrętek są nieskończenie sztywne. Przy takim założeniu przemieszczenie obu nakrętek względem śruby jest jednakowe i zależy tylko od siły Q_N napięcia nakrętek, zewnętrznej osiowej siły P_0 oraz współczynnika C_n . Wyrażająca je przybliżona zależność ma postać:

$$\delta_N = \frac{C_n P_0}{3 \sqrt[3]{Q_N}} \quad , \quad (104)$$

w której: C_n - współczynnik określony równaniem (66),

P_0 - osiowa siła zewnętrzna,

Q_N - siła wstępnego napięcia nakrętek.

Jej wyprowadzenie podaje Spiess [88], zaś opierają się na niej również i inni autorzy [60,62,92]. Zależność ta jest podobna

do zależności (10) określającej przemieszczenie czopa śruby w wyniku ugięcia wzdłużnych łożysk kulkowych i jest ona słuszna tylko wtedy, gdy nie występuje otwieranie nakrętki odciążanej, co można zapewnić dobierając odpowiednio siłę wstępnego napięcia zgodnie ze wzorem:

$$Q_N \geq Q_{Nmin} = 0,354 P_0. \quad (105)$$

Gdy nierówność ta nie jest spełniona zachodzi otwieranie nakrętki odciążanej. Wtedy przemieszczenie δ_N wynosi:

$$\delta_N = C_n (P_0^{2/3} - Q_N^{2/3}). \quad (106)$$

Obliczenie siły P_{IN} działającej na nakrętkę dociażaną oraz P_{IIN} działającej na nakrętkę odciążaną umożliwiają uwikłane równania przedstawione w [62].

Zważywszy, że we wzorach (104) i (106) na przemieszczenie oraz (105) na napięcie nakrętek uwzględniono tylko odkształcenie połączenia nakrętek ze śrubą, są one mało dokładne. Gdy zaś chodzi o przemieszczenie to obliczona przy użyciu wzorów (104) i (106) wartość jest zaniżoną, co prowadzi do błędnej oceny sztywności przekładni.

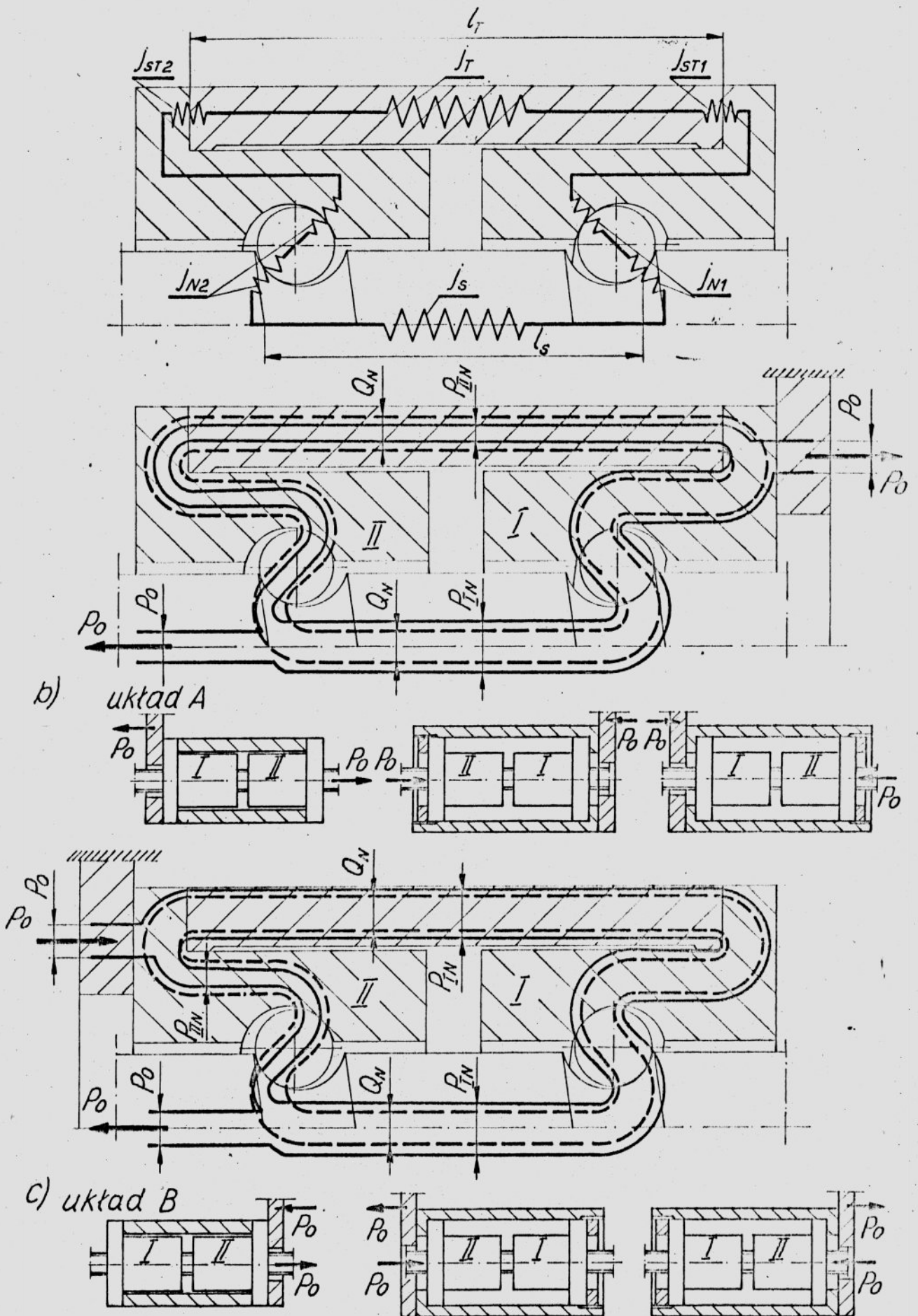
Aby właściwie dobrać napięcie nakrętek w jego obliczaniu należy uwzględnić odkształcenia wszystkich elementów układu i ich połączeń. Okazuje się bowiem, że podatność samej śruby jak i elementu napinającego, jest zwykle tego samego rzędu co podatność połączenia śruba - nakrętka. Można też wykazać, że nie należy pomijać wpływu sposobu wywierania napięcia /wewnętrzne lub zewnętrzne/, sposobu zamocowania przekładni do stołu lub sań, zwrotu siły P_0 , sposobu łożyskowania śruby i położenia na niej nakrętek.

Spiess [88], zajmując się obliczaniem przemieszczeń nakrę-

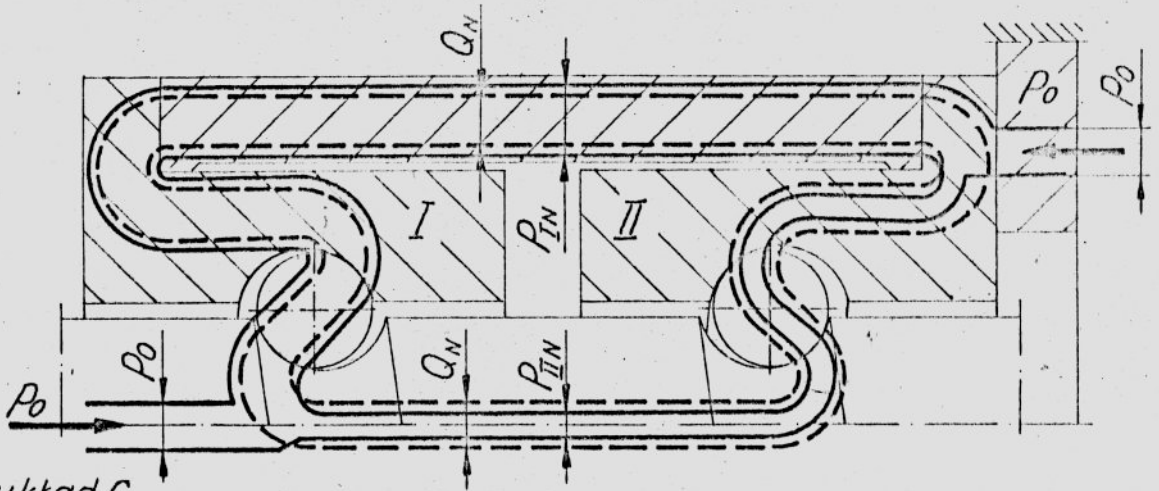
tek względem śruby, podaje sposób wykreślnego wyznaczenia δ_N oraz obciążenia nakrętek przy uwzględnieniu odkształceń wszystkich elementów składowych układu. Sposób ten nie pozwala jednak na dobranie odpowiedniego napięcia nakrętek. Chcąc więc zagadnienie to rozwiązać autor musiał przeprowadzić odpowiednie rozważania.

Jeśli przyjmie się, że śruba pociągowa jest łożyskowana jednostronnie, a do stołu lub sań może być zamocowany tylko kołnierz jednej z nakrętek, to biorąc pod uwagę sposób wywierania napięcia nakrętek oraz zwrot siły P_0 można wyróżnić szesnaście odmian układu wstępnie napiętych nakrętek. Aby ułatwić przeprowadzenie analizy obciążenia i przemieszczenia elementów układu wstępnie napiętych nakrętek założono, że przemieszczenie każdej z nakrętek nie zależy od zwrotu działającego na nie obciążenia i opisane jest zależnością (66). W zależności tej pominięto wpływ błędów wykonania przekładni i przyjęto równomierny rozkład obciążenia zwojów gwintu śruby i nakrętki. Można łatwo wykazać, że przy poczynionym założeniu, z tych szesnastu rozwiązań tylko cztery nie są tożsame pod względem wartości przemieszczenia δ_N i obciążenia elementów składowych.

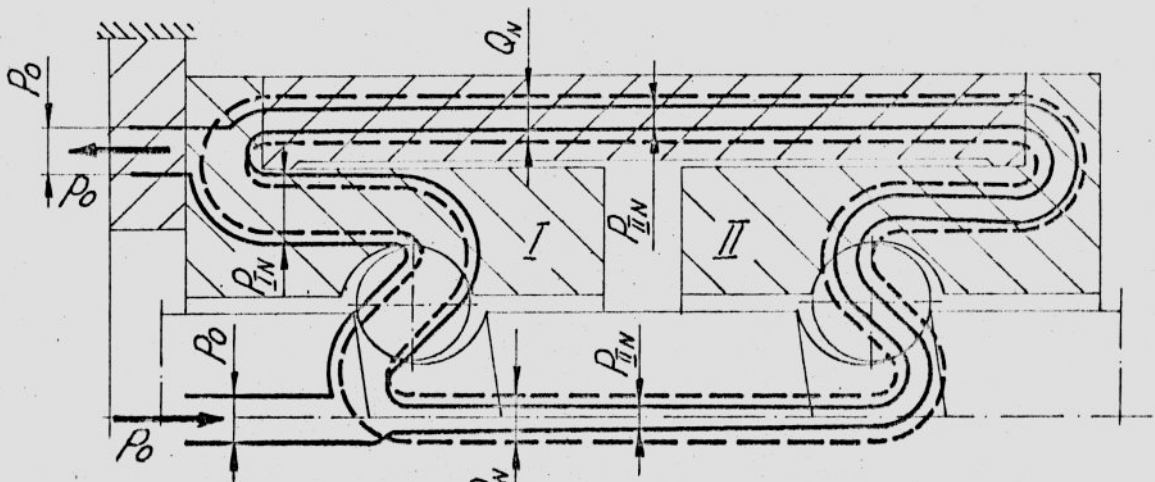
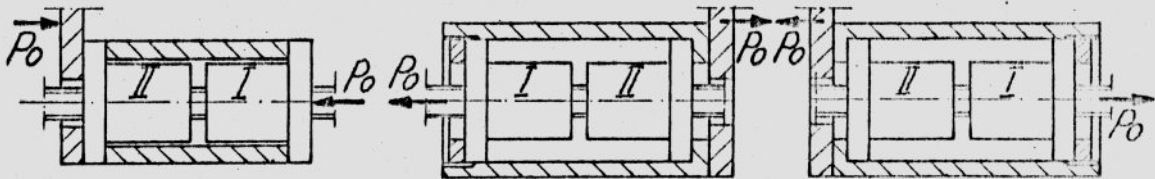
Te cztery układy wstępnie napiętych nakrętek śrubowej przekładni tocznej oraz odpowiadające każdemu z nich po trzy tożsame przedstawiono na kolejnych rysunkach 40b do 40e. Na rys. 40a pokazano schemat połączenia sprężystych elementów i powierzchni ich styku, których odkształcenia uwzględniono w analizie obciążenia nakrętek i ich przemieszczeń względem śruby. Zaliczono do nich: styk kulek z bieżniami śruby i nakrętki, odcinek śruby pomiędzy nakrętkami, styk



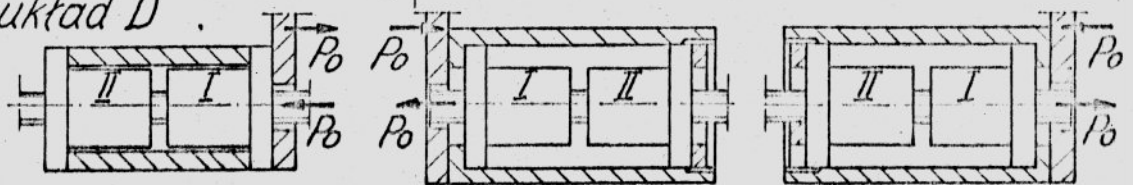
Rys.40. /podpis na str. 151/.



d) układ C



e) układ D



Rys.40. Układy obciążania wstępnie napiętych nakrętek oraz schemat połączenia sprężystych ich elementów.

kołnierzy nakrętek z czołową powierzchnią tulei napinającej oraz tuleję napinającą. Kołnierz nakrętki, ze względu na znacznie większą jego sztywność niż innych elementów układu, przyjęto jako nieodkształcalny. Założono ponadto, że o obciążeniu elementów zespołu decyduje odcinek śruby o długości równej odległości punktów wyznaczonych przez środki wypełnionych kulkami części śruby. W każdym punkcie tego odcinka śruby naprężenie ma tę samą wartość. Przemieszczenia kołnierzy nakrętek wywołane odkształceniem tego odcinka różnią się od uzyskanego przy uwzględnieniu nierównomiernego rozkładu obciążenia zwojów śruby co najwyżej o 10%.

Na schematach układów wstępnie napiętych nakrętek /p.rys. 40b do rys.40e/ przedstawiono także rozkład obciążenia poszczególnych elementów składowych przekładni. Siłę napięcia wstępnego zaznaczono linią przerywaną. Po przyłożeniu osiowej siły P_0 obciążenie elementów układu ulega zmianie. W układzie A /p.rys.40b/ obciążenie odcinka śruby pomiędzy nakrętkami oraz obciążenie nakrętki I wzrasta do P_{IN} , obciążenie natomiast tulei napinającej oraz nakrętki II maleje do P_{IIN} . W wyniku więc przyłożenia siły P_0 śruba i nakrętka I zostały dociążone, tuleja zaś napinająca i nakrętka II odciążone. Identyczny rozkład obciążenia otrzyma się dla pozostałych układów nakrętek pokazanych na rys.40b, pod warunkiem, że sztywność odpowiednich elementów nie ulegnie zmianie.

Układ B /p.rys.40c/ różni się od poprzedniego tym, że przekładnię zamocowano poprzez kołnierz nakrętki II. Zmianie uległo obciążenie elementów przekładni. Nakrętka I, śruba i tuleja napinająca są teraz dociążone, odciążana zaś jest tylko nakrętka II. Gdy chodzi zaś o pozostałe układy to w C

/p.rys.40d/ dociążana jest nakrętka I i tuleja napinająca, a w D /p.rys.40e/ tylko nakrętka I. Różnice w obciążeniu elementów składowych poszczególnych układów pozwalają sądzić, że będą się one odznaczały różnymi wartościami przemieszczeń.

Przemieszczenia nakrętek względem śruby pod działaniem siły P_0 są wynikiem przyrostu odkształcenia elementów i połączeń układu w stosunku do stanu wywołanego pod działaniem siły napinającej Q_N . Dla określenia tego przemieszczenia konieczna jest znajomość siły P_{IN} obciążającej elementy dociążane lub P_{IIN} obciążającej elementy odciążane. Obie te siły można wyznaczyć korzystając z warunku równowagi sił

$$P_{IN} = P_0 + P_{IIN} \quad (107)$$

oraz z równania przyrostu przemieszczeń elementów i połączeń układu

$$\sum \Delta \delta_d = \sum \Delta \delta_{od} \quad (108)$$

w którym:

$\sum \Delta \delta_d$ - suma przyrostów przemieszczeń elementów i połączeń dociążanych,

$\sum \Delta \delta_{od}$ - suma przyrostów przemieszczeń elementów i połączeń odciążanych.

Uwzględniając, że w układzie wstępnie napiętych nakrętek przekładni występują elementy i połączenia sprężyste /p.rys. 40a/, równanie przyrostu przemieszczeń dla układu A /p.rys. 40b/ ma postać:

$$\Delta \delta_s + \Delta \delta_{n1} = \Delta \delta_{sT1} + \Delta \delta_T + \Delta \delta_{sT2} + \Delta \delta_{n2} \quad (109)$$

gdzie:

$\Delta \delta_s$ - przyrost długości śruby na odcinku pomiędzy nakrętkami,

$\Delta \delta_{n1}$ - przyrost osiowego przemieszczenia nakrętki I względem śruby,

$\Delta\delta_{ST1}$, $\Delta\delta_{ST2}$ - przyrost odległości powierzchni styku kołnierza nakrętki i czoła tulei napinającej,

$\Delta\delta_T$ - przyrost długości tulei napinającej,

$\Delta\delta_{n2}$ - zmniejszenie osiowego przemieszczenia nakrętki II względem śruby.

Wyrażając przyrosty przemieszczeń za pomocą sił działających na poszczególne elementy i połączenia układu A przed obciążeniem go siłą P_0 , przykładaną do kołnierza nakrętki I i po obciążeniu, równanie (109) można przedstawić następująco:

$$\begin{aligned} & \frac{l_s}{E_s A_s} (P_{IN} - Q_N) + C_{nI} (P_{IN}^{2/3} - Q_N^{2/3}) = \\ & = C_{ST1} (Q_N^{m_1} - P_{IIN}^{m_1}) + \frac{l_T}{E_T A_T} (Q_N - P_{IIN}) + \\ & + C_{ST2} (Q_N^{m_2} - P_{IIN}^{m_2}) + C_{nII} (Q_N^{2/3} - P_{IIN}^{2/3}), \end{aligned} \quad (110)$$

gdzie: l_s , A_s , E_s - odpowiednio długość odcinka śruby pomiędzy nakrętkami, pole jej przekroju poprzecznego oraz moduł sprężystości podłużnej,

l_T , A_T , E_T - odpowiednio długość tulei napinającej, pole jej przekroju poprzecznego oraz moduł sprężystości podłużnej,

C_{nI} , C_{nII} - określone równaniem (66) współczynniki, odpowiednio dla nakrętki I i II,

C_{ST1} , m_1 , C_{ST2} , m_2 - współczynniki zależne od rodzaju, stanu i wielkości stykających się powierzchni kołnierza nakrętki i elementu napinającego.

Jako przemieszczenie wstępnie napiętych nakrętek względem

śruby należy przyjąć przemieszczenie kołnierza nakrętki związanej ze stołem lub saniami względem pierwszego zwoju śruby wypełnionego kulkami - licząc od strony umieszczonych tylko na jednym jej końcu łożysk wzdłużnych. Przemieszczenie innych elementów składowych zespołu śrubowej przekładni tocznej nie zależy wtedy od konstrukcji układu nakrętek. W bilansie przemieszczeń całego zespołu trzeba wtedy uwzględnić odkształcenie śruby na odcinku od łożysk wzdłużnych do pierwszego jej zwoju wypełnionego kulkami. Tak określone przemieszczenie δ_N wstępnie napiętych nakrętek względem śruby jest sumą przyrostów przemieszczeń elementów dociążanych lub odciążanych. Dla układu A można wyrazić je zależnością:

$$\begin{aligned} \delta_N = \sum \Delta \delta_d = \sum \Delta \delta_{od} = & \frac{l_s}{E_s A_s} (P_{IN} - Q_N) + \\ & + C_{nI} (P_{IN}^{2/3} - Q_N^{2/3}) = C_{ST1} (Q_N^{m_1} - P_{IIN}^{m_1}) + \\ & + \frac{l_T}{E_T A_T} (Q_N - P_{IIN}) + C_{ST2} (Q_N^{m_2} - P_{IIN}^{m_2}) + \\ & + C_{nII} (Q_N^{2/3} - P_{IIN}^{2/3}). \end{aligned} \quad (111)$$

Równania (110) i (111) są słuszne gdy nie zachodzi otwieranie nakrętki odciążanej, co wymaga spełnienia następujących warunków: $0 < P_{IIN} \leq Q_N$ oraz $P_{IN} > P_0$. Gdy nie są one spełnione to: nakrętka II jest otwarta, $P_{IIN} = 0$, $P_{IN} = P_0$, zaś przemieszczenie δ_N wynosi:

$$\delta_N = \frac{l_s}{E_s A_s} (P_0 - Q_N) + C_{nI} (P_0^{2/3} - Q_N^{2/3}), \quad (112)$$

Równania (110) i (111) pozwalają też wyznaczyć największą

wartość siły $P_0 = P_{0max}$, która przyłożona do kołnierza nakrętki I nie powoduje otwarcia odciążanej nakrętki II, przy zadanej sile Q_N napięcia nakrętek. Wtedy w równaniach tych należy przyjąć $P_{IIN} = 0$ oraz $P_{IN} = P_{0max}$. Można z nich także wyznaczyć najmniejszą siłę Q_{Nmin} napięcia nakrętek, która przy zadanej osiowej sile zewnętrznej P_0 zapewni nieotwieranie nakrętki II. W równanie (110) lub (111) trzeba wtedy wstawić $P_{IIN} = 0$, $P_{IN} = P_0$ oraz $Q_N = Q_{Nmin}$. Dla pozostałych układów wstępnie napiętych nakrętek równanie przyrostu przemieszczeń można przedstawić w następującej postaci:

- dla układu B /rys.40c/

$$\begin{aligned} \delta_N = & \frac{l_s}{E_s A_s} (P_{IN} - Q_N) + C_{nI} (P_{IN}^{2/3} - Q_N^{2/3}) + \\ & + C_{ST1} (P_{IN}^{m_1} - Q_N^{m_1}) + \frac{l_T}{E_T A_T} (P_{IN} - Q_N) + \\ & + C_{ST2} (P_{IN}^{m_2} - Q_N^{m_2}) = C_{nII} (Q_N^{2/3} - P_{IIN}^{2/3}), \end{aligned} \quad (113)$$

- dla układu C /rys.40d/

$$\begin{aligned} \delta_N = & C_{nI} (P_{IN}^{2/3} - Q_N^{2/3}) + C_{ST1} (P_{IN}^{m_1} - Q_N^{m_1}) + \\ & + \frac{l_T}{E_T A_T} (P_{IN} - Q_N) + C_{ST2} (P_{IN}^{m_2} - P_{IIN}^{m_2}) = \\ & = \frac{l_s}{E_s A_s} (Q_N - P_{IIN}) + C_{nII} (Q_N^{2/3} - P_{IIN}^{2/3}), \end{aligned} \quad (114)$$

- dla układu D /rys.40e/

$$\begin{aligned} \delta_N = & C_{nI} (P_{IN}^{2/3} - Q_N^{2/3}) = C_{ST1} (Q_N^{m_1} - P_{IIN}^{m_1}) + \\ & + \frac{l_T}{E_T A_T} (Q_N - P_{IIN}) + C_{ST2} (Q_N^{m_2} - P_{IIN}^{m_2}) + \end{aligned}$$

$$+ c_{nII} (Q_N^{2/3} - P_{IIN}^{2/3}) + \frac{l_s}{E_s A_s} (Q_N - P_{IIN}) \quad (115)$$

Równania (113) + (115) wraz z warunkiem równowagi sił $P_{IN} = P_o + P_{IIN}$ pozwalają obliczyć siły P_{IN} , P_{IIN} oraz przemieszczenie δ_N nakrętek względem śruby. Przy występowaniu otwierania nakrętki odciążanej należy przyjąć $P_{IIN} = 0$ a przemieszczenie δ_N obliczyć jako sumę przyrostów przemieszczeń elementów dociążanych.

Oprócz omówionych już szczegółowo osiowych przemieszczeń poszczególnych nakrętek względem śruby oraz zmian długości rozpatrywanego odcinka śruby i tulei napinającej w przedstawionych wyżej równaniach występują przemieszczenia związane z odkształceniem płaskich powierzchni styku kołnierzy nakrętek z czołami tulei napinającej. Przyczyną ich występowania jest chropowatość i falistość stykających się powierzchni. Na podstawie eksperymentalnych badań różnych autorów [56,58, 59,83] przyjęto, że zależność normalnego zbliżenia δ_{ST} dwu powierzchni od obciążającej je normalnej siły P jest następująca:

$$\delta_{ST} = c \sigma^m = c \left(\frac{P}{A} \right)^m \quad (116)$$

gdzie: $c \left[\frac{\mu m \cdot m^{2m}}{N^m} \right]$, m - eksperymentalnie wyznaczone współczynniki zależne od rodzaju i stanu stykających się powierzchni,

$\sigma = \frac{P}{A} \left[N/m^2 \right]$ - średni nacisk na stykające się powierzchnie,

$A \left[m^2 \right]$ - nominalna powierzchnia styku elementów.

wie prac [56,83] dla szlifowanych, stalowych po-
styku kołnierza z tuleją napinającą $/R_a = 0,63 +$

1,25 μm / przyjął autor następujące wartości współczynników c i m : $c = 0,00063 \left[\frac{\mu\text{m}}{N^{0,5}} \right]$, $m = 0,5$. Po przekształceniu zależności (116) występujące w równaniach (110), (111) oraz (113) + (115) współczynniki C_{ST1} i C_{ST2} można wyrazić następująco:

$$C_{ST} = \frac{c}{A^m} = \frac{c}{A^{0,5}} \left[\mu\text{m}/N^{0,5} \right].$$

Analizę wpływu typu układu wstępnie napiętych nakrętek oraz sztywności śruby i elementu napinającego na wartość napięcia Q_{Nmin} , obciążenie nakrętek i ich przemieszczenie względem śruby przeprowadzono dla przekładni ze śrubą $\emptyset 32 \times 6$ i dwoma nakrętkami, w których wypełniono kulkami 9 zwojów gwintu. Współczynnik C_n przyjęto jednakowy dla obu nakrętek i równy $0,0147 \mu\text{m}/N^{2/3}$. Założono, że powierzchnia styku tulei napinającej i kołnierza ograniczona jest współosiowymi okręgami o średnicach 95 mm i 63 mm, równych odpowiednio średnicy kołnierza nakrętki i jej średnicy zewnętrznej. Sztywność j_s śruby i j_T tulei wyznaczono odpowiednio z zależności:

$$j_s = \frac{E_s \cdot A_s}{l_s}, \quad (117)$$

$$j_T = \frac{E_T \cdot A_T}{l_T}. \quad (118)$$

6.6. Wpływ niektórych czynników związanych z konstrukcją, napięciem wstępnym i obciążeniem zewnętrznym na przemieszczenie nakrętek względem śruby i ich obciążenie

Wierdzono wcześniej właściwie dobrane wstępne napięćek śrubowej przekładni tocznej powinno zapewnić nie-

otwieranie odciążanej nakrętki II. Wartość tę, oznaczoną jako Q_{Nmin} , można obliczyć z równań (111) i (113) + (115) po przyjęciu $P_{IIN} = 0$. Napięcie to w zależności od osiowej siły P_0 przedstawiono na rys.41a dla czterech rozpatrywanych układów nakrętek, przyjmując sztywność odcinka śruby pomiędzy nakrętkami $j_s = 1,77 \text{ kN}/\mu\text{m}$ / $l_s = 84 \text{ mm}$ dla śruby $\phi 32 \times 6$ oraz sztywność tulei napinającej $j_T = 5 \text{ kN}/\mu\text{m}$. Linia przerywaną zobrazowano zależność (105), którą uzyskano przy założeniu, że sztywność śruby i elementu napinającego jest nieskończenie duża. Przedstawiony wykres wskazuje, że układ nakrętek ma bardzo istotny wpływ na wymaganą wartość siły Q_{Nmin} wstępnego napięcia nakrętek. Napięcie to np. dla układów B i D różni się ponad trzykrotnie. Również duże, bo przy założonej sztywności śruby i tulei napinającej, około dwukrotne różnice wartości tej siły mają miejsce w stosunku do przypadku, gdy sztywność tę przyjmie się jako nieskończenie dużą.

Napięcie Q_{Nmin} zależy w znacznym stopniu od sztywności odcinka śruby pomiędzy nakrętkami i od sztywności elementu napinającego. Zależność tę, dla omówionych czterech układów wstępnie napiętych nakrętek, przedstawiono na przestrzennych wykresach na rys.41b. Na osiach sztywności j_s i j_T naniesiono podziałkę logarytmiczną. Ponadto, ze względu na małe zmiany Q_{Nmin} , dla sztywności j_s i j_T większych od $10 \text{ kN}/\mu\text{m}$, zamiast wartości $100 \text{ kN}/\mu\text{m}$, wstawiono ∞ . Wynika z nich, że

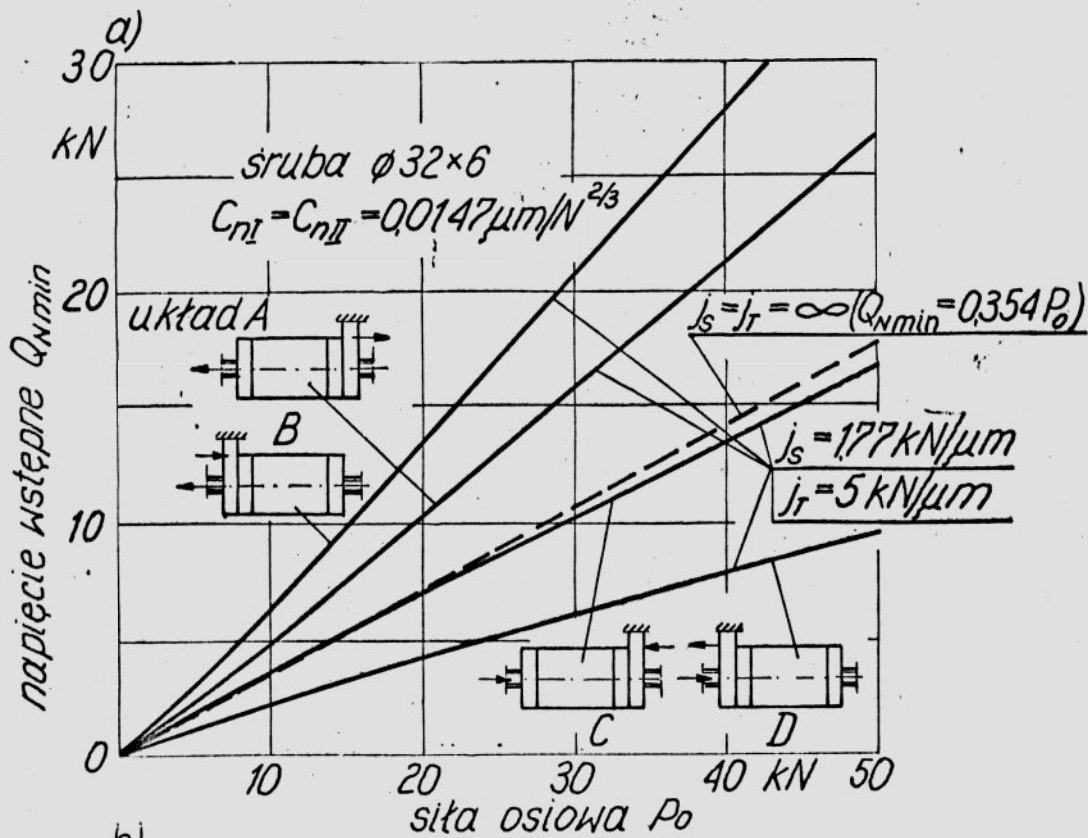
więcej odkształcenia śruby i tulei napinającej w oblicza-

1 może prowadzić do błędnego wyznaczenia siły napię-

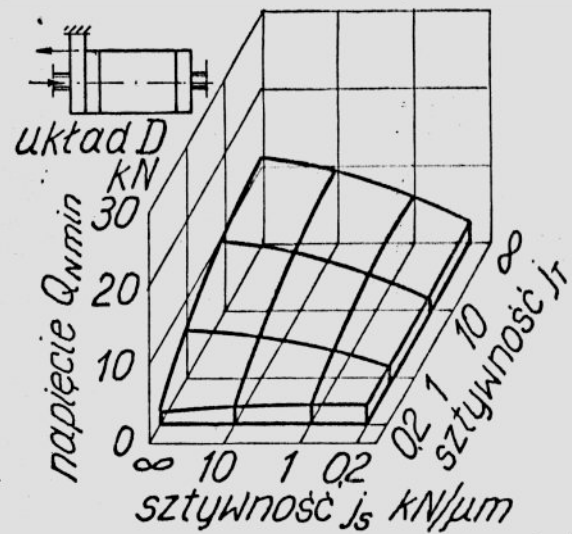
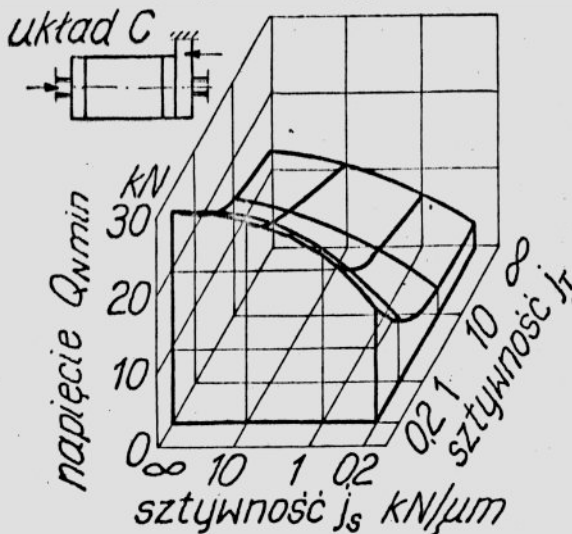
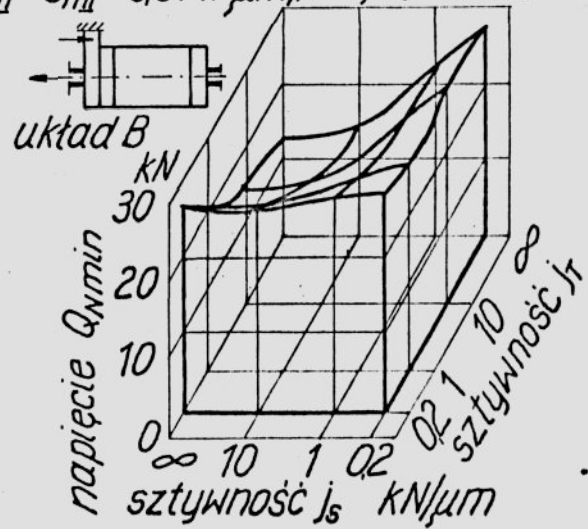
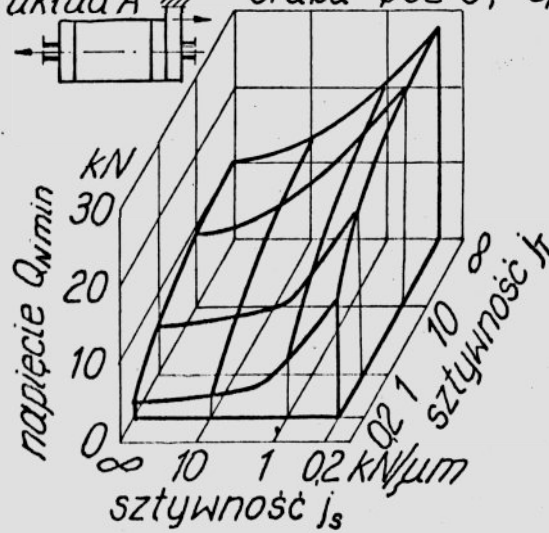
tek. Wykresy pokazane na rys.41b wykonano przy za-

przekładnia jest obciążona osiową siłą $P_0 = 30 \text{ kN}$.

że zależność $Q_{Nmin}(P_0)$ jest bliska liniowej



b) układ A $\text{sruba } \phi 32 \times 6, C_{nI} = C_{nII} = 0.0147 \mu m / N^{2/3}, P_0 = 30 \text{ kN}$



Rys. 41 Zależność wymaganej siły Q_{nmin} napiecia nakrętek od: a) osiowej siły P_0 ; b) sztywności j_s śruby i sztywności j_r tulei

/p.rys.41a/, dla innych wartości siły P_0 napięcie to zmienia się prawie proporcjonalnie. Jego wartość nie zależy praktycznie od współczynnika C_n , pod warunkiem jednak, że $C_{nI} = C_{nII}$.

Analizując wykresy z rys.41b można stwierdzić, że wymagana minimalna siła Q_{Nmin} wstępnego napięcia nakrętek wzrasta wraz ze sztywnością odciążanych elementów układu, maleje natomiast ze wzrostem sztywności elementów dociążanych. Wzrost więc sztywności odciążanej nakrętki II przyczynia się do zwiększenia Q_{Nmin} , wzrost zaś sztywności nakrętki I do zmniejszenia tej siły.

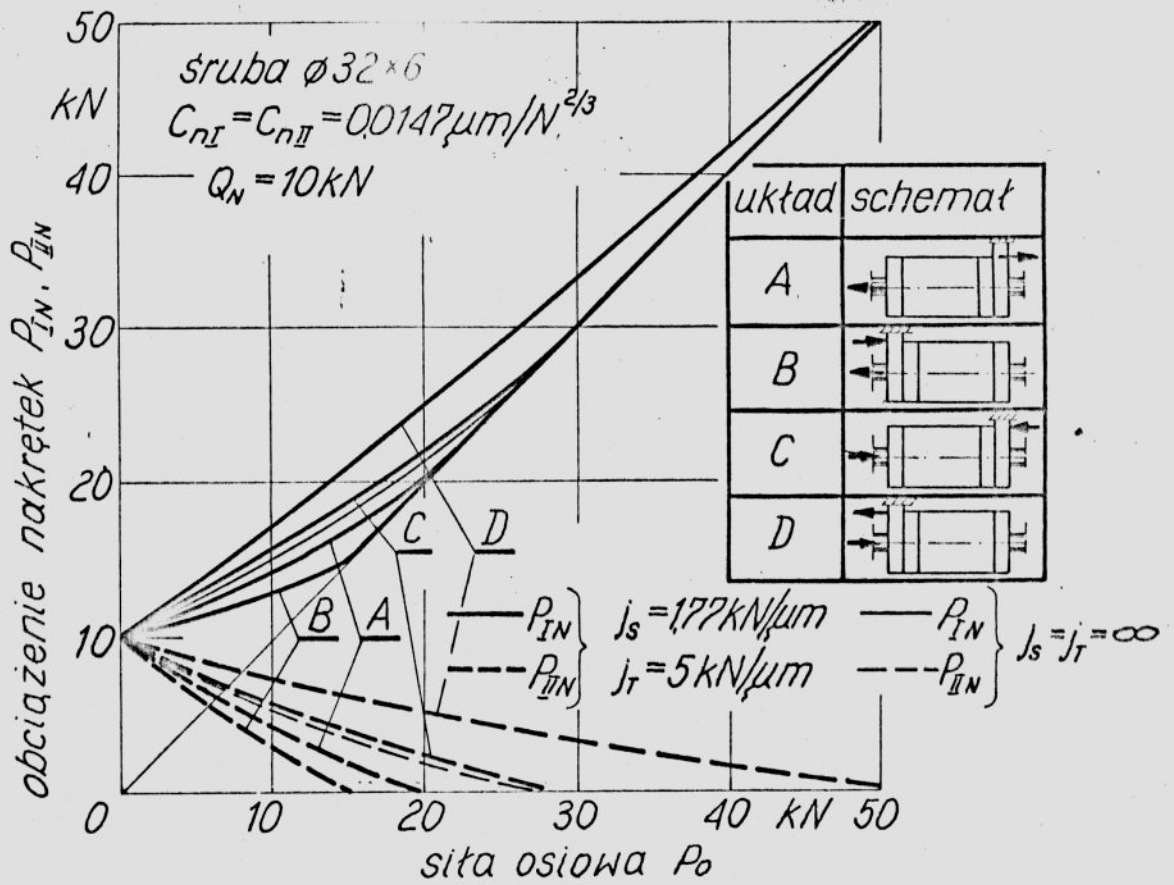
Z równań (111) i (113) + (115) wynika, że dla obliczenia przemieszczenia δ_N nakrętek względem śruby konieczna jest znajomość siły P_{IN} lub P_{IIN} działającej odpowiednio na nakrętkę dociążaną lub odciążaną. Siła P_{IN} musi spełniać warunki:

$$P_{IN} \geq P_0 \text{ oraz } P_{IN} \geq Q_N,$$

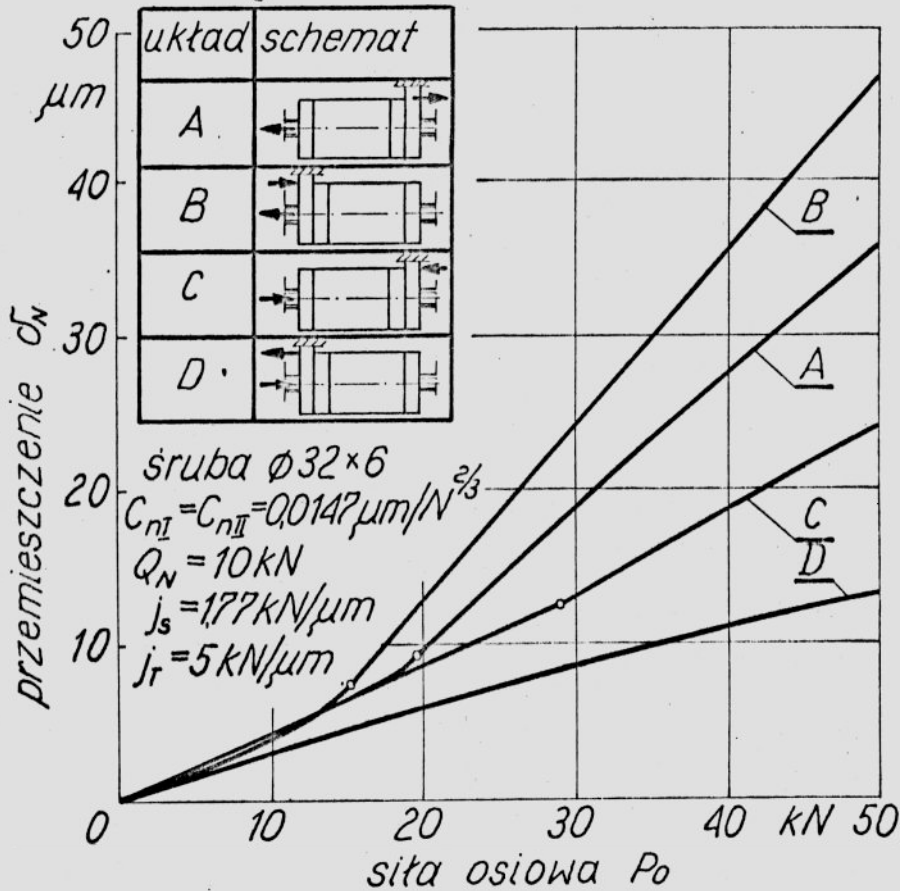
natomiast siła P_{IIN} :

$$0 \leq P_{IIN} \leq Q_N.$$

Przebieg zależności P_{IN} , $P_{IIN}(P_0)$ dla napięcia nakrętek $Q_N = 10 \text{ kN}$ pokazano na rys.42. Siły te mają najmniejsze wartości dla układu B i to niezależnie od osiowej siły P_0 , a także od siły Q_N , największe zaś dla układu D. Wynika to z różnej zastępczej sztywności elementów dociążanych i elementów odciążanych rozpatrywanych układów. Ta zastępcza sztywność elementów dociążanych jest najmniejsza dla układu B, największa zaś dla układu D. Im większa jest sztywność elementów dociążanych, a zatem mniejsza sztywność elementów odciążanych układu, tym większe w danych warunkach są wartości sił P_{IN} i P_{IIN} . Otwarcie więc nakrętki odciążanej występuje przy więk-



Rys.42 Zależność sił obciążających nakrętki od osiowej siły P_0



Rys.43 Zależność przemieszczenia wstępnie napiętych nakrętek od osiowej siły P_0

szej wartości siły P_0 . Linia cienką na rys.42 przedstawiono przebieg zmian sił P_{IN} i P_{IIN} uzyskany przy założeniu $j_s = j_T = \infty$. Wtedy, jeśli $C_{nI} = C_{nII}$, położenie krzywych nie zależy od wartości współczynnika C_n .

Dla układu A nakrętek /p.rys.40b/ przemieszczenie wstępnie napiętych nakrętek względem śruby jest sumą przyrostu przemieszczenia nakrętki I względem śruby oraz przyrostu wydłużenia odcinka l_s śruby. Dla układu B suma ta jest powiększona o zmniejszenie długości tulei napinającej oraz o przyrost zbliżenia powierzchni jej styku z kołnierzami nakrętek. W przypadku układu C będzie to suma przyrostów: przemieszczenia nakrętki I względem śruby, zmniejszenia długości tulei napinającej i zbliżenia powierzchni jej styku z kołnierzem nakrętki. W układzie D wreszcie będzie to tylko przyrost przemieszczenia nakrętki I względem śruby.

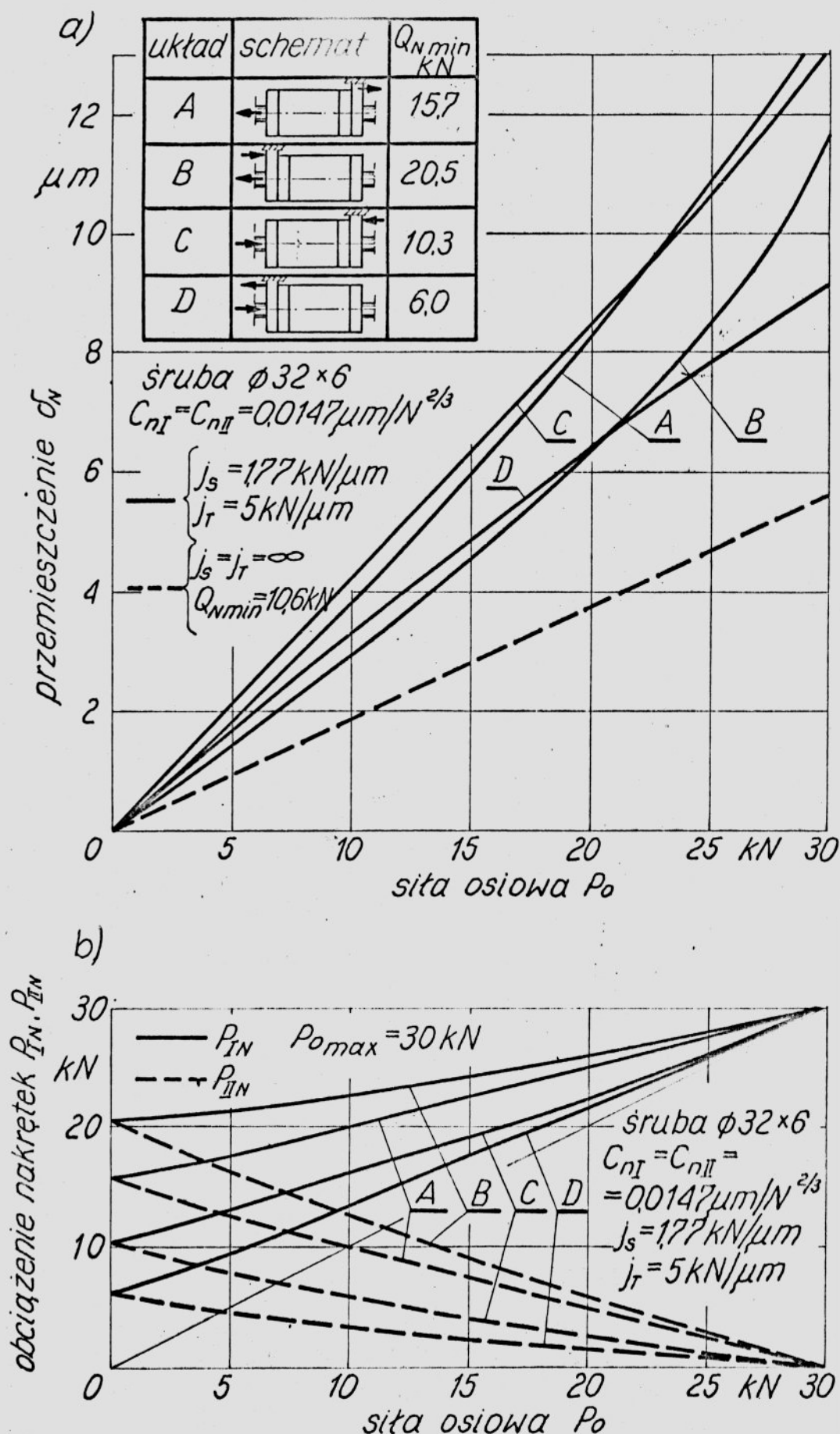
Przemieszczenie δ_N wstępnie napiętych nakrętek względem śruby w zależności od osiowej siły P_0 dla napięcia nakrętek $Q_N = 10$ kN przedstawiono na rys.43. Miejsca na krzywych $\delta_N(P_0)$, powyżej których zachodzi otwieranie nakrętki odciążanej zaznaczono kółkami. Widać, że gdy nakrętka ta jest otwarta to przemieszczenie δ_N wzrasta tym intensywniej im mniejsza jest zastępcza sztywność elementów i połączeń dociążanych układu /p.krzywa B/. Dla układu D, który odznacza się najmniejszymi przemieszczeniami δ_N w przyjętym zakresie zmian P_0 otwieranie nakrętki II nie zachodzi. Przy tej samej sile napięcia nakrętek układu D są one obciążone, w porównaniu z innymi układami, największymi siłami, co prowadzi do dużych wartości momentu tarcia i cieplnych odkształceń śruby.

Skoro przyjęto, że podstawowym kryterium doboru wstępnego napięcia nakrętek jest nieotwieranie nakrętki odciążanej, to porównanie poszczególnych układów należy przeprowadzić przy założonej sile P_0 i dobraniu dla każdego z nich odpowiedniej wartości Q_{Nmin} . Porównanie takie, dotyczące przemieszczeń δ_N oraz sił P_{IN} i P_{IIN} , przedstawiono na rys.44. Założono, że przekładnia może być obciążona osiową siłą zewnętrzną o wartości nie przekraczającej $P_{omax} = 30$ kN. Dla tej siły odczytano z wykresu na rys.41a wymagane wartości napięcia, które wynoszą odpowiednio: dla układu A - 15,7 kN, dla B - 20,5 kN, dla C - 10,3 kN i dla układu D tylko 6 kN. Dla tych sił napięcia nakrętek w części a/ rys.44 podano zależność $\delta_N(P_0)$ w części zaś b/ zależności $P_{IN}(P_0)$ i $P_{IIN}(P_0)$.

Ze względu na wartości przemieszczeń δ_N układy A i C są mniej korzystne niż układy B i D, ich bowiem przemieszczenia są o około 25% większe. Układ B wymaga jednak napinania go największą siłą spośród rozpatrywanych układów /p.rys.41a i 44a/ wobec czego siły P_{IN} i P_{IIN} są w tym przypadku największe. Dla układu D siły te są najmniejsze /p.rys.44b/, dzięki czemu, uzyskuje się mały moment tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą. Ponadto układ ten odznacza się dużą sztywnością.

Powyższa analiza przemieszczeń i obciążeń wstępnie napiętych nakrętek śrubowej przekładni tocznej wskazuje, że do napędu posuwowych, przesuwowych i ustawczych ruchów organów roboczych obrabiarek należy zalecać układ D nakrętek.

Ruchy organów roboczych mogą zmieniać jednak swój kierunek. W niektórych obrabiarkach, takich np. jak tokarki, na zespół śrubowej przekładni tocznej największe siły działają prawie zawsze przy wzdłużnym toczeniu w kierunku do czoła



Rys.44 Zależności przemieszczenia $\delta_N(P_o)$ oraz obciążenia $P_{IN}, P_{IIN}(P_o)$ nakrętek przy ich napięciu dobranym dla założonej wartości osiowej siły $P_{o max} = 30 \text{ kN}$

wrzeciona i przy poprzecznym w kierunku do jego osi. Przyjęcie układu D nakrętek i dobrania dla niego napięcia Q_{Nmin} może okazać się wystarczające również w przypadku zmiany zwrotu siły P_0 pomimo, że układ D zostanie zamieniony wtedy w B. Jeśli największa wartość siły P_0 może działać na układ nakrętek w obu kierunkach, to należy nastawić siłę napięcia nakrętek większą z wymaganych dla obu kierunków. Nie wystąpi wtedy niekorzystne otwieranie nakrętki odciążanej.

Powyższa analiza świadczy, że przy jednostronnym łożyskowaniu tocznej śruby pociągowej trzeba konstruować i mocować w obrabiarce wstępnie napięte nakrętki, zgodnie z układem D, przedstawionym na rys.40e. Siłę napięcia nakrętek należy dobierać z uwagi na największą przewidywaną wartość osiowej siły P_0 , uwzględniając przy tym jej zwrot. Sztywność wszystkich elementów i połączeń układu powinna być duża, przy czym dotyczy to szczególnie elementów dociażanych. Oprócz zmniejszenia przemieszczenia δ_N prowadzi to bowiem do zmniejszenia wymaganej siły napięcia nakrętek i momentu ich tarcia względem śruby.

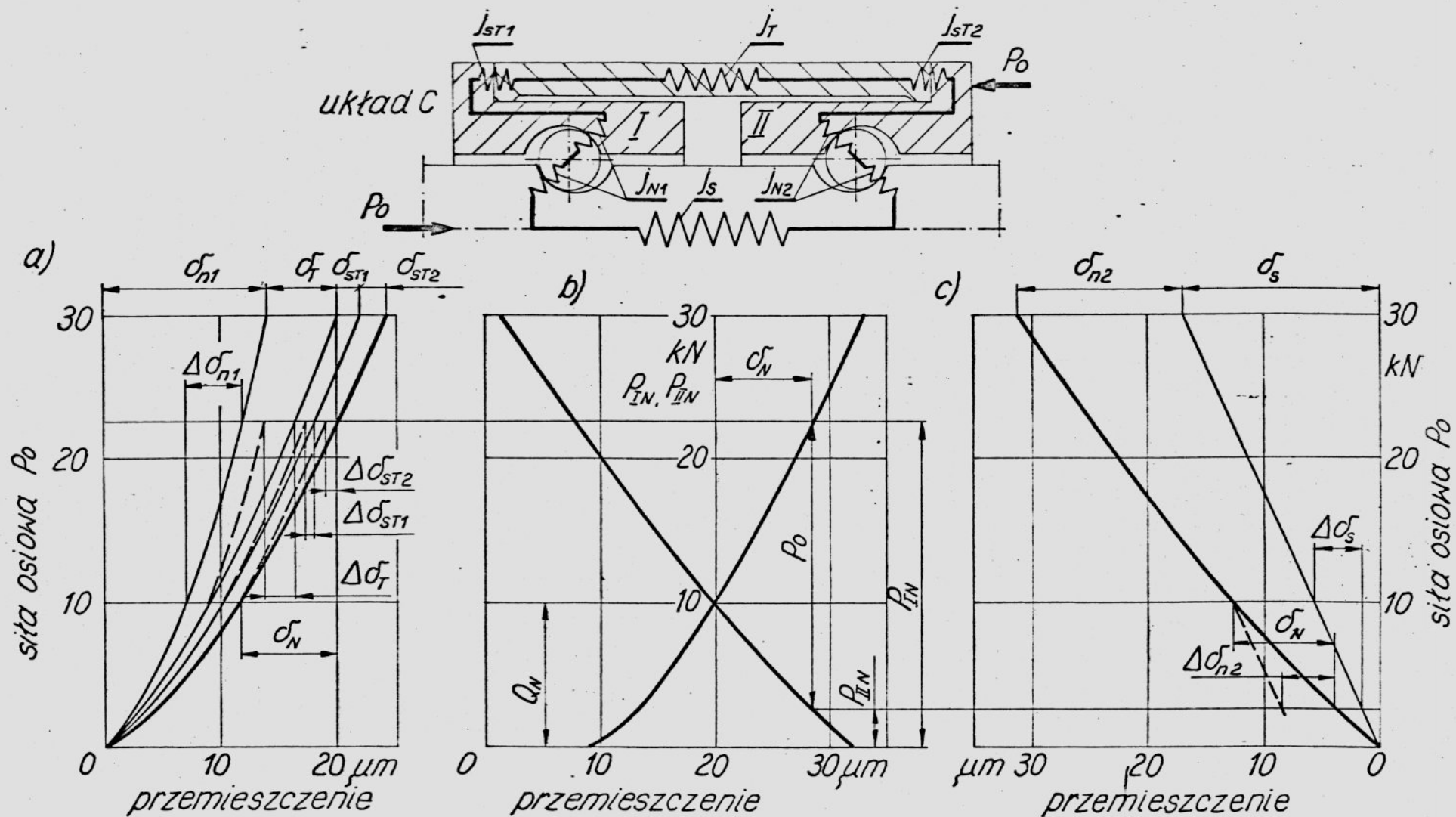
Aby można było dobrać właściwie wartość napięcia nakrętek i wyznaczyć ich przemieszczenie względem śruby, powinno się uwzględnić podatność wszystkich elementów składowych przekładni. Wykazano również, że przy stosowaniu uproszczonych metod obliczeń wyznaczone siły napięcia różnią się od wymaganych zaś przemieszczenia nakrętek względem śruby są zaniżone /p. rys.44a/.

Gdy chodzi o przemieszczenie δ_N to można je wyznaczyć nie tylko analitycznie lecz i wykreślnie, podobnie jak to miało miejsce w odniesieniu do łożysk i śruby pociągowej. Koniecz-

na jest do tego znajomość zależności przemieszczenia od siły dla wszystkich elementów i połączeń wchodzących w skład rozpatrywanego układu. Zależności te przedstawiono graficznie na rys.45, przy czym wykres a/ odnosi się do elementów i połączeń dociążanych a wykres c/ do elementów i połączeń odciążanych. Na nim sumy przemieszczeń elementów i połączeń dociążanych i odciążanych zaznaczono grubymi liniami, które w części b/ tworzą wykres wstępnego napięcia nakrętek. Dla danej siły P_0 można z niego odczytać obciążenie P_{IN} i P_{IIN} nakrętek oraz ich przemieszczenie δ_N względem śruby. Odkładając siły P_{IN} i P_{IIN} odpowiednio na wykresy a/ i c/ można znaleźć przyrosty przemieszczeń wszystkich elementów i połączeń wchodzących w skład układu nakrętek.

Przedstawiona analiza obciążenia elementów i połączeń układu wstępnie napiętych nakrętek śrubowej przekładni tocznej i ich przemieszczeń względem śruby dotyczy jednostronnego jej łożyskowania. Odcinek śruby pomiędzy łożyskami a pierwszym wypełnionym kulkami zwojem gwintu przenosi wtedy całą wartość siły P_0 .

Dwustronne łożyskowanie śruby umożliwia przeniesienie siły P_0 przez obydwie jej odcinki l_I i l_{II} na rys.10/, co zmniejsza przemieszczenie δ_A . W stosunku do łożyskowania jednostronnego ulega zmianie rozkład sił na śrubie, w tym także na jej odcinku pomiędzy nakrętkami. Zmienia się wtedy przyrost długości tego odcinka śruby jak również obciążenie poszczególnych elementów i połączeń przekładni a także przyrost ich przemieszczeń. Należy to uwzględnić w obliczaniu napięcia σ_{Nmin} nakrętek, ich obciążenia i przemieszczenia względem śruby, wielkości te bowiem w znacznym stopniu zależą od spo-

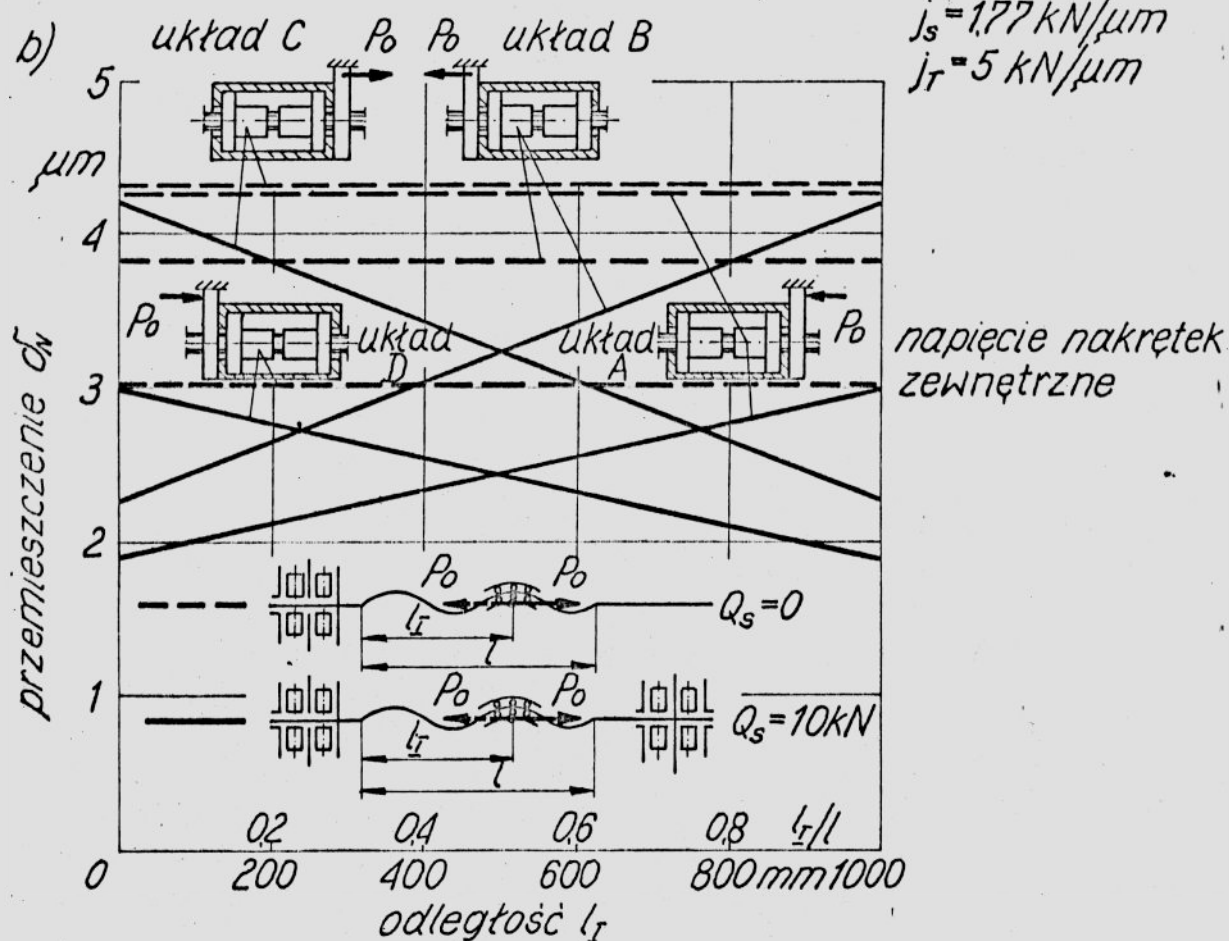
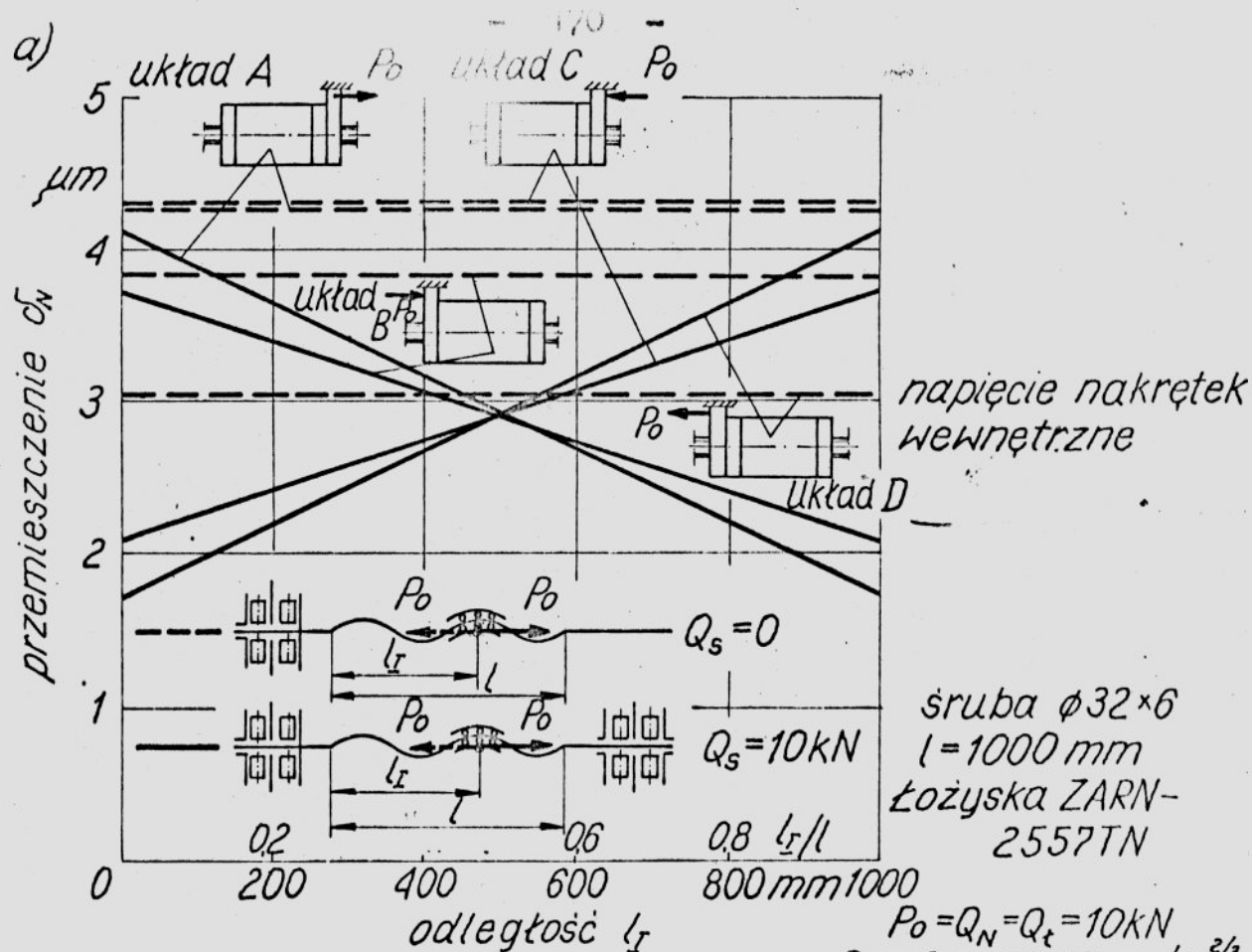


Rys.45 Wykreślny sposób wyznaczania obciążenia nakrętek i ich przemieszczenia względem śruby

sobu łożyskowania śruby, co zaznaczono w tablicy II.

W niniejszej pracy wpływ sposobu łożyskowania śruby na przemieszczenie δ_N nakrętek zobrazowano tylko dla śruby ułożyskowanej jednostronnie i dwustronnie przy zastosowaniu czterech wzdłużnych łożysk walcowych. Nie przedstawiono szerszej analizy ze względu na jej obszerność i dużą liczbę czynników, od których δ_N zależy. Przemieszczenie to przedstawiono w zależności od odległości l_I nakrętek od lewej podpory łożyskowej na rys.46. Uwzględniono napięcie wewnętrzne /rys.46a/ oraz zewnętrzne /rys.46b/ nakrętek. Przemieszczenie δ_N obliczano każdorazowo dla nakrętki związanej ze stołem lub saniami względem pierwszego zwoju dociążanego odcinka śruby, wypełnionego kulkami.

Z rys.46 wynika, że dwustronne łożyskowanie śruby w porównaniu z jej jednostronnym łożyskowaniem przyczynia się ogólnie rzecz biorąc, do zmniejszenia przemieszczenia nakrętek względem śruby. Przemieszczenie to zależy od położenia nakrętek na śrubie. Jedynie w przypadku układu D w pewnym zakresie odległości l_I przemieszczenie δ_N jest mniejsze gdy śruba jest łożyskowana jednostronnie niż gdy dwustronnie. Ponadto przy jednostronnym łożyskowaniu śruby δ_N nie zależy od położenia na niej nakrętek, co wynika z przeprowadzonej wcześniej analizy. Przy dwustronnym zaś łożyskowaniu dla układu A i B nakrętek napiętych wewnętrznie oraz układu C i D nakrętek napiętych zewnętrznie ze wzrostem odległości l_I przemieszczenie δ_N maleje. Dla pozostałych układów funkcja $\delta_N(l_I)$ ma przebieg rosnący. Analiza obciążenia dociążanej i odciążanej części śruby wskazuje, że δ_N jest tym mniejsze im mniejszy jest przyrost obciążenia dociążanego odcinka śruby. Prze-



Rys.46 Zależność przemieszczenia nakrętek od ich położenia na śrubie łożyskowej jednostronnie i dwustronnie

mieszczenie to praktycznie nie zależy od siły napięcia śruby, zwłaszcza gdy jest ona ułożyskowana za pomocą łożysk walcowych. Siła ich napięcia musi jednak zapewniać nieotwieranie łożysk odciążanych.

Przebiegi $\delta_N(l_I)$ dla śruby łożyskowanej dwustronnie za pomocą czterech wzdłużnych łożysk walcowych stanowią prawie linie proste, a to z uwagi na bardzo małą zależność sztywności od obciążenia pary wstępnie napiętych takich łożysk. Przy zastosowaniu do dwustronnego łożyskowania śruby tylko dwu wzdłużnych łożysk kulowych odchyłka przebiegu $\delta_N(l_I)$ od linii prostej jest większa.

Odpowiednio dobrany sposób łożyskowania śruby pozwala, jak to widać, zmniejszyć udział w odchyłce ustalania położenia roboczych organów obrabiarek nie tylko samej śruby i łożysk, ale także i nakrętek. Jego wpływ na przemieszczenie nakrętek względem śruby należy więc uwzględnić pomimo, że wymaga to rozwiązania układu kilkunastu uwikłanych równań.

7. CIEPLNE ODKSZTAŁCENIA ZESPOŁU ŚRUBOWEJ PRZEKŁADNI TOCZNEJ

7.1. Czynniki wpływające na cieplne odkształcenia tocznej śruby pociągowej

Dążenie do zmniejszenia odchyłek położenia organów roboczych obrabiarek, przesuwanych i ustalanych za pomocą śrubowej przekładni tocznej, sprowadza się między innymi do zmniejszenia odkształceń tego zespołu. Dotyczy to nie tylko odkształceń siłowych ale i cieplnych, występujących w czasie pracy przekładni obciążonej siłami wewnętrznymi i zewnętrznymi. Odkształcenia cieplne wywołane są zmianą temperatury zespołu a przede wszystkim samej śruby. Jej odkształcenia mają duży wpływ na odchyłkę położenia, nawet jeśli zmiana temperatury jest mała. Wynika to ze znacznej zwykle długości śruby.

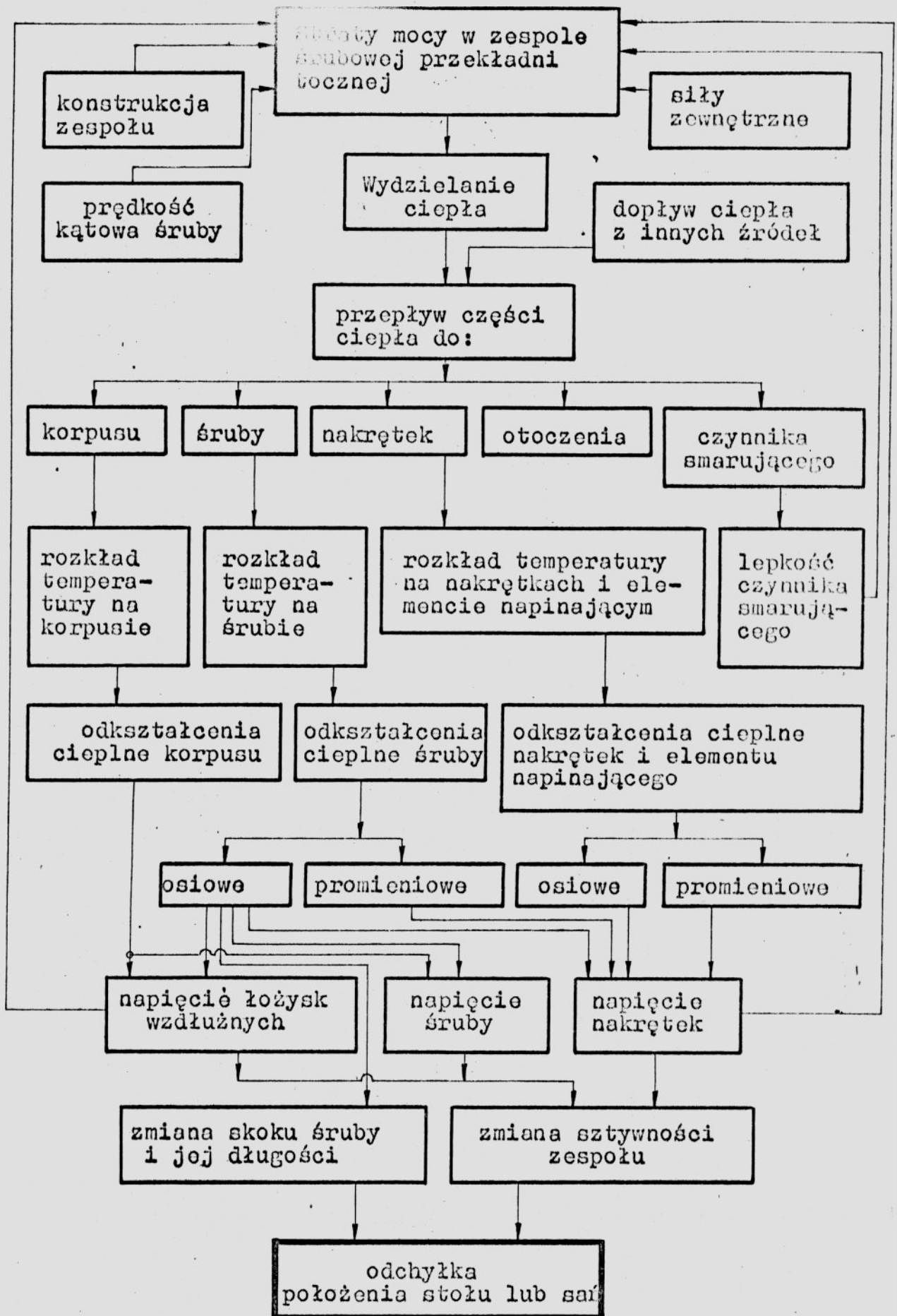
Przyrost temperatury elementów zespołu śrubowej przekładni tocznej występuje w wyniku strat mocy zachodzących w obrębie tego zespołu i w ogniach kinematycznych maszyny. Zewnętrznym objawem tych strat jest wydzielanie określonej ilości ciepła. Wartość mocy zamienianej na ciepło w poszczególnych ogniach zespołu jest różna, największa jednak ilość jest tracona w łożyskach - przede wszystkim wzdłużnych oraz pomiędzy nakrętkami a śrubą. Zależy ona od konstrukcji samego zespołu, prędkości katowej śruby, zewnętrznych i wewnętrznych sił obciążających poszczególne jego elementy a także od własności czynnika smarującego. Wpływ tych czynników na

odchyłkę położenia stołu lub sań ujmuje tablica III. Pod pojęciem "konstrukcja zespołu" należy w niej rozumieć zbiór czynników konstrukcyjnych zestawionych szczegółowo w tablicy II oraz częściowo w tablicy I.

Ze względu na małe zwykłe prędkości kątowe śruby i małe jej rozmiary poprzeczne, tracona w węzłach śrubowej przekładni tocznej moc, w porównaniu np. z mocą traconą w przednim węźle łożyskowym wrzeczona jest niewielka [47,78,79]. Znaczące jej wartości mogą występować tylko wtedy, gdy przekładnia realizuje przyspieszone ruchy przesuwowe przy znacznym obciążeniu łożysk i nakrętek siłami wstępnego napięcia lub siłą zewnętrzną.

Oprócz ciepła wydzielanego w ogniwach kinematycznych zespół śrubowej przekładni tocznej może przejmować ciepło z innych, sąsiadujących z nim źródeł. Mogą być to sprzęgła, hamulce, przekładnie zębate lub pasowe współpracujące z przekładnią toczną a nie zaliczone do tego zespołu. Przekładnia może przejmować również ciepło z otoczenia, jeśli jego temperatura ulega zmianie.

Zespół śrubowej przekładni tocznej może przekazywać ciepło do korpusu, w którym śrubę ułożyskowano, do sań lub stołu, wprost do otoczenia i do czynnika smarującego. Powoduje to ukształtowanie się określonego rozkładu temperatur na jej elementach czego następstwem są odkształcenia cieplne. Osio-
we odkształcenia samej śruby wpływają na zmianę jej skoku, a w wyniku tego na odchyłkę położenia stołu lub sań. Odkształcenia cieplne innych elementów zespołu wpływają na napięcie łożysk, śruby oraz nakrętek, co powoduje zmianę wartości tra-



Tablica III. Zestawienie czynników związanych ze stratami mocy w zespole śrubowej przekładni tocznej wpływających na odchyłkę położenia stołu lub sań

conej mocy i wpływa również na odchyłkę położenia.

Jak wynika z omówionego powyżej mechanizmu oddziaływania zjawisk cieplnych, występujących podczas pracy śrubowej przekładni tocznej, punktem wyjścia do wyznaczenia cieplnych odkształceń tego zespołu i wywołanej nimi odchyłki położenia organu roboczego jest rozkład temperatur na jego elementach. Analityczne wyznaczenie tego rozkładu na podstawie znajomości wydatku źródeł ciepła oraz ich rozmieszczenia wymaga zbudowania matematycznego modelu zachodzących w obrębie tego zespołu zjawisk cieplnych. Powiązanie zależności w tym modelu sprawia, że jest on bardzo złożony. Określenie więc rozkładu temperatur na poszczególnych elementach obrabiarki, zarówno obrotowych jak i nieobrotowych jest przedmiotem oddzielnych prac [42,43,70].

Przedstawione w tablicy III zestawienie czynników związanych ze zjawiskami cieplnymi, towarzyszącymi pracy śrubowej przekładni tocznej, jest ogólnym i obejmuje również czynniki, których wpływ na odkształcenie tego zespołu i dokładność ustalania położenia jest mały. Uwzględnienia wymagają przede wszystkim straty mocy w łożyskach i pomiędzy nakrętkami a śrubą. Pominąć natomiast można zmiany tych strat w wyniku zmiany napięcia łożysk i nakrętek przy wzroście ich temperatury. Jak wynikało bowiem ze wstępnych badań autora, zmiany te w odniesieniu do siły napięcia nakrętek były małe, nawet przy dużej jej wartości.

Punktem wyjścia do obliczania rozkładu temperatur na śrubie powinna być więc moc tracona w łożyskach i pomiędzy nakrętkami a śrubą, która pozwala określić ilość wydzielanego w tych węzłach ciepła. Ponieważ przedstawiony w pracy [70]

program obliczeń zakłada, że znana jest ilość ciepła przekazywana do elementu, to dla obliczenia rozkładu temperatur na śrubie należało wyznaczyć jaką część wydzielanego w jej węzłach ciepła przejmuje śruba. Okazało się jednak, że zagadnienie to jest bardzo obszerne i trudne do rozwiązania.

W dostępnej literaturze rozwiązania tego nie napotkano. Przy obliczaniu temperatury łożyska Harris [32] zakłada, że 50% wydzielonego w nim ciepła przejmuje pierścień wewnętrzny a pozostałą pierścień zewnętrzny. Pomija przy tym warunki odprowadzania ciepła z tych pierścieni. Przyrosty temperatur na śrubie, uzyskane przy takim założeniu w drodze obliczeń metodą podaną w [70] i przy uwzględnieniu tylko mocy traconej pomiędzy nakrętkami a śrubą, okazały się o 50 + 70% wyższe od uzyskanych w pomiarach. Z niepublikowanych dotąd wyników badań prowadzonych w Instytucie Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej można wnioskować, że np. wrzeciono tokarki przejmuje zaledwie około 15 + 20% ciepła wydzielanego w łożyskach. W odniesieniu do śruby tocznej udział ten może być nieco większy, jednak, aby można było obliczać rozkład temperatury na śrubie, trzeba by zbadać warunki rozprzysięgu ciepła w całym zespole. Jest to zagadnienie bardzo trudne, wykraczające poza ramy niniejszej pracy.

Uwzględniając, że nie dało się przeprowadzić analizy nagrzewania się i wydłużeń śruby na drodze analitycznej jako dostępne rozwiązanie pozostało określenie możliwości zmniejszenia strat w wyniku tarcia pomiędzy śrubą a nakrętkami. Pominęto natomiast zagadnienie tarcia w łożyskach wzdłużnych, które też są źródłem ciepła. W odniesieniu bowiem do wzdłużnych łożysk kulkowych istnieje na ten temat obszerna

literatura [23,27,40,50,71,72,84,87], co się zaś tyczy wzdłużnych łożysk walcowych, to zachodzące w nich zjawiska tarcia nie zostały dotąd opracowane.

7.2. Tarcie w śrubowej przekładni tocznej.

Całkowity moment tarcia jaki występuje w śrubowej przekładni tocznej pomiędzy kulkami a nakrętkami i śrubą jest wywołany:

- tarciem tocznym, ślizgowym i wiertnym w punktach styku kulek z bieżniami,
- tarciem ślizgowym pomiędzy przetaczającymi się kulkami, które w punktach styku ze sobą mają przeciwnie skierowane prędkości obwodowe,
- tarciem tocznym i ślizgowym w kanałach powrotnych oraz przy przejściu kanału w bieżnię,
- oporem czynnika smarującego.

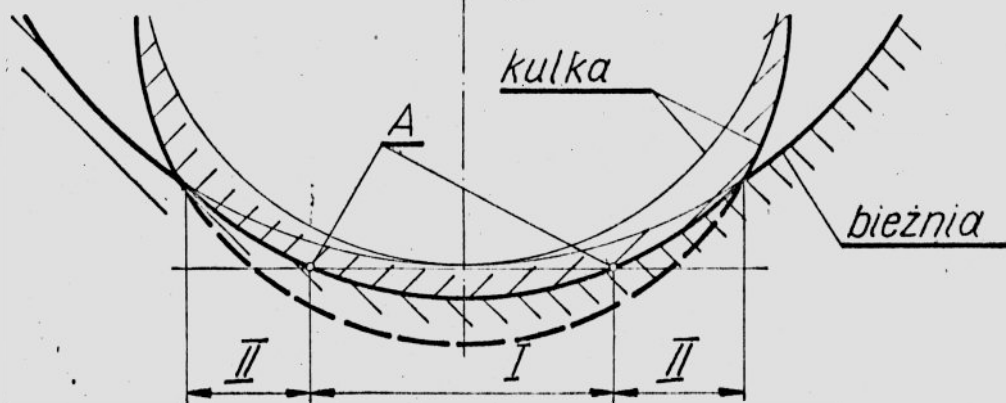
Zważywszy, że nie wszystkie z wymienionych czynników zostały dokładnie poznane oraz ze względu na mały udział niektórych z nich w całkowitym momencie tarcia powszechnie przyjmuje się, że moment ten jest wywołany tylko tarciem pomiędzy kulkami a bieżniami. Wpływ pozostałych czynników pomija się pod warunkiem, że kanał powrotny odznacza się poprawną konstrukcją. Powinien on bowiem zapewnić płynne przetaczanie się kulek bez nagłej zmiany kierunku ruchu i przy nieznacznych siłach działających pomiędzy kulkami oraz kulkami a kanałem powrotnym. Odnosi się to szczególnie do obszaru, w którym kulki przechodzą z kanału pomiędzy bieżnie [10,12,17,55,60].

Na powierzchniach styku kulek z bieżniami śruby i nakrętki

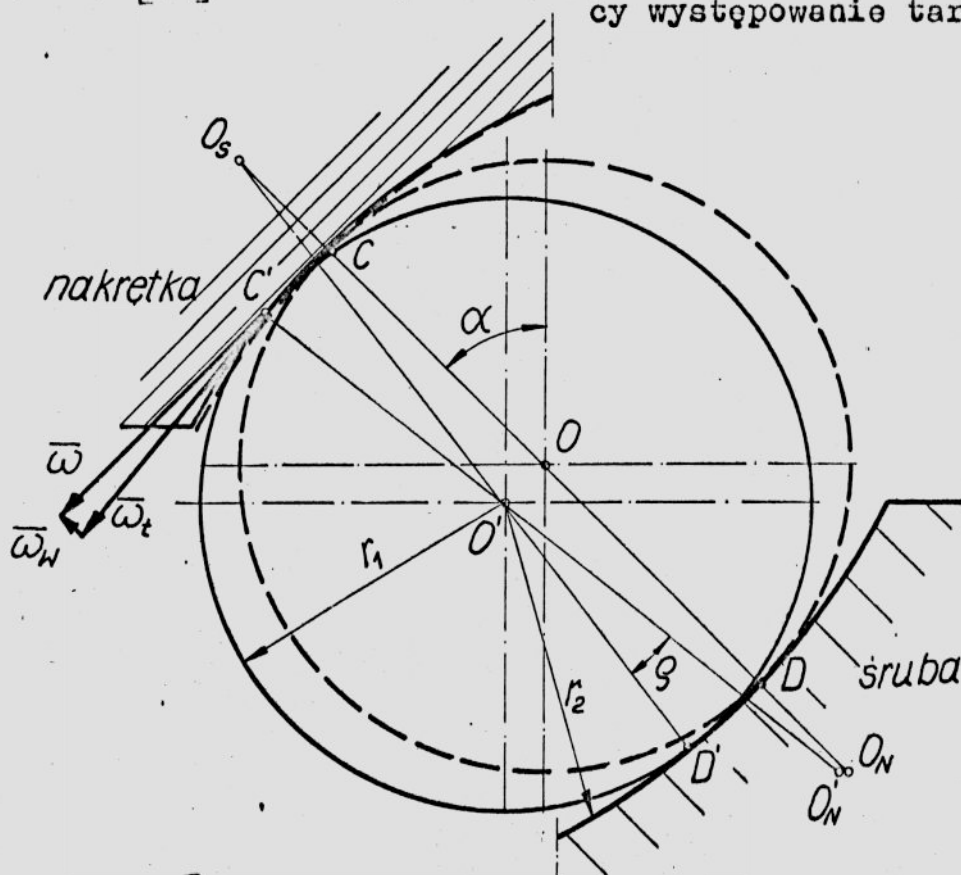
występuje tarcie toczne, ślizgowe i wiertne. Pojawienie się tarcia ślizgowego podyktowane jest tym, że linia styku kulki z bieżnią w przekroju pokazanym na rys.47 nie jest prostą równoległą do osi obrotu kulki, lecz krzywą. W wyniku więc różnych odległości, poszczególnych punktów styku kulki z bieżnią, od osi jej obrotu, obwodowe prędkości w tych punktach są różne. W obszarze I /p.rys.47/ dla punktów leżących na kulce występuje poślizg w kierunku przeciwnym do kierunku toczenia, zaś w obszarze II w kierunku zgodnym. Tylko w punktach A wystąpi czyste toczenie się kulki po bieżni a linia zerowa przechodząca przez nie położona jest tak, że suma sił tarcia w obszarach I i II wynosi zero. Prędkości poślizgu są tym większe, im większa jest odległość punktu styku kulki z bieżnią od linii zerowej. Większy jest wtedy także moment oporów toczenia, który zależy ponadto od nacisków jednostkowych w obszarze styku.

Tarcie wiertne zachodzi, gdy element toczny obraca się wokół osi prostopadłej do powierzchni jego styku z bieżnią. W śrubowej przekładni tocznej występuje ono zawsze gdy liczba punktów styku kulki z bieżnią jest większa od dwóch, a więc przy styku trzy lub czteropunktowym [16,18,19]. W przekładni z jednożukowym zarysem gwintu, w której ma miejsce styk dwupunktowy, może również występować tarcie wiertne.

Teoretycznie rzecz biorąc kulka powinna stykać się z bieżniami w punktach C i D /p.rys.48/, w których styczne do jej powierzchni są do siebie równoległe, a prosta łącząca te punkty przechodzi przez środek O kulki. Wytrącenie kulki z tego położenia i przemieszczenie jej w kierunku stycznym

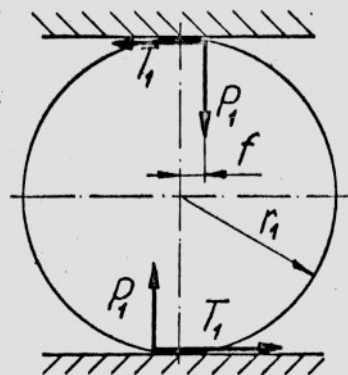


Rys.47 [71]. Przebieg linii styku kulki z bieżnią wyjaśniający występowanie tarcia ślizgowego



Rys.48 [18]. Prędkości katowe kulki: $\bar{\omega}_t$ - toczenia, $\bar{\omega}_w$ - ruchu wiertnego, $\bar{\omega}$ - wypadkowa

Rys.49 [62]. Siły oddziaływania kulki i bieżni w czasie ich ruchu względnego



do powierzchni bieżni może nastąpić pod wpływem niewielkich sił - np. pod wpływem ciężaru kulki, sił odśrodkowych itp. Może to nastąpić zwłaszcza wtedy, gdy przekładnia nie jest obciążona siłą osiową. Po przyłożeniu tej siły kulka nie powróci w położenie CDO, a to z powodu tarcia. Nowe jej położenie C'D'O' określa kąt ϑ tarcia ślizgowego kulki o bieżnię. Bögelsack [18] nazywa to zjawisko zakleszczaniem kulki pomiędzy bieżniami. Fakt, że środek kulki może zajmować położenie w granicach podwójnej odległości OO' jest niekorzystny, powoduje bowiem osiowe przemieszczenie nakrętki względem śruby; wtedy punkty O_N i O_N' nie pokrywają się.

W czasie pracy przekładni na całkowitą prędkość $\bar{\omega}$ kulki zajmującej położenie C'D'O' /p.rys.48/ składa się prędkość $\bar{\omega}_t$ jej toczenia wokół osi prostopadłej do C'O' w punkcie C' lub prostopadłej do D'O' w punkcie D' oraz prędkości $\bar{\omega}_w$ ruchu wiertnego wokół osi C'O' lub D'O' [28]. Dla punktu C' prędkości te pokazano na rys.48.

Ze względu na trudność ilościowego ujęcia wpływu poszczególnych rodzajów tarcia na całkowity moment tarcia nakrętek względem śruby przyjmuje się powszechnie [60,62,65,74,77,88], że w śrubowej przekładni tocznej występuje tylko czyste tarcie toczne. Wpływ zaś tarcia ślizgowego i wiertnego uwzględnia się drogą doboru odpowiedniej wartości współczynnika tarcia tocznego, wyznaczanego zwykle drogą badań.

Istnieje kilka hipotez wyjaśniających przyczyny występowania oporów ruchu przy toczeniu. Niektóre z nich przedstawiono w pracy [76] oraz [66] i [75]. Ze względu na swą prostotę najbardziej rozpowszechnioną jest teoria histerezy sprężystych odkształceń elementu tocznego i bieżni [62,71,74,76,77].

Zakłada ona, że reakcja P_1 bieżni /p.rys.49/, po której toczy się kulka, jest prostopadła do osi obrotu tej kulki, ale przechodzi w odległości f od jej środka. Wskazuje na to porównanie rozkładu nacisków w styku kulka - bieżnia podczas spoczynku oraz przy toczeniu kulki, przedstawione w pracy [74]. Również elastooptyczne badania Henninga [33] -potwierdziły słuszność tej teorii. Przyjęto ją więc jako podstawę do dalszych rozważań.

Z przedstawionego na rys.49 położenia reakcji bieżni wynika, że dla podtrzymania ruchu toczenia kulki należy do bieżni przyłożyć styczną siłę T_1 o wartości:

$$T_1 = \frac{f \cdot P_1}{r_1} ; \quad (119)$$

gdzie: f - współczynnik tarcia tocznego wyrażony w jednostkach długości,

P_1 - siła normalna do osi obrotu kulki,

r_1 - promień kulki.

Do obliczenia momentu tarcia śrubowej przekładni tocznej łatwiej posługiwać się zastępczym kątem tarcia tocznego określonym zależnością:

$$\operatorname{tg} \zeta' = \frac{T_1}{P_1 \sin \alpha} = \frac{f}{r_1 \sin \alpha} , \quad (120)$$

gdzie: α - kąt działania przekładni.

O kąt ten zostaje odchylona wypadkowa sił P_1 i T_1 w stosunku do normalnej w punkcie styku kulki z bieżnią. Dla śrubowej przekładni tocznej zaleca się przyjmować wartość współczynnika tarcia $f = 10_{\mu\text{m}}$, natomiast Maruschke [65] podaje przedział $f = 5_{\mu\text{m}}$ do $10_{\mu\text{m}}$. Wartości te dotyczą kulek i bieżni

ze stali hartowanej do twardości powyżej 60 HRC. Szersze omówienie wpływu różnych czynników na opory tarcia tocznego zawierają prace [73,76,77].

7.3. Moment tarcia i sprawność śrubowej przekładni tocznej

Stosowane w obrabiarkach śrubowe przekładnie toczne służą zwykle do zamiany ruchu obrotowego na prostoliniowy. Osio-
wa siła P_o działająca na przekładnię jest więc siłą bierną, czynnym jest natomiast moment M przyłożony do śruby lub do nakrętki. Jeśli nastąpi czynne działanie siły P_o na taką przekładnię to konieczne jest hamowanie śruby lub nakrętki. Zachodzi ono jednak w czasie bezruchu elementów przekładni, nie występują więc wtedy straty mocy i wydzielanie ciepła pomiędzy nakrętkami a śrubą. Ten przypadek zostanie więc w pracy pominięty.

W czasie zamiany ruchu obrotowego na prostoliniowy do śru-
by lub nakrętki należy przyłożyć moment M , który składa się z dwóch części: z momentu M_{P_o} potrzebnego do pokonania bier-
nej siły P_o oraz z momentu tarcia M_t koniecznego do pokona-
nia stycznych sił tarcia występujących w punktach styku kulek z bieżniami. Moment obrotowy M dla przekładni z pojedynczą, nienapiętą wstępnie nakrętką wynosi:

$$M = M_{P_o} + M_t = P_o \frac{d_n}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho'), \quad (121)$$

zaś moment potrzebny do pokonania tylko siły P_o

$$M_{P_o} = P_o \frac{d_n}{2} \operatorname{tg} \lambda. \quad (122)$$

Moment tarcia jest różnicą momentów M i M_{P_o} , czyli

$$M_t = M - M_{P_0} = P_0 \frac{d_n}{2} [\operatorname{tg}(\lambda + \vartheta') - \operatorname{tg} \lambda]. \quad (123)$$

We wzorach (121) do (123) przyjęto następujące oznaczenia:

$\lambda = \operatorname{arc} \operatorname{tg} (h/\pi d_n)$ - kąt wzniosu linii śrubowej gwintu na średnicy nominalnej,

h - skok gwintu,

d_n - średnica nominalna śruby,

ϑ' - zastępczy kąt tarcia tocznego określony wzorem (120).

Przy pracy przekładni z napiętymi wstępnie nakrętkami, bez obciążenia zewnętrznego moment obrotowy jest równy momentowi tarcia:

$$M = M_t = Q_N \frac{d_n}{2} [\operatorname{tg}(\lambda + \vartheta') - \operatorname{tg}(\lambda - \vartheta')], \quad (124)$$

natomiast $M_{P_0} = 0$.

Podczas pracy śrubowej przekładni tocznej najczęściej nakrętki są napięte wstępnie siłą Q_N i obciążone zewnętrzną oporową siłą P_0 . Moment obrotowy wynosi wtedy:

$$M = \frac{d_n}{2} [P_{IN} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \vartheta') - P_{IIN} \cdot \operatorname{tg}(\lambda - \vartheta')], \quad (125)$$

a do jego obliczenia konieczna jest znajomość sił P_{IN} i P_{IIN} obciążających nakrętkę dociążaną I i odciążaną II. Moment M_{P_0} nie zmienia swej wartości określonej wzorem (122), natomiast moment tarcia wynosi:

$$M_t = M - M_{P_0} = \frac{d_n}{2} [P_{IN} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \vartheta') + P_{IIN} \cdot \operatorname{tg}(\lambda - \vartheta') - P_0 \operatorname{tg} \lambda]. \quad (126)$$

Zależność ta jest słuszna w przypadku, gdy nie następuje otwarcie nakrętki odciążanej. Przy otwieraniu nakrętki odciążanej do wzoru (126) należy wstawić $P_{IIN} = 0$ oraz $P_{IN} = P_0$, co da

równanie (123).

Sprawność śrubowej przekładni tocznej przy zamianie ruchu obrotowego na prostoliniowy wyraża znana zależność

$$\eta = \frac{P_o \cdot h}{2\pi M} = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \vartheta')} \quad (127)$$

słuszna tylko dla przekładni wstępnie nienapiętej, lub przekładni z tak dobranym napięciem nakrętek, że siła P_o powoduje otwarcie nakrętki odciążanej. W wyniku wzrostu momentu tarcia sprawność przekładni z napiętymi nakrętkami jest mniejsza i wynosi:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{P_o \cdot h}{2\pi M} = \frac{P_o \cdot h}{2\pi \frac{d_n}{2} [P_{IN} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \vartheta') - P_{IIN} \cdot \operatorname{tg}(\lambda - \vartheta')]} = \\ &= \frac{P_o \cdot \operatorname{tg} \lambda}{P_{IN} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \vartheta') - P_{IIN} \cdot \operatorname{tg}(\lambda - \vartheta')} \quad (128) \end{aligned}$$

Moment tarcia śrubowej przekładni tocznej pracującej z napięciem wstępnym zależy, jak to widać z równania (126), nie tylko od siły Q_N napięcia nakrętek oraz od ich zewnętrznego obciążenia P_o , ale ponadto od układu nakrętek oraz własności sprężystych jego elementów i połączeń. Od tych czynników zależy bowiem wartość sił P_{IN} i P_{IIN} . Dla małych wartości kątów λ i ϑ' równanie (126) można sprowadzić do przybliżonej postaci:

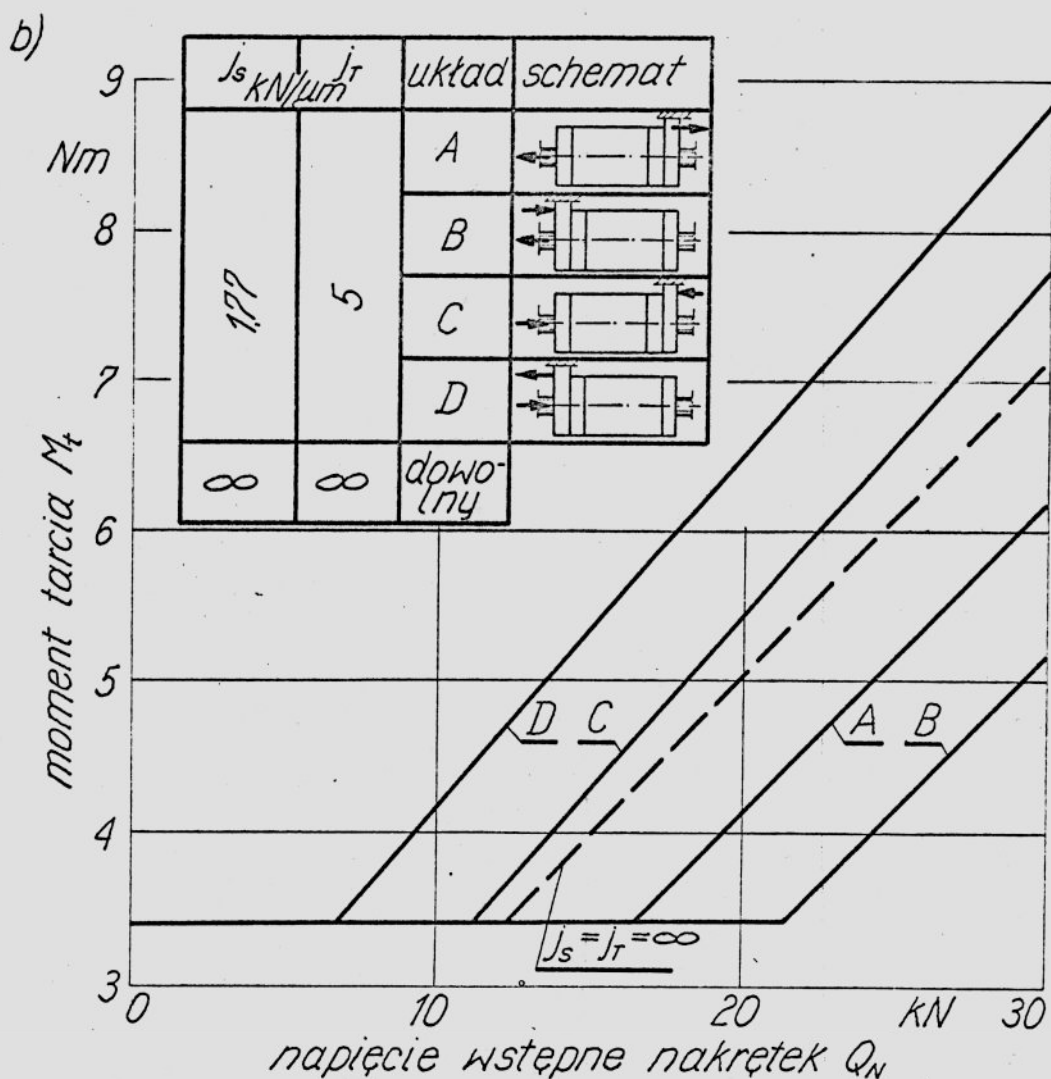
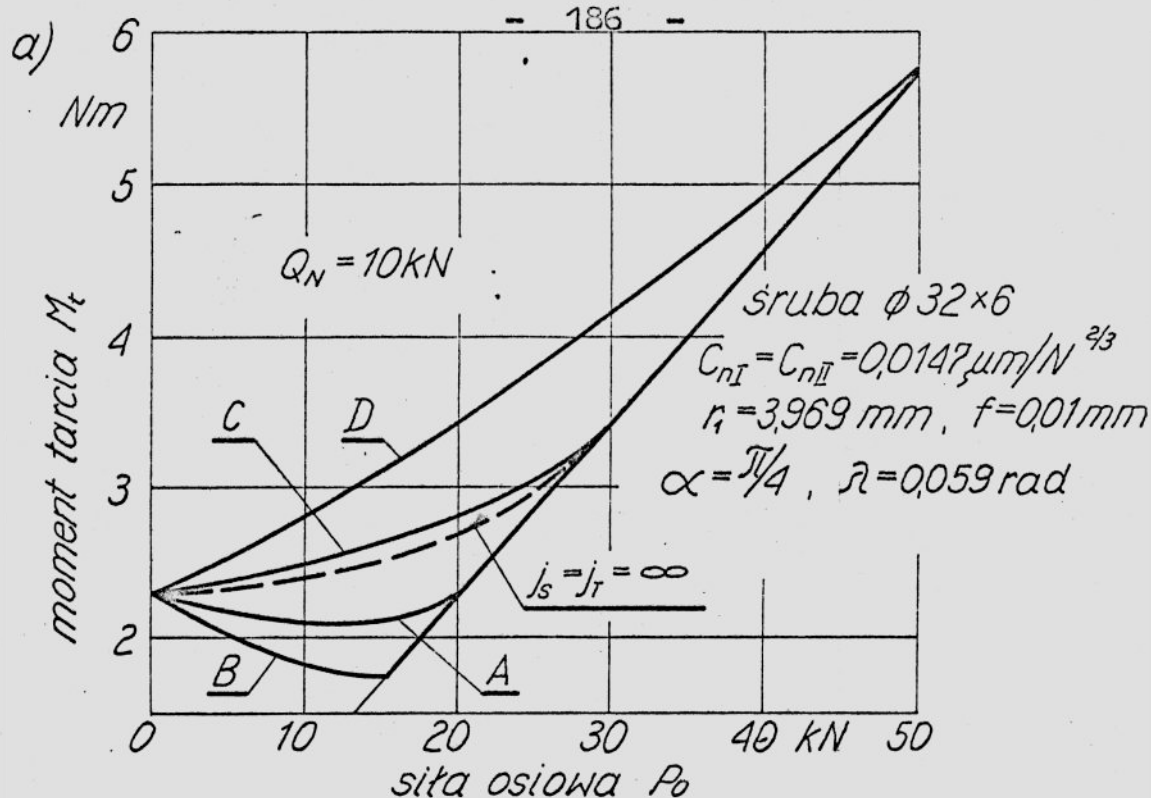
$$\begin{aligned} M_t &= \frac{d_n}{2} [P_{IN} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \vartheta') - P_{IIN} \cdot \operatorname{tg}(\lambda - \vartheta') - P_o \operatorname{tg} \lambda] = \\ &\approx \frac{d_n}{2} [(P_{IN} - P_{IIN})\lambda + (P_{IN} + P_{IIN})\vartheta' - P_o \lambda] = \\ &= \frac{d_n}{2} \cdot \vartheta' (P_{IN} + P_{IIN}). \quad (129) \end{aligned}$$

O wartości momentu tarcia decydują więc siły P_{IN} i P_{IIN} , które, mimo tej samej wartości sił P_0 i Q_N , są różne dla poszczególnych układów nakrętek. Moment ten przedstawiono w funkcji siły P_0 na rys.50a. Charakterystyczne jest to, że dla układów A i B nakrętek moment tarcia w pewnym zakresie siły P_0 maleje i jest mniejszy od momentu jaki występuje w przekładni nieobciążonej siłą osiową. Przedstawiając równanie (124) w przybliżonej postaci:

$$M_t = Q_N \frac{d_n}{2} \left[\operatorname{tg}(\lambda + \vartheta') - \operatorname{tg}(\lambda - \vartheta') \right] \approx \frac{d_n}{2} \cdot \vartheta' \cdot 2Q_N \quad (130)$$

i porównując je z zależnością (129) można zauważyć, że moment tarcia wstępnie napiętych nakrętek zmniejsza się po obciążeniu ich siłą P_0 , jeśli spełniona będzie nierówność $(P_{IN} + P_{IIN}) < 2Q_N$. Nastąpi to każdorazowo gdy sztywność zastępcza elementów dociążanych układu wstępnie napiętych nakrętek będzie mniejsza od sztywności zastępczej elementów odciążanych. Po przekroczeniu przez siłę P_0 , określonej dla danego układu wartości P_{0max} , następuje otwarcie nakrętki odciążanej, a moment tarcia wzrasta zgodnie z zależnością (123). Na rys.50a obrazuje to linia prosta, w którą przechodzą krzywe A do D. Przy stałej wartości sił P_0 i Q_N moment tarcia nakrętek będzie tym większy, im większa będzie sztywność elementów dociążanych a mniejsza sztywność elementów odciążanych.

Przebieg zmian momentu tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą zobrazowano na rys.50b w funkcji siły napięcia nakrętek dla $P_0 = 30 \text{ kN}$. Do wartości $Q_N \leq Q_{Nmin}$, różnej dla każdego z układów nakrętek, moment ten jest stały - otwarta bowiem zostaje wtedy nakrętka II i $P_{IIN} = 0$, natomiast $P_{IN} = P_0 = \text{const}$. Po przekroczeniu napięcia Q_{Nmin} moment tarcia wzrasta prawie li-

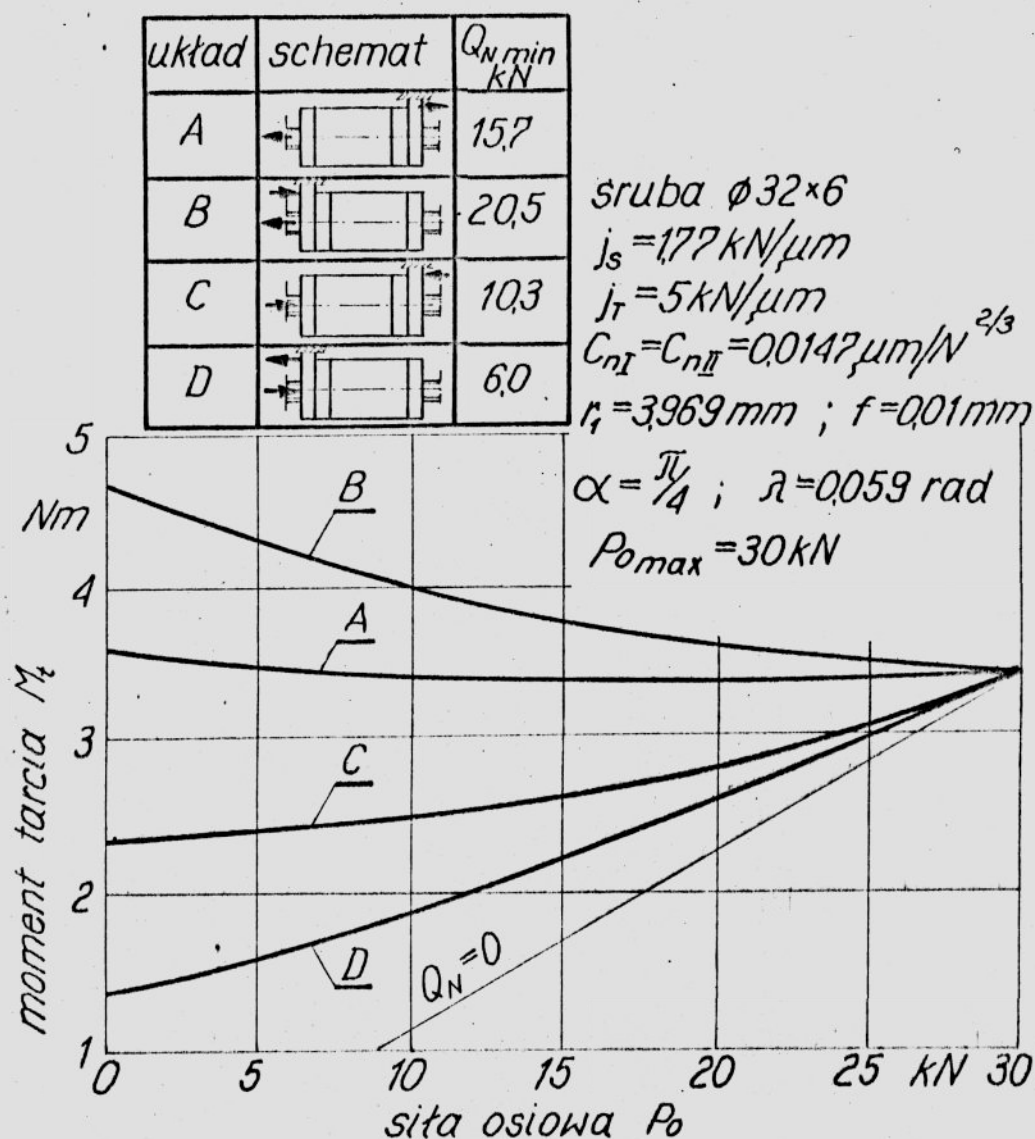


Rys.50 Moment tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą w funkcji
a/ siły osiowej, b/ napięcia wstępnego

niowo, przy czym dla stałej wartości sił P_0 i Q_N jest on największy dla układu D nakrętek. Zakładając jednak wartość siły P_{0max} jaka może obciążać przekładnię i dobierając odpowiednią siłę napięcia nakrętek każdego z czterech rozpatrywanych układów można wykazać jego zalety. W całym przedziale siły P_0 od 0 do P_{0max} moment tarcia nakrętek jest wtedy najmniejszy dla układu D /p.rys.51/ a to ze względu na najmniejszą wymaganą siłę napięcia jego nakrętek, dzięki czemu najmniejsze są także wartości sił P_{IN} i P_{IIN} /p.rys.44b/. Szczególnie duże, bo nawet ponad trzykrotne różnice wartości momentu tarcia nakrętek układu B i D występują dla małych wartości siły P_0 . Wynikają one z różnych sił Q_{Nmin} napięcia nakrętek. Ze wzrostem P_0 do $P_{0max} = 30$ kN moment tarcia nakrętek wszystkich rozpatrywanych układów zbliża się do tej samej wartości. Przy sile P_{0max} następuje bowiem otwarcie nakrętki odciążanej, a o wartości momentu tarcia decyduje obciążenie nakrętki I równe P_{0max} , niezależnie od odmiany układu nakrętek.

Odzwierciedleniem małego udziału momentu tarcia układu D nakrętek w całkowitym momencie obrotowym przykładanym do śruby jest wysoka sprawność przekładni /p.rys.52/. Duże różnice tej sprawności w odniesieniu do badanych czterech układów występują zwłaszcza dla małych osiowych sił P_0 . Z jej wzrostem do P_{0max} obserwuje się zbliżanie sprawności obliczonej dla wszystkich rozpatrywanych układów do wartości 0,89, przy $f = 0,01$ mm właściwej dla przekładni wstępnie nienapiętej.

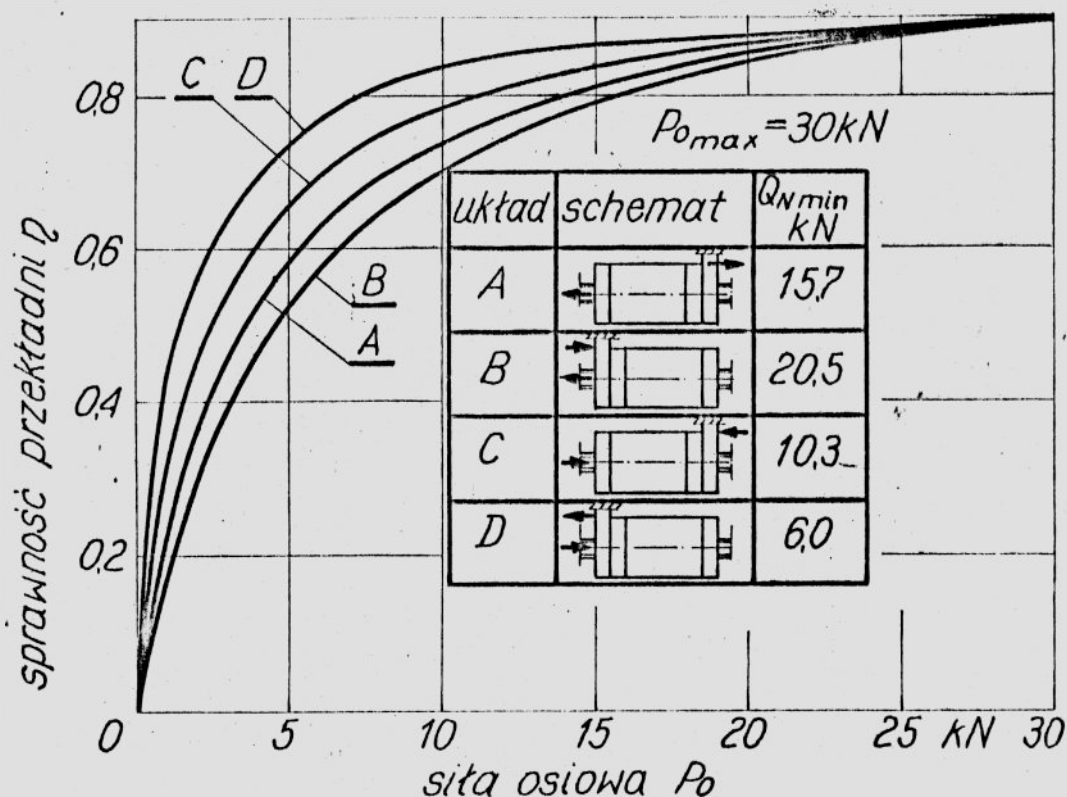
Dobranie zbyt dużej siły napięcia, jak to stwierdzono wcześniej, przyczyni się tylko w małym stopniu do zmniejszenia przemieszczenia napiętych wstępnie nakrętek, powoduje



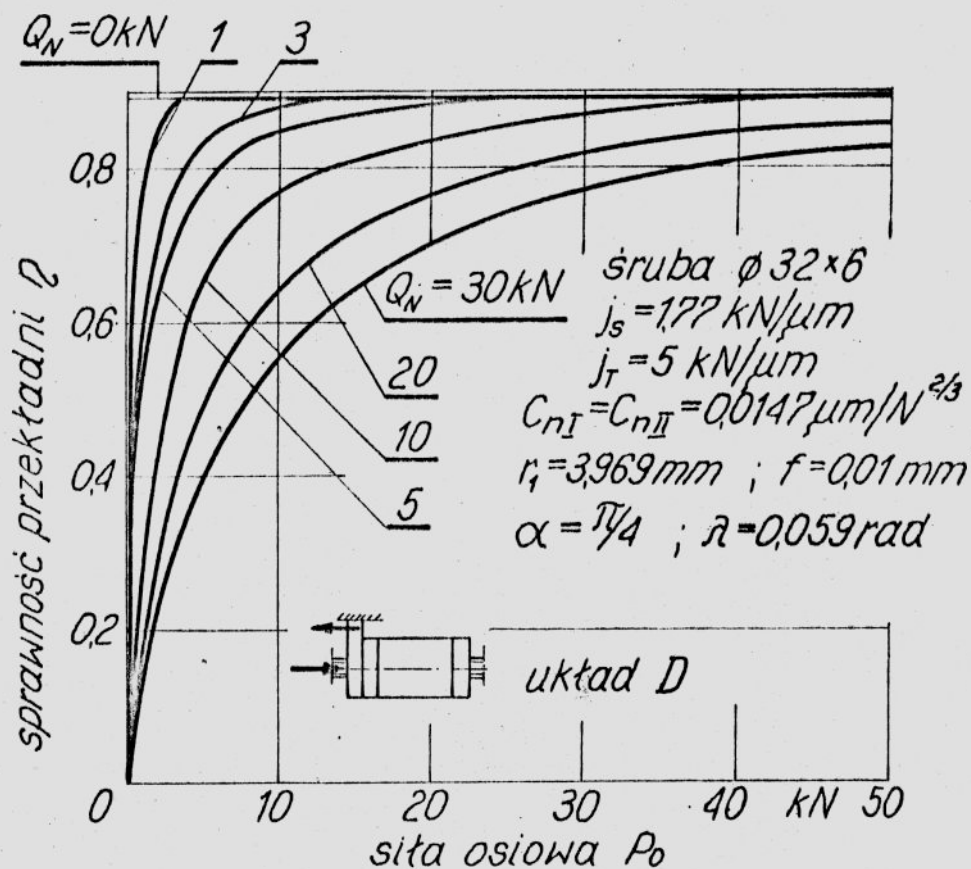
Rys.51 Zależność momentu tarcia $M_t(P_0)$ przy napięciu nakrętek dobranym dla założonej wartości siły $P_{0max} = 30 \text{ kN}$

zaś znaczny wzrost momentu tarcia przekładni i zmniejszenie jej sprawności. Oddaje to wykres na rys.53, na którym zależność $\eta(P_0)$ przedstawiono w odniesieniu do układu typu D, dla sił napięcia od 1 do 30 kN.

Przedstawiona analiza wykazała, że drogą dobrania odpowiedniego układu nakrętek można znacznie zmniejszyć moment ich tarcia. Przyczyni się to do zmniejszenia strat mocy w przekładni i cieplnych odkształceń śruby.



Rys.52 Sprawność przekładni tocznej w funkcji osiowej siły P_0 przy napięciu dobranym dla założonej wartości siły $P_{0max} = 30 \text{ kN}$.



Rys.53 Sprawność przekładni w funkcji osiowej siły P_0 dla różnych sił napięcia nakrętek układu D.

8. BADANIA EKSPERYMENTALNE

8.1. Program badań

Celem badań eksperymentalnych było wyznaczenie wpływu podstawowych czynników zestawionych w tablicy II na obciążenie i przemieszczenie elementów układu wstępnie napiętych nakrętek oraz zależności pomiędzy warunkami pracy śrubowej przekładni tocznej a: momentem tarcia nakrętek, nagrzewaniem się elementów przekładni i odkształceniem cieplnym śruby. Chodziło też o potwierdzenie słuszności przyjętych założeń do obliczeń i samych modeli obliczeniowych a także określenie wpływu niektórych czynników nie uwzględnionych w obliczeniach. Zamierzony program badań odnosił się tylko do połączeń nakrętek ze śrubą i obejmował:

- pomiary wielkości charakterystycznych bieżni gwintu śruby i nakrętki,
- wyznaczenie przemieszczenia pojedynczej nakrętki względem śruby,
- pomiar promieniowego przemieszczenia zewnętrznej powierzchni nakrętki,
- wyznaczenie obciążenia i przemieszczenia elementów składowych układu wstępnie napiętych nakrętek,
- pomiary momentu tarcia między nakrętkami a śrubą,
- pomiary temperatury śruby i nakrętek oraz wydłużenia śruby.

Główną część badań przeprowadzono na dwu stanowiskach ba-

dawczych, z których każde pozwalało przeprowadzić pomiary w odniesieniu do dwu śrubowych przekładni tocznych: VNAAII33-32x6 oraz VNBII66-32x6, przeznaczonych do napędu suportu wzdłużnego tokarki TZC-32N2. Badania wykonano w pomieszczeniu termostatycznym o temperaturze $293 \pm 0,3K$.

8.2. Stanowiska badawcze

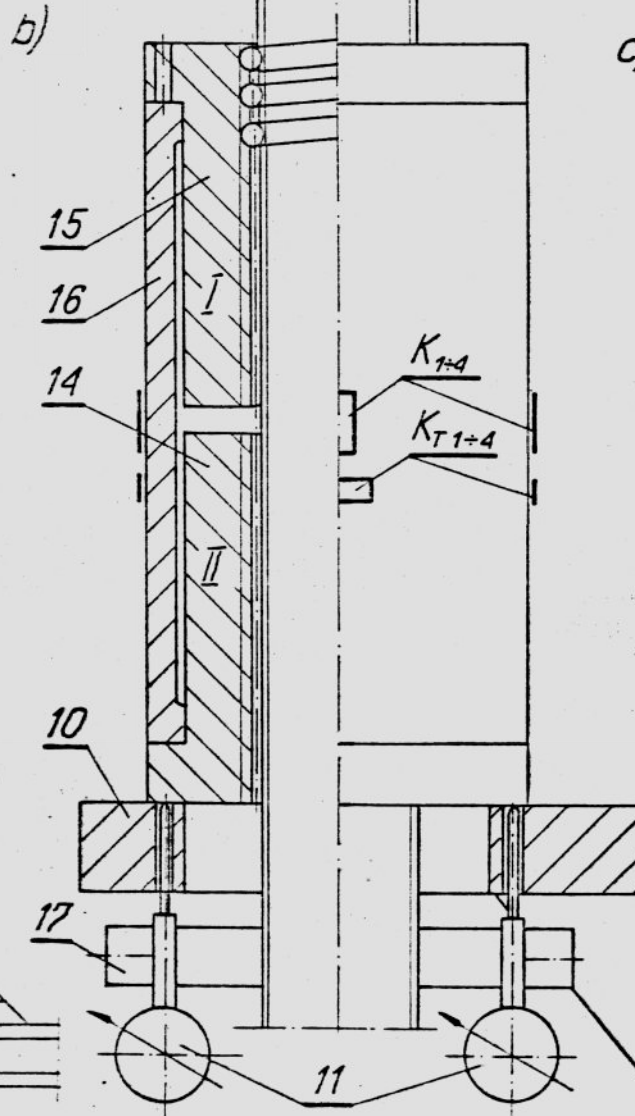
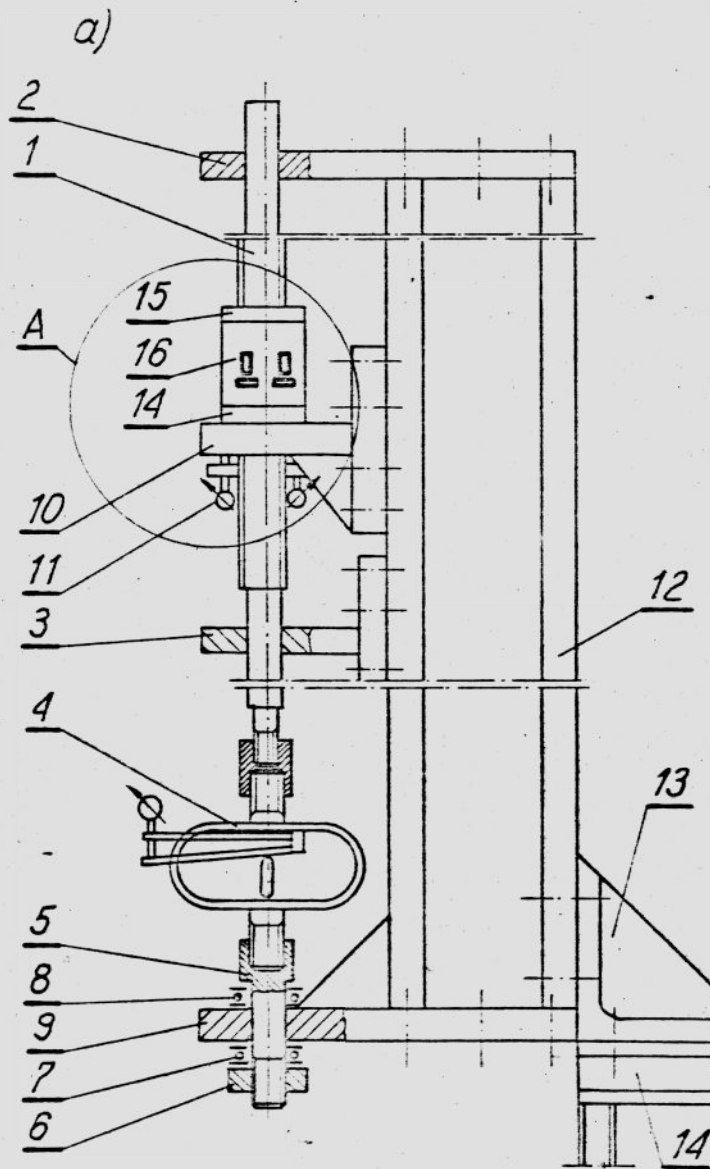
8.2.1. Stanowisko do pomiaru obciążenia nakrętek i ich przemieszczenia względem śruby

Aby program badań mógł być zrealizowany konstrukcja tego stanowiska umożliwiała:

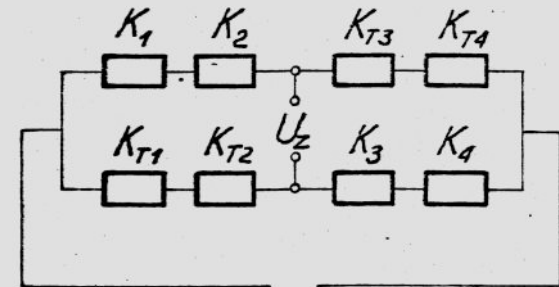
- wstępne napinanie nakrętek,
- pomiar siły napięcia nakrętek,
- obciążanie układu wstępnie napiętych nakrętek osiową siłą zewnętrzną,
- pomiar osiowej siły zewnętrznej,
- pomiar przemieszczenia nakrętek względem śruby,
- takie mocowanie i obciążanie przekładni aby otrzymać każdy z żądanych układów jej nakrętek.

Wymagania te spełniało stanowisko przedstawione schematycznie na rys.54. Umożliwiało ono przeprowadzenie pomiaru przemieszczeń względem śruby zarówno pojedynczej nakrętki jak i dwu nakrętek wstępnie napiętych. Śrubę 1 ustawiono pionowo za pomocą dwu współosiowych ślizgowych łożysk poprzecznych, wykonanych w płytach 2 i 3. Do dolnego, gwintowanego jej końca zamocowano siłomierz pałkowy 4 firmy Waga o zakresie pomiarowym $0 + 50$ kN. Nakręcony na dolną końcówkę siłomierza trzpień 5 umożliwiał wywieranie na śrubę siły rozciągającej,

szczegół „A”



Tensometry w układzie
c). pełnego mostka



Mostek tenso-
metryczny KWS/3S-5

Rys. 54 Stanowisko do pomia-
ru obciążenia nakrętek
i ich przemieszczenia
względem śruby

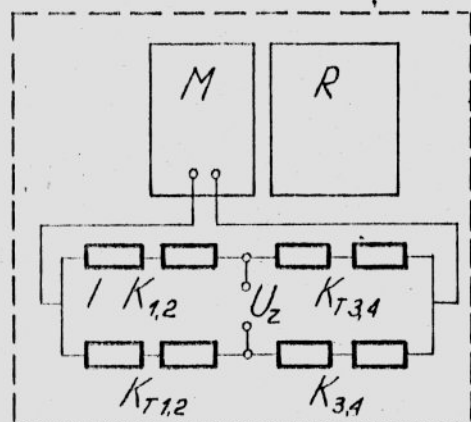
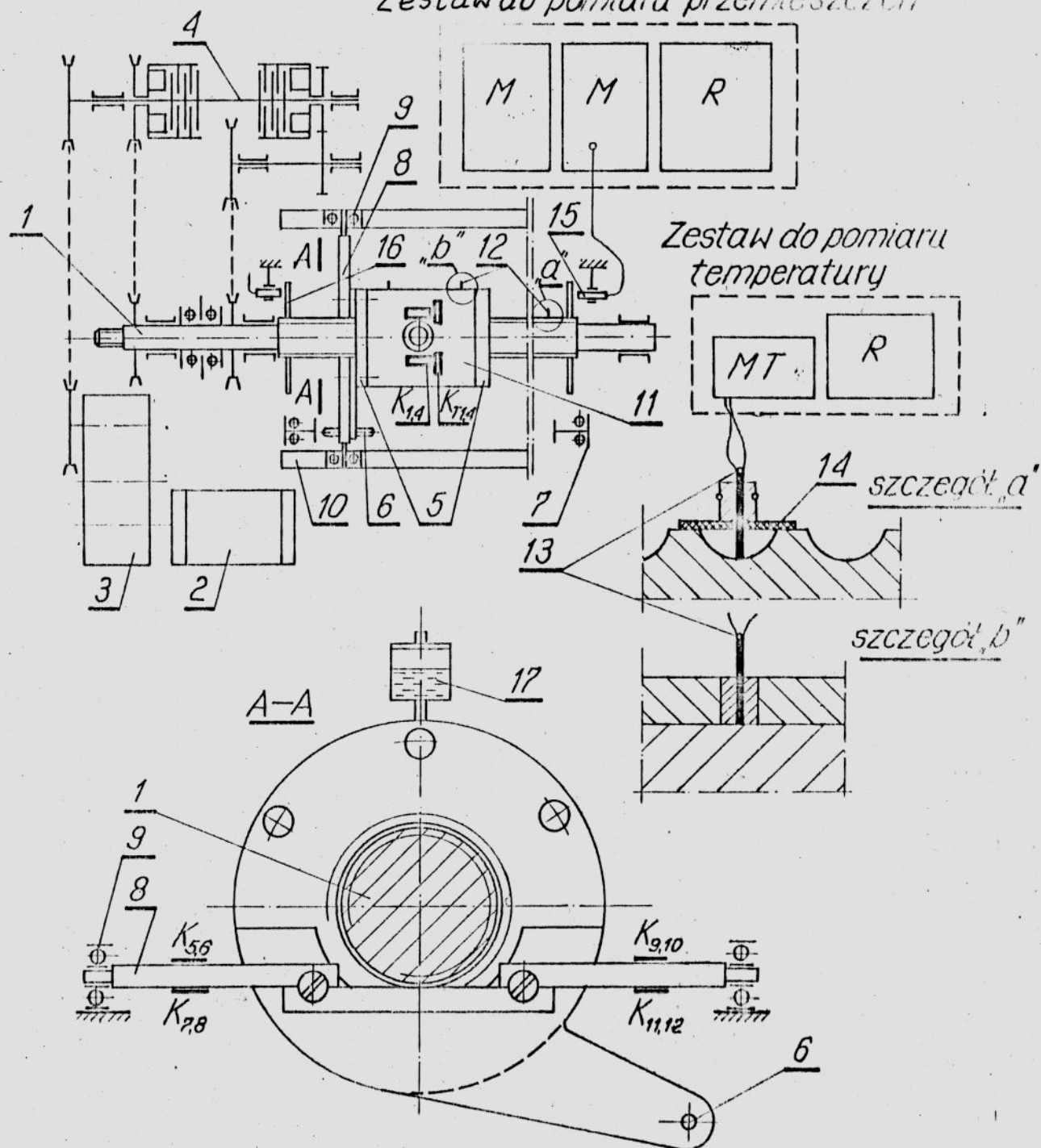
poprzez obrót nakrętki 6 lub siły ściskającej, poprzez obrót trzpienia 5. W czasie obciążania śruby zarówno nakrętka 6 jak i kołnierz trzpienia 5 opierały się poprzez wzdłużne łożyska kulkowe 7 lub 8 o płytę 9, której otwór był współosiowy z otworami w płytach 2 i 3. Nakrętkę, bądź zestaw dwu nakrętek 14 i 15 mocowano do płyty 10, w której wykonano otwór współosiowy z otworami w płytach 2, 3 i 9, o średnicy równej zewnętrznej średnicy nakrętki. Umożliwiał on ustawienie nakrętki w osi śruby. W płycie 10 wykonano ponadto otwory pozwalające ustalić położenie nakrętki za pomocą kołków, otwory do mocowania nakrętek oraz otwory, które zezwalały na zetknięcie trzpieni czujników pomiarowych 11 z czołem kołnierza nakrętki. Płyta 10 umożliwiała mocowanie nakrętek do obu jej stron, dzięki czemu można było uzyskać dowolną z czterech rozpatrywanych odmian układu. Wszystkie płyty mocowane śrubami do sztywnego łoża 12, które z kolei poprzez korpus 13 przytwierdzono do płyty stołu 14. Położenie płyt 2, 3, 9 i 10 ustalono za pomocą kołków tak, by niewspółosiowość otworów nie przekraczała 0,02 mm.

8.2.2. Stanowisko do pomiaru momentu tarcia nakrętek, ich temperatury, oraz temperatury i cieplnego wydłużenia śruby

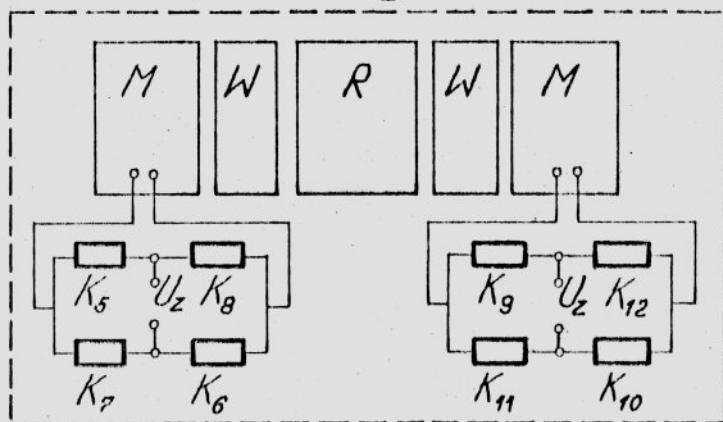
Pomiary momentu tarcia nakrętek, ich temperatury oraz temperatury i wydłużenia śruby prowadzono na stanowisku przedstawionym na rys.55 tylko przy obciążaniu nakrętek siłą napięcia wstępnego. Umożliwiało ono:

- nastawianie i ciągły pomiar wstępnego napięcia nakrętek,

Zestaw do pomiaru przenieszenia



Zestaw do pomiaru
napięcia nakrętek

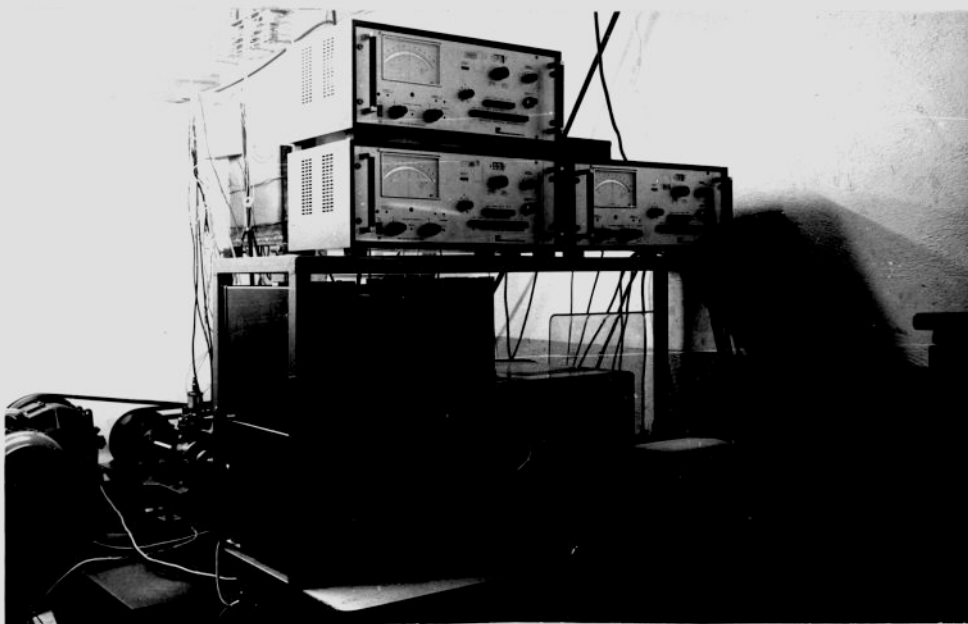
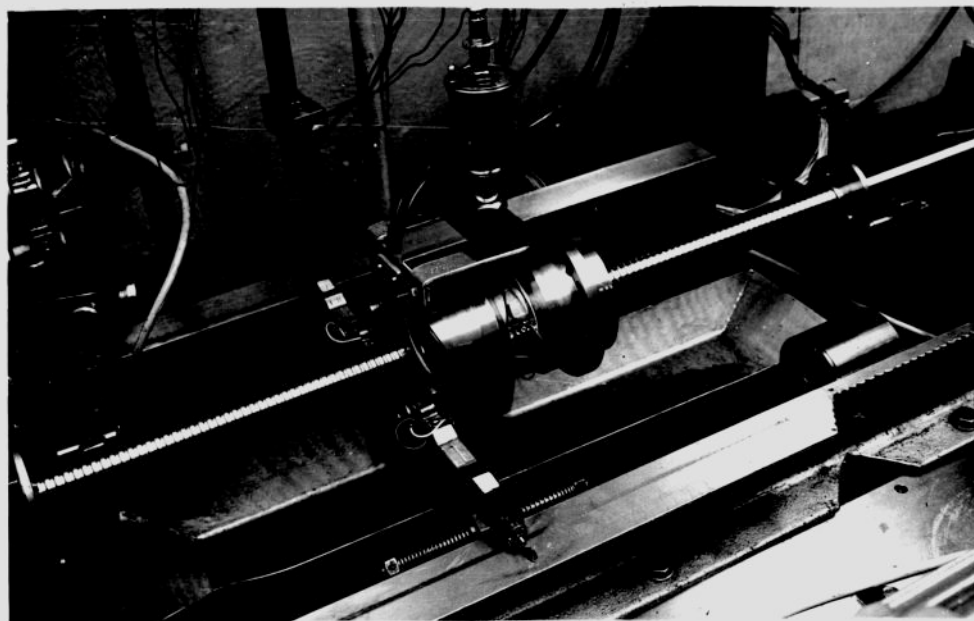
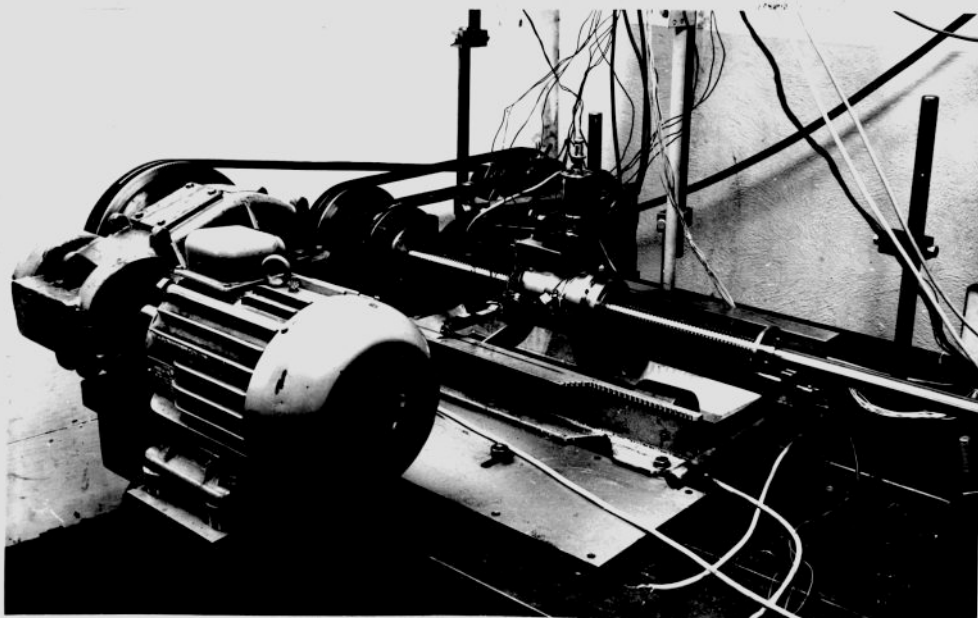


Zestaw do pomiaru momentu
tarcia nakrętek

Fig. 55 Stanowisko do pomiaru momentu tarcia i temperatury nakrętek i śruby oraz wydłużenia śruby.
M - mostek tensometryczny, R - rejestrator, W - wzmacniacz pomiarowy, MT - miernik termistorowy

- pomiar momentu tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą przy obu kierunkach obrotów,
- pomiar temperatury nakrętek w czasie pracy przekładni,
- pomiar temperatury na zewnętrznej powierzchni nieobracającej się śruby,
- pomiar wydłużenia wybranego odcinka śruby,
- nastawianie wartości prędkości kątowej śruby,
- zmianę kierunku obrotu śruby po przebyciu przez nakrętki określonego odcinka drogi,
- dozowanie ilości oleju smarującego trące się powierzchnie.

Ogólny widok tego stanowiska wraz z zestawem aparatury pomiarowej przedstawia rys.56. Śrubę 1 /p.rys.55/ osadzono poziomo w trzech łożyskach poprzecznych a osiowe jej położenie ustalono za pomocą dwu wzdlużnych łożysk kulkowych. Ruch obrotowy śruby o żądanej prędkości kątowej otrzymywano z silnika asynchronicznego 2 poprzez dwustopniowy reduktor 3 /lub dwa reduktory/ oraz przekładnię pasową z wymiennymi kołami i nawrotnicą pasową 4. Zmianę kierunku obrotu śruby uzyskiwano dzięki związaniu z przesuwającymi się nakrętkami 5 zderzaka 6, który w skrajnych położeniach nakrętek naciskał na przełączniki 7 i przerywał dopływ prądu do jednego ze sprzęgieł, włączał go natomiast do cewki drugiego sprzęgła. Nakrętki zabezpieczono przed obrotem poprzez zamocowanie do nich dwuramiennej belki 8, na końcach której osadzono kulkowe łożyska poprzeczne 9. W czasie przesuwania się nakrętek jedno z łożysk przetaczało się po podstawie 10 i było do niej dociskane siłą pochodzącą od momentu tarcia nakrętek. Belkę tę wykorzystano do pomiaru momentu tarcia nakrętek poprzez na-
klejenie na obu jej ramionach po cztery czynne tensometry



Rys.56 Ogólny widok stanowiska i zestawu aparatury pomiarowej

czułe na naprężenia zginające. Wstępne napięcie nakrętek wprowadzano poprzez względny ich obrót. Pomiar siły tego napięcia, podobnie jak w przypadku stanowiska z rys.54, umożliwiała tuleja 11, znajdująca się pomiędzy nakrętkami 5. Przedstawione stanowisko pozwalało mierzyć temperaturę nakrętek za pomocą sześciu termistorów 12, których końcówki dotykały zewnętrznej ich powierzchni. Pozostałe sześć termistorów służyło do pomiaru temperatury zewnętrznej powierzchni śruby po jej zatrzymaniu. Termistory te podczas pracy przekładni służyły do kontroli temperatury otoczenia i temperatury powierzchni stołu, na którym zmontowano stanowisko. Do stołu tego zamocowano dwa bezstykowe czujniki indukcyjne 15, które służyły do pomiaru wydłużenia śruby. Powierzchnie odniesienia stanowiły dla nich dwie tarcze 16 zamocowane na końcach gwintowanego odcinka śruby. Styk termistorów z powierzchniami, których temperaturę mierzono, zapewniały sprężyny 13 wykonane z drutu stalowego, a w przypadku pomiaru temperatury śruby także taśma magnetyczna 14. Zastosowane w budowie tego stanowiska rejestratory umożliwiały ciągły zapis mierzonych wielkości. Smarowanie trących się powierzchni kulek i bieżni odbywało się za pomocą oleju dostarczanego przez dozownik 17, który zapewniał stały przepływ oleju w ilości od kilku kropli na minutę do około $20 \text{ cm}^3/\text{min}$.

8.3. Pomiar wstępnego napięcia nakrętek i ich obciążenia

Do mierzenia wartości wstępnego napięcia nakrętek zastosowano tuleję 16 /p.rys.54/, która dzięki naklejeniu na niej czterech czynnych tensometrów K_1 do K_4 oraz tensometrów kom-

pensacyjnych K_{T1} do K_{T4} spełniała rolę siłomierza wrażliwego tylko na siły ściskające. Odpowiednie połączenie tensometrów pozwoliło na wyeliminowanie wpływu temperatury oraz naprężeń zginających [93]. Schemat połączenia układu pomiarowego przedstawia rys.54 c. Wykorzystano w nim mostek tensometryczny klasy 0,5 typu KWS/3S-5 firmy Hottinger, z którym współpracował rejestrator Hellige I9 /p.rys.55/.

Wzorcowanie siłomierza przeprowadzono na stanowisku pokazanym na rys.54a, przy czym z połączenia nakrętki 14 ze śrubą 1 wyjęto kulki. Zapewniało to przeniesienie na tuleję 16 całej siły P_0 , zadawanej przez nakrętkę 6 a mierzonej za pomocą siłomierza pałkowego 4. Ponieważ kołnierze nakrętek 14 i 15 posiadały ścięcia po cięciwie stycznej do zewnętrznej ich powierzchni zbadano wpływ położenia nakrętek na wskazania przyrządu pomiarowego. W tym celu siłomierz 16 wzorcowano w kilku położeniach nakrętek 14 i 15. Otrzymane wskazania przyrządu pomiarowego odbiegały od siebie w granicach nie przekraczających 4%. Przyjęto, że charakterystykę siłomierza stanowi średnia arytmetyczna wskazań z sześciu pomiarów, obarczając ją w ten sposób błędem w granicach $\pm 2\%$.

W badaniach założono, że do płyty 10 mocowany będzie tylko kołnierz jednej z nakrętek 14 lub 15. Wobec tego siłomierz 16, po obciążeniu śruby 1 siłą P_0 , poddany był obciążeniu przenoszonemu przez jedną z nakrętek. Mierzył więc on jedną z sił: P_{IN} lub P_{IIN} . Wyznaczenie drugiej z sił, przy zadanej wartości P_0 , umożliwiała zależność (107).

8.4. Pomiar przemieszczeń nakrętek oraz cieplnych zmian długości śruby

Do pomiaru osiowych przemieszczeń nakrętek względem śruby stosowano trzy czujniki 11 /p.rys.54/ firmy Carl Zeiss Jena o działce elementarnej $1\mu\text{m}$ i zakresie $\pm 60\mu\text{m}$, rozmieszczone wokół osi śruby co $2\pi/3$ na okręgu o średnicy 90 mm. Czujniki te mocowano w uchwycie 17 zaciśniętym na śrubie a ich trzpienie pomiarowe dotykały kołnierza nakrętki. Ze względu na to, że kołnierz nakrętki przekładni VNAA nie stanowił pełnego pierścienia, a także z uwagi na niewspółosiowość otworów w płytach 2,3,9 i 10, nieprostokadłość płyty 10 do osi śruby i błędy wykonania przekładni, czujniki nie wskazywały tej samej wartości przemieszczenia. W przypadku omawianych badań ich wskazania odbiegały od siebie w granicach do 30%. Biorąc jednak pod uwagę, że przemieszczenia mierzono na okręgu o średnicy 90 mm, różnice te na średnicy nominalnej śruby $d_n = 32\text{ mm}$ wynosiły około 10% i miały pomijalny wpływ na odchyłkę średniej arytmetycznej wskazań od wartości rzeczywistej. Tak przeprowadzone pomiary przemieszczeń pozwalały na uzyskanie zależności $\delta_n(P_0)$ dla pojedynczej nakrętki, a także $\delta_N(P_0)$ dla nakrętek wstępnie napiętych. W przypadku gdy uchwyt 17 został zaciśnięty na obciążonej siłą P_0 części śruby /p.rys. 54a/ od zmierzonego przemieszczenia należało odjąć zmianę długości części śruby na odcinku od uchwytu 17 do nakrętki.

Do pomiaru cieplnych zmian długości śruby zastosowano dwa bezstykowe czujniki indukcyjne 15 umożliwiające mierzenie przemieszczeń elementów wirujących [44,46]. Powierzchnię od-

niesienia dla tych czujników stanowiły tarcze 16 zamocowane na śrubie, prostopadle do jej osi /p.rys.55/. Ponieważ zmiany temperatury płyty, do której czujniki te zamocowano można było pominąć, to mierzyły one przemieszczenie tarcz 16. Różnica tych przemieszczeń jest wydłużeniem śruby na odcinku pomiędzy tarczami. Układ pomiarowy zestawiono z dwu mostków tensometrycznych KWS/3S-5, współpracujących z rejestratorem Hellige I9. Dzięki temu otrzymano współbieżny w czasie przebieg zmian przemieszczeń, co ułatwiło opracowanie wyników pomiarów. Wzorcowanie czujników przeprowadzono przy pomocy śruby mikrometrycznej z noniuszem, pozwalającym na odczyt wskazań z dokładnością do $1\mu\text{m}$ [96]. Było ono główną przyczyną błędu pomiaru przemieszczeń. Przy zastosowanej aparaturze i szczelinie pomiarowej 1 mm ustawianej szczelinomierzem całkowity błąd pomiaru nie przekraczał około 8%, na najczulszym ze stosowanych zakresów mostka tensometrycznego. Zakres ten pozwalał mierzyć przemieszczenia w granicach $\pm 20\mu\text{m}$.

8.5. Pomiar momentu tarcia nakrętek

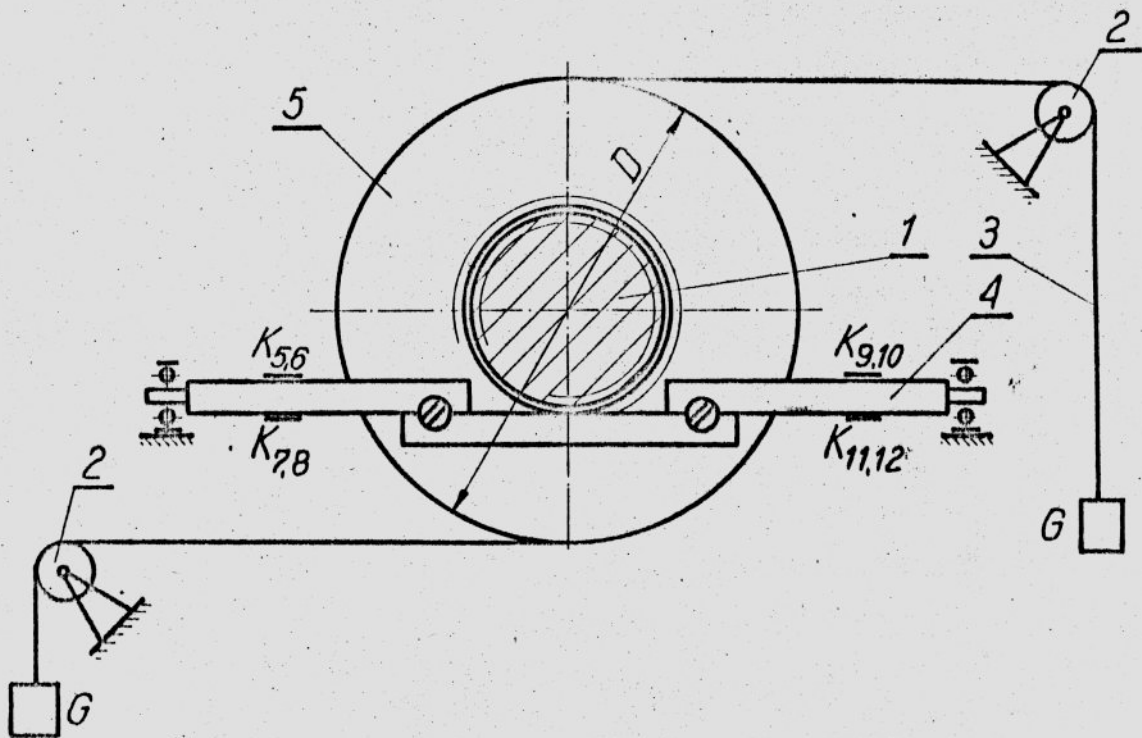
Moment tarcia występujący pomiędzy nakrętkami a śrubą był jedną z podstawowych wielkości, kontrolowanych podczas badań eksperymentalnych. Do pomiaru jego wartości wykorzystano dwuramienną belkę 8 /p.rys.55/ związaną wkrętami z jedną z nakrętek 5 oraz tuleją 11. Ramiona tej belki, dzięki osadzeniu na ich końcach promieniowych łożysk tocznych 9 współpracujących z podstawą 10, zapewniały prostoliniowy ruch nakrętek w czasie wykonywania przez śrubę ruchu obrotowego. Naklejono na nich po cztery czynne tensometry, zapewniające kompensację

odkształceń normalnych i cieplnych. Były one czułe zaś na zginanie, dzięki czemu pozwalały mierzyć moment tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą [30,31]. Układ pomiarowy składał się z dwu mostków tensometrycznych UM-111 firmy Funkwerk-Dresden, dwu wzmacniaczy HIG10 prądu stałego firmy RFT oraz rejestratora N3203. Każde z ramion belki 8 służyło do pomiaru momentu tarcia tylko w jednym kierunku obrotów śruby. Drugie ramie nie stykało się wtedy z podstawą 9. Umożliwiało to przeprowadzenie zerowania układu pomiarowego, który cechowała mała stabilność w czasie.

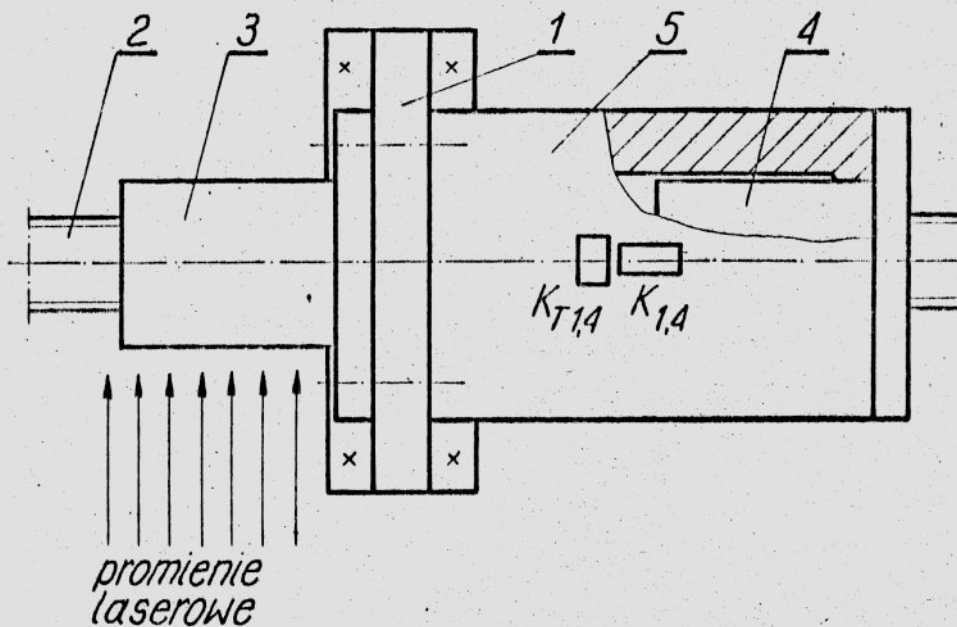
Wzorcowanie układu do pomiaru momentu tarcia prowadzono bezpośrednio na stanowisku przedstawionym na rys.55. Nienapięte wstępnie nakrętki 5 obciążono momentem o znanej wartości, wywołanym ciężarami G zawieszonymi na cięgnie 3 /p.rys.57/. Wywoływały one zginanie jednego z ramion belki 4 i odpowiednie wychylenie pisaka rejestratora. Tarcie w łożyskach 2 jak i pomiędzy nakrętkami 5 a śrubą 1 miało pomijalnie mały wpływ na wynik wzorcowania, bowiem otrzymane charakterystyki zarówno przy wzroście jak i zmniejszaniu ciężaru G pokrywały się. Biorąc pod uwagę błędy popełniane przy wzorcowaniu oraz błąd odczytu z taśmy rejestratora, całkowity błąd pomiaru momentu tarcia nie powinien przekraczać 3,5%.

8.6. Pomiar temperatur

Pomiar temperatury śruby umożliwiał poznanie zależności pomiędzy temperaturą a napięciem nakrętek i prędkością kątową śruby. Umożliwiał on również obliczenie wydłużenia śruby i porównanie go z wynikami pomiarów. Ze względu na przemiesz-



Rys.57 Obciążanie nakrętek przy wzorcowaniu układu do pomiaru momentu tarcia



Rys.58 Stanowisko do pomiaru promieniowych przemieszczeń zewnętrznej powierzchni nakrętki

czanie się nakrętek w warunkach pracy na długości śruby pomiar temperatury prowadzono na zewnętrznej jej powierzchni w stanie spoczynku tuż po jej zatrzymaniu i w stanie ustalonej wymiany ciepła. Czas pomiędzy zatrzymaniem śruby a odczytem temperatury wynosił około 60 sekund. Wynikało to z konieczności zamocowania na śrubie termistorów oraz dokonania odczytu, który dla każdego punktu pomiarowego trwał 3 sekundy. Czas ten był wprawdzie przyczyną błędu pomiaru rozkładu temperatury, zwłaszcza w pobliżu nakrętek, które zatrzymano zaw sze w środkowej części gwintu, ale w odniesieniu do średniej temperatury błąd ten był niewielki. Błąd pomiaru temperatury dla czujników termistorowych typu NC210, współpracujących z miernikiem termistorowym [80] oraz wielokanałowym rejestratorem napięciowym, przy korzystaniu ze wspólnej charakterystyki wzorcowania, wynosił około $\pm 0,2\text{K}$ [38].

Rozkład temperatury na śrubie uwarunkowany był jednak nie tylko ciepłem wydzielanym w jej połączeniu z nakrętkami ale także w łożyskach. Czujniki termistorowe mierzyły więc temperaturę wywołaną wydzielaniem ciepła we wszystkich tych źródłach. Dokładne wyznaczenie temperatury śruby wywołanej tylko ciepłem wydzielanym pomiędzy nią a nakrętkami okazało się niemożliwym. Pomimo, że zależność pomiędzy temperaturą a wydatkiem źródła ciepła jest w przybliżeniu liniowa [48,70] to jednak różne było położenie obu tych źródeł. Rozkład temperatury na śrubie zmierzono przy pracy przekładni z napiętymi nakrętkami, kiedy oddziaływały na nią oba źródła ciepła oraz z nakrętkami nienapiętymi, kiedy to wpływ tarcia nakrętek można było pominąć. Temperatury śruby, wywołanej tylko tarcie nakrętek nie można więc było wyznaczyć jako różnicy roz-

kładów otrzymanych w wyniku obu tych pomiarów, nieznane bowiem było oddziaływanie na siebie strumieni cieplnych, pochodzących z tych źródeł. Zdecydowano się dlatego, aby przedstawić rozkład temperatury wywołany tarciem łożysk oraz tarciem pomiędzy nakrętkami a śrubą, podano ponadto ten rozkład uzyskany dla nakrętek wstępnie nienapiętych.

Pomiar temperatury nakrętek prowadzono również na zewnętrznej ich powierzchni. Celem tego pomiaru było przede wszystkim określenie czasu ustalania się ich temperatury. Można było w ten sposób sprawdzić jaki wpływ na przyrost temperatury przekładni mają: ilość i rodzaj czynnika smarującego, prędkość kątowna śruby i wstępne napięcie nakrętek. Temperatura nakrętek rejestrowana była w ciągu całego okresu pracy przekładni. Pozwalało to śledzić przebieg ich nagrzewania się w czasie.

8.7. Pomiar promieniowego przemieszczenia zewnętrznej powierzchni nakrętki

Pomiar obciążenia przenoszonego przez poszczególne zwoje gwintu śruby i nakrętki okazuje się bardzo trudnym, szczególnie w odniesieniu do śrubowej przekładni tocznej. W dostępnej literaturze, dotyczącej badań obrabiarek, napotkał autor opis tylko jednego sposobu pomiaru tego obciążenia [82]. Polegał on na wyznaczaniu siły potrzebnej do pokonania oporów tarcia ślizgowego kulek, znajdujących się w jednym zwoju gwintu, o bieżnie, przy założeniu, że jest ona proporcjonalna do osiowego obciążenia tego zwoju. Do przeprowadzenia pomiaru konieczne było wykonanie specjalnej przekładni, w której

jeden obieg kulek obejmował jeden zwój gwintu, zezwalającej na usunięcie każdego z kanałów powrotnych i wprowadzenie w jego miejsce urządzenia umożliwiającego przesunięcie kulek względem bieżni i pomiar siły potrzebnej do tego przesunięcia. Autor nie mógł wykorzystać jednak tego sposobu ze względu na brak odpowiedniej przekładni. Dlatego podjęto próbę oceny rozkładu obciążenia zwojów gwintu nakrętki śrubowej przekładni tocznej na podstawie pomiaru przemieszczeń zewnętrznej jej powierzchni. Ponieważ przemieszczenia te są stosunkowo małe przeprowadzono pomiary holograficzne z wykorzystaniem czułego urządzenia jakim jest interferometr holograficzny firmy Rottenkolberg z laserem argonowym wysyłającym fale świetlne o długości $0,514\text{ }\mu\text{m}$. Badania wykonano w Instytucie Fizyki Technicznej Politechniki Wrocławskiej. Brak opatowania odpowiedniej metody pomiarowej uniemożliwił jednak przeprowadzenie pomiaru osiowych przemieszczeń wybranych punktów leżących na zewnętrznej średnicy nakrętki. Skłoniło to autora do wykonania pomiarów promieniowych przemieszczeń zewnętrznej powierzchni nakrętki i porównania ich z odpowiednimi przemieszczeniami uzyskanymi drogą obliczeń.

Stanowisko do holograficznych pomiarów promieniowych przemieszczeń zewnętrznej powierzchni nakrętki składało się ze sztywnej płyty 1 przymocowanej do stołu urządzenia /p.rys.58/, śruby tocznej 2, dwu nakrętek 3 i 4 oraz opisanego wyżej siłomierza tensometrycznego. Nakrętkę 3 i tuleję siłomierza 5 przytwierdzono śrubami do płyty 1, natomiast nakrętka 4 służyła tylko do obciążania nakrętki 3 poprzez wywołanie wstępnego napięcia układu. Nakrętkę 3 zamocowano tak, aby jej zewnętrzna powierzchnia była odsłonięta, a ponadto aby była ona

ściskana, co zapewniało uzyskanie stosunkowo dużych jej przemieszczeń promieniowych. Okazało się, że podstawową trudność w przeprowadzeniu pomiarów stwarzały odkształcenia na styku kołnierza nakrętki 3 z płytą 1. Odkształcenia te powodowały obrót nakrętki i przemieszczenie jej zewnętrznej powierzchni, szczególnie w kierunku promieniowym. Przemieszczenia tego nie dało się wyeliminować pomimo dokładnej obróbki kołnierza nakrętki 3 i czoła płyty 1 oraz stosunkowo silnego dociśnięcia powierzchni styku tych elementów. Wypaczało ono obraz promieniowych przemieszczeń nakrętki. Wpływ odkształcenia styku płyty 1 i kołnierza nakrętki na jej promieniowe przemieszczenie udało się zmniejszyć wykonując hologramy z przeciwnych stron nakrętki i przyjmując za miarodajną średnią wartość tych przemieszczeń odczytanych z obu hologramów. Odkształcenie to przyczyniło się jednak do obniżenia dokładności pomiarów. Łatwo wykazać, że miałoby ono stosunkowo niewielki wpływ na osiowe przemieszczenia zewnętrznej powierzchni nakrętki.

9. BADANIE OBCIĄŻENIA NAKRĘTEK I ICH PRZEMIESZCZENIA WZGLĘDEM ŚRUBY

9.1. Określenie wielkości charakterystycznych bieżni gwintu śruby i nakrętki

Do analitycznego wyznaczenia przemieszczenia nakrętki względem śruby konieczna jest znajomość geometrii śruby i nakrętki. Szczególnie duży wpływ na te przemieszczenia mają: średnica kulek, promień bieżni gwintu oraz kąt działania przekładni. Wielkości te należało więc wyznaczyć drogą dokładnych pomiarów. Średnice kulek badanych przekładni nie odbiegały od podanych w katalogu wytwórcy, natomiast stosunek promieni kulki i bieżni r_1/r_2 nie został zachowany i należało go określić. Wykonano także pomiary średnic dna bieżni gwintu śruby i nakrętki co umożliwiło wyznaczenie ze wzoru (60) kąta działania przekładni.

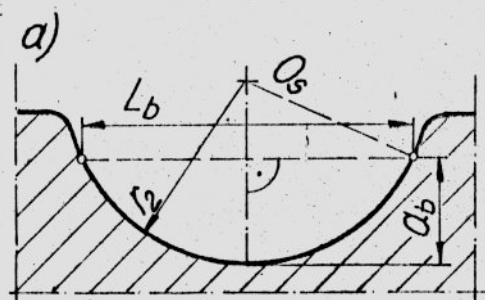
Spośród kilku znanych metod wyznaczania promieni bieżni [88] wybrał autor metodę wymagającą pomiaru długości cięciwy okręgu i jej odległości od tego okręgu /p.rys.59a/. Promień bieżni wyznaczono ze wzoru:

$$r_2 = \frac{a_b}{2} + \frac{L_b^2}{8a_b} \quad (131)$$

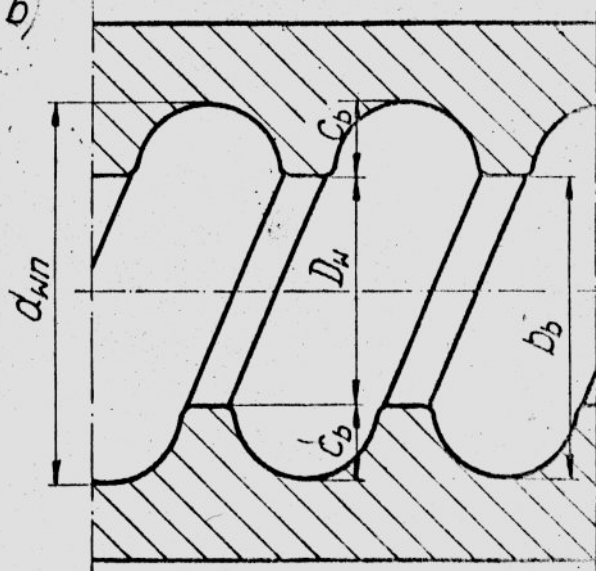
gdzie: L_b - długość cięciwy,

a_b - największa odległość cięciwy od linii okręgu.

Długość odcinków L_b i a_b zmierzono na uniwersalnym mikroskopie warsztatowym. W odniesieniu do śruby pomiary te wykonano

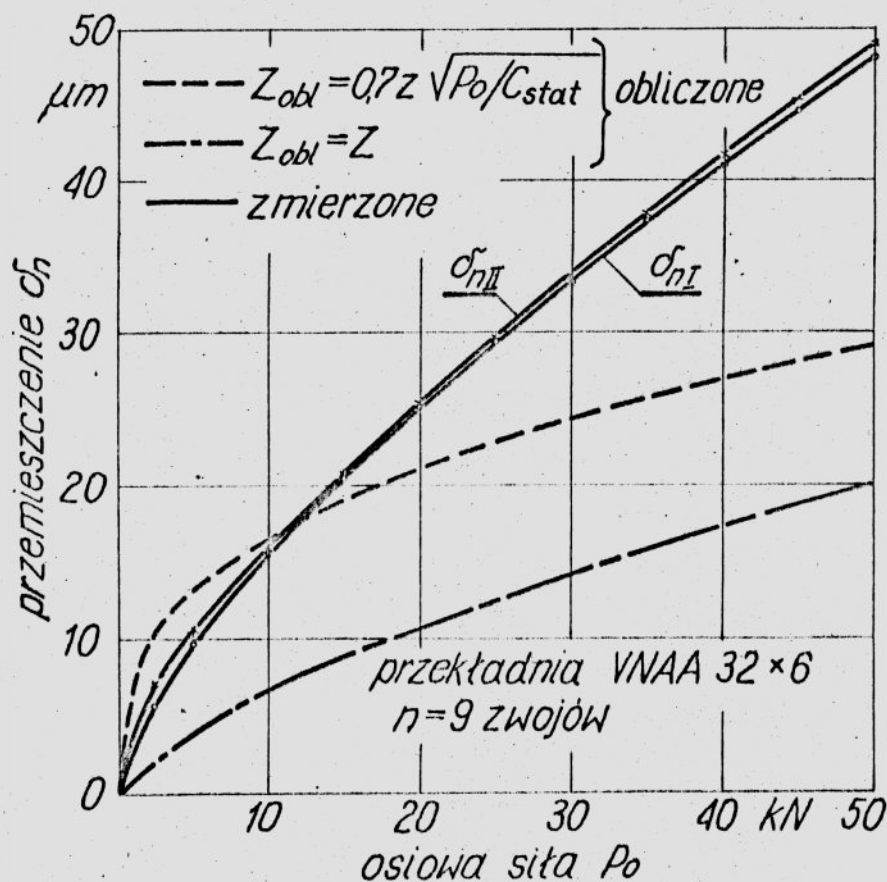


$$r_2 = \frac{a_b}{2} + \frac{L_b^2}{8a_b}$$



$$d_{wn} = D_H + 2c_b = b_b + c_b$$

Rys.59 Sposób wyznaczenia promienia bieżni gwintu oraz średnicy dna bieżni nakrętki



Rys.60 Porównanie wyników pomiaru przemieszczeń nakrętek względem śruby z wynikami obliczeń

bezpośrednio na obiekcie, w odniesieniu zaś do nakrętki wykonano duracrylową replikę bieżni. Wyznaczony na podstawie pomiarów stosunek promienia kulki do promienia bieżni r_1/r_2 wahał się od 0,87 do 0,94, przy czym skrajne wartości dotyczyły odpowiednio nakrętek i śruby badanej przekładni VNAA-32x6. Stosunek ten był mniejszy od zalecanego.

Średnicę d_{ws} dna bieżni gwintu śruby zmierzono bezpośrednio na mikroskopie warsztatowym. Z kolei średnicę d_{wn} dna bieżni nakrętki wyznaczono jako sumę wewnętrznej średnicy D_w nakrętki oraz podwójnej głębokości c_b bieżni /p.rys.59b/ zmierzonej na podstawie wykonanej repliki. Poprawność tego pomiaru sprawdzono wyznaczając wymiary b_b i D_w /p.rys.59b/ na optimetrze poziomym a także mierząc promieniowy luz $[d_{wn} - d_{ws} - 4r_1]$ uproszczoną metodą zalecaną przez firmę SKF-u do wyznaczania dodatniego luzu w łożyskach promieniowych [45]. Wyznaczony na podstawie pomiarów kąt α wynosił $0,195 \cdot \pi$ rad dla przekładni VNB i $0,29 \cdot \pi$ rad dla przekładni VNAA, podczas gdy powszechnie przyjmuje się $\alpha = 0,25 \cdot \pi$ rad.

9.2. Obciążenie nakrętek śrubowej przekładni tocznej i ich przemieszczenia względem śruby

Jak wynika z obliczeń przedstawionych w części 6.5 niniejszej pracy do wyznaczenia obciążenia wstępnie napiętych nakrętek i ich przemieszczenia względem śruby konieczna jest znajomość zależności przemieszczenia pojedynczej nakrętki od obciążenia. Zależność tę można wyznaczyć na podstawie wzoru (66), jednak będzie ona znacznie odbiegać od rzeczywistej. Uwzględnienie w jej wyznaczeniu czynników związanych z nierów-

nomiernym rozkładem obciążenia, błędami wykonania przekładni i zmianą kąta jej działania wraz z obciążeniem zwiększą dokładność uzyskanej zależności. Ze względu jednak na konieczność przyjęcia pewnych założeń upraszczających oraz trudność dokładnego wyznaczenia błędów wykonania przekładni zależność ta może również odbiegać od rzeczywistej. Ponieważ celem pomiaru obciążenia i przemieszczenia wstępnie napiętych nakrętek było przede wszystkim sprawdzenie poprawności przyjętego modelu obliczeniowego i porównanie wyników obliczeń oraz eksperymentu, zależność przemieszczenia pojedynczej nakrętki względem śruby od jej obciążenia postanowiono uzyskać również drogą pomiaru. Pomiar ten przeprowadzono na stanowisku przedstawionym na rys.54 z tym, że do płyty 10 zamocowana była poprzecz kołnierz tylko jedna z badanych nakrętek. Pomiar przemieszczenia prowadzono przy obciążeniu śruby tylko siłą rozciągającą. Zapewniało to bowiem pominięcie w mierzonym przemieszczeniu osiowego luzu, który został usunięty dzięki pionowemu usytuowaniu przekładni i obciążeniu nakrętki ciężarem śruby, siłomierza i innych elementów z nimi związanych. Wpływ zaś na wynik pomiaru wywołanych tym ciężarem odkształceń można było pominąć.

Zależność przemieszczenia obu pojedynczych nakrętek przekładni VNAA 32x6 od osiowego obciążenia P_0 przedstawiono na rys.60. Do jej wykreślenia przyjęto średnie wartości przemieszczeń zmierzonych w pięciu położeniach nakrętki na śrubie, odległych od siebie o długość skoku gwintu. Badany zakres położen nakrętek odpowiadał położeniu, jakie zajmowały one na śrubie w układzie ze wstępnym napięciem. Przemieszczenia te mierzone w poszczególnych położeniach odbiegały

od siebie w granicach do 15%. Położenie kołnierza nakrętek zachowano również takie jak w układzie z napięciem wstępnym, choć miało ono pomijalny wpływ na wskazania czujników.

Oprócz krzywych uzyskanych z pomiarów przemieszczeń na rys.60 przedstawiono zależności $\delta_n(P_o)$ uzyskane ze wzoru (66) po wstawieniu liczby kulek $Z_{obl} = Z$ oraz liczby określonej wzorem (74). Do wykonania obliczeń przyjęto dane geometryczne przekładni uzyskane na podstawie przeprowadzonych pomiarów, opisanych w części 9.1. Z przedstawionego wykresu widać, że różnice pomiędzy wartościami przemieszczeń otrzymanych z pomiarów a wynikami obliczeń, szczególnie gdy przyjęto równomierne obciążenie kulek $/Z_{obl} = Z/$, są duże. Przemieszczenie uzyskane drogą pomiarów było bowiem około 2,5 raza większe od obliczonego, a to ze względu na pominięcie w tym ostatnim przypadku rzeczywistych błędów wykonania przekładni.

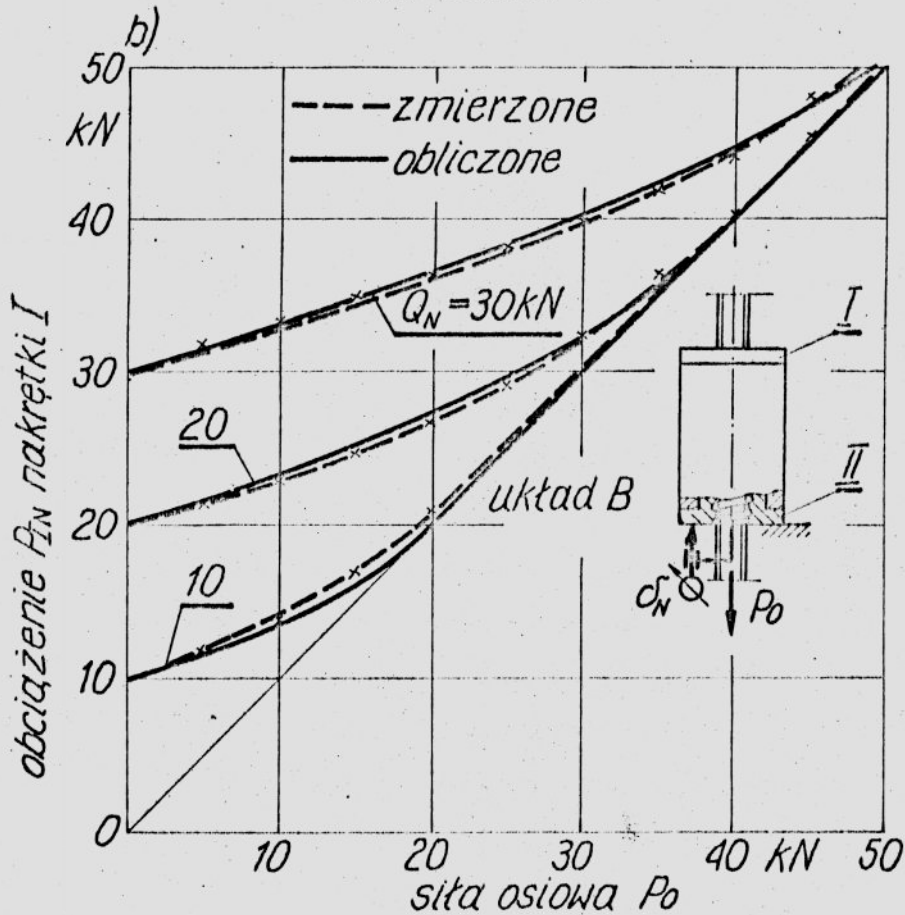
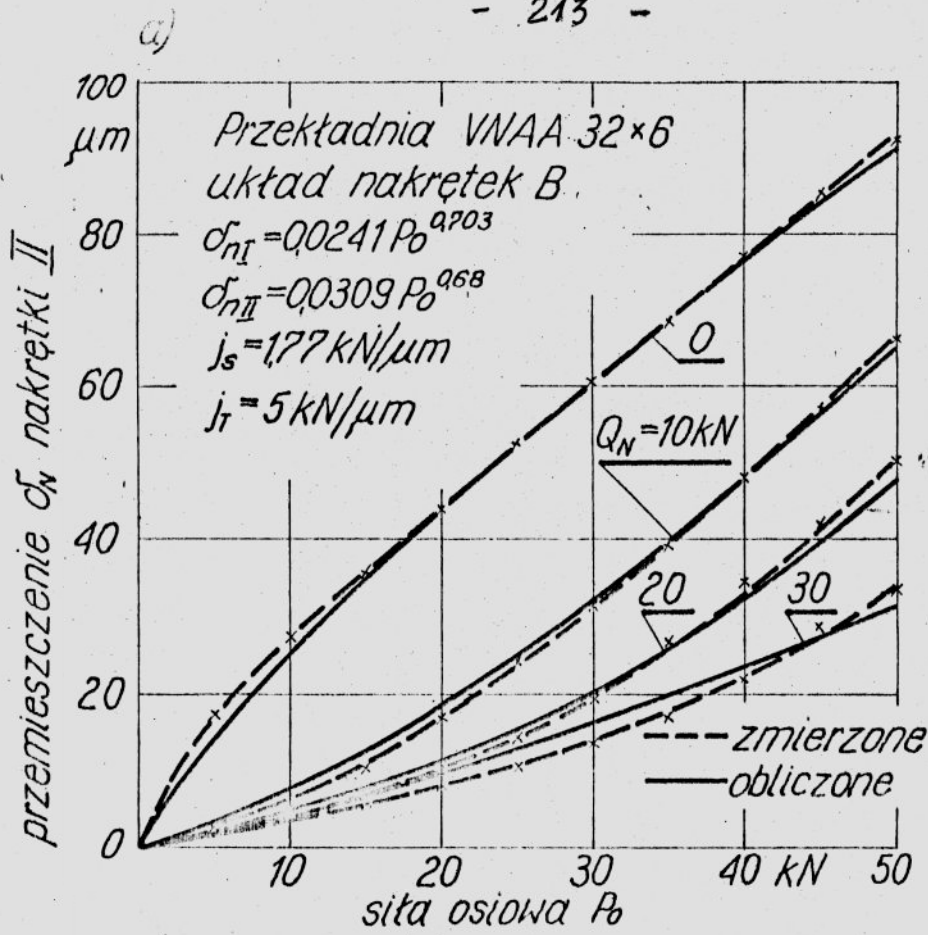
Wykreślną zależność $\delta_n(P_o)$ uzyskaną z pomiaru przemieszczeń obu nakrętek względem śruby przekładni VNAA opisano wykładniczymi równaniami o następującej postaci:

- dla nakrętki I $\delta_{nI} = 0,0241 P_o^{0,703}$,

- dla nakrętki II $\delta_{nII} = 0,0309 P_o^{0,68}$,

gdzie $P_o[N]$ a $\delta_n[\mu m]$. Należy nadmienić, że różnice pomiędzy przemieszczeniem wyznaczonym z tych równań a zmierzonym nie przekraczały 2%.

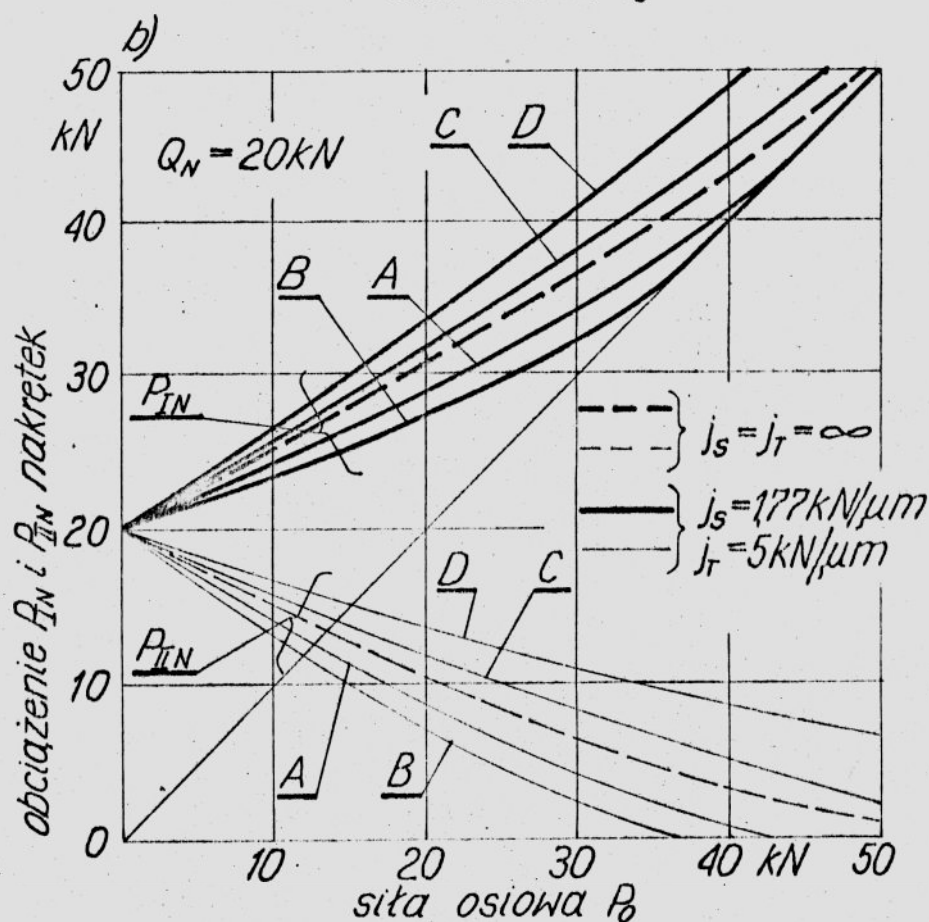
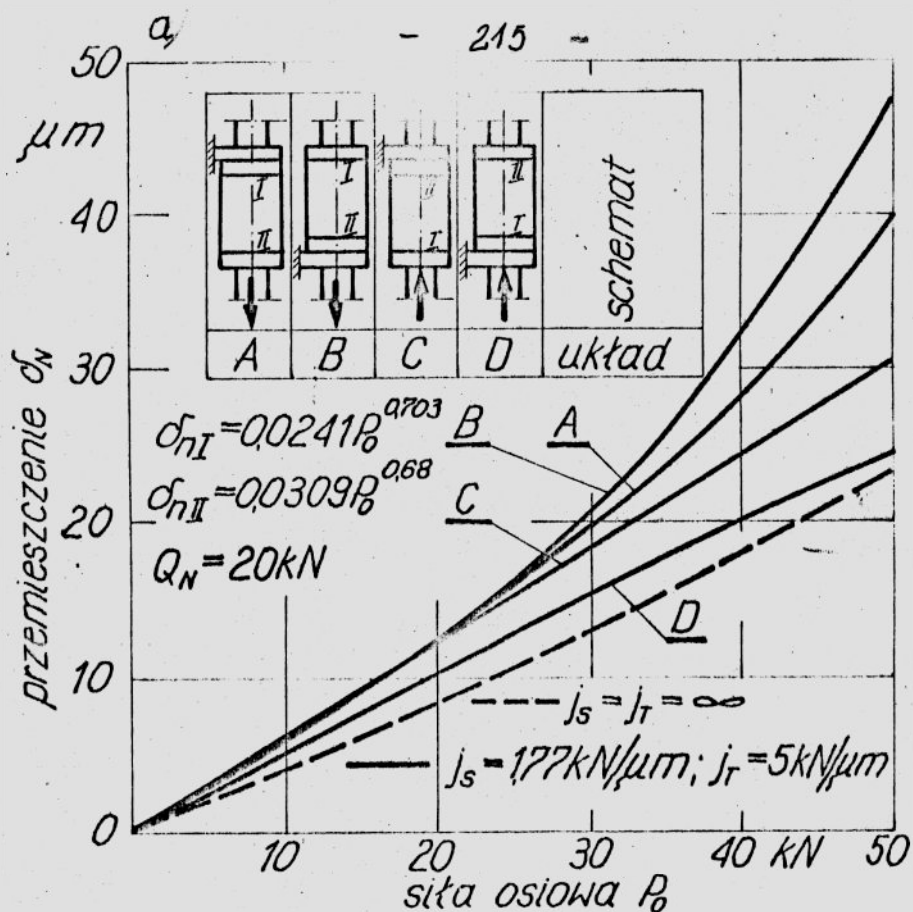
Zależności $\delta_n(P_o)$ uzyskane z pomiaru przemieszczeń pojedynczej nakrętki względem śruby wykorzystano w obliczaniu obciążenia wstępnie napiętych nakrętek oraz ich przemieszczenia względem śruby. Wyniki pomiarów i obliczeń przedstawiono na dwu wykresach na rys.61, w części a/ dla przemieszczeń, w części zaś b/ dla obciążenia P_{IN} . Dotyczą one układu B na-



Rys.61 Zależność obciążenia nakrętek i ich przemieszczenia względem śruby od osiowej siły P_0

krętek przekładni VNAA 32x6 dla wstępnego napięcia nakrętek 0; 10kN; 20kN i 30kN. Przebieg zależności uzyskanych z obliczeń i pomiarów wskazuje na małą rozbieżność otrzymanych wyników i potwierdza słuszność przyjętych założeń i modelu obliczeniowego. Również w odniesieniu do obliczeń i pomiarów innych badanych układów nakrętek przekładni VNAA oraz VNB uzyskano małą ich rozbieżność.

Przeprowadzone pomiary oraz obliczenia obciążenia P_{IN} i P_{IIN} nakrętek i ich przemieszczenia względem śruby wykazały konieczność uwzględnienia w obliczeniach odkształceń wszystkich elementów składowych układu wstępnie napiętych nakrętek. W przypadku bowiem uwzględnienia tylko odkształceń styku kulek z bieżniami a pominięcia odkształceń śruby i tulei napinającej $/j_s = j_T = \infty/$ otrzymuje się /p.rys.62 a i b/ zaniżoną wartość przemieszczenia nakrętek względem śruby a obciążenie nakrętek różni się od rzeczywistego. Pomiary potwierdziły również, że w obliczeniach tych należy uwzględnić zwrot siły P_0 oraz sposób zamocowania przekładni do stołu lub sań. Od tych czynników zależy bowiem wartość wymaganej siły napięcia nakrętek a także ich obciążenie i przemieszczenie względem śruby. Duży wpływ na rozbieżność wyników obliczeń z wynikami pomiarów ma dokładność z jaką wyznaczono zależność $\delta_n(P_0)$ przemieszczenia każdej z nakrętek względem śruby. W jej uzyskaniu, jak to wynika choćby z rys.60 trzeba mieć na uwadze błędy wykonania przekładni oraz nierównomierny rozkład obciążenia zwojów. Stwarza to duże trudności w przeprowadzeniu obliczeń, bowiem błędy wykonania przekładni można poznać tylko poprzez dokładne pomiary. Pomijając zaś ich wpływ na postać zależności $\delta_n(P_0)$ lub uwzględniając go



Rys.62 Porównanie obciążenia nakrętek i ich przemieszczenia względem śruby przy uwzględnieniu i pominięciu odkształceń śruby i elementu napinającego

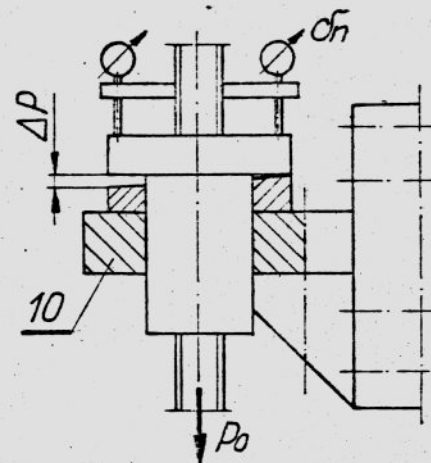
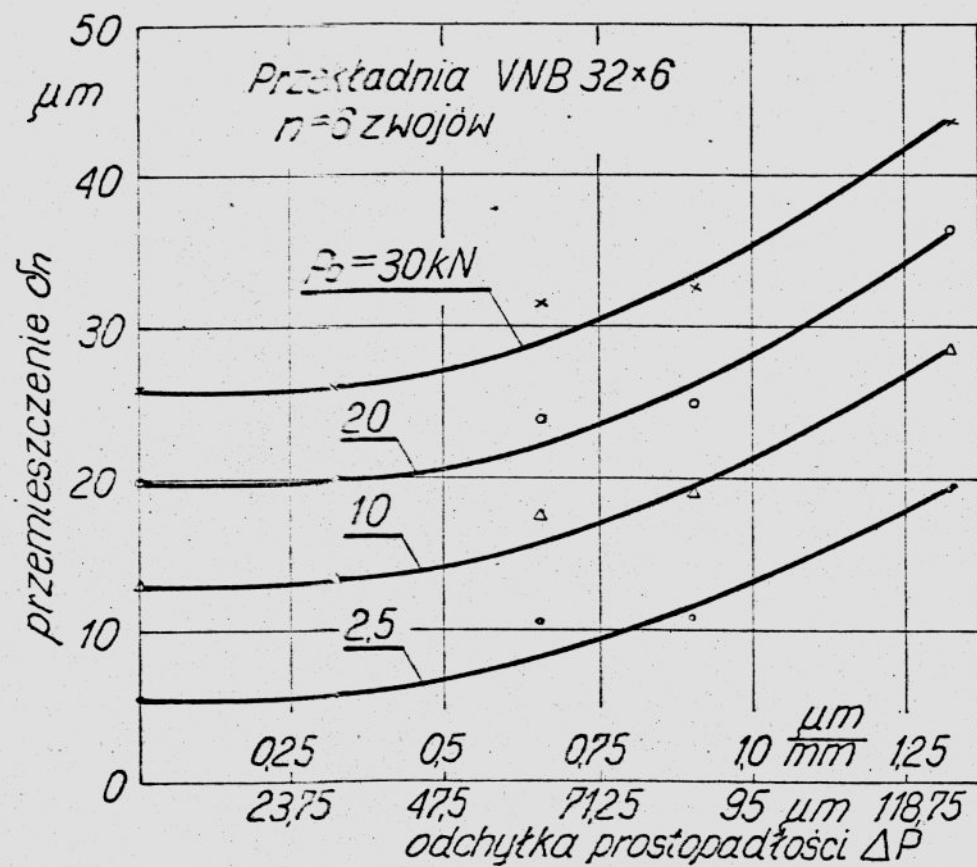
poprzez zmniejszenie obliczeniowej liczby kulek /p.wzór (74)/ należy się liczyć z niewłaściwą oceną sztywności przekładni i obciążenia jej elementów. Prowadzi to także do błędnego wyznaczenia momentu tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą.

9.3. Badanie wpływu odchyłki prostopadłości powierzchni oporowej kołnierza nakrętki do osi śruby na ich względne przemieszczenie

Badanie obciążenia nakrętek oraz ich przemieszczenia względem śruby prowadzono na stanowisku przedstawionym na rys.54, zapewniając by odchyłka prostopadłości czołowych powierzchni płyty 10 do osi śruby nie przekraczała 0,015 mm na średnicy 95 mm, czyli na średnicy kołnierza nakrętek. Zapewniało to przenoszenie siły P_0 przez całą powierzchnię kołnierza i prawie osiowe przemieszczenie śruby bez jej zginania. Dzięki temu wskazania poszczególnych czujników różniły się od siebie w granicach do 30%, zaś średnia arytmetyczna tych wskazań nie różniła się praktycznie od przemieszczeń jakie wystąpiłyby przy osiowym tylko przemieszczaniu śruby. W przypadku wystąpienia odchyłki prostopadłości powierzchni oporowej kołnierza lub odchyłki prostopadłości samego kołnierza do osi śruby będą zachodzić promieniowe przemieszczenia śruby i nakrętki. Przyczyni się to do nierównomiernego obciążenia kulek i samych odkształceń ich styku z bieżniami. Aby sprawdzić wpływ tego czynnika na osiowe przemieszczenie nakrętki względem śruby posłużono się szlifowaną pierścieniową płytką o zewnętrznej średnicy 95 mm - w przekroju poprzecznym w kształcie klina. Była ona elementem pośredniczącym pomię-

dzy powierzchnią kołnierza nakrętki a górną powierzchnią płyty 10 /p.rys.63/. Badania przeprowadzone w odniesieniu do jednej z nakrętek przekładni VNB. Kołnierz tej nakrętki był pierścieniem, kołnierze zaś nakrętek przekładni VNAA miały ścięcia po cięciwie stycznej do zewnętrznej powierzchni nakrętki. Wykonano cztery klinowe płytki o różnicy grubości, która była miarą odchyłki prostopadłości ΔP - 30 μ m, 60 μ m, 85 μ m i 125 μ m na średnicy 95 mm. Przyjęto przy tym, że górna powierzchnia płyty 10 i powierzchnia kołnierza nakrętki są do siebie równoległe a więc po usunięciu płytki odchyłka ΔP wynosi zero. Kołnierza badanej nakrętki nie zamocowano do płyty 10, lecz pozostawiono go swobodnie zabezpieczając jedynie przed obrotem.

Przebieg zależności przemieszczenia δ_n nakrętki względem śruby przedstawiono w funkcji odchyłki prostopadłości ΔP na rys.63 dla różnych sił P_0 obciążających przekładnię. Jak widać, nieznaczny wpływ odchyłki ΔP na osiowe przemieszczenie δ_n ma miejsce w całym zakresie P_0 ale tylko w przedziale wartości tej odchyłki od 0 do około 40 μ m, co dla górnej wartości tej odchyłki odpowiada 0,42 μ m/mm. Dla wartości zaś ΔP większych od 0,42 μ m/mm zarysowuje się wyraźny wzrost przemieszczenia δ_n . W odniesieniu do omawianego wykresu należy dodać, że dotyczy on położenia płytki przedstawionego na rys. 63. Zapewniało ono stosunkowo małe ugięcie płyty 10, gdyż największe naciski na nią występowały w pobliżu jej utwierdzenia, działały więc one na małym ramieniu. Obrócenie klinowej płytki wokół osi śruby o kąt π spowoduje stosunkowo znaczne ugięcie płyty 10, której sztywność odniesiona do osi jej otworu wynosiła 10kN/ μ m, ale przy odchyłce $\Delta P = 0$.



Rys.63 Wpływ odchyłki prostokątności powierzchni oporowej kołnierza nakrętki do osi śruby na przemieszczenie δn nakrętki względem śruby.

Ten wzrost ugięcia płyty 10 przyczynia się do zmniejszenia odchyłki ΔP i wpływa na zmniejszenie δ_n . Różnica wskazań czujników przemieszczeń zawierała się w granicach do 30% tylko dla odchyłki prostopadłości równej 0, zaś dla odchyłki 30 μm różnice te były większe i wzrastały z jej wartością. Dla $\Delta P = 125 \mu\text{m}$ wskazania czujników różniły się nawet 2,5-krotnie.

Jak wynika z tych rozważań każda przekładnia odznacza się pewną wartością dopuszczalnej odchyłki ΔP , w badanym przypadku 0,42 $\mu\text{m/mm}$, której nie powinno się przekroczyć.

9.4. Badanie promieniowych przemieszczeń nakrętki

Badania promieniowych przemieszczeń zewnętrznej powierzchni nakrętki przeprowadzono w odniesieniu do przekładni VNB. Nakrętki tej przekładni miały bowiem zewnętrzną średnicę równą 44 mm, nakrętki przekładni VNAA natomiast średnicę 63 mm co przy osiowej sile $P_0 = 20\text{kN}$ pozwalało uzyskać promieniowe przemieszczenia zewnętrznej powierzchni tych ostatnich tylko około 1 μm . Przy uwzględnieniu trudności omówionych w punkcie 8.7 przemieszczenia te w odniesieniu do nakrętek przekładni VNAA można było wyznaczyć tylko z dużym błędem.

Przykładowy hologram promieniowych przemieszczeń nakrętki przedstawiono na rys.64. Uzyskano go dla jednej z nakrętek przekładni VNB 32x6 przy obciążeniu jej osiową siłą ściskającą o wartości $P_0 = 10\text{kN}$. Przemieszczenie promieniowe nakrętki ocenić można na podstawie odległości prążków w płaszczyźnie prostopadłej do rysunku przechodzącej przez oś śruby, w innych punktach nakrętki przemieszczenia te są powiększone

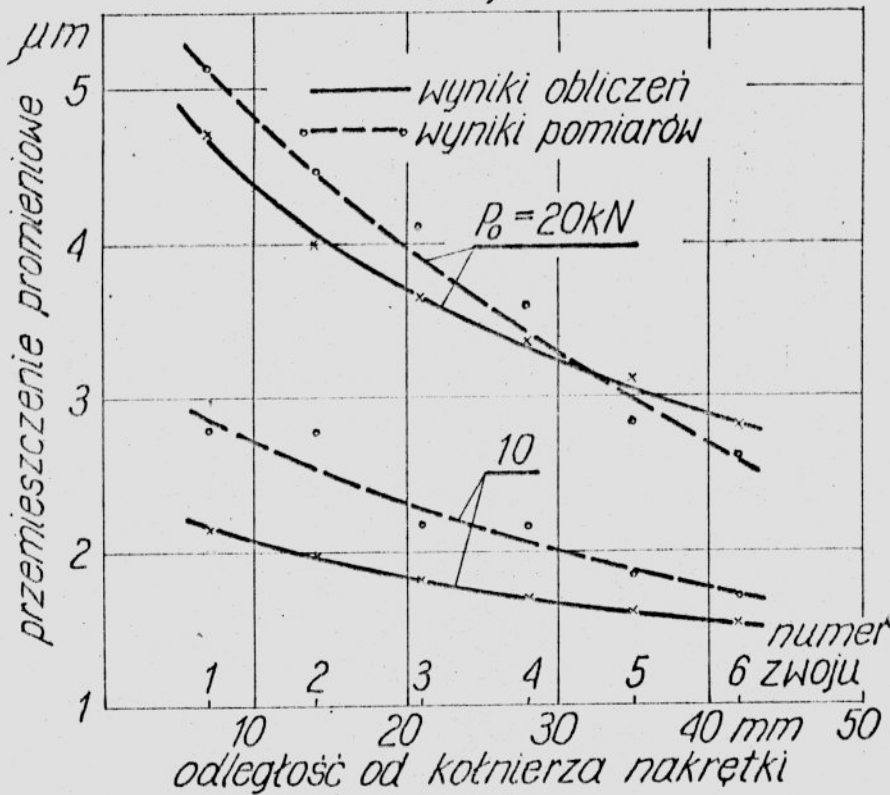
w wyniku niezgodności kierunku przemieszczeń z kierunkiem padania promieni na powierzchnię nakrętki. Świadczy o tym kształt otrzymanych prążków interferencyjnych, który, szczególnie w prawej części rysunku 64, jest zgodny z przewidywanym. W tej części nakrętki wkładki z kanałami powrotnymi kulek znajdowały się po przeciwnej jej stronie. Widać je natomiast wyraźnie w środkowej części nakrętki. Na powierzchni styku obu wkładek 1 z korpusem nakrętki występuje nieciągłość przebiegu prążków. Zmianę ich przebiegu w stosunku do prawej części nakrętki zaobserwować można również na powierzchni pomiędzy wkładkami z kanałami powrotnymi. Bieżnie tej części nakrętki nie są bowiem wypełnione kulkami, ponadto w korpusie nakrętki wykonane są otwory umożliwiające osadzenie wkładek 1. W lewej części przedstawionego hologramu występuje zwiększanie się odległości prążków. Wiąże się to z oddziaływaniem kołnierza 2 nakrętki, który ją usztywnia i przyczynia się do zmniejszenia promieniowych przemieszczeń zewnętrznej powierzchni nakrętki.

Wyniki obliczeń i pomiarów omawianych przemieszczeń nakrętki zebrano na rys. 65. Przemieszczenia wyznaczone drogą pomiarów uzyskano na podstawie obrazu prążków interferencyjnych obserwowanych z dwu przeciwnych stron nakrętki. Przedstawiono je tylko dla części nakrętki pomiędzy pierwszym a ostatnim zwojem gwintu. W pobliżu bowiem kołnierza nakrętki prążki były nieciągłe, co utrudniało odczytanie wartości przemieszczeń. Za równe zero przyjęto promieniowe przemieszczenie prawego końca nakrętki, odległego o 20 mm od ostatniego zwoju gwintu wypełnionego kulkami. Przyczyny rozbieżności wyników obliczeń i pomiarów są następujące:



Rys.64 Hologram promieniowych przemieszczeń zewnętrznej powierzchni nakrętki przekładni VNB 32x6 / $P_0=10kN$ /.

Przekładnia VNB 32x6
 $n=6$ zwojów



Rys.65 Porównanie wyników obliczeń i pomiarów promieniowych przemieszczeń zewnętrznej powierzchni nakrętek przekładni VNB 32x6

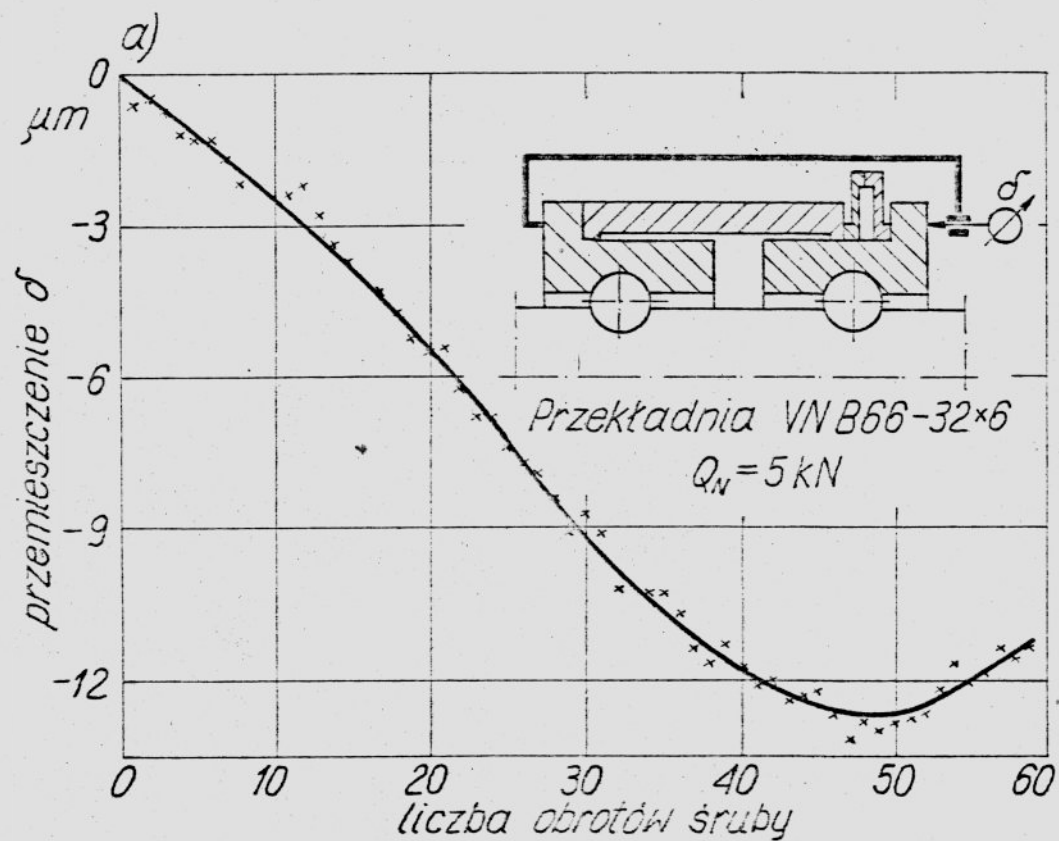
- pominięcie błędów wykonania przekładni w obliczaniu promieniowych przemieszczeń nakrętki i rozkładu obciążenia zwojów,
- pominięcie wpływu kołnierza na odkształcenie nakrętki,
- inne założenia upraszczające przyjęte w obliczaniu rozkładu obciążenia zwojów nakrętki,
- błędy pomiaru przemieszczeń wynikające z odkształceń w styku kołnierza nakrętki i płyty, do której ją zamocowano oraz trudność pełnej interpretacji otrzymanych hologramów.

Promieniowe przemieszczenia zewnętrznej powierzchni nakrętki są wywołane zarówno siłami wzdłużnymi jak i promieniowymi działającymi na poszczególne jej odcinki. Wyznaczenie tych sił na podstawie znajomości promieniowych przemieszczeń nakrętki wymaga więc wykonania obliczeń, które ze względu na konieczność przyjęcia uproszczeń będą obarczone pewnym błędem. Aby w pełni można było ocenić zgodność obliczeń i pomiarów trzeba by wykonać także pomiary osiowych przemieszczeń nakrętki. Wydaje się, że znajomość przemieszczeń osiowych pozwoliłaby na bardziej dokładną ocenę obciążenia zwojów gwintu. Osiowe bowiem przemieszczenia nakrętek są w praktyce większe od promieniowych, większe są także różnice tych przemieszczeń w przekroju poszczególnych zwojów. Ponadto opanowanie odpowiedniej metody pomiarowej pozwoli wyznaczyć je z większą dokładnością niż przemieszczenia promieniowe. Metoda ta była jednak niedostępna.

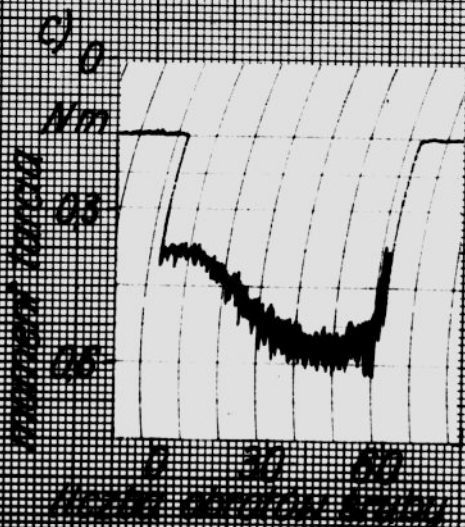
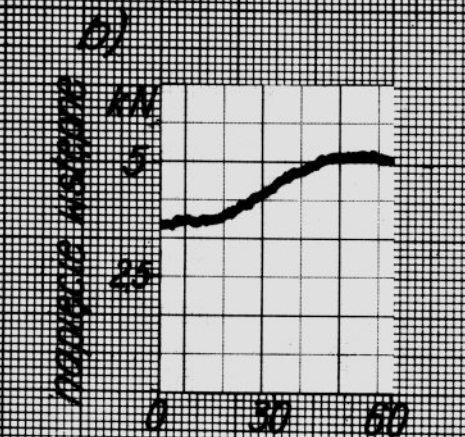
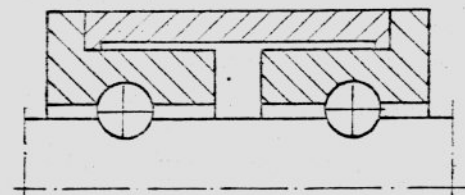
10. BADANIE WPŁYWU WARUNKÓW PRACY ŚRUBOWEJ PRZEKŁADNI TOCZNEJ NA MOMENT TARCIA NAKRĘTEK

10.1. Wpływ błędów wykonania śruby na zmiany momentu tarcia oraz sposób wyeliminowania tego wpływu

Moment tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą toczną podlega znacznym zmianom w czasie ich wzajemnego ruchu. Przyczyną tych zmian, oprócz różnych warunków tarcia, jest także zmieniające się wstępne napięcie nakrętek, na którego wartość przede wszystkim wpływają błędy wykonania gwintu śruby. Wykazano, że przebieg zmian momentu tarcia jest wynikiem zmian głównie siły napięcia nakrętek wywołanych różnicami osiowego ich położenia względem siebie. W tym celu pomiędzy tuleją napinającą a kołnierz jednej z nakrętek wprowadzono dwie sprężyny talerzowe o sztywności około $10 \text{ N}/\mu\text{m}$ a więc co najmniej o dwa rzędy mniejszej od sztywności każdego z elementów i połączeń układu. Nakrętki napięto wstępnie siłą $Q_N = 5 \text{ kN}$ a do kołnierza jednej z nich zamocowano trzy czujniki rozstawione co $\frac{2}{3}\pi$. Ich końcówki dotykały kołnierza drugiej z nakrętek /p.rys.66a/. Mogły więc one mierzyć zmianę względnego osiowego położenia nakrętek na śrubie. Ta zmiana położenia nakrętek, wywołana różną odległością punktów styku kulek z bieżniami śruby i obu nakrętek w poszczególnych ich położeniach, powodowała w zasadzie tylko zmianę ugięcia sprężyn. Przemieszczenia pozostałych elementów i połączeń układu, a w szczególności połączenia nakrętek ze śrubą, pozostawały praktycznie



Rys.66 Zmiana wzajemnego położenia nakrętek, siły ich napęcia oraz momentu tarcia w zależności od położenia nakrętek na śrubie



niezmienione a to w wyniku znacznie większej ich sztywności niż sztywność sprężyn. Pomiaru względnego osiowego położenia kołnierzy nakrętek dokonywano co jeden obrót śruby na odcinku, na którym przesuwają się nakrętki w czasie pomiaru momentu tarcia. Wyniki pomiaru tych przemieszczeń, wyznaczonych na podstawie średniej wartości wskazań trzech czujników, przedstawiono na wykresie na rys.66a. Widać z niego, że odległość nakrętek zmieniała się znacznie, bo nawet o 13,um. O tyle też powinna zmieniać się osiowa odległość, współpracujących z kulami, bieżni śruby.

W czasie przesuwania się po śrubie wstępnie napiętych nakrętek bez sprężyn talerzowych zmiana osiowej odległości bieżni śruby przyczyni się do wzrostu lub zmniejszenia odkształceń wszystkich elementów i połączeń układu a więc i tulei siłomierza. Wykaże on zmianę napięcia nakrętek, które spowoduje z kolei zmianę momentu ich tarcia względem śruby. Badanie zmian napięcia i momentu tarcia wykonano w odniesieniu do napiętych siłą $Q_N = 5\text{kN}$ nakrętek przekładni VNB 32x6, a ich wyniki przedstawiono na rys.66b i c w postaci zapisów na papierze rejestratora. Wykazały one, że przyczyną występowania znacznych zmian wstępnego napięcia oraz zmian momentu tarcia nakrętek są błędy wykonania elementów śrubowej przekładni tocznej a przede wszystkim samej śruby. Zmiany te będą tym większe im większa będzie sztywność elementów układu.

Ponieważ w czasie badań należało zachować stałą wartość napięcia nakrętek, a to z uwagi na możliwość łatwego opracowania wyników pomiaru, postanowiono prowadzić te badania przy wprowadzeniu pomiędzy tuleję siłomierza a kołnierz jednej z nakrętek dwu wspomnianych sprężyn talerzowych, o łącznej

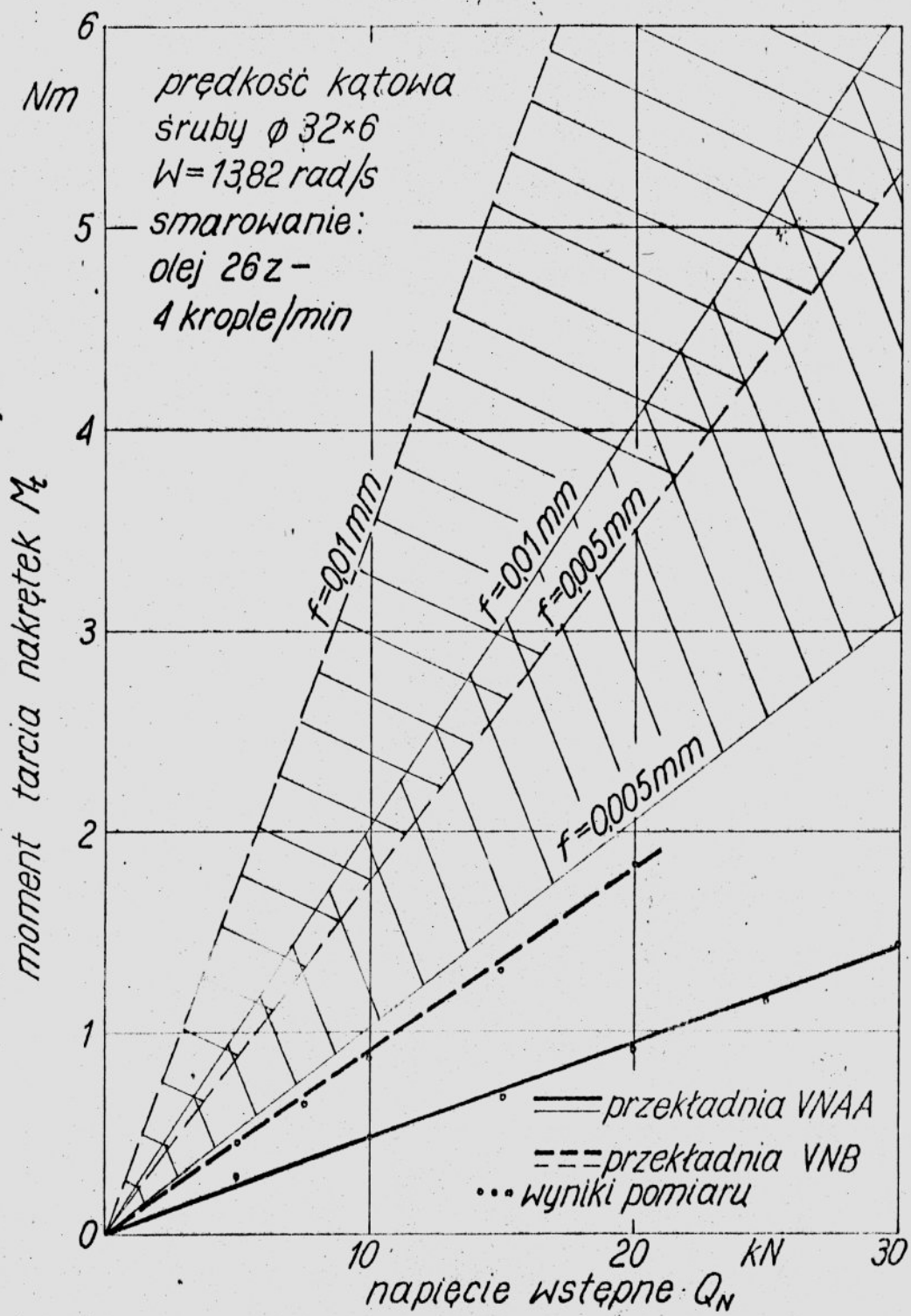
szttywności około $10\text{N}/\mu\text{m}$. Umożliwiały one łatwe nastawienie żądanej siły napięcia nakrętek, a ponadto zapewniały, że było ono stałe w czasie pomiarów. Dzięki ich zastosowaniu błędy wykonania przekładni nie wpływały praktycznie na moment tarcia nakrętek i zmieniał się on tylko nieznacznie w czasie jej pracy.

10.2. Wpływ wstępnego napięcia nakrętek

Siła wstępnego napięcia nakrętek jest, jak to wynika z rozważań teoretycznych /p.pkt.7.3/, podstawowym czynnikiem decydującym o wartości momentu tarcia nakrętek. Zewnętrzne ich obciążenie siłą P_0 , szczególnie przy małej jego wartości a dużej sile Q_N , zmienia ten moment w znacznie mniejszym stopniu. Badania wpływu siły napięcia nakrętek na moment ich tarcia prowadzono w odniesieniu do przekładni VNAA oraz VNB przy różnych kątowych prędkościach śruby i różnych ilościach oleju 26z doprowadzanego na powierzchnię śruby pomiędzy obydwie nakrętki. Moment ten wyznaczano w czasie trzygodzinnego cyklu pracy przekładni, na podstawie conajmniej sześciu pomiarów prowadzonych w odstępach czasu nie dłuższych niż 0,5 godziny. W czasie każdego pomiaru dokonywano zapisu wskazań rejestratora przy conajmniej dwu przejściach nakrętek w skrajne położenia na śrubie. Prędkość przesuwu taśmy rejestratora dobrano tak, aby zapis jego wskazań był nie krótszy niż 5 cm. Moment tarcia nakrętek wyznaczono jako średnią arytmetyczną conajmniej pięciu jego wartości odczytanych z zapisów dla obu kierunków obrotu śruby. Zmiany tej wartości zarówno w czasie jednego przejścia nakrętek, pomiędzy skrajnymi położeniami, jak i w czasie ca-

łego trzygodzinnego cyklu pomiarowego były małe. Nieco większy natomiast wpływ na wartość momentu tarcia miał kierunek obrotów śruby. Jedynie w czasie pierwszych kilkunastu minut pracy przekładni dało się zauważyć zmniejszanie wartości momentu, potem jego wartość była stała. Dla małych kątowych prędkości śruby moment tarcia zmniejszał się w tym czasie nawet ponad dwukrotnie.

Dla kątowej prędkości $w = 13,82 \text{ rad/s}$ przebieg zależności momentu M_t tarcia nakrętek od siły Q_N ich wstępnego napięcia przedstawiono na rys.67. Jak widać, zależność ta dla obu badanych przekładni jest prawie liniowa. Na rysunku tym liniami cienkimi przedstawiono przedziały zmian momentu tarcia obliczone na podstawie przyjętych z literatury [62,65] wartości współczynnika tarcia $f = 0,005 + 0,01 \text{ mm}$. Kąt α przyjęto na podstawie przeprowadzonych pomiarów. Okazało się, że zmierzony moment tarcia jest około dwukrotnie mniejszy od obliczonego dla $f = 0,005 \text{ mm}$. Tak dużą różnicę wyników obliczeń i pomiarów należy tłumaczyć niewłaściwym przyjęciem współczynnika tarcia tocznego. Podawana w literaturze wartość $f = 0,005 + 0,01 \text{ mm}$ odnosi się bowiem do przekładni, w której stosunek promienia kulki do promienia bieżni wynosi $r_1/r_2 \approx 0,96$. Dla badanych przekładni stosunek ten był natomiast znacznie mniejszy i wynosił: dla przekładni VNAA - $r_1/r_{2s} = 0,94$, zaś $r_1/r_{2n} = 0,86$; dla przekładni VNB - $r_1/r_{2s} = r_1/r_{2n} = 0,91$. Z przedstawionej w pracy [76] zależności $f(r_1/r_2)$ wynika, że wartość współczynnika tarcia tocznego dla $r_1/r_2 = 0,96$ oraz $r_1/r_2 \approx 0,91$ różni się ponad dwukrotnie. Gdyby więc przyjąć współczynnik tarcia ponad dwukrotnie mniejszy niż w odniesieniu do teoretycznej zależności $M_t(Q_N)$



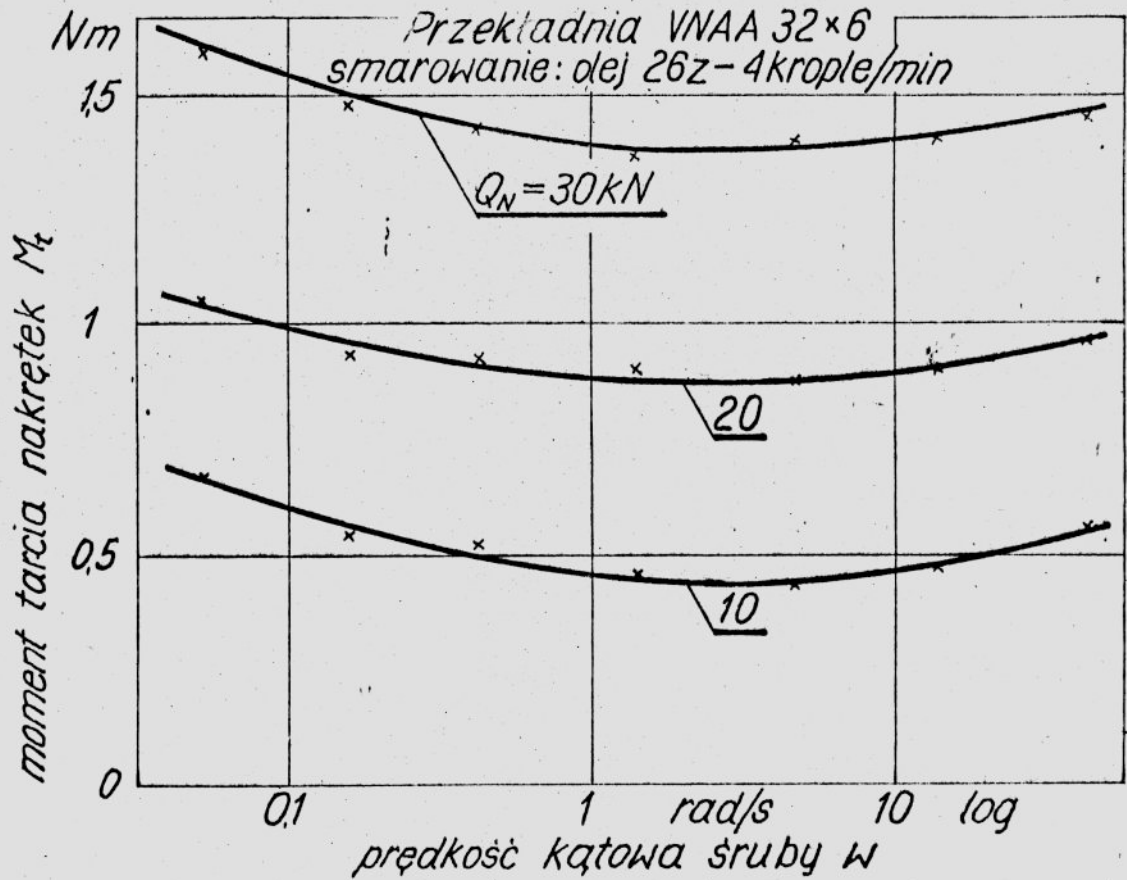
Rys.67 Porównanie wyników pomiarów i obliczeń momentu tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą.

przedstawionej na rys.67 wyniki pomiaru leżałyby w przedziale wartości obliczonych.

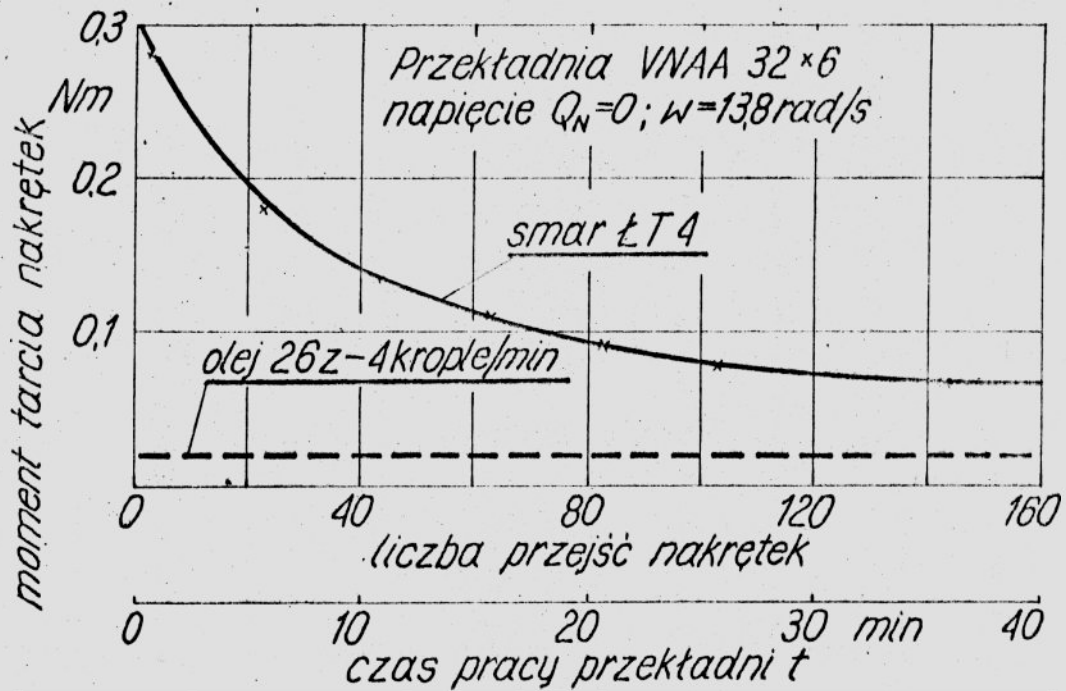
Liniowy przebieg zależności $M_t(Q_N)$ uzyskano również dla innych kątowych prędkości śruby oraz innych warunków smarowania. Przy małych prędkościach "w" uzyskiwano jednak duży rozrzut wyników pomiarów i znaczne różnice wartości momentu przy zmianie kierunku obrotu śruby.

10.3. Wpływ kątowej prędkości śruby

Kątowa prędkość śruby jest czynnikiem, którego wpływ na moment tarcia nakrętek pomija się w obliczeniach. W odniesieniu jednak np. do łożysk [71,78] wiadomo, że wpływa ona na warunki tarcia w punktach styku kulek z bieżniami i decyduje o wartości oporów hydrodynamicznych, wynikających ze stosowania czynnika smarującego o określonej lepkości. Również badania momentu tarcia śrubowych przekładni tocznych prowadzone przez Spiessa [88] wykazały, że zależy on od kątowej prędkości śruby. Badania, które przeprowadził autor w odniesieniu do śrubowej przekładni tocznej VNAA 32x6 potwierdziły istnienie tej zależności. Moment tarcia nakrętek mierzono w przedziale kątowych prędkości śruby od $w = 0,052$ rad/s do 44 rad/s, co odpowiadało prędkości przesuwania się nakrętek od $5 \cdot 10^{-5}$ m/s do $4,2 \cdot 10^{-2}$ m/s, a zależność $M_t(w)$ przedstawiono na rys.68 dla trzech wartości siły napięcia nakrętek. Dla dwu najmniejszych prędkości "w" śruby moment tarcia odczytywano dopiero po około 20 minutach pracy przekładni, a to ze względu na znaczne zmiany jego wartości w tym czasie. Przy tych prędkościach notowano ponadto wahania wartości momentu



Rys.68 Wpływ kątowej prędkości śruby na moment tarcia nakrętek



Rys.69 Porównanie zmian momentu tarcia nienapiętej wstępnie przekładni smarowanej olejem i smarem plastycznym

i w porównaniu z prędkościami wyższymi - duży jej rozrzut.

Otrzymany z pomiarów przebieg $M_t(w)$ charakteryzuje się minimum w zakresie średnich ze stosowanych prędkości śruby. W obszarze tym istnieją warunki do powstania ciągłego filmu smarnego, co wiąże się ze zmniejszeniem sił tarcia. Przy niskich kątowych prędkościach śruby występuje tarcie mieszane, wysokie zaś prędkości są przyczyną wzrostu momentu tarcia z uwagi na opory czynnika smarującego i udział momentu hydrodynamicznego.

10.4. Wpływ smarowania

Przedstawione dotąd badania momentu tarcia nakrętek prowadzono przy smarowaniu śruby olejem 26z w ilości 4 krople/min, co odpowiada wydatkowi $0,137 \text{ cm}^3/\text{min}$. Okazuje się, że rodzaj stosowanego oleju ma pomijalnie mały wpływ na wartość momentu tarcia i temperaturę elementów przekładni [65]. Dlatego w badaniach nie stosowano innych rodzajów oleju, zmieniano natomiast ilość oleju 26z podawanego pomiędzy nakrętkami. Olej ten wpływał przy zewnętrznych czołowych częściach nakrętek na zewnątrz. Badania wykazały, że zmieniana w przedziale $0,137 \text{ cm}^3/\text{min}$ do $21 \text{ cm}^3/\text{min}$ ilość oleju nie wpływa praktycznie na moment tarcia nakrętek jak i na przyrost ich temperatury oraz temperatury śruby. Podjęto również badania momentu tarcia nakrętek przy smarowaniu śruby smarem plastycznym LT4. W odniesieniu bowiem do łożysk smarowanie to daje korzystne efekty w postaci zmniejszenia momentu tarcia i nagrzewania się [41,79]. Pomiar momentu tarcia przeprowadzono po kilkugodzinnej pracy przekładni, a to w celu

ustabilizowania się oporów ruchu nakrętek, co związane jest z układaniem się smaru na powierzchniach bieżni [3]. Pomimo ponad dwudziestogodzinnej pracy przekładni przy kątowej prędkości $\omega = 13,8$ rad/s moment tarcia jej nakrętek był zawsze większy od zmierzonego przy smarowaniu przekładni olejem 26z. Przy dużych siłach napięcia nakrętek wzrost ten wynosił kilka procent, przy małych zaś dochodził do kilkunastu. Szczególnie duże różnice w wartości momentu tarcia przy smarowaniu przekładni olejem 26z i smarem plastycznym LT4 obserwowano przy pracy przekładni bez wstępnego napięcia /p.rys.69/. W tym ostatnim przypadku moment tarcia wzrastał nawet kilkakrotnie. Przeprowadzone badania wykazały wyraźną zależność momentu tarcia od czasu pracy przekładni smarowanej smarem LT4. Szczególnie duże zmiany jego wartości zachodziły w ciągu pierwszych godzin pracy przekładni i przy małych siłach napięcia nakrętek. Na ich podstawie nie można narazie zalecać smaru plastycznego do smarowania śrubowych przekładni tocznych w przypadku małych ich obciążeń. Przy dużych siłach napięcia, uwzględniając, że obecności smaru plastycznego nie towarzyszy mierzalny wzrost temperatury, nie ma przeciwwskazań do jego stosowania.

10.5. Wpływ odchyłki prostopadłości czołowych powierzchni elementu napinającego

Badania wpływu odchyłki prostopadłości czołowych powierzchni elementu napinającego prowadzono przy wykorzystaniu czterech klinowych pierścieni, o których była mowa w pkt.9.3, wstawianych pomiędzy kołnierz jednej z nakrętek a tuleję

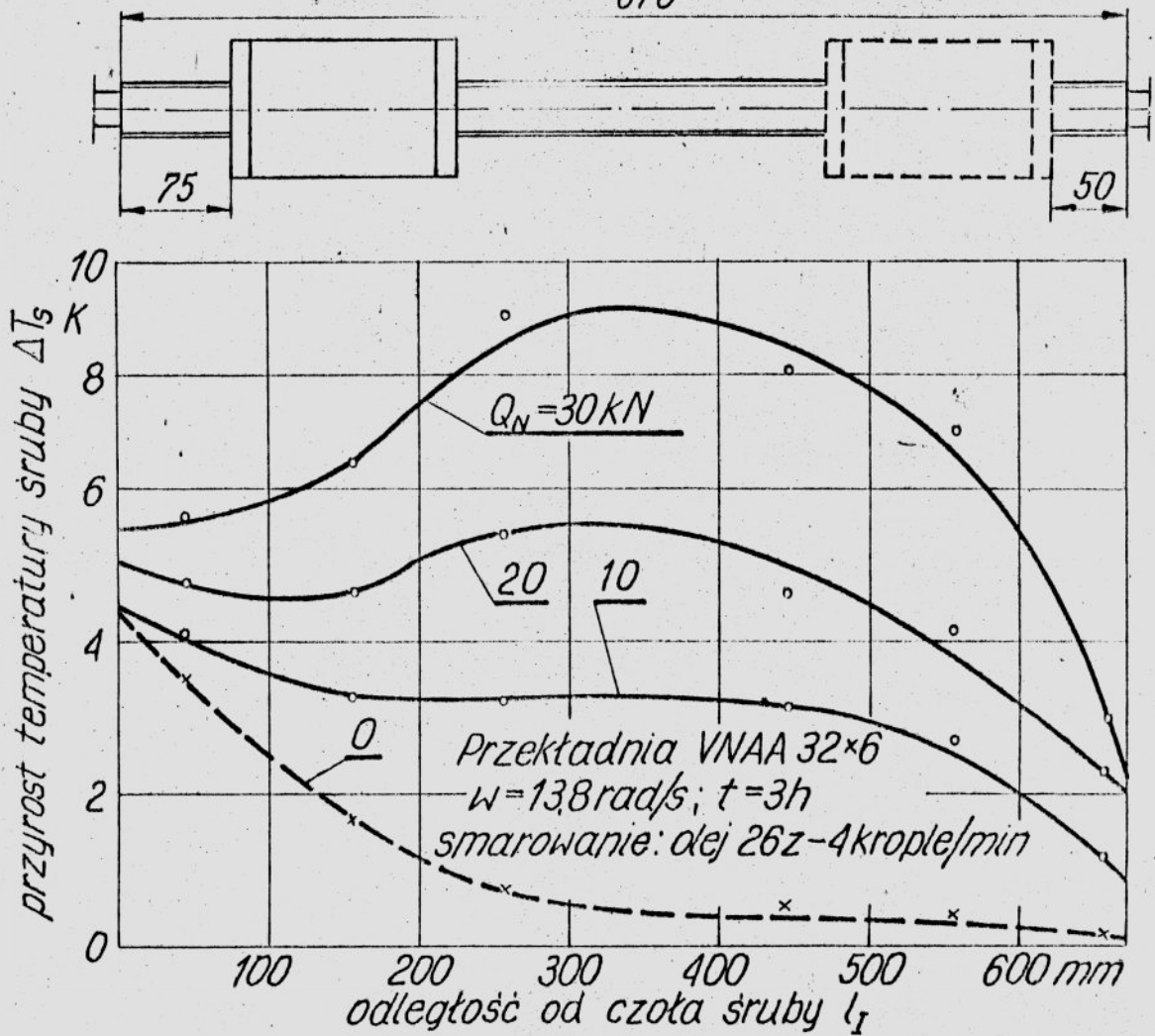
siłomierza. Nakrętki napinano zarówno poprzez sprężyny talerzowe jak i po ich usunięciu. W celu uniknięcia w tym ostatnim przypadku dużych zmian wartości momentu tarcia, związanych z błędami wykonania śruby, badania te przeprowadzono jako końcowe. Zapewniało to, że podczas poprzednich prób nastąpiło dotarcie się przekładni i pewne jej zużycie, które przyczyniło się do zmniejszenia wahań wartości napięcia nakrętek i momentu ich tarcia.

Błędy prostopadłości czołowych powierzchni kołnierza nakrętki i czoła elementu napinającego do osi śruby są przyczyną zmiany rozkładu sił w przekładni oraz zmiany odkształceń w styku poszczególnych kulek z bieżniami. Mogą one jednak wpłynąć na zmianę momentu tarcia dopiero wówczas, gdy przekroczą pewną wartość dopuszczalną, która spowoduje, że część kulek przekładni pozostanie nieobciążona. Poniżej tej wartości moment tarcia powinien mieć wartość stałą i niezależną od odchyłki prostopadłości [39]. Przeprowadzone badania z użyciem klinowych pierścieni o różnicy grubości od 30 do 125 μm wykazały mały wpływ tych odchyłek na moment tarcia nakrętek. Dla nakrętek napiętych bez stosowania sprężyn talerzowych dał się zauważyć kilkuprocentowy wzrost jego wartości, tylko dla dużych sił napięcia nakrętek. Dla małych napięć wzrostu tego nie zaobserwowano. Gdy nakrętki zostały napięte przez sprężyny talerzowe i płytki klinowe to dla małych sił ich napięcia moment tarcia wzrósł tylko nieznacznie, dla dużych zaś nie uległ zmianie. W czasie przeprowadzonych badań zaobserwowano zwiększenie się zależności momentu tarcia nakrętek od kierunku obrotu śruby. Wiąże się to prawdopodobnie z różnymi warunkami przechodzenia kulek spomiędzy bieżni w kanał

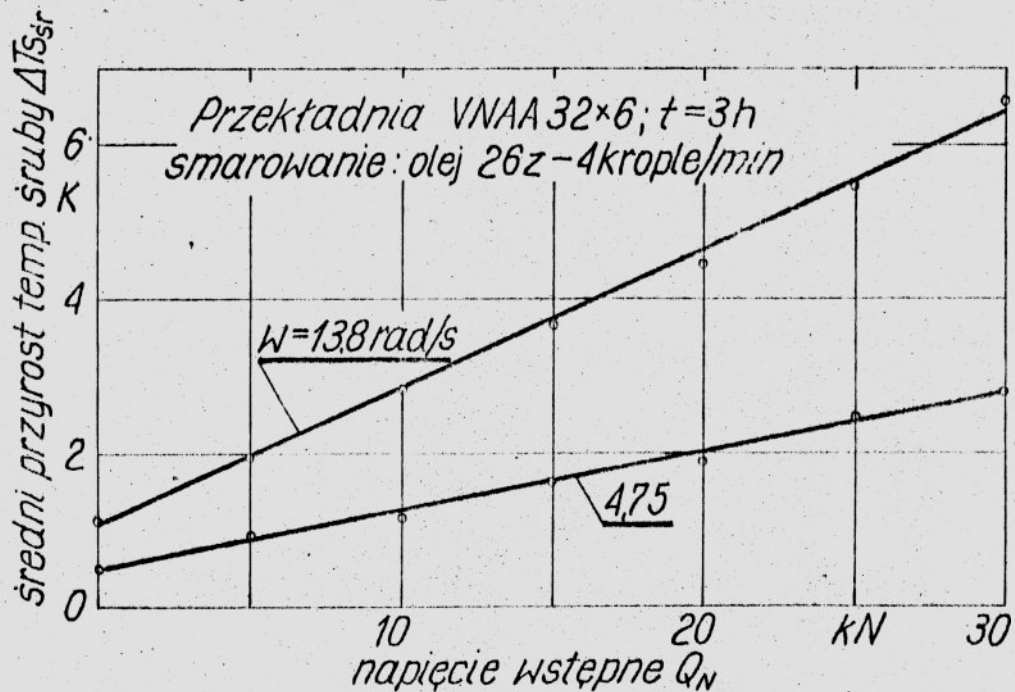
powrotny i z kanału powrotnego pomiędzy bieżnie. Te różne warunki zostały spowodowane promieniowymi przemieszczeniami nakrętek wywołanymi umieszczeniem, pomiędzy czołem tulei siłomierza a kołnierzem nakrętki klinowej, płytki pierścieniowej.

11. ROZKŁAD TEMPERATURY NA ŚRUBIE I NAKRĘTKACH ORAZ CIEPLNE ODKSZTAŁCENIA ŚRUBY

Rozkład temperatury na śrubie jest czynnikiem warunkującym cieplne zmiany jej długości. Zależy on głównie od mocy traconej w łożyskach i w połączeniu śruby z nakrętkami oraz od warunków odprowadzania ciepła. W czasie prowadzonych badań nakrętki wykonywały ruch posuwisto-zwrotny na odcinku drogi o długości 390 mm, przy czym w skrajnych ich położeniach czoła były odległe od końców gwintowanego odcinka śruby odpowiednio o 75 i o 50 mm /p.rys.70/. Długość tego odcinka wynosiła 670 mm. Rozkład przyrostu temperatury na zewnętrznej powierzchni śruby w stosunku do temperatury otoczenia, uzyskany dla katowej jej prędkości 13,8 rad/s oraz napięcia nakrętek $Q_N = 0; 10\text{kN}; 20\text{kN}$ i 30kN przedstawia rys.70. Pomiaru temperatury zewnętrznej powierzchni śruby dokonano w sześciu punktach na jej długości po okresie trzech godzin pracy przekładni. Czas ten zapewniał praktycznie ustalenie się temperatury nakrętek i śruby. Największy przyrost temperatury śruby rejestrowano w połowie jej długości lub na lewym końcu, najniższa była ona na prawym końcu śruby. Wynika to z faktu, że na końcu tym znajdowało się tylko jedno łożysko poprzeczne w odległości około 400 mm od gwintowanej części śruby. W lewym końcu gwintowanego jej odcinka, szczególnie przy braku napięcia nakrętek widać wyraźnie wpływ nagrzewania się śruby w wyniku tarcia w łożyskach poprzecznych i napiętych wstępnie łożyskach wzdlużnych.



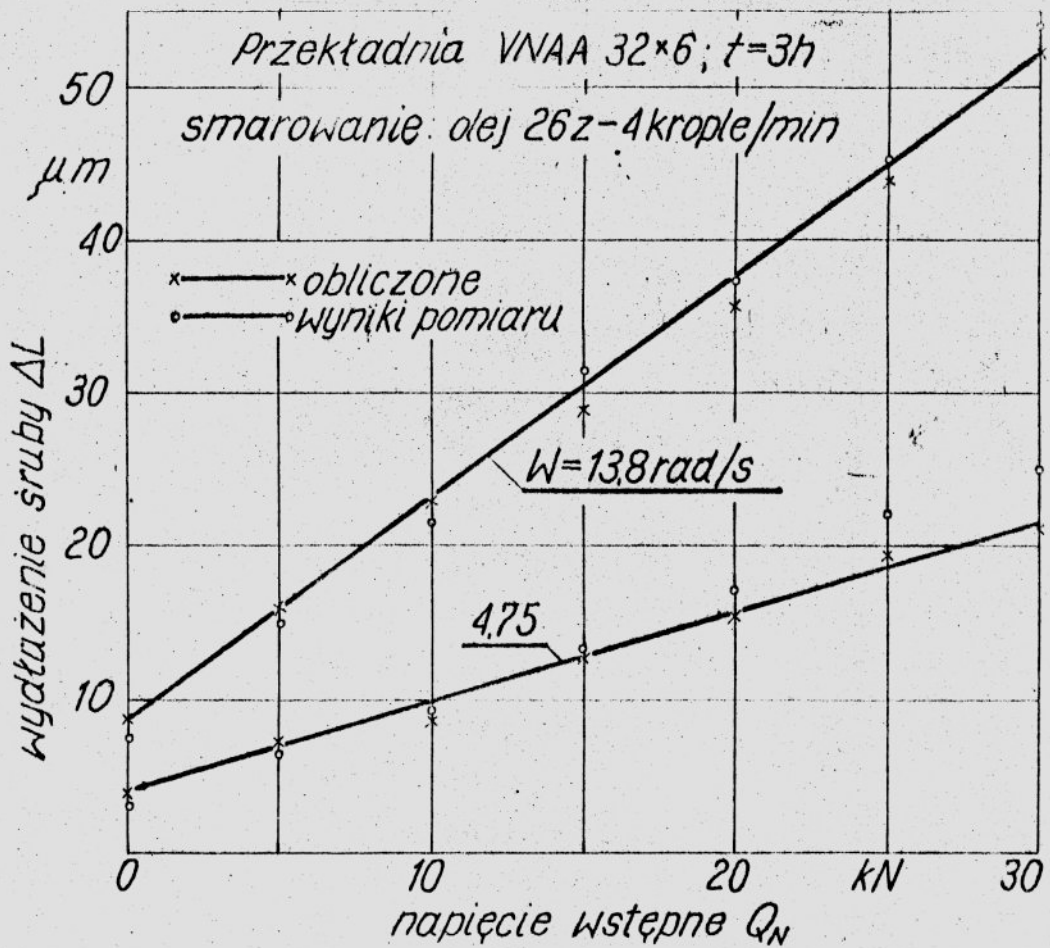
Rys.70 Zmierzony rozkład przyrostu temperatury śruby



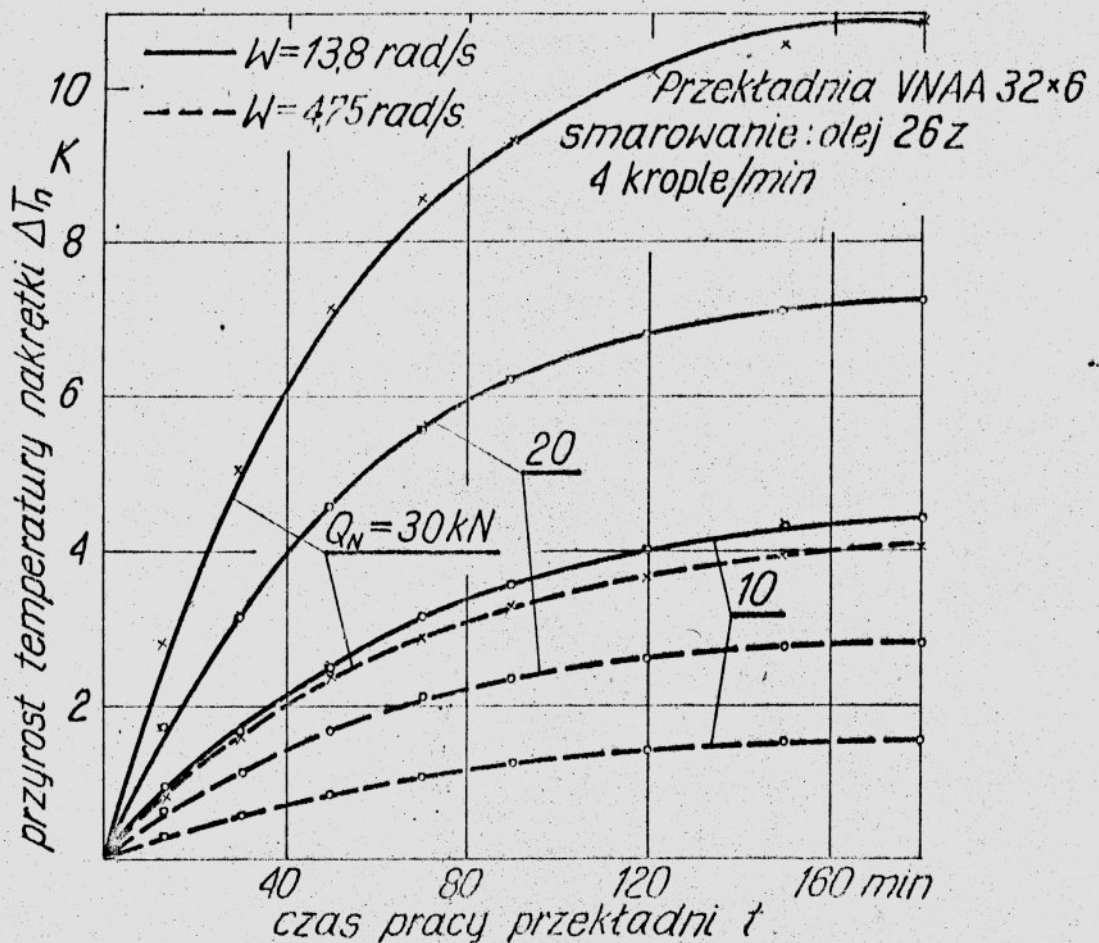
Rys.71 Zależność średniego przyrostu temperatury śruby od siły napięcia nakrętek

Na podstawie wyznaczonego rozkładu przyrostu temperatury gwintowanego odcinka śruby obliczono średnią arytmetyczną jej wartość. Ten średni przyrost temperatury przedstawiono w funkcji napięcia Q_N nakrętek na rys.71 dla dwu kątowych prędkości śruby $w = 13,8$ rad/s oraz $w = 4,75$ rad/s. Uzyskano prawie liniowy charakter zależności $\Delta T_{s\acute{r}}(Q_N)$ przesunięty względem początku układu współrzędnych głównie wskutek oddziaływania na temperaturę śruby momentu tarcia łożysk. Wyznaczony średni przyrost temperatury śruby posłużył do obliczenia wydłużenia jej gwintowanego odcinka o długości 670 mm; przyjęto współczynnik rozszerzalności liniowej materiału ŁH 15 śruby $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ [22]. Porównanie otrzymanych tą drogą wartości wydłużenia śruby ze zmierzonymi przedstawiono na rys.72. Obliczone wartości tego wydłużenia, szczególnie dla dużych sił napięcia i prędkości $w = 4,75$ rad/s, są niższe od zmierzonych. Przyczyną różnic mogą być błędy popełniane przy pomiarze temperatury śruby oraz błędy wzorcowania czujników indukcyjnych.

Zmierzona temperatura zewnętrznej powierzchni nakrętek była znacznie wyższa od temperatury bieżni śruby. Wpływało na to zarówno oddziaływanie rozgrzanych kulek w kanale powrotnym, praca kulek na długości nakrętki, stały kontakt kulek z nakrętką oraz mniejsza masa i powierzchnia nakrętek w porównaniu do śruby. Jeszcze większa więc niewątpliwie była temperatura bieżni nakrętki. Przyrost temperatury zewnętrznej powierzchni nakrętek w stosunku do temperatury otoczenia obrazuje w zależności od czasu pracy przekładni rys.73. Wykonano go dla trzech wartości sił napięcia nakrętek oraz kątowej prędkości śruby $w = 13,8$ rad/s oraz $w = 4,75$ rad/s.



Rys.72 Porównanie wyników obliczeń i pomiaru cieplnego wydłużenia śruby na odcinku 670 mm



Rys.73 Przyrost temperatury zewnętrznej powierzchni nakrętek w funkcji czasu pracy przekładni

Z rysunku tego widać, że po trzech godzinach pracy temperatura nakrętek praktycznie ustala się.

Przyjęty sposób pomiaru temperatury uniemożliwił wyznaczenie jej przyrostu i wydłużenia śruby dla założonego cyklu pracy przekładni, odpowiadającego obróbce wybranego przedmiotu. Dlatego na podstawie przeprowadzonych pomiarów trudno jest ocenić w sposób wyczerpujący udział cieplnych odkształceń śruby w odchyłce ustalania położenia organu roboczego obrabiarki. Wymagane byłoby wykonanie odpowiednich pomiarów i to w warunkach pracy obrabiarki bądź wykonanie obliczeń odpowiadających w założeniach tym warunkom pracy. Jest to zagadnienie trudne i wykraczające znacznie poza ramy niniejszej pracy.

Śrubowa przekładnia toczna pracuje zwykle przy obciążeniach znacznie niższych od jej nośności statycznej, a udział czasu, w którym wykonuje ona szybkie ruchy przesuwowe jest bardzo mały. Jeśli poza ciepłem wydzielanym pomiędzy jej nakrętkami a śrubą oraz w łożyskach nie będzie ona przejmować ciepła z innych źródeł, to można się spodziewać, że cieplne wydłużenie śruby będzie stosunkowo małe, również niewielki będzie jego udział w odchyłce położenia organu roboczego.

12. WNIOSKI KOŃCOWE

Celem pracy, określonym we wstępie, było stworzenie modelu obliczeniowego przemieszczeń elementów i połączeń zespołu śrubowej przekładni tocznej, który pozwoliłby na określenie warunków dużej jej sztywności i dokładności ustalania położenia organów roboczych obrabiarek. Aby to osiągnąć należało przeprowadzić szereg rozważań teoretycznych, które potwierdzono częściowo badaniami eksperymentalnymi.

W rozważaniach teoretycznych przyjęto zasadę przedstawiania wszystkich zależności wynikowych w takiej postaci, aby obliczenia można było przeprowadzić również przy użyciu maszyny cyfrowej. Zapewnia to możliwość szybkiego i obszernego analizowania wpływu poszczególnych czynników, co jest szczególnie potrzebne konstruktorom w projektowaniu nowych obrabiarek. Zależności te bowiem można ułożyć we wspólny algorytm umożliwiający, za pomocą programu na maszynie cyfrową, wyznaczenie przemieszczenia organu roboczego oraz odchyłki ustalenia jego położenia.

Wyznaczone w pracy i ujęte w taki sposób zależności, wyrażają równość przyrostów przemieszczeń elementów i połączeń dociążanych i odciążanych oraz warunki równowagi działających na nie sił. Pozwalają one wyznaczyć nie tylko przemieszczenie i obciążenie, ale także określić maksymalną siłę, jaka może obciążać dany układ lub też wyznaczyć minimalną siłę jego napięcia, która zapobiegnie występowaniu niepożądanego otwierania elementów odciążanych. Wykazano bowiem, że otwieranie elementów odciążanych prowadzi do istotnego wzrostu

przemieszczeń. Dobranie odpowiedniej siły napięcia elementów zespołu śrubowej przekładni tocznej ma także istotne znaczenie dla wartości momentu tarcia i nagrzewania się przede wszystkim samej śruby. Badania eksperymentalne przeprowadzone na dwu stanowiskach badawczych, w odniesieniu do wybranych układów wstępnie napiętych nakrętek, potwierdziły poprawność zbudowanego matematycznego modelu układów i słuszność uzyskanych wyników obliczeń sił i przemieszczeń. Rozbieżność wyników badań z obliczeniami stwierdzono natomiast w odniesieniu do momentu tarcia, co wynikało z przeprowadzenia pomiarów dla przekładni o parametrach odbiegających od zalecanych w literaturze. Było to powodem, dla którego odznaczała się ona małym momentem tarcia ale i mniejszą sztywnością. Brak pełnego rozwiązania zagadnienia wymiany ciepła pomiędzy elementami obrabiarek uniemożliwił analityczne wyznaczenie temperatury oraz cieplnych wydłużeń śruby.

Przeprowadzona analiza odkształceń łożysk i śruby oraz połączenia nakrętek ze śrubą pozwoliła stwierdzić jaki wpływ na przemieszczenie oraz na odchyłkę położenia organu roboczego obrabiarki ma rozwiązanie konstrukcyjne zespołu śrubowej przekładni tocznej z jednołukowym zarysem gwintu. Właściwy dobór rodzaju i liczby łożysk, ich rozmieszczenie oraz przyjęcie odpowiedniego układu nakrętek pozwala zapewnić niewielką wartość odchyłki położenia. Małe mogą być też cieplne odkształcenia elementów przekładni pod warunkiem, że już przy stosunkowo małej sile ich napięcia zapewni się nieotwieranie elementów odciążanych.

Oprócz wymienionych wyżej uwag i wniosków ogólnych praca pozwoliła na sformułowanie szeregu wniosków szczegółowych,

które można ująć w sposób następujący:

1. - Jako łożyska oporowe śruby tocznej należy stosować wzdłużne łożyska walcowe, są one bowiem kilkakrotnie sztywniejsze od wzdłużnych łożysk kulkowych.
2. - Minimalną siłę napięcia łożysk wzdłużnych należy dobrać z warunku nieotwierania łożyska odciążanego. Nastawianie większej wartości tego napięcia nie powoduje istotnego zmniejszenia przyrostu ugięcia wzdłużnych łożysk walcowych, zmniejsza natomiast nieco przyrost ugięcia wzdłużnych łożysk kulkowych.
3. - W obliczaniu minimalnej siły napięcia Q_{1min} łożysk i przyrostu ich ugięcia można uwzględnić tylko odkształcenie łożysk. Musi być jednak wtedy spełniony warunek by przemieszczenie czopa śruby w wyniku odkształceń pozostałych elementów i połączeń węzła łożyskowego nie przekraczało 20% ugięcia łożyska. Obliczoną siłę Q_{1min} należy wówczas zwiększyć o $10 + 20\%$.
4. - Jeśli węzeł łożysk wzdłużnych zawiera oprócz nich elementy o względnie małej sztywności, to należy uwzględnić ich wpływ na Q_{1min} oraz na przemieszczenie δ_o czopa śruby. Uczynić to można układając bilans przyrostów przemieszczeń elementów dociążanych i odciążanych węzła.
5. - Dla właściwego dobrania siły Q_{1min} lub Q_1' min napięcia łożysk oraz siły Q_s napięcia śruby, przy dwustronnym jej łożyskowaniu, należy uwzględnić odkształcenia obu tych elementów.
6. - Najmniejsze przemieszczenie δ_A punktu śruby, określającego położenie na niej nakrętek, otrzyma się przy dwustronnym jej łożyskowaniu za pomocą czterech wzdłuż-

nych łożysk walcowych.

7. - Przemieszczenie δ_A śruby można obliczyć przybliżoną metodą, zakładając stałą sztywność łożysk wzdłużnych. Należy się jednak wtedy liczyć z popełnieniem błędu szczególnie gdy śruba jest łożyskowana dwustronnie, przy zastosowaniu tylko dwu wzdłużnych łożysk kulkowych. Do wyznaczenia δ_A można wykorzystać także metodę wykreślną.
8. - Jeśli znane jest położenie punktu zerowania oraz końcowe położenie organu roboczego obrabiarki, to wstępne napięcie śruby można dobrać tak aby odchyłka położenia osiągnęła minimum lub była zerem.
9. - Jeśli położenie punktu zerowania oraz końcowe położenie organu roboczego obrabiarki ulega częstym zmianom, a nie można w ślad za nimi dokonywać zmiany napięcia śruby, to można je dobrać tak, aby średnia arytmetyczna bezwzględnych wartości odchyłek położenia osiągnęła minimum. Trzeba wtedy ustalić prawdopodobieństwo z jakim punkty te mogą zajmować poszczególne położenia na śrubie. Tak wyznaczone napięcie śruby może nie spełniać warunku $Q_s \geq Q_{smin}$.
10. - Po przyjęciu, że punkt zerowania i końcowy mogą z tym samym prawdopodobieństwem przyjmować dowolne położenie na śrubie, najmniejszą wartość średniej arytmetycznej bezwzględnych odchyłek położenia uzyska się dla nienapiętej wstępnie śruby ułożyskowanej przy pomocy czterech wzdłużnych łożysk walcowych. Ten sposób łożyskowania śruby jest więc najbardziej korzystnym, choć stwarza trudności wykonawcze i montażowe.

11. - Stosowanie dwu wstępnie napiętych nakrętek śrubowej przekładni tocznej z jednołukowym zarysem gwintu podyktowane jest koniecznością usunięcia znacznego osiowego luzu pomiędzy nakrętką a śrubą oraz potrzebą zwiększenia sztywności połączenia.
12. - W obliczaniu przemieszczenia pojedynczej nakrętki względem śruby należy uwzględniać błędy wykonania przekładni, nierównomierny rozkład obciążenia elementów tocznych oraz osiowe i promieniowe odkształcenie nakrętki i śruby. Istnieje potrzeba prowadzenia dalszych prac, które pozwoliłyby w prosty sposób uzależnić to przemieszczenie od błędów wykonania gwintu śruby i nakrętki np. powiązać je z klasą dokładności wykonania przekładni. Zależność kąta działania przekładni od jej obciążenia można pominąć.
13. - W wyznaczaniu rozkładu obciążenia zwojów gwintu śruby i nakrętki przekładni tocznej należy uwzględnić osiowe i promieniowe obciążenie i odkształcenie śruby oraz nakrętki a także sposób łożyskowania śruby.
14. - Przy jednostronnym łożyskowaniu śruby można uzyskać rozkład obciążenia zwojów gwintu bliski równomiernemu, jeśli śruba i nakrętka będą rozciągane i dobierze się odpowiednio zewnętrzną średnicę nakrętki. Współczynnik nierównomierności obciążenia zwojów jest ponadto tym mniejszy im mniej zwojów gwintu wypełniono kulkami, mniejsza jest osiowa siła P_0 a większa podatność styku kulek z bieżniami. Czynniki sprzyjające zmniejszeniu nierównomierności obciążenia zwojów nie zawsze sprzyjają uzyskaniu małego przemieszczenia nakrętki względem

śruby.

15. - Błędy wykonania przekładni wpływają w sposób decydujący na rozkład obciążenia zwojów gwintu, przy czym wpływ ten może być korzystny, jeśli spowodują one odciążenie zwojów najbardziej obciążonych.
16. - Właściwie dobrane wstępne napięcie nakrętek powinno zapewnić nieotwieranie nakrętki odciążanej przy założonej wartości osiowej siły P_{0max} .
17. - Aby właściwie dobrać wstępne napięcie nakrętek i określić ich przemieszczenie względem śruby należy uwzględnić w jego obliczaniu odkształcenia wszystkich elementów i połączeń składowych układu nakrętek a ponadto: sposób wywierania napięcia, sposób zamocowania przekładni, zwrot osiowej siły P_0 oraz sposób łożyskowania śruby.
18. - Przy jednostronnym łożyskowaniu śruby uzyska się najmniejszą siłę Q_{Nmin} napięcia nakrętek oraz stosunkowo małe ich przemieszczenie względem śruby jeśli dociążana będzie tylko jedna z nakrętek, zaś pozostałe elementy i połączenia będą odciążane. Przemieszczenie to zmniejszy się ze wzrostem sztywności każdego z elementów lub połączeń.
19. - Jeśli układ nakrętek wymaga stosunkowo małej siły ich napięcia, to w całym zakresie wartości P_0 od 0 do P_{0max} uzyska się małe obciążenie jego elementów, mały moment tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą i wysoką sprawność przekładni.
20. - Zmierzone przemieszczenie pojedynczej nakrętki względem śruby dla badanych przekładni różni się znacznie od wartości obliczonych.

21. - W badaniach obciążenia i przemieszczenia wstępnie napiętych nakrętek względem śruby uzyskano dobrą zgodność wyników obliczeń i pomiarów.
22. - Odchyłka prostopadłości czoła elementu napinającego lub kołnierza nakrętki do osi śruby o wartości nie przekraczającej $0,4 \mu\text{m/mm}$ nie ma prawie wpływu na osiowe przemieszczenie nakrętki względem śruby. Odchyłka ta w badanym zakresie do $1,25 \mu\text{m/mm}$, jest przyczyną nieznacznego wzrostu momentu tarcia przekładni, zwiększa natomiast jego zależność od kierunku obrotów śruby.
23. - Przyczyną występowania zmian momentu tarcia i wstępnego napięcia nakrętek w czasie pracy przekładni są błędy wykonania przede wszystkim gwintu śruby.
24. - Moment tarcia pomiędzy nakrętkami a śrubą w małym stopniu zależy od kątowej prędkości śruby, nie zależy zaś praktycznie od rodzaju i ilości oleju dostarczanego pomiędzy trące się powierzchnie.
25. - Przy dużych obciążeniach przekładni i dużych kątowych prędkościach śruby nie ma przeciwwskazań do smarowania śrubowej, przekładni tocznej smarem plastycznym.

13. WYKAZ LITERATURY

- [1] Autor nieznany: Berechnung der axialen Vorspannung für die Lager der Reihen ZAXN und ZARN;
- [2] Autor nieznany: Katalog śrub tocznych TRANSROL f-my LA TECHNIQUE INTEGRALE - Francja;
- [3] Autor nieznany: SKF Wälzlager in Werkzeugmaschinen. Katalog firmowy 1967;
- [4] Beljaev V.G., Borisenko T.A.: Profilirovanie kanala vozvra-ta šarikov v peredačach vint - gajka kačenija. Stanki i instrument, nr 6/1964;
- [5] Beljaev V.G., Drobaševskij G.S.: Peredači vint - gajka kačenija s aročnym i polukruglym profilem rez'by pri dvuchtočečnom kontakte. Vestnik mašinostroenija, nr 9/1974;
- [6] Beljaev V.G., Kogan A.J.: Vlijanie nepostojanstva diametra vinta na točnost' i žestkost' šarikovyh mechanizmov. Stanki i instrument, nr 9/1974;
- [7] Beljaev V.G., Kogan A.J.: Vlijanie progrešnostej geometri-českich parametrov na ugol kontakta šarikov v pereda-čach vint - gajka kačenija. Stanki i instrument, nr 5/1973;
- [8] Beljaev V.G.: Rasčet peredači vint - gajka kačenija c učetom pogrešnostej izgotovlenija. Stanki i instrument, nr 11/1970;
- [9] Beljaev V.G.: Rasčet točnosti šarikovyh vintovyh mecha-nizmov. Stanki i instrument, nr 4/1968;
- [10] Beljaev V.G.: Uslovija vchoda šarikov v natjag v mecha-nizmach vint - gajka. Vestnik mašinostroenija, nr 11/1971;

- [11] Berndt G.: Über die Gültigkeit der Hertz^schen Formeln zur Berechnung der Abplattung von Messkörpern. Zeitschrift für technische Physik, nr 3/1922;
- [12] Białas S.: Geometria zmodyfikowanego obiegu zewnętrznego w nakrętce kulkowej. Mechanik, nr 3/1977;
- [13] Birger I.A., Arutjunjan E.P.: Raspredelenie nagruzki po vitkam šarikovoj rez'by. Vestnik mašinostroenija, nr 3/1971;
- [14] Borisenko G.A., Lagutin S.A.: Ekscentričnye peredači vint - gajka dlja malych podač. Stanki i instrument, nr 6/1973;
- [15] Bögelsack G.: Beiträge zur Berechnung und Konstruktion von Schraubgelenken mit Rollreibung. Habilitationsschrift, Technische Hochschule Ilmenau 1966;
- [16] Bögelsack G.: Gleiten, Rollen und Bohren in räumlichen Mechanismen. Maschinenbautechnik, nr 7/1966;
- [17] Bögelsack G.: Kugelrückführung und Gewindezentrierung in Kugelschraubgelenken. Feinwerktechnik, nr 7/1967;
- [18] Bögelsack G.: Profilgestaltung bei Kugellagern und Kugelschrauben für hohe Genauigkeiten. Feingerätetechnik, nr 5/1968;
- [19] Bögelsack G.: Untersuchung der Kugelbewegungen in räumlichen Wälzführungen. Maschinenbautechnik, nr 5/1967;
- [20] Bögelsack G.: Wälzschraubgetriebe. Zeitschrift der Technischen Hochschule Ilmenau, Heft 9/1963;
- [21] Bryl S., Bryl J.: Tablice inżynierskie, tom 1. PWN Poznań 1957;

- [22] Buchman K., Jungnickel G.: Przekazywanie ciepła w maszynach wytwórczych.
Katalog w opracowaniu;
- [23] Burckhardt M.: Konstruktion und Berechnung raschlaufender Wälzlager.
Konstruktion, nr 12/1962;
- [24] Burkov V.A.: Ustranenie zazorov v peredačach chodovoj vint - gajka.
Stanki i instrument, nr 11/1966;
- [25] Cfas B.S.: Rešenje zadači Žukovskogo o raspredelenii davlenij na narezkach vinta i gajki, osuščestvlennoe v zamknutoj forme.
Izvestija vuzov, Mašinostroenie, nr 9/1961;
- [26] De Fraine J.: Über die Erhöhung der Steifigkeit von Kugelführungen.
6 Internationale Werkzeugmaschinen-tagung, Dresden 1968;
- [27] Eschmann P.: Das Leistungsvermögen der Wälzlager.
Springer Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg 1964;
- [28] Fischer E.: Die Rollgüte im Kleinstkugellager und deren Ermittlung.
Feinwerktechnik, nr 2/1958;
- [29] Goebel C.: Bereiche und Grenzen der Anwendung vorgespannter Kugelrollspindeln.
TZ für praktische Metallbearbeitung, nr 7/1968;
- [30] Gribajlo A.P., Modlinskij A.I., Akulič N.V.: Stend drža issledovanija iznosostojkosti pary chodovoj vint - gajka.
Stanki i instrument, nr 11/1972;
- [31] Gurvič O.S., Kagarlickij V.G., Marmer E.N.: Opređenje koeficienta trenija vintovoj pary v vakuumie.
Vestnik mašinostroenija, nr 2/1974;
- [32] Harris T.A.: How to predict temperature in Rolling bearings.
Product Engineering, December 9/1963;

- [33] Henning E.: Untersuchungen zum Rollwiderstand gehärteter Stahl
Stahl - Paarungen.
Dissertation, Technische Hochschule Braunschweig 1967;
- [34] Hilmer H.: Rechnergestützte Anwendung einer gleichförmig
belasteten Trapezgewindespindel.
Konstruktion, nr 4/1977;
- [35] Hilmer H.: Steifigkeitsberechnung von Kugelgewindespindel
n mit Hilfe von Nomogrammen.
Konstruktion, nr 3/1977;
- [36] Iglantowicz T., Lachowicz A., Lisewski W., Marchelek K.:
Wpływ wstępnego napięcia śruby pociągowej na stabilność
układu OUPN frezarki wspornikowej.
Mechanik, nr 12/1975;
- [37] Josilevič G.B., Marljutov R.R., Rokitjanskaja J.V.:
Issledovanie napražennogo sostojanija i koncentracii
naprjaženij v rez'bovych soedinenijach.
Vestnik mašinostroenija, nr 11/1974;
- [38] Iwanicki R., Potrykus J.: Wyznaczanie charakterystyki
wielopunktowych układów termistorowych za pomocą kom-
putera.
Pomiary Automatyka Kontrola, nr 6/1974;
- [39] Jasica A., Kwatera M., Szybalski K.: Wpływ nieprostoli-
niowości śruby na pracę śrubowej przekładni tocznej.
Referat na konferencję nt. "Postępy w rozwoju badań
z zakresu technologii maszyn", Kraków 1975;
- [40] Jędrzejewski J., Buchman K., Kwaśny W.: Analityczne okreś-
lanie strat energetycznych w łańcuchach kinematycznych
napędów głównych tokarek.
Symposium Naukowe z dziedziny obrabiarek i obróbki
skrawaniem. Materiały sesyjne. Politechnika Łódzka.
Łódź 1970;
- [41] Jędrzejewski J. i inni: Badania nad zmniejszeniem strat
mocy w elementach układu kinematycznego frezarki.
Sprawozdanie nr 231 Instytutu Technologii Budowy Maszyn
Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 1973;

- [42] Jędrzejewski J., Kowal Z., Winiarski Z.: Obliczanie stacjonarnego rozkładu temperatur w płaskim modelu podpory wrzeciona.
Prace Naukowe Instytutu Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Konferencje nr 1. Wrocław 1975;
- [43] Jędrzejewski J., Kowal Z., Winiarski Z.: Problemy vznikaŭšcie pri raščete raspredelenija temperatur korpusov stankov.
III Nacionalna Konferencija, Avtomatizacija 76. War-na 1976;
- [44] Jędrzejewski J., Kwaśny W., Potrykus J.: Metody pomiaru odkształceń i temperatur stosowane w badaniach obrabiarek.
Mechanik, nr 4/1972;
- [45] Jędrzejewski J., Kwaśny W., Potrykus J.: Sposób pomiaru luzu pomontażowego w poprzecznych łożyskach tocznych wrzecion obrabiarek oraz urządzenie do stosowania tego sposobu.
Patent PRL, nr 74997;
- [46] Jędrzejewski J., Kwaśny W.: Układ do wielopunktowego pomiaru odkształceń i temperatur w obrabiarkach.
Pomiary Automatyka Kontrola, nr 8-9/1969;
- [47] Jędrzejewski J.: Zur Erwärmung von Drehmaschinen - Spindelkästen.
Forschung Konstruktion Fertigung. Werkzeug Maschine International, nr 4, August, 1973;
- [48] Jiro O., Yamamoto A.: Studies on precision thread grinding. Thermal deformation of A leadscrew.
Bull JSME. Tokyo. Inst. Technol., nr 99/1970.
Ekspress - informacija. Automatičeskie linii i metallo-režušcie stanŭki, nr 18/1971;
- [49] Kilar J.: Optymalizacja konstrukcji przekładni śrubowych tocznych. Komunikat z posiedzenia Sekcji Technologii Komitetu Budowy Maszyn PAN pt.: "Prace Centrum Badawczo-Konstrukcyjnego Obrabiarek", Pruszków - maj 1976;

- [50] Kleinlein E.: Einfluss von Schmierung und Kontaktflächen-
geometrie auf das Reibungsverhalten von Axial - Rillen-
kugellagern und Radial - Zylinderrollenlagern.
Konstruktion, nr 2/1970;
- [51] Kljačkin N.L.: K rešeniju zadači o raspredelenii davlenija
po vitkam rez'by.
Vestnik mašinostroenija, nr 3/1964;
- [52] Kljačkin N.L., Starosel'skij A.A.: Raspredelenie davlenija
po vitkam gajki sopražennoj s rastjanutym i skručennym
vintom.
Izvestija vuzov. Mašinostroenie, nr 7/1959;
- [53] Kotina J.: Uloženi posuvových šroubů.
Strojirenstvi, nr 8/1974;
- [54] Kubny T.: Rozwój tokarek sterowanych numerycznie.
Referat z konferencji nt. "Przesłanki racjonalnej
eksploatacji obrabiarek sterowanych numerycznie".
Wrocław 1977;
- [55] Kudinov A.V.: Rasčet kanala vozvrata šarikov v peredačach
vint - gajka kačenija.
Stanki i instrument, nr 4/1976;
- [56] Lebedev L.V.: K rasčetu kontaktnych deformacij.
Izvestija vuzov. Mašinostroenie, nr 1/1968;
- [57] Levašov A.V.: Osnovy rasčeta točnosti kinematičeskich
cepej metallореžуšчих stankov.
Mašinostroenie, Moskva 1966;
- [58] Levina Z.M.: Rasčet kontaktnych deformacij napravljaja-
juščich.
Stanki i instrument, nr 1/1965;
- [59] Levina Z.M., Rešetov D.N.: Osnovy rasčeta mašin na kon-
taktnuju žestkost'.
- Vestnik mašinostroenija, nr 12/1965;
- [60] Levit G.A., Borisenko G.A.: Rasčet i konstruirovanie pe-
redač vint - gajka kačenija.
Rukovodjaščie materialy. ENIMS Moskva 1964;

- [61] Levit G.A.: Peredači vint - gajka kačenija /šarikovye/.
Stanki i instrument, nr 4/1963;
- [62] Levit G.A.: Rasčet peredač vint - gajka kačenija /šarikovyh/.
Stanki i instrument, nr 5/1963;
- [63] Margolin L.V.: Planetarnaja peredača vint - gajka kačenija s rez'bovymi rolikami.
Stanki i instrument, nr 1/1970;
- [64] Margolin L.V.: Upornye i kombinirovannye podšipniki dlja privodov podač s ČPU.
Stanki i instrument, nr 6/1974;
- [65] Maruschke H.: Probleme beim Wälzschraubtrieb als Antriebs und Messelement in Werkzeugmaschinen.
Maschinenbautechnik, nr 6/1974;
- [66] Matthias K.: Gedanken zur rollenden Reibung.
Maschinenbautechnik, nr 6/1968;
- [67] Mierzejewski J.: Obliczenia dynamiczne i dobór śrub tocznych do serwonapędów obrabiarek sterowanych numerycznie.
Mechanik, nr 10/1975; 11/1975 i 12/1975;
- [68] Mierzejewski J.: Przekładnie śrubowe kulkowe w obrabiarach sterowanych numerycznie.
Mechanik nr 8/1975;
- [69] Müller - Gerbers H., Kup B.: Wegmesssysteme in Werkzeugmaschinen.
Werkstatt und Betrieb, nr 11/1977;
- [70] Pająk J.: Analityczne badanie rozkładu temperatur na wrzescionach obrabiarek skrawających ze szczególnym uwzględnieniem wrzesciona tokarki.
Praca doktorska, Wrocław 1974;
- [71] Palmgren A.: Grundlage der Wälzlagertechnik.
FV Stuttgart 1964;
- [72] Palmgren A.: Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern.
VDI - Berichte, nr 20/1957;
- [73] Pavlov B.J., Ljapunova E.F.: Ob ispytanii šarikopodšip-

nikovych vintovych mechanizmov.

Vestnik mašinostroenija, nr 6/1966;

- [74] Pavlov B.J.: Šarikovintovye mechanizmy v priborostroenii. Mašinostroenie, Leningrad 1968;
- [75] Pfeifer M.: Eine einheitliche Theorie des Gleit - und Rollwiderstandes für metallische Oberflächen, die makrogeometrisch elastisch deformiert werden. Maschinenbautechnik, nr 12/1967;
- [76] Pinegin S.V.: Trenie kačenija v mašinach i priborach. Mašinostroenie, Moskva 1976;
- [77] Pjasik J.B.: Šarikovintovye mechanizmy. Mašgiz, Moskva - Kiev 1962;
- [78] Potrykus J.: Badanie zjawisk cieplnych występujących podczas pracy wrzecionowego węzła łożyskowego. Praca doktorska, Wrocław 1970;
- [79] Potrykus J. i inni: Określanie sprawności i poboru mocy ułożyskowania wrzeciona w tokarkach średniej wielkości. Sprawozdanie nr 141 Instytutu Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1971;
- [80] Potrykus J., Malec A.: Uniwersalny wielopunktowy układ do pomiaru temperatur czujnikami termistorowymi. Pomiarzy Automatyka Kontrola, nr 6/1974;
- [81] Rejbach Ju.S.: Rezanie metallov, stanki i instrumenty, t 2. VINITI, Moskva 1972;
- [82] Rodionov J.V., Šul'ga Ju.I., Mišnev V.J.: Raspredelenie nagruzki meždu vitkami rez'by v peredače vint - gajka kačenija. Stanki i instrument, nr 6/1965;
- [83] Ryžov E.V., Dydenkov V.G., Balkin V.J., Švec M.E.: Kontaktnaja žestkost' stykov technologičeskich mašin. Vestnik mašinostroenija, nr 3/1971;
- [84] Sasaki T., Okino H.: Rolling Friction at High Speed. Bulletin of JSME, nr 18/1962;

- [85] Schunck J.: Wülzschraubtriebe und Ihre Anwendung im Werkzeugmaschinenbau.
Industrie Anzeiger, nr 60/1967;
Ekspress-Informacija, Avtomatičeskie linii i metallo-re-
žušćie stanki, nr 42/1967;
- [86] Shah R.: Sterowanie numeryczne obrabiarek.
WNT Warszawa 1975;
- [87] Smirnov A.J., Figatner A.M.: Moment trenija šarikopodšip-
nika pri plastičnoj smazke.
Vestnik mašinostroenija, nr 3/1974;
- [88] Spiess D.: Das Steifigkeits - und Reibungsverhalten unter-
schiedlich gestalteter Kugelschraubtriebe mit vorgespann-
ten und nicht vorgespannten Muttersystemen.
Dissertation, Berlin 1970;
- [89] Spiess D.: Eigenschaften, Bauformen und Anwendungen von
Kugelschraubtrieben.
Verkstatt und Betrieb, nr 4/1973;
- [90] Spiess D.: Wirksame Steifigkeit des vorgespannten Kugel-
schraubtriebs unter Berücksichtigung seiner konstrukti-
ven Anordnung in der Maschine.
Konstruktion, nr 1/1971.
- [91] Spur G., de Haas P.: Thermisches Verhalten eines Trans-
rollspindel-Vorschubantriebes.
Zeitschrift für wirtschaftliche Fertigung, nr 8/1972;
- [92] Stolberg H.: Berechnungsgrundlagen für den Kugelschraub-
trieb.
Maschinenbautechnik, nr 2/1967;
- [93] Styburski W.: Przetworniki tensometryczne.
WNT, Warszawa 1971;
- [94] Šul'ga Ju.I.: O karaktere raspredelenija nagruzki po
vitkam šarikovoj rez'by.
Vestnik mašinostroenija, nr 11/1976;
- [95] Wrotny L.T.: Modele dynamiczne napędów ruchów posuwowych
i przesuwowych w obrabiarkach.
Prace naukowe Politechniki Szczecińskiej, nr 2, Ma-
teriały II Konferencji Naukowej - Dynamika obrabiarek
i obróbki skrawaniem, Szczecin 1973;

- [96] Wojciechowski T.: Analiza własności statycznych i dynamicznych zespołów wielopozycyjnych imaków.
Praca doktorska, Wrocław 1974;
- [97] Zorev N.N., Safarov Ju.S., Tutynin V.K., Kirjušin P.J., Mel'bard S.N.: Zakonomernosti raspredelenija rastjagivajuščej nagruzki po vitkam rez'bovogo soedinenija. Vestnik mašinostroenija nr 12/1973.

WYKAZ ODBIORCÓW

=====

ilość egz.

=====

1. Biblioteka i Ośrodek Informacji Instytutu Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej	1
2. Biblioteka Główna Politechniki Wrocławskiej	1
3. Promotor	1
4. Recenzenci	2
5. Autor	15
	20

		1 2 3 4 5 6 7 8											
* N *		NNSRI.TCN 42.06											
Rozprz. pr.		Zalicz. pr.		Opubl. pr.		Instytut				Nr technol.			
027.612.78						I24		2320989		02			
Nr zlecenia		Nr archiwalny											
		I24/K-543/78 *											
Symbol UoB		621.9.06										78:Inst.	
621.8.33.23		obrobiarka										Technol.Bud.	
		przekładnia śrubowa										Masz. PWr	
												MNSzWT	
												pol.	
Opis bibliograficzny													
Wasiak Zbigniew													
Odkształcenia śrubowych przekładni tocznych z zarysem jednołukowym.													
Komunikaty Inst.Technol.Bud.Masz.PWr 1978 nr 513													
257 s. 73 rys. 3 tabl. bibliogr. 97 poz. /maszyn.powiel./													
Rozprawa doktorska													
Politechnika Wrocławska													
Instytut Technologii Budowy Maszyn													
Wrocław													
Promotor: doc.dr inż.Jerzy Jędrzejewski													
Praca własna													
Charakter pracy: stosowana													
Materiały eksploatacyjne: C													
Rozpowszechnienie: na praw. ręk.													

Analiza dokumentacyjna

(1) Rozważono modele obliczeniowe podstawowych elementów śrubowej przekładni tocznej celem określenia warunków jej pracy z uwagi na sztywność i dokładność ustalania położenia. Z warunków równowagi sił oraz równości przemieszczeń wyznaczono zależności analityczne do obliczania przekładni śrubowych. Przeprowadzone badania eksperymentalne potwierdziły prawidłowość wyprowadzonych zależności:
Stwierdzono, że:

-sztywność przekładni zależy przede wszystkim od sposobu łożyskowania śruby, konstrukcji układu nakrętek i wstępnego napięcia elementów składowych;
-przekładnię śrubową o dużej sztywności i małym momencie tarcia uzyskuje się dobierając wstępne napięcie z uwagi na nieotwieranie się elementów odciążanych.

Imię i Nazwisko autora analizy

Zbigniew Wasiak

Słowa kluczowe

↳ obrabiarka, śrubowa przekładnia toczna,
przemieszczenie, odchyłka położenia, moment tarcia.

* * 480 * * *

LA _____ *B _____ *C _____ *D _____

RF _____ KF _____ KG _____

tytuł	tema	APW	Podpis red.	Podpis poprawki	Podpis poprawki
tak	tak	tak			