

Wojciech KWAŚNY
WPŁYW TERMICZNYCH WARUNKÓW
PRACY OBRABIARKI
NA SZTYWNOŚĆ
WRZECIONOWYCH WĘZŁÓW ŁOŻYSKOWYCH
Z ŁOŻYSKAMI WALCOWYMI
P r a c a d o k t o r s k a

P r o m o t o r:
Doc.dr inż. Jerzy JĘDRZEJEWSKI

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

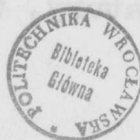
Publikacja nie zawiera nowego
rozwiązania zagadnienia technicznego
nadającego się do opatentowania.
RZECZNIK PATENTOWY

Mgr inż. Teodor Terosiewicz

6.05.75.

W r o c ł a w 1 9 7 5

2899



Акк. 3 4 7 . Д 1 7 5

6.1. Wyznaczenie ciśnień składowych działających w otworze tarczy oraz ciśnienia panującego w strefie utwierdzenia	65
6.2. Funkcje naprężeń w tarczy	67
6.3. Przesunięcie promieniowe punktów tarczy	71
7. Sztywność połączeń części składowych węzła	74
8. Urządzenia i aparatura pomiarowa	80
8.1. Program badań	80
8.2. Stankowiska pomiarowe	81
8.3. Pomiar obciążenia zewnętrznego	86
8.4. Pomiar przesunięć wrzeciona	88
8.5. Pomiar luzu roboczego w łożysku	89
8.6. Pomiar temperatur	96
9. Badania sztywności węzła łożyskowego	97
9.1. Rzeczywisty luz promieniowy w dwurzędowym łożysku walcowym	98
9.2. Zależność pomiędzy luzem roboczym a temperaturą węzła	112
9.3. Badania wpływu temperatury i luzu roboczego na sztywność węzła	120
10. Czynne oddziaływanie na przebieg zmian luzu roboczego	129
11. Wpływ nagrzewania się obudowy na kształt otworu łożyskowego	140
12. Analiza porównawcza uzyskanych wyników	150
13. Wnioski końcowe	160
14. Wykaz literatury	167

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ
=====

- a - promień otworu łożyskowego w obudowie,
 - b - zewnętrzny promień obudowy,
 - c - parametr zależny od struktury powierzchni i rodzaju materiału
 - d - średnica czopa wrzeciona,
 - e - średnica otworu wrzeciona,
 - g - średnica wewnętrznej bieżni łożyska,
 - h - grubość obudowy,
 - i - ilość rzędów elementów tocznych w łożysku,
 - j - wskaźnik sztywności,
 - k - współczynnik podatności stykowej,
 - l - luz promieniowy w łożysku,
 - l_p - luz pomontażowy w łożysku,
 - l_r - luz roboczy w łożysku,
 - l_w - długość wałeczka,
 - n - prędkość obrotowa,
 - p - ciśnienie jednostkowe,
 - q - obciążenie jednostkowe,
 - r - promień,
 - s - stała zależna od własności materiału,
 - t - wykładnik potęgowy,
 - u - przemieszczenie,
 - z - ilość elementów tocznych w jednym rzędzie łożyska;
- A, B, C, D - stałe funkcji Airego /cz.6/,
- B - szerokość łożyska,

- C - wielkość stała,
D - średnica otworu łożyskowego w korpusie,
 D_k - średnica kulki,
 D_1 - nominalna średnica połączenia,
E - moduł sprężystości podłużnej,
F - funkcja Airego,
 F_r - obciążenie zewnętrzne,
 F_{re} - obciążenie ekwiwalentne,
G - zewnętrzna średnica obudowy,
H - średnica zewnętrznej bieżni łożyska,
 J_r, J_{re} - współczynniki zależne od rozkładu obciążenia w łożysku,
M - moment,
N - moc,
 P_{yz} - promieniowa siła skrawania,
Q - obciążenie normalne elementu tocznego,
T - temperatura;

 α - kąt działania łożyska,
 β - współczynnik rozszerzalności liniowej,
 δ - odkształcenie,
 ε - współczynnik strefy obciążenia,
 ν - współczynnik Poissona,
 σ_r - naprężenie promieniowe,
 σ_φ - naprężenie obwodowe,
 $\tau_{r\varphi}$ - naprężenie styczne,
 τ - czas,
 ψ - współrzędna w układzie biegunowym,

ψ - kąt określający strefę obciążenia łożyska,

Δ - przyrost,

Δ^1 - wcisk,

$\phi(\varphi)$ - funkcja kąta φ .

1. W S T Ę P

=====

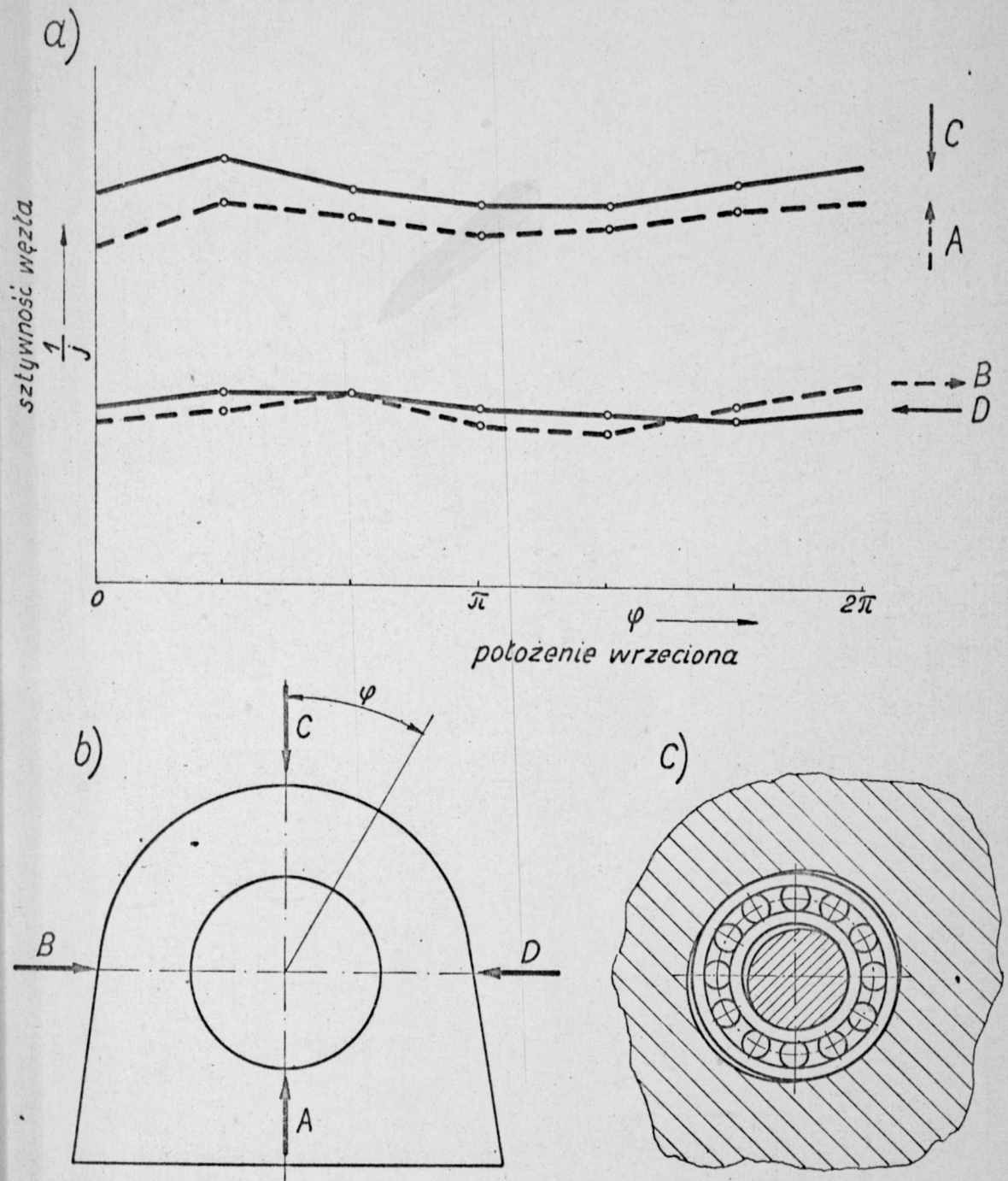
Zachodzące w obrabiarkach skrawających zjawiska cieplne rozpatrywane są dotychczas w głównej mierze jako przyczyny niekorzystnych zmian ich stereometrii. Stosunkowo natomiast niewiele miejsca poświęca się zjawiskom cieplnym z punktu widzenia ich wpływu na sztywność, pomimo że jest ona podstawowym parametrem charakteryzującym własności obrabiarki. Wynika to głównie z braku szczegółowych informacji o mechanizmie oddziaływań zjawisk cieplnych oraz o wzajemnych powiązaniach pomiędzy zmieniającymi się w czasie pracy obrabiarki stanami termicznymi zespołu wrzecionowego a jego sztywnością.

Uwzględnienie zjawisk cieplnych oddziałujących na sztywność zespołów wrzecionowych stało się możliwe dzięki znacznemu udoskonaleniu metod obliczania statycznej sztywności tych zespołów [1, 3, 4, 5, 20, 21], ujmujących takie czynniki, jak: momenty utwierdzenia w łożyskach poprzecznych i wzdlużnych, usztywniający wpływ elementów osadzonych na wrzecionie itp., a także - wskutek dokładniejszego poznania zjawisk cieplnych, towarzyszących pracy łożysk [6, 7, 8, 9, 10, 15, 22, 25].

Znaczny udział w całkowitej sztywności zespołów wrzecionowych ma sztywność węzłów łożyskowych stanowiących podpory wrzeciona. Według niektórych autorów [5, 12] może on wynosić 30 do 50%. Udział na przykład przedniej podpory w całkowitym przemieszczeniu końcówki wrzeciona wynosi przy niewielkich rozstawach podpór nawet ponad 50% [20].

Z badań eksperymentalnych [4, 17, 23, 24] wynika, że decydujący wpływ na sztywność węzła wrzecionowego wywiera luz promieniowy w głównym łożysku wrzeciona. Z drugiej zaś strony, na podstawie badań zjawisk cieplnych zachodzących w węźle łożyskowym stwierdzono [7, 9, 18], że podczas pracy luz ten ulega znacznym zmianom wskutek odkształceń cieplnych. Można więc przypuszczać, że sztywność węzła łożyskowego, a w konsekwencji i sztywność całego zespołu, będzie ulegała zmianom w sposób ściśle związany z przebiegiem nagrzewania.

Przy obliczeniach sztywności węzłów łożyskowych ograniczono się dotychczas do uwzględniania jedynie odkształceń łożysk poprzecznych, które to odkształcenia obliczano zazwyczaj na podstawie znanego wzoru Striebecka - Palmgrena. Wzór ten ważny jest tylko dla przypadku zerowego luzu promieniowego w łożysku. W rzeczywistych warunkach pracy łożyska luz ten jest przeważnie różny od zera, co przy korzystaniu z wspomnianej zależności może prowadzić do znacznych rozbieżności pomiędzy rzeczywistą podatnością łożyska a podatnością obliczoną. Ponadto w obliczeniach sztywności podpór pomijana była podatność obudowy łożyska. Spowodowane to było głównie trudnościami napotykanymi przy próbach matematycznego opisu złożonych kształtów podpory. W całkowitej sztywności zespołu wrzecionowego istotny udział może mieć także sztywność połączeń części składowych węzła. Oprócz chropowatości powierzchni i rodzaju pasowań wpływ na nią mają głównie błędy kształtu kojarzonych części. Uwidocznia się to bardzo wyraźnie w dużych różnicach sztywności węzła mierzonej w różnych kierunkach promieniowych, co pokazano przykładowo na rys.1 [13]. Ponadto w wyznaczaniu rzeczywistej sztywności należy liczyć się z możliwością dodatkowych zmian błędów kształtu części składo-



rys.1 Wpływ kierunku obciążania węzła łożyskowego na jego sztywność [13]

wych węzła, wynikających z ich odkształceń cieplnych.

Aby można było osiągnąć dużą dokładność wymiarowo-kształtową obrabianych przedmiotów, łożyskowe węzły wrzecionowe powinny odznaczać się dużą sztywnością, zależną w możliwie nieznacznym stopniu od zmiennych warunków pracy obrabiarki. Stworzenie więc podstaw do zapewnienia węzłom łożyskowym takich właściwości winno być jednym z podstawowych dążeń konstruktorów. Sporo zostało już w tym kierunku zrobione, a zwłaszcza w zakresie podwyższenia sztywności zespołu poprzez częściową optymalizację jego budowy.

Każda konstrukcja węzła wrzecionowego charakteryzuje się określoną, teoretyczną wartością sztywności, która to wcale nie musi pokrywać się z tą, jaka wystąpi podczas pracy węzła. O tym, jak znacznie odbiegać będzie rzeczywista sztywność węzła od maksymalnej, możliwej teoretycznie do osiągnięcia, decydują głównie: warunki montażu, dokładność wykonania oraz zjawiska termiczne towarzyszące pracy węzła. Cechą charakterystyczną zespołów wrzecionowych jest to, że zmienne warunki termiczne mogą wywoływać bardzo różne stany napięcia w obrębie węzłów łożyskowych, zależne w dużym stopniu od warunków początkowych i rozkładu temperatur. Może więc się zdarzyć, że w wyniku korzystnego skojarzenia się czynników, węzeł osiągnie maksymalną możliwą sztywność, bądź też przy niekorzystnym skojarzeniu będzie ona o wiele mniejsza. Ponadto zmiany warunków pracy, zwłaszcza prędkości obrotowej wrzecion, mogą wprowadzać bardzo szybkie i znaczne zmiany temperatur, a w ślad za tym - odpowiednie zmiany geometrii elementów węzła i zmiany sztywności.

Celem, jaki postawił sobie autor w pracy, było poznanie w drodze dociekań teoretycznych oraz badań doświadczalnych

zarówno sposobu oddziaływań poszczególnych czynników na sztywność jak i najkorzystniejszego ich kojarzenia. Zamierzenia te znalazły swoje odzwierciedlenie w głównej tezie pracy, którą można by sformułować następująco.

Wpływając na czynniki związane z nagrzewaniem się zespołu wrzecionowego obrabiarki można zapewnić sztywność węzła łożyskowego zbliżoną do maksymalnej oraz nieznaczne tylko jej zmiany w stanach cieplnie nie ustalonych.

Aby potwierdzić tę tezę, należało przeprowadzić szczegółową analizę powiązań zachodzących pomiędzy czynnikami rozstrzygającymi o sztywności węzła łożyskowego takimi, jak: luz roboczy w łożysku, temperatura węzła i obciążenie elementów tocznych oraz rozpatrzyć specyficzne warunki pracy i sposób przenoszenia obciążenia przez dwurzędowe łożyska walcowe. Ograniczenie zakresu pracy do badań węzłów łożyskowych z dwurzędowymi łożyskami walcowymi podyktowane było powszechnym zastosowaniem tego typu łożysk głównych w zespołach wrzecionowych, jak również złożonością zagadnień występujących w takich właśnie węzłach. Sporo miejsca w pracy poświęcono więc próbie wyznaczenia teoretycznych zależności, pozwalających na określenie funkcji rozkładu obciążeń elementów tocznych w łożyskach walcowych oraz na obliczanie odkształceń tych łożysk, w dowolnych warunkach ich pracy. Zależności te są także niezbędne przy obliczeniach odkształceń obudowy łożyska oraz całkowitej sztywności węzła. Wyniki, uzyskane podczas badań sztywności przeprowadzonych głównie na stanowiskach pomiarowych, skonfrontowano dodatkowo z pomiarami wykonanymi bezpośrednio na tokarce uniwersalnej.

W pracy przeprowadzono również eksperymentalną ocenę wpły-

wu odkształceń cieplnych obudowy łożyska na zmiany kształtu otworu łożyskowego. Ponadto, sprawdzono możliwość czynnego wpływania na sztywność węzła w celu zmniejszenia niekorzystnych zmian sztywności, jakie mają zazwyczaj miejsce w stanach cieplnie nie ustalonych, a zwłaszcza przy przerywanej pracy węzła.

Należy zaznaczyć, że przy wyprowadzaniu zależności teoretycznych posługiwano się w pracy technicznym układem jednostek, gdyż w układzie tym podawana jest w literaturze większość wzorów i współczynników, które stanowiły punkty wyjścia do rozważań teoretycznych. Wszystkie więc wzory wynikowe podano również w układzie technicznym.

2. SZTYWNOŚĆ WĘZŁA ŁOŻYSKOWEGO

=====

Do ważnych, z punktu widzenia sztywności, węzłów łożyskowych obrabiarek skrawających należy zaliczyć węzły wrzeciono-
we, których to sztywność w znacznym stopniu rozstrzyga o ja-
kości całej obrabiarki. Podstawowymi elementami składowymi
takiego węzła są: łożyska poprzeczne, obudowa oraz wrzeciono,
a często również tuleja pośrednicząca i łożyska wzdłużne.
Rozpatrując najprostszą konstrukcję węzła /p.rys.2/, w które-
go skład wchodzi tylko łożysko poprzeczne, wrzeciono i obudo-
wa, można jego podatność $1/j_c$ zapisać jako sumę odpowiednich
podatności składowych

$$\frac{1}{j_c} = \frac{1}{j_t} + \frac{1}{j_{ob}} + \frac{1}{j_w} + \sum \frac{1}{j_p}, \quad (1)$$

gdzie: j_t - sztywność łożyska,

j_{ob} - sztywność obudowy,

j_w - sztywność wrzeciona,

j_p - sztywność połączenia.

W analogiczny sposób można zapisać promieniowe przemiesz-
czenie wrzeciona δ_c w kierunku zgodnym z działaniem obciąż-
enia zewnętrznego F_r , mierzone względem miejsca utwierdze-
nia obudowy

$$\delta_c = \delta_t + \delta_{ob} + \delta_w + \sum \delta_p. \quad (2)$$

W większości przypadków spotykanych w praktyce, składnik
określający sztywność oraz odkształcenie wrzeciona nie będzie

występował w równaniach (1) i (2). Wynika to ze sposobu przemawiania przez podpory zespołu wrzecionowego promieniowej siły skrawania. Najczęściej /p.rys.3a/ siła skrawania przekazywana jest na obydwie podpory wrzeciona przez zewnętrzne powierzchnie czopów wrzeciona, nie powodując ściskania ścianek wrzeciona. W takim przypadku w równaniach (1) i (2) znikną składniki j_w oraz δ_w .

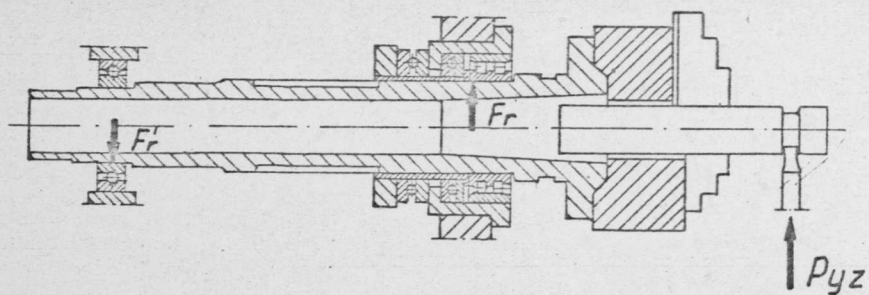
W drugim sposobie mocowania przedmiotu obrabianego /p.rys. 3b/ siła skrawania przekazywana jest na przednią podporę za pośrednictwem kła osadzonego w gnieździe wrzeciona. W tym przypadku może wystąpić ściskanie ścianki wrzeciona, które będzie wprawdzie oddziaływało na położenie osi przedmiotu obrabianego, jednakże w bardzo niewielkim stopniu.

Posługiwanie się pojęciem sztywności w odniesieniu do rozpatrywanych w pracy zagadnień wymaga ścisłego jego sprecyzowania. Ogólnie rzecz biorąc, sztywność mechaniczna jest to zdolność ciała lub konstrukcji do przeciwstawiania się odkształceniom wywołanym działaniem obciążeń zewnętrznych. Za miarę tej wielkości przyjmuje się zazwyczaj wskaźnik sztywności "j" wyrażony w N/ μ m lub w kG/ μ m. W przypadku liniowej zależności $\delta = f(F_R)$ /p.rys.4a/ do scharakteryzowania zdolności przeciwstawiania się odkształceniom wystarczy podać jedną stałą wartość wskaźnika "j", określaną jako stosunek obciążenia zewnętrznego F_{RA} do wywołanego odkształcenia δ_A , zgodnego z kierunkiem działania siły

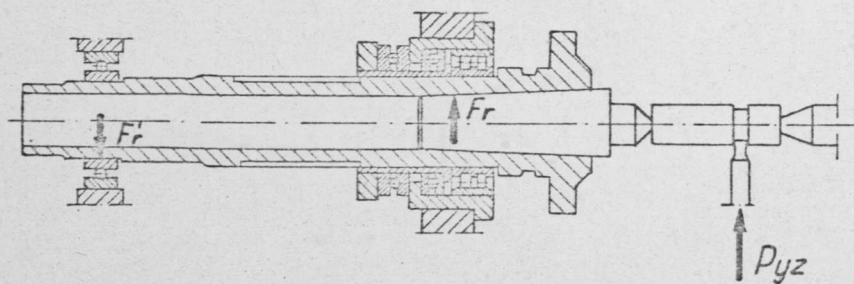
$$j = \frac{F_{RA}}{\delta_A} \quad [N/\mu m], [kG/\mu m]. \quad (3)$$

Jeżeli natomiast zależność $\delta = f(F_R)$ jest funkcją nieliniową /p.rys.4b/, co ma miejsce w łożyskach tocznych, wówczas

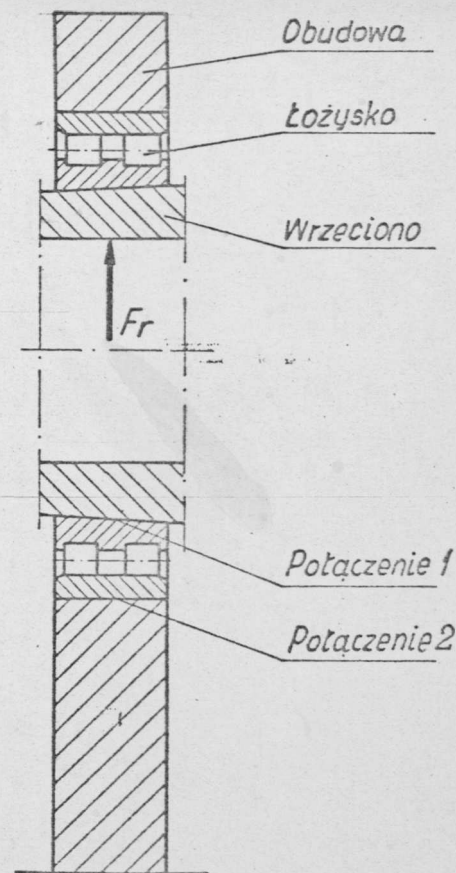
a)



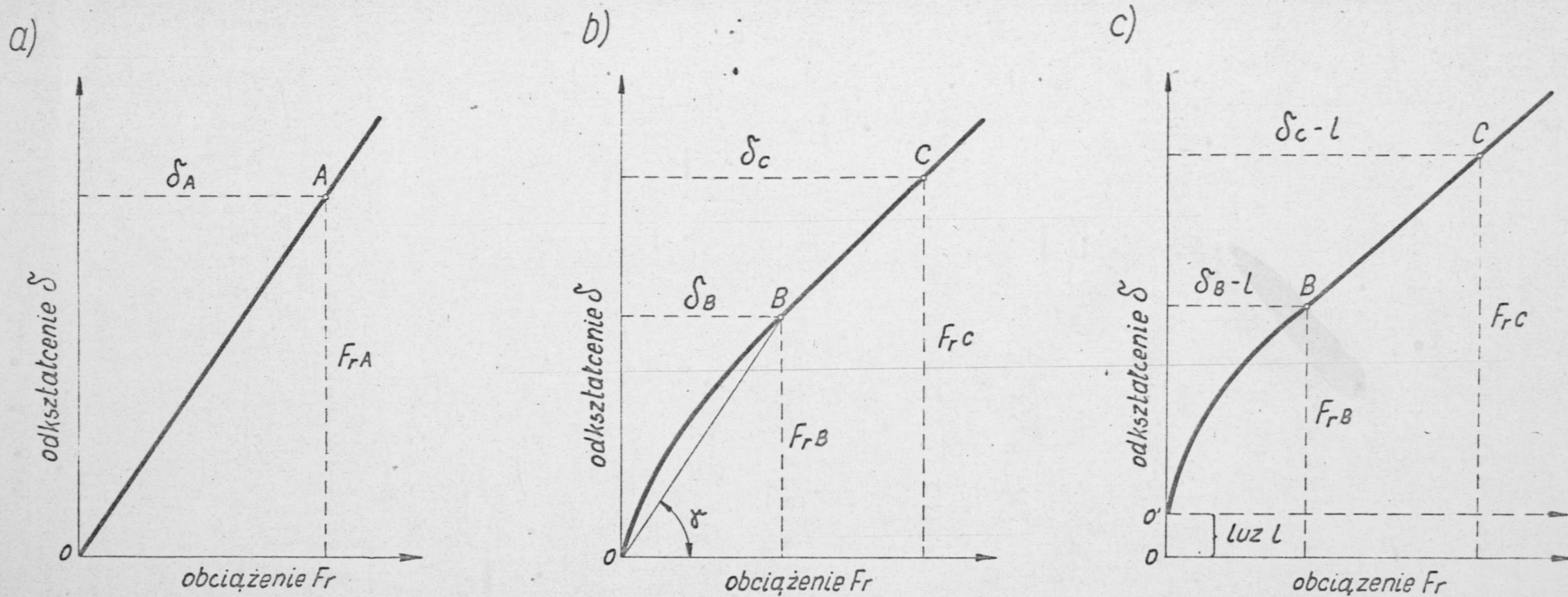
b)



rys.3 Sposób przejmowania promieniowej siły skrawania przez podpory wrzeciona



rys.2 Wrzecionowy węzeł łożyskowy



rys.4 Charakterystyki sztywnościowe zespołów:
a/ liniowa, b/ nieliniowa, c/ nieliniowa
z dodatnim luzem w połączeniach

wskaźnik sztywności będzie wielkością zmienną, uzależnioną od wartości obciążenia F_r . W takich przypadkach najwłaściwsze byłoby więc korzystanie bezpośrednio z wykresów $\delta = f(F_r)$, co jednak przy analizowaniu i porównywaniu większej ilości podobnych wykresów jest bardzo uciążliwe. Dlatego też nawet przy nieliniowych zależnościach posługujemy się zazwyczaj odpowiednio zdefiniowanymi wskaźnikami sztywności. Gdy znana jest analityczna postać funkcji $\delta = f(F_r)$, to wskaźnik sztywności może określać tylko pochodna odkształcenia " δ " po obciążeniu " F_r ", czyli

$$\frac{1}{j} = \frac{d\delta}{dF_r} \quad [\mu\text{m}/\text{N}], \quad [\mu\text{m}/\text{kg}]. \quad (4)$$

Zakres stosowania tak określonego wskaźnika jest w praktyce bardzo wąski, gdyż przeważnie nie znamy matematycznej postaci tej funkcji a jedynie dysponujemy wynikami pomiarów, na podstawie których nie można bezpośrednio określić zależności $d\delta/dF_r$. W takich przypadkach szereg autorów [4, 17] stosuje przybliżoną wartość wskaźnika sztywności zdefiniowaną jako $\text{tg } \delta$ /p.rys.4b/, czyli

$$\text{tg } \delta = j = \frac{F_{rB}}{\delta_B} \quad [\text{kg}/\mu\text{m}]. \quad (5)$$

Położenie punktu "B" na charakterystyce $\delta = f(F_r)$, od którego uzależniona jest wartość kąta δ przyjmowane jest przez różnych autorów stosownie do przyjętego przez nich obciążenia. Aby jednak porównywanie wskaźników sztywności miało sens, powinny one odnosić się do tej samej wartości obciążenia F_r .

Jeżeli interesuje nas zachowanie się badanego zespołu w

pewnym zakresie obciążeń, np. od F_{rB} do F_{rC} /p.rys.4b/, to wygodnie jest posługiwać się wskaźnikiem wyznaczonym na podstawie stosunku przyrostu obciążenia do przyrostu odkształcenia [19]

$$j = \frac{F_{rC} - F_{rB}}{\delta_C - \delta_B} = \frac{\Delta F_r}{\Delta \delta} \quad [N/\mu m], [kG/\mu m]. \quad (6)$$

Wskaźnik ten, zwłaszcza w zakresie wyższych obciążeń, stosunkowo dobrze charakteryzuje własności badanego zespołu w określonym przedziale obciążeń.

Ogólnie rzecz biorąc, zagadnienie jednoznaczności wskaźnika sztywności komplikuje się jeszcze bardziej wtedy, gdy w badanym zespole wystąpi luz w łożysku, np. dodatni luz promieniowy /p.rys.4c/. Korzystanie wówczas bezpośrednio z zależności (3), (4) i (5) daje w efekcie znacznie niższe wartości wskaźnika "j", mimo iż konstrukcja badanego zespołu nie uległa zmianie. Do zagadnienia sztywności konstrukcji, w której występują luzy dodatnie, można podchodzić w dwojaki sposób: albo korzystać bezpośrednio z zależności (3), wówczas tak określony wskaźnik tylko w znikomym stopniu odzwierciedla zdolność samego zespołu do przeciwstawiania się odkształceniom; albo przesunąć początek układu współrzędnych do punktu 0' /p.rys.4c/ i następnie zastosować jedną z wymienionych zależności (3) do (6). Niekiedy wskazane jest korzystanie z pierwszego sposobu wyznaczania wskaźnika, tzn. bezpośrednio z równania (3). Taki bowiem wskaźnik obrazuje zachowanie się zespołu, zmontowanego z określonymi luzami dodatnimi.

Do scharakteryzowania sztywności złożonych konstrukcji obrabiarek składających się z szeregu zespołów, stosowane są

niekiedy umowne wskaźniki sztywności umożliwiające liczbowe porównywanie obrabiarek jako całości. Aby porównania takie były miarodajne, umowny wskaźnik sztywności musi być ściśle sprecyzowany dla każdego typu obrabiarki.

Osobne zagadnienie, zwłaszcza w badaniach konstrukcji złożonych, stanowi wybór rodzaju i miejsca przyłożenia obciążenia oraz miejsca pomiaru odkształceń. W badaniach sztywności wrzecienników jak też i innych zespołów obrabiarek nie ma dotąd jednolitych zasad, dotyczących kryteriów obciążania i pomiaru odkształceń. Porównywanie więc wyników uzyskiwanych przez różnych autorów jest znacznie utrudnione, a w bardziej złożonych konstrukcjach wręcz niemożliwe.

W badaniach własnych, dotyczących sztywności statycznej węzła łożyskowego w jego różnych stanach termicznych, wybór kryteriów obciążenia i pomiaru odkształceń nie nastroczał trudności ze względu na stosunkowo prostą konstrukcję badanego zespołu. Jedynie wybór sposobu określania wskaźnika sztywności wymagał przeprowadzenia analizy jego przydatności do wyjaśniania badanych zjawisk. Analiza taka została zamieszczona w dalszych rozdziałach pracy.

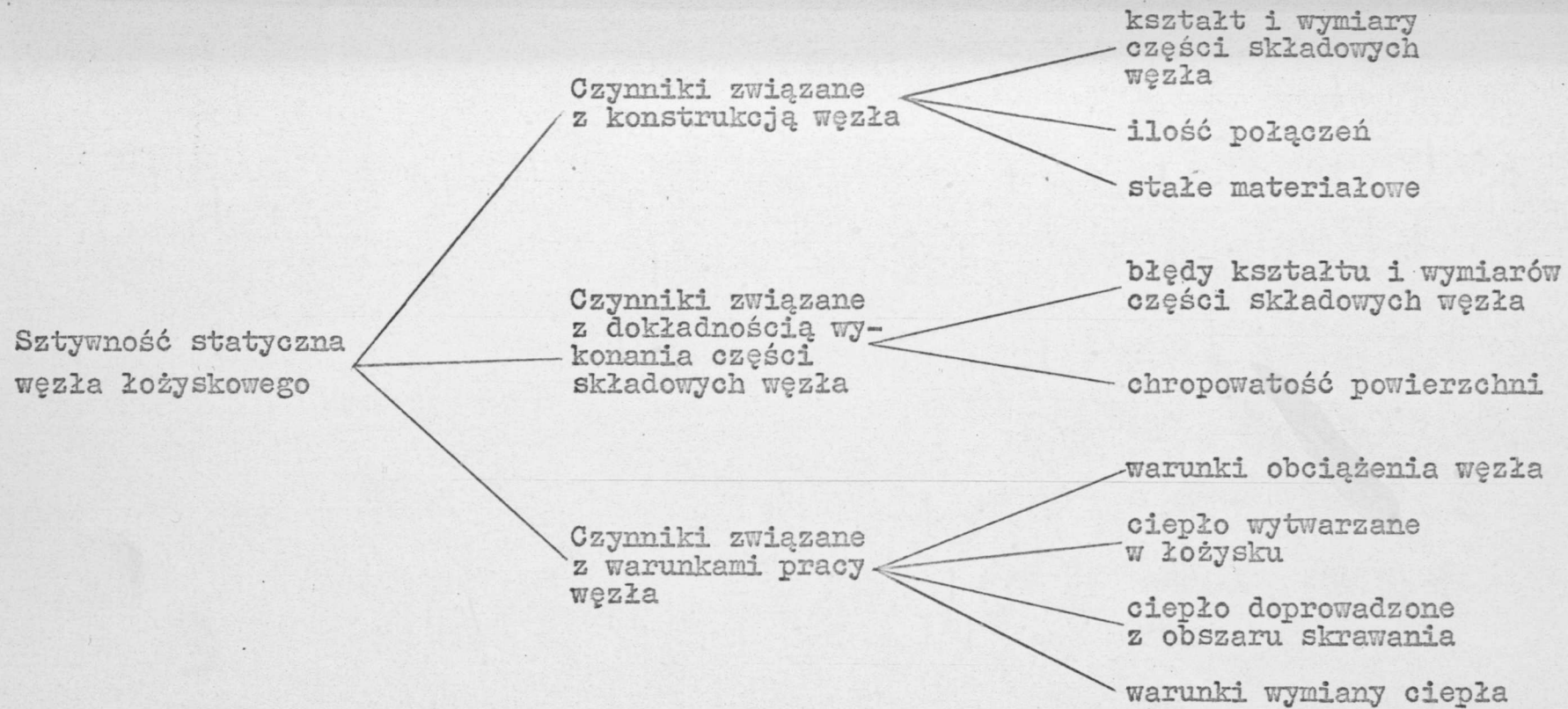
2.1. Czynniki wpływające na sztywność węzła łożyskowego

Na sztywność węzła łożyskowego istotny wpływ wywiera nie tylko jego stan statyczny, ale również i warunki ruchowe. Stąd też sztywność statyczna wrzeciona wirującego odbiega znacznie od sztywności czysto statycznej. Wynika to z pojawienia się podczas ruchu wrzeciona szeregu dodatkowych czynników, których wpływ jest tak duży, że przy analizowaniu

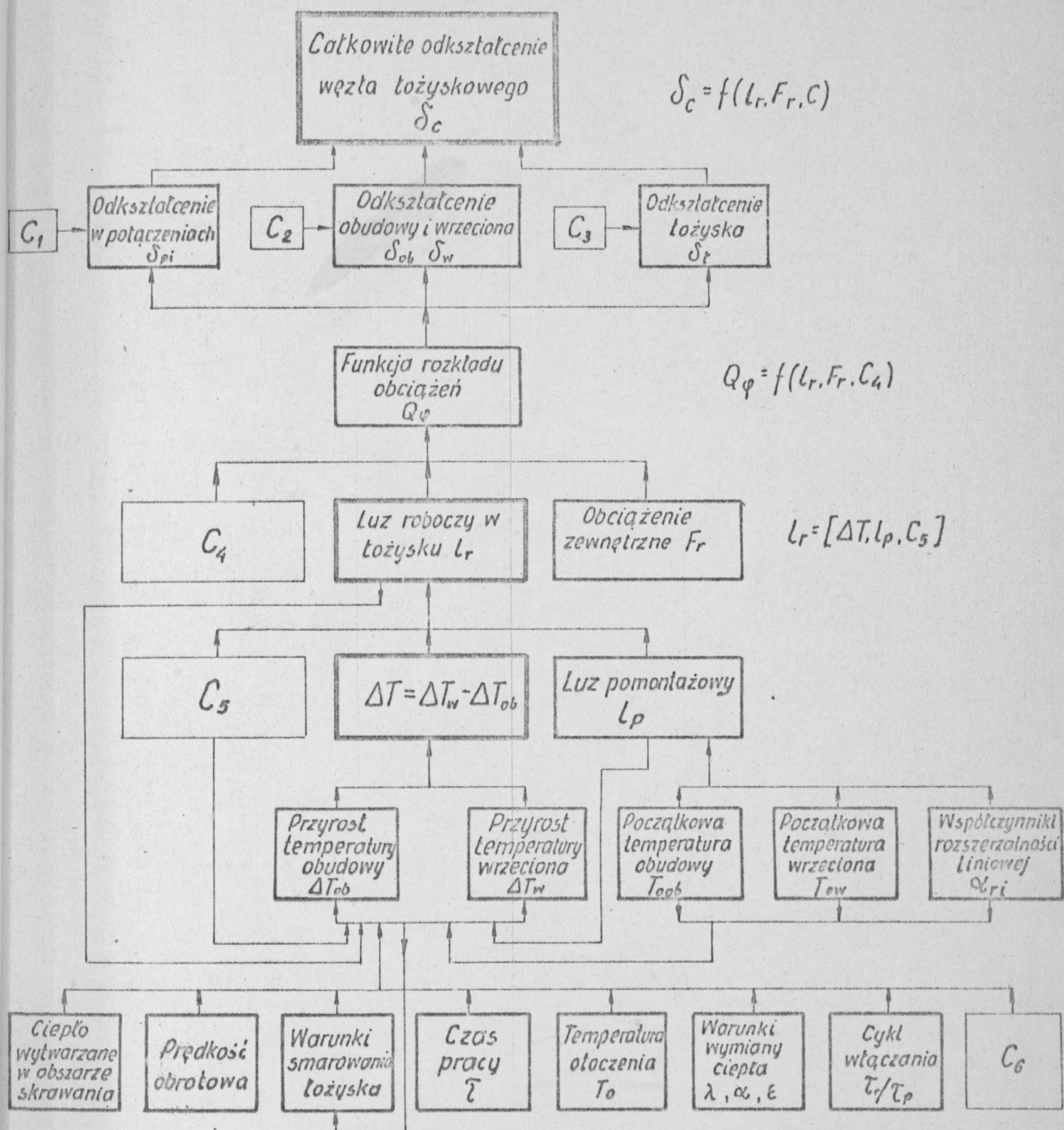
sztynności nie można go pominąć.

Całość czynników rozstrzygających o sztywności węzła dzieli się na czynniki związane z: konstrukcją, dokładnością wykonania oraz warunkami pracy /p.rys.5/, które z kolei można pogrupować tak, jak to przedstawia prawa część schematu. Czynniki zestawione w tych grupach oddziałują na sztywność węzła w sposób niekiedy bardzo złożony. Ich wzajemne powiązania, a zarazem pełne zestawienie tych czynników, przedstawiono schematycznie na rys.6. Konstrukcję tego schematu oparto na spostrzeżeniach poczynionych podczas badań zespołów wrzecionowych, prowadzonych od szeregu lat w Instytucie Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej, a w tym również - na własnych spostrzeżeniach autora. Czynniki, związane z konstrukcją węzła oraz z dokładnością wykonania jego części składowych, można przy danym rozwiązaniu konstrukcyjnym traktować jako wielkości stałe, niezależne od warunków pracy węzła. Dlatego to w schemacie powiązań czynniki te, a także całe ich grupy oznaczono symbolami wartości stałych od C1 do C5 i zaznaczono cienkimi liniami. Dzięki temu rozważania można było znacznie uprościć. Uproszczenie to było celowe zwłaszcza dlatego, że czynniki traktowane tutaj jako wielkości stałe, zostały już obszernie objaśnione w dostępnej literaturze [1, 2, 5, 14, 19].

Do czynników zmiennych związanych z warunkami pracy zalicza się: roboczy luz promieniowy w łożysku, rozkład obciążeń elementów tocznych; temperaturę części składowych węzła; temperaturę otoczenia; prędkość obrotową; warunki smarowania łożysk; warunki wymiany ciepła; czas pracy; siłę obciążającą węzeł; luz pomontażowy w łożysku; cykl włączeń oraz ciepło dopływające z obszaru skrawania. Na schemacie powiązań



Rys.5 Ogólny podział czynników wpływających na statyczną sztywność węzła



rys.6 Zestawienie czynników wpływających na odkształcenie wrzecionowego węzła łożyskowego

- C_1 - stała zależna od: ilości połączeń stykowych, rodzaju pasowań, błędów wykonania części,
- C_2 - stała zależna od: stałych materiałowych; wymiarów i kształtu obudowy i wrzeciona,
- C_3 - stała zależna od: typu i wielkości łożyska; błędów kształtu i wymiarów łożyska; błędów kształtu otworu obudowy,
- C_4 - stała zależna od: typu i wielkości łożyska,
- C_5 - stała zależna od: stałych materiałowych oraz wymiarów obudowy łożyska; typu i wielkości łożyska; współczynników rozszerzalności α_{ri} ,
- C_6 - stała zależna od: klasy dokładności łożyska.

wszystkie te czynniki oznaczono liniami pogrubionymi. Z zaznaczonych powiązań wynika, że całkowite odkształcenie podpory δ_c , podobnie jak i odkształcenia składowe: łożyska δ_t , obudowy δ_{ob} oraz połączeń δ_p , jest bezpośrednio uzależnione od funkcji rozkładu obciążeń elementów tocznych Q_φ oraz od stałej C związanej z oddziaływaniem czynników ujętych w grupach od C1 do C3. Zależność tę w uproszczonej postaci przedstawia równanie

$$\delta_c = f(Q_\varphi, C). \quad (7)$$

Znajomość funkcji rozkładu obciążeń w łożysku Q_φ będzie więc podstawą do obliczeń odkształceń węzła łożyskowego. Z kolei rozkład obciążeń Q_φ uzależniony jest od promieniowego luzu roboczego w łożysku l_r , obciążenia F_r oraz od stałej C4, w której zawarty jest wpływ typu i wielkości łożyska. Można to zapisać w postaci

$$Q_\varphi = f(l_r, F_r, C4). \quad (8)$$

Po wstawieniu do równania (7) wyrażenia (8) przyjmie ono postać

$$\delta_c = f(l_r, F_r, C'), \quad (9)$$

gdzie: C' - stała wiążąca sumaryczny wpływ czynników od C1 do C4.

Zakładając stałą wartość obciążenia F_r , można tą drogą określić bezpośredni wpływ luzu roboczego l_r na odkształcenie węzła. Da się więc otrzymać odkształcenie podpory jako funkcję tylko jednej zmiennej l_r , która nie będzie zależała od pozostałych czynników związanych z warunkami pracy, w postaci

$$\delta_c = f(l_r) \quad \text{przy } F_r \text{ i } C' = \text{const.} \quad (10)$$

Zmiany luzu roboczego, od którego w głównej mierze zależą zmiany odkształceń węzła łożyskowego, są w znacznym stopniu odzwierciedleniem całości zjawisk cieplnych, towarzyszących jego pracy. Luzu roboczego nie można jednak identyfikować ze stanem termicznym węzła, do którego scharakteryzowania potrzebny jest oprócz kształtu izoterm również ich poziom termiczny. Podczas badań wstępnych stwierdzono bowiem, że taką samą zmianę luzu roboczego w łożysku można również uzyskać przy różnych temperaturach, występujących w określonym punkcie węzła. Tłumaczy to rys.6, z którego wynika, że zmiany luzu roboczego nie zależą od samych wartości temperatur w węźle, lecz od różnicy ich gradientów na obydwu pierścieniach łożyska.

Wartość luzu roboczego w określonych warunkach pracy łożyska może być wyznaczona na drodze analitycznej, bądź też eksperymentalnej. Przy analitycznym sposobie określania luzu roboczego konieczna jest znajomość przyrostów temperatury obudowy ΔT_{ob} i wrzeciona ΔT_w oraz luzu pomontażowego l_p , względnie ich różnicy ΔT oraz luzu l_p . Zależność tę przedstawia równanie

$$l_r = f(\Delta T, l_p, C5). \quad (11)$$

Aby zależność ta była prawdziwa, przyrost temperatury ΔT musi być określany w stosunku do temperatury wrzeciona T_{ow} i obudowy T_{oob} , przy których wyznaczona została wartość luzu pomontażowego l_p . Po wstawieniu równania (11) do (9) przyjmie ono postać

$$\delta_o = f(\Delta T, l_p, F_r, C''), \quad (12)$$

gdzie: C'' - stała wiążąca wpływ czynników ujętych w grupach

od C1 do C5.

Przyjmując stałą wartość l_p i F_r można określić wpływ różnicy przyrostu temperatury wrzeciona i obudowy na odkształcenie węża, czyli podać zależność

$$\delta_o = f(\Delta T) \quad \text{przy } l_p, F_r \text{ i } C'' = \text{const.} \quad (13)$$

Spotyka się również próby eksperymentalnego określenia odkształceń węża w zależności od luzu pomontażowego [17], co jest jednak bardzo trudne do osiągnięcia, gdyż zgodnie z rys.6 wymagane jest spełnienie dodatkowego warunku $\Delta T = \text{const}$, co przy tak dużej liczbie czynników wpływających na ΔT oraz powiązaniach występujących między nimi jest nie-
zmiernie trudno zapewnić.

Określanie zależności pomiędzy odkształceniem węża a pozostałymi czynnikami związanymi z warunkami pracy, umiejscowionymi w dolnej części schematu /p.rys.6/ jest w zasadzie niecelowe, gdyż zmiana któregośkolwiek z nich pociąga za sobą zmianę innych czynników wpływających na odkształcenie węża. Ponadto skomplikowany mechanizm ich wzajemnych oddziaływań uniemożliwia wydzielenie poszczególnych wpływów. W przypadkach więc uzależniania odkształceń węża od tych czynników będziemy mieli zawsze do czynienia z funkcjami wielu zmiennych w postaci uwikłanej, w których to wzajemne korelacje pomiędzy zmiennymi nie są znane.

Z przeprowadzonej analizy oddziaływań czynników związanych z warunkami pracy wynikają następujące wnioski:

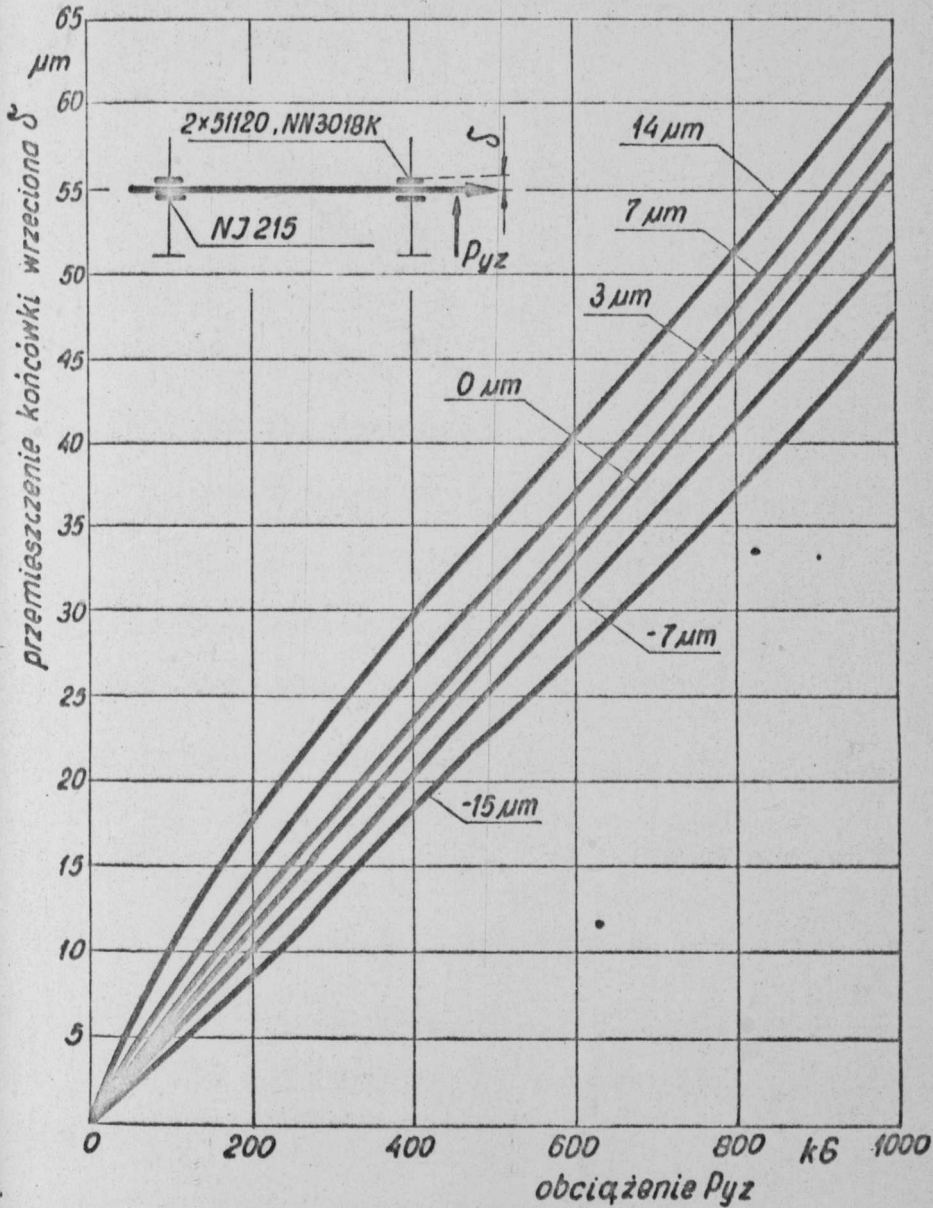
- do teoretycznego wyznaczenia sztywności węża konieczna jest znajomość funkcji rozkładu obciążeń elementów toczonego w łożysku Q_p ,
- odkształcenie węża δ_o wywołane obciążeniem zewnętrznym

nym F_r najdogodniej jest uzależniać, w dowolnym jego stanie termicznym, od luzu roboczego w łożysku l_r lub od różnicy przyrostów temperatury wrzeciona i obudowy ΔT ,

- od pozostałych czynników, związanych z warunkami pracy nie powinno się bezpośrednio uzależniać odkształceń węzła δ_o .

2.2. Wpływ luzu promieniowego w łożysku na sztywność węzła

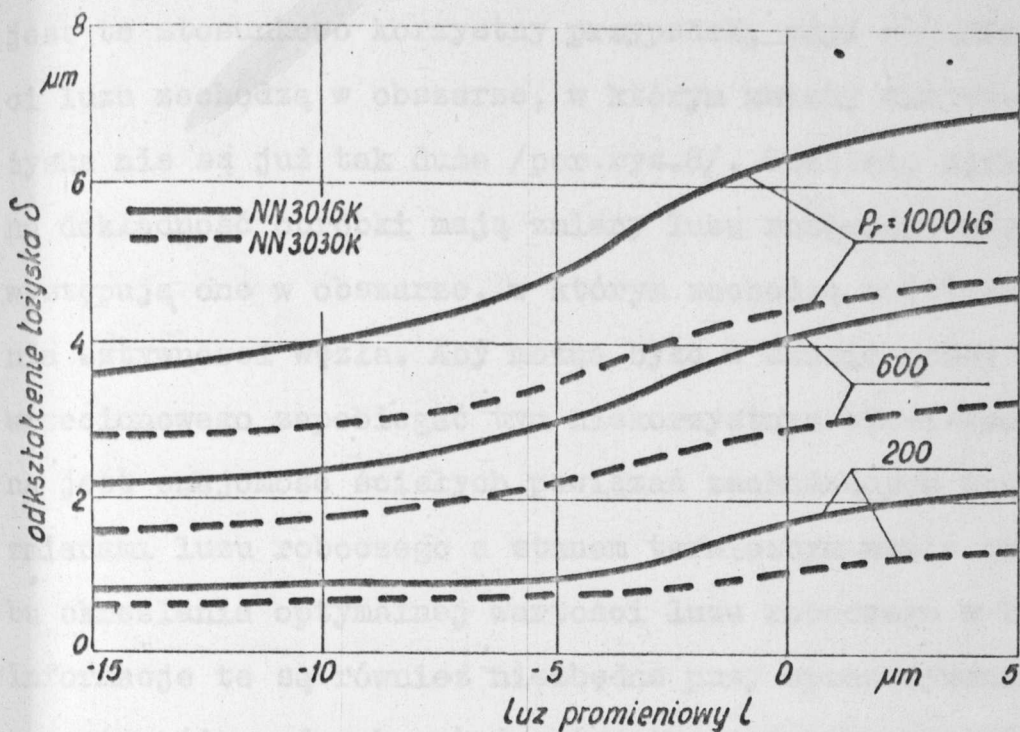
Jak już wspomniano poprzednio, luz promieniowy w łożysku wrzecionowym jest jednym z podstawowych czynników decydujących o jego sztywności, a w konsekwencji również i o sztywności całego zespołu wrzecionowego. Zjawisko wzrostu sztywności węzła w wyniku zmniejszania luzu promieniowego zostało zaobserwowane już stosunkowo dawno, przez wielu autorów [4, 5, 14] zajmujących się badaniami zespołów wrzecionowych. W ich pracach wpływ luzu przedstawiany był zazwyczaj w sposób pośredni w postaci wykresów zależności $\delta = f(F_r)$, otrzymywanych dla różnych wartości luzu pomontażowego l_p . Jako przykład takiego przedstawienia wpływu luzu może posłużyć rys.7 [26], obrazujący przemieszczenie końcówki wrzeciona tokarki kłowej średniej wielkości w funkcji statycznego obciążenia zewnętrznego, dla sześciu wartości luzów pomontażowych w zakresie od $-15, \mu m$ do $+14, \mu m$. Jak widać z tego rysunku, jeżeli zmniejszy się luz pomontażowy w łożysku, np. z $+3, \mu m$ do $-15, \mu m$, to przemieszczenie końcówki wrzeciona przy obciążeniu 1000 kG zmaleje o około 20%. Świadczy to o znacznym wzroście sztywności całego zespołu wrzecionowego a głównie łożyska



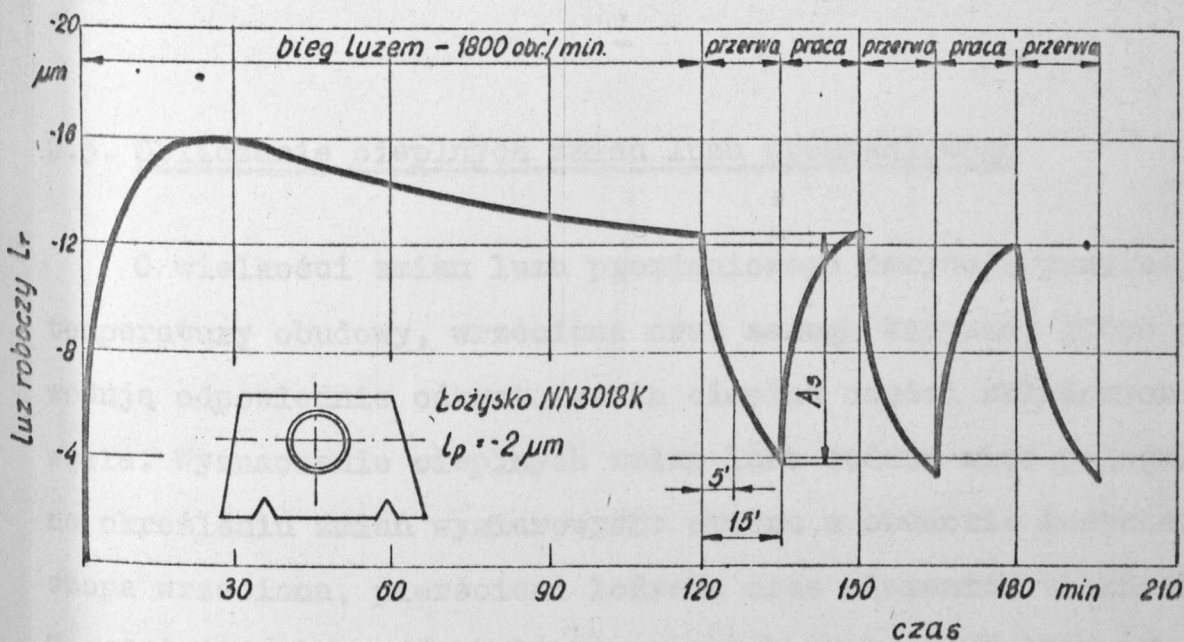
rys.7 Przeszyszczenie kóńcówki wrzeciona tokarki kłowej
średniej wielkości w funkcji statycznego obciążenia
zewnątrznego [26]

promieniowego.

Zależność pomiędzy odkształceniem samegołożyska a luzem promieniowym, wyznaczoną eksperymentalnie dla dwóch wielkościłożysk typu NN30...K, pokazano na rys.8 [7]. Przedstawiony na tym wykresie wpływ luzu na odkształceniełożyska jest znacznie większy niż w przypadku całego zespołu wrzecionowego, wynosi on bowiem przy tym samym przedziale wartości zmian luzu około 50%. Bardzo charakterystycznym dla przebiegu krzywych z rys.8 jest punkt przegięcia, który występuje w zakresie luzów od $0/\mu\text{m}$ do $-5/\mu\text{m}$. Wynika stąd wniosek, że w badanychłożyskach znaczną ich sztywność zapewnia luz nieco mniejszy od $-5/\mu\text{m}$, przy czym dalsze jego zmniejszanie nie powoduje już istotnego wzrostu sztywności. Korzystne byłoby więc, aby podczas pracy węzła wrzecionowego wartość luzu była zarówno stała jak i optymalna. Zapewniałoby to wysoką sztywność węzła, nie powodując przy tym nadmiernego jego nagrzewania. W warunkach jednak pracy, luz włożysku zwany luzem roboczym jest wielkością zmienną, uzależnioną od wielu czynników /p.rys.6/, w związku z czym również i sztywność węzła w miarę jego nagrzewania ulega zmianom, wpływając bezpośrednio na dokładność wymiarowo-kształtową obrabianych przedmiotów. Zmiany te mogą być bardzo duże, zwłaszcza przy pracy przerywanej, kiedy to występują znaczne wahania temperatury węzła. Widoczne to jest na rys.9 [9], przedstawiającym zmiany luzu roboczego włożysku wrzecionowym tokarki uniwersalnej podczas biegu luzem, z kilkoma przerwami w pracy zaznaczonymi na wykresie. W podanym przykładzie, podczas pracy przerywanej, wartość luzu roboczego zmienia się w szerokim zakresie, od $-4/\mu\text{m}$ do $-12/\mu\text{m}$, przy czym spadek jak i wzrost wartości luzu jest bardzo gwałtowny. Z punktu widzenia dokładności obróbki



rys.8 Wpływ luzu promieniowego na odkształcenia łożysk NN3016K i NN3030K [7]



rys.9 Zmiany luzu roboczego w łożysku wrzecionowym tokarki podczas pracy przerywanej na biegu luzem [9]

jest to stosunkowo korzystny przypadek, gdyż wahania wartości luzu zachodzą w obszarze, w którym zmiany sztywności łożyska nie są już tak duże /por.rys.8/. Znacznie większy wpływ na dokładność obróbki mają zmiany luzu roboczego wówczas, gdy występują one w obszarze, w którym zachodzą największe wahania sztywności wężła. Aby można było w czasie pracy wężła wrzecionowego zapobiegać tym niekorzystnym zjawiskom, konieczna jest znajomość ścisłych powiązań zachodzących pomiędzy zmianami luzu roboczego a stanem termicznym wężła oraz sposobu określania optymalnej wartości luzu roboczego w łożysku. Informacje te są również niezbędne przy opracowywaniu i stosowaniu różnorodnych metod automatycznej kompensacji zmian luzu podczas pracy wężła, mającej na celu ograniczenie wahań sztywności wężła oraz poprawienie jego stabilności termicznej.

2.3. Obliczanie cieplnych zmian luzu promieniowego

O wielkości zmian luzu promieniowego decydują przyrosty temperatury obudowy, wrzeciona oraz samego łożyska, które powodują odpowiednie odkształcenia cieplne części składowych wężła. Wyznaczenie cieplnych zmian luzu będzie więc polegało na określeniu zmian wymiarowych: otworu w obudowie łożyska, czopa wrzeciona, pierścieni łożyska oraz elementów tocznych. Zagadnieniem tym zajmowali się w swych pracach Günther [7, 18] i Potrykus [9], przyjmując do obliczeń pewne założenia upraszczające, np. że:

- rozkład temperatury w węźle jest kołowo symetryczny [7, 9],
- odprowadzanie ciepła z wężła łożyskowego odbywa się tylko

w kierunku promieniowym [7],

- wpływ obciążeń wewnętrznych wynikających z luzu ujemnego można pominąć [7],
- temperatura elementu tocznego jest równa temperaturze pierścienia wewnętrznego [7, 9],
- rozkład temperatury w węźle jest ustalony [7, 9].

Z samych już założeń wynika, że zależności podane przez Günthera są mniej ogólne i mogą ewentualnie odnosić się tylko do zakresu dodatnich wartości luzu. Nie uwzględniają one bowiem wzajemnych oddziaływań pomiędzy łożyskiem, wrzecionem i obudową, mających istotne znaczenie przy ujemnych luzach roboczych. Mniejsza ilość założeń upraszczających przyjęta w pracy [9] niż w pracy [7], skłania do wykorzystania zależności podanych w pierwszej z wymienionych prac, w obliczeniach cieplnych zmian luzu roboczego. Teoretyczną wartość cieplnej zmiany luzu Δl wyraża zgodnie z tym zależność [9]

$$\Delta l = \Delta g + 2\Delta d_w - \Delta H, \quad (14)$$

gdzie: Δg , Δd_w , ΔH oznaczają odpowiednio: przyrosty średnicy pierścienia wewnętrznego łożyska, elementu tocznego i zewnętrznego pierścienia łożyska, wywołane ich wydłużeniami cieplnymi.

Rzeczywista natomiast, obliczeniowa zmiana luzu $\Delta l'$ będzie pomniejszona o odkształcenia obudowy u_o i wrzeciona u_w , spowodowane działaniem w łożysku obciążeń wewnętrznych, czyli

$$\Delta l' = \Delta l - 2u_o - 2|u_w|. \quad (15)$$

Gdy cieplne zmiany luzu zachodzą wyłącznie w zakresie luzów dodatnich, to $\Delta l = \Delta l'$, wówczas bowiem $u_o = u_w = 0$. W przypadkach, gdy luz podczas nagrzewania się łożyska przechodzi

w obszar wartości ujemnych, to rzeczywista zmiana luzu $\Delta l'$ będzie zawsze mniejsza od Δl w wyniku sprężystych oddziaływań pomiędzy łożyskiem, obudową i wrzecionem. Poszczególne składniki, występujące w równaniach (14) i (15), można wyznaczyć następująco [9]

$$\Delta g = \frac{d^2 - e^2}{g^2 - e^2} \cdot \frac{g}{d} \cdot \Delta d + g \cdot \beta_p \cdot \Delta T_{pw} \left(\frac{g^2 - d^2}{g^2 - e^2} \right), \quad (16)$$

gdzie: g - średnica bieżni wewnętrznej,

d - średnica czopa wrzeciona,

e - średnica otworu wrzeciona,

Δd - zwiększenie średnicy wrzeciona,

ΔT_{pw} - przyrost temperatury pierścienia wewnętrznego,

β_p - współczynnik rozszerzalności cieplnej stali łożyskowej.

Zwiększenie średnicy wrzeciona Δd można określić przy założeniu logarytmicznej funkcji rozkładu temperatur na grubości ścianki wrzeciona równaniem

$$\Delta d = \beta \cdot d \cdot (1 + \nu) \left[\frac{\Delta T_a' - \Delta T_b'}{2 \ln \frac{b'}{a'}} + \frac{b'^2 \cdot \Delta T_b' - a'^2 \cdot \Delta T_a'}{b'^2 - a'^2} \right], \quad (17)$$

przy czym: β - współczynnik rozszerzalności stali konstrukcyjnej,

a' , b' - promienie, na których leżą punkty pomiaru temperatur T_a' i T_b' .

Zwiększenie średnicy elementu tocznego Δd_w oblicza się z prostej zależności na wydłużenie liniowe

$$\Delta d_w = \beta_p \cdot d_w \cdot \Delta T_{pw}. \quad (18)$$

Przyrost natomiast średnicy pierścienia zewnętrznego ΔH jest

różnicą pomiędzy zmianą średnicy otworu łożyskowego a zmianą grubości samego pierścienia łożyskowego, co przedstawia wyrażenie

$$\Delta H = \Delta D - (D - H) \cdot \beta_p \cdot \Delta T_{pz}, \quad (19)$$

gdzie: ΔT_{pz} - przyrost temperatury pierścienia zewnętrznego,
 D - średnica otworu łożyskowego w obudowie,
 H - średnica zewnętrznej bieżni łożyska.

Przyrost średnicy otworu łożyskowego ΔD można wyznaczyć przy założeniu jednowymiarowego przewodnictwa w obudowie, określonego logarytmiczną funkcją rozkładu temperatur, bądź też przez przyjęcie dwuwymiarowego przewodnictwa cieplnego. Ograniczając się tylko do pierwszego przypadku, przyrost ΔD opisuje zależność

$$\Delta D = D \cdot \beta \cdot \Delta T_a'' - D \cdot \beta (\Delta T_a'' - T_b'') \cdot \left(\frac{b''^2}{b''^2 - a''^2} - \frac{1}{2 \ln \frac{b''}{a''}} \right), \quad (20)$$

gdzie: β - współczynnik rozszerzalności cieplnej materiału obudowy,

a'' , b'' - promienie, na których leżą punkty pomiarów temperatur T_a'' i T_b'' .

Odkształcenia obudowy i wrzeciona, wchodzące w skład równania (15), określają znane zależności Lamé'go

$$2 u_o = \frac{Q_o \cdot z \cdot i}{\pi \cdot h \cdot E_o} \left(v_o + \frac{G^2 + D^2}{G^2 - D^2} \right), \quad (21)$$

$$2 u_w = \frac{Q_o \cdot z \cdot i}{\pi \cdot B \cdot E_w} \left(v_w - \frac{d^2 + e^2}{d^2 - e^2} \right), \quad (22)$$

gdzie oznaczono: i - ilość rzędów elementów tocznych w łożys-

ku,

z - ilość elementów tocznych w jednym
rzędzie,

Q_0 - obciążenie pojedynczego elementu tocz-
nego,

B - szerokość łożyska,

h - grubość obudowy,

G, D, d, e - wymiary wrzeciona i obudowy,

E_0, E_w, ν_0, ν_w - stałe materiałowe obudowy
i wrzeciona.

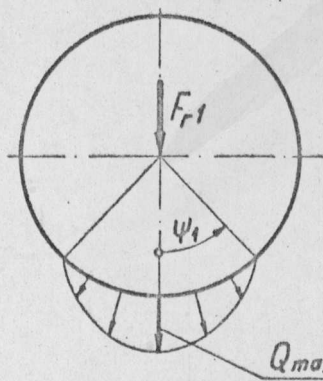
Zależności od (14) do (22), przytoczone za Potrykusem [9], posłużą w dalszej części pracy do obliczania cieplnych zmian luzu, na podstawie zmierzonych przyrostów temperatur. W szeregu publikacji [9, 16, 18] można spotkać propozycje wzorów przybliżonych, służących do obliczania cieplnych zmian luzu. Jednak wszystkie te wzory, sprowadzające się w zasadzie do postaci $\Delta l = \beta \cdot d \cdot \Delta T$, nie pozwalają na uzyskiwanie wystarczająco dokładnych wyników. Uwidacznia się to zwłaszcza w zakresie ujemnych luzów roboczych, kiedy to różnice pomiędzy zmierzoną wartością luzu a obliczoną według wzorów przybliżonych, mogą przekraczać nawet 200% [9].

Opracowanie programu na EMC w oparciu o zależności od (14) do (22) pozwoliło na przeprowadzenie teoretycznej analizy cieplnych zmian luzu roboczego w funkcji czasu pracy węzła oraz na porównanie wyników obliczonych z eksperymentalnymi, które to porównanie zamieszczono w dalszej części pracy.

Luz dodatni l

$l = \text{const}$

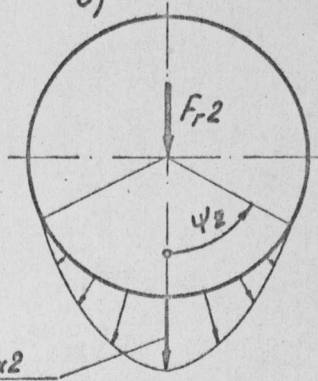
a)



$F_{r1} < F_{r2}$

$\psi_1 < \psi_2$

b)

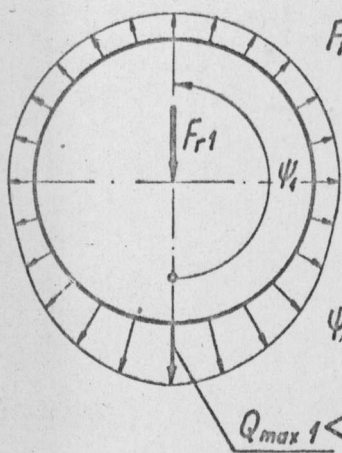


$Q_{max1} < Q_{max2}$

Luz ujemny l

$l = \text{const}$

c)

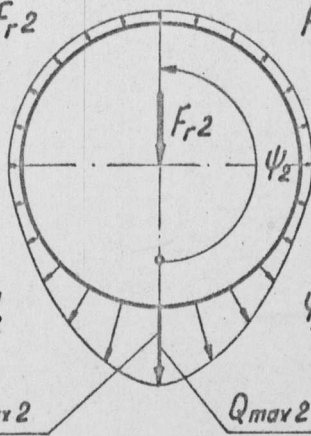


$F_{r1} < F_{r2}$

$\psi_1 = \psi_2$

$Q_{max1} < Q_{max2}$

d)

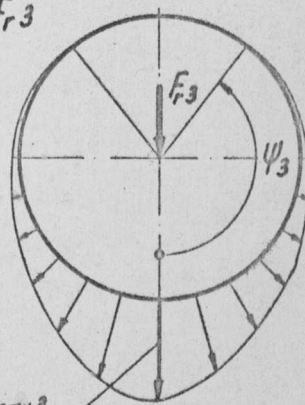


$F_{r2} < F_{r3}$

$\psi_3 < \psi_2$

$Q_{max2} < Q_{max3}$

e)



rys.10 Rozkład obciążeń elementów tocznych
łożyska poprzecznego
w różnych warunkach obciążenia

przypadkach, gdy kąt strefy obciążenia $\psi = \pi$. Posługując się tym współczynnikiem, można rozróżnić trzy ogólne przypadki obciążenia łożyska:

a/ $0 < \varepsilon \leq 0,5$ - rozkład obciążeń występujący przy dodatnim luzie promieniowym l , kiedy to $\psi \leq \pi/2$.

W tym zakresie zmienności współczynnika ε może on być określony albo z zależności czysto geometrycznej [27]

$$\varepsilon = (1 - \cos \psi) / 2 , \quad (23)$$

albo też na podstawie odkształceń części składowych łożyska [30]

$$\varepsilon = \delta_{\max} / (2 \cdot \delta_{\max} + 1) , \quad (24)$$

gdzie: $\delta_{\max}$ - oznacza tutaj ugięcie zespołu: bieżnia wewnętrzna - najbardziej obciążony element toczny - bieżnia zewnętrzna;

b/ $0,5 < \varepsilon < 1$ - rozkład obciążeń otrzymywany przy ujemnym luzie l , kiedy to kąt ψ zawiera się w granicach od $\pi/2$ do π .

Dla tego przypadku, do określenia współczynnika ε podawana jest tylko zależność geometryczna określona równaniem (23);

c/ $\varepsilon \geq 1$ - rozkład obciążeń uzyskiwany przy ujemnym luzie l , gdy kąt $\psi = \pi$.

Wartość tego współczynnika ujmuje wówczas zależność [27]

$$\varepsilon = \delta_{\max} / (\delta_{\max} - \delta_{\min}) , \quad (25)$$

gdzie: $\delta_{\min}$ oznacza ugięcie zespołu: bieżnia wewnętrzna - najmniej obciążony element toczny - bieżnia zewnętrzna.

Podane więc zależności, określające współczynnik ε są według cytowanych autorów ważne tylko w określonych obszarach jego wartości. Okazuje się jednak, że można wyprowadzić ogólny wzór, który byłby ważny w całym zakresie zmienności ε , tj. od 0 do ∞ .

Wychodząc z charakterystyki odkształceń łożyska w funkcji obciążenia zewnętrznego, przedstawionej na rys.11a i 11b oraz z zależności (25) można dla warunków obciążenia spełniających nierówność $\varepsilon \geq 1$ napisać następujący układ równań

$$\delta_{\max} + \delta_{\min} = 2 \delta_0 \quad (26)$$

$$\delta_{\max} - \delta_{\min} = \delta_{\max}/\varepsilon$$

a dla $0,5 < \varepsilon < 1$

$$\delta_{\max} + \delta_{\min} f = 2 \delta_0 \quad (27)$$

$$\delta_{\max} - \delta_{\min} f = \delta_{\max}/\varepsilon$$

Symbole użyte w podanych równaniach oraz na rys.11 oznaczają:

Q_0 , δ_0 - obciążenie oraz odkształcenie wywołane ujemnym luzem promieniowym,

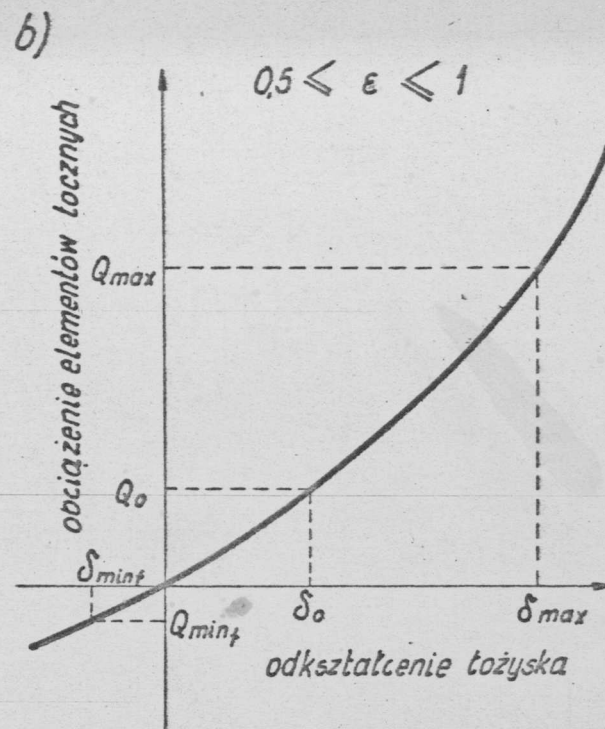
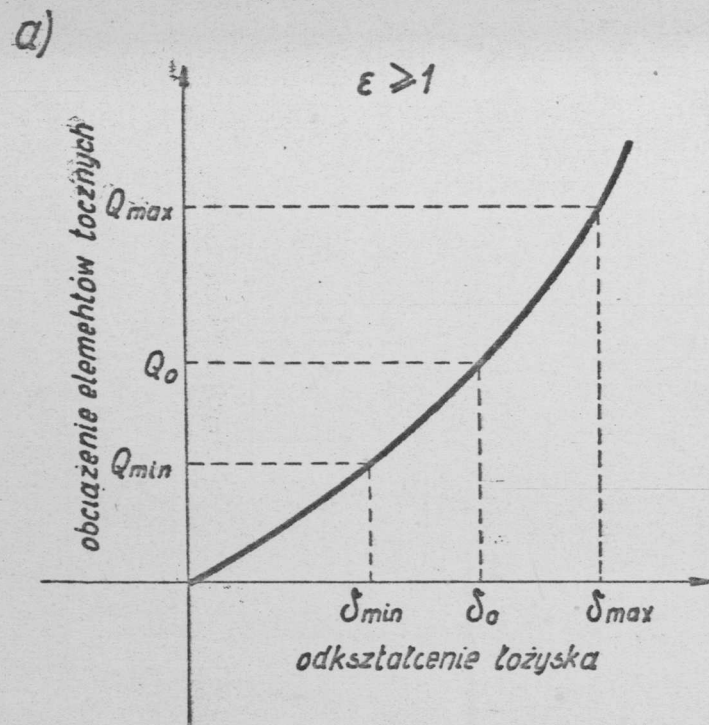
$Q_{\max}$, $Q_{\min}$ - maksymalne i minimalne obciążenie elementów tocznych leżących na kierunku działania obciążenia zewnętrznego,

$\delta_{\min} f$ - przemieszczenie wynikające z wielospójności pierścieni łożyska.

Rozwiązując układy równań (26) i (27) dochodzi się w obydwu przypadkach do identycznej zależności

$$\varepsilon = \delta_{\max}/2 (\delta_{\max} - \delta_0) . \quad (28)$$

Po uwzględnieniu związku: $\delta_0 = -1/2$, otrzymuje się dla rozszerzonego już zakresu zmian ε /od 0,5 do ∞ /, że



rys.11 Zależność pomiędzy obciążeniem elementów tocznych
a odkształceniem łożyska

$$\varepsilon = \mathcal{S}_{\max} / 2(\mathcal{S}_{\max} + 1) .$$

Zależność ta jest identyczna z wyrażeniem (24) podanym przez Palanda [30], tylko dla łożysk o dodatnim luzie promieniowym, czyli dla $\varepsilon \leq 0,5$. Uwzględniając więc we wzorze (24) właściwy znak przy 1 /plus przy luzie dodatnim oraz minus przy ujemnym/, zakres stosowania tego wzoru rozszerza się na wszystkie możliwe przypadki obciążenia elementów tocznych w łożyskach promieniowych.

Funkcja obrazująca charakter zmian obciążenia poszczególnych elementów tocznych, w zależności od ich rozmieszczenia względem kierunku działania obciążenia zewnętrznego, ma w ogólnym przypadku postać [28]

$$q_{\varphi} = \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \varphi) \right]^t, \quad (29)$$

gdzie: φ - kąt określający położenie poszczególnych elementów tocznych, zmieniający się w zakresie od 0 do $|\varphi|$,

t - współczynnik uwzględniający bardzo istotny czynnik, jakim jest konstrukcja łożyska.

Obciążenie elementów tocznych można więc wyrazić zależnością

$$Q_{\varphi} = Q_{\max} \cdot q_{\varphi}, \quad (30)$$

Dla współczynnika strefy obciążenia $\varepsilon = \infty$ to ostatnie wyrażenie przyjmie, zgodnie z równaniem (29), postać

$$Q_{\varphi} = Q_{\max}, \quad (30a)$$

Oznacza to, że wszystkie elementy toczne są równomiernie ob-

ciężone na całym obwodzie łożyska, co odpowiada przypadkowi kołowo-symetrycznego rozkładu obciążenia, wywołanego np. obciążeniem wewnętrznym Q_0 , czyli luzem ujemnym.

W łożysku z luzem ujemnym, obciążonym dodatkowo siłą zewnętrzną F_r , rozkład obciążeń będzie miał niesymetryczny charakter, zgodnie z funkcją rozkładu wyznaczoną równaniem (30). Z warunku równowagi sił [25] wynika, że

$$F_r = i \cdot z \cdot Q_{\max} \cdot J_r \cdot \cos \alpha, \quad (31)$$

gdzie: z - oznacza ilość elementów tocznych w jednym rzędzie,

i - ilość rzędów w łożysku,

α - kąt działania łożyska, wynoszący dla łożysk poprzecznych 0° ,

współczynnik zaś $J_r = \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi}^{\psi} (q_{\psi})^t \cos \psi \, d\psi$. (32)

Współczynnik J_r uwzględnia zarys rozkładu obciążenia i jest sumą rzutów na kierunek działania obciążenia zewnętrznego wszystkich jednostkowych sił wewnętrznych działających w łożysku [28]. Ponieważ funkcja $\cos \psi$ jest parzysta, to dla obszaru symetrycznego odpowiednie części składowe całki J_r będą miały znaki przeciwne, zgodnie z ogólnym prawem

$$\int_a^b f(x) \, dx = - \int_b^a f(x) \, dx.$$

Przy obliczaniu więc współczynnika J_r z warunku równowagi, granice całki ulegną zmianie i wzór (32) przyjmie ostatecznie postać

$$J_r = \frac{1}{\pi} \int_0^{\psi} (q_{\psi})^t \cos \psi \, d\psi. \quad (33)$$

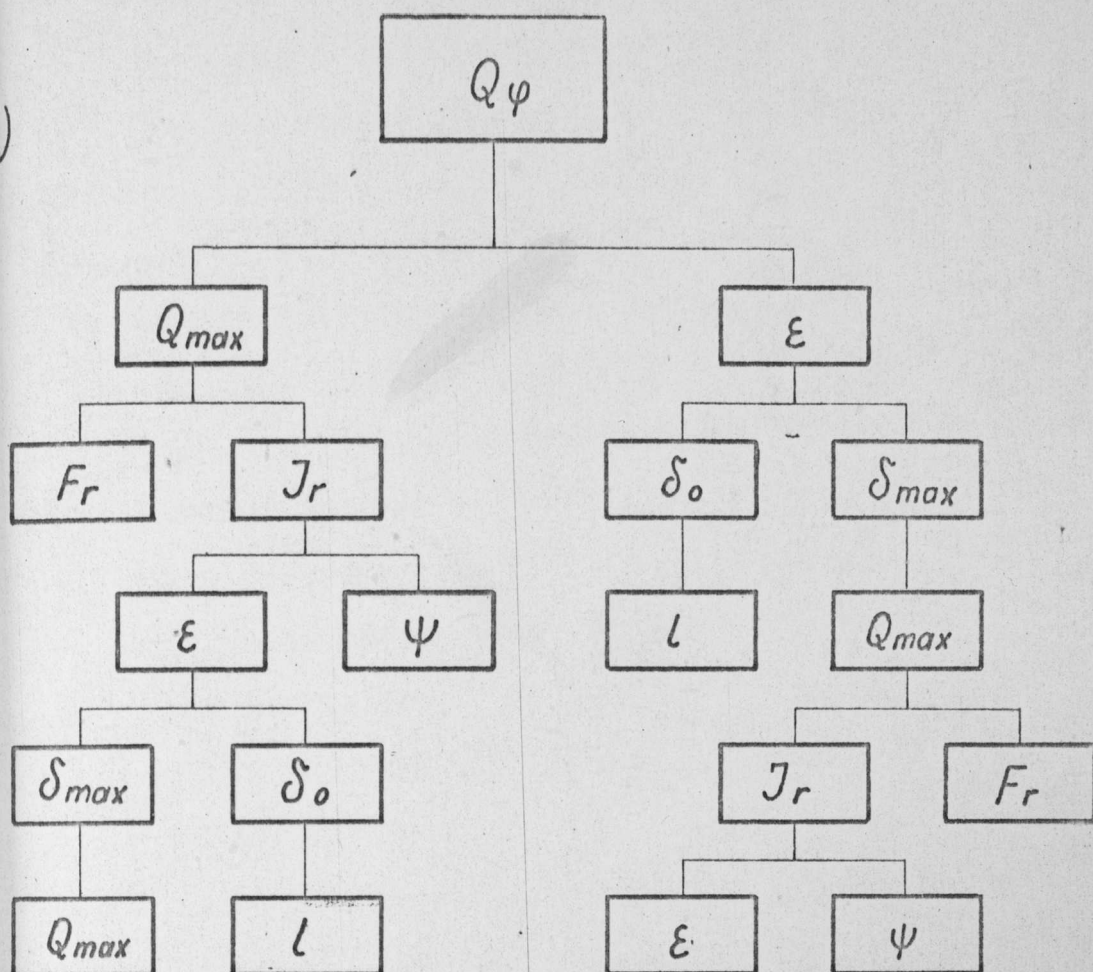
Sumując natomiast bezwzględne wartości jednostkowych sił działających na elementy toczne poprzez odpowiedni podział na części obszaru całkowania, otrzyma się całkowite, jednostkowe obciążenie łożyska J_{re} , zwane ekwiwalentnym [9]. Siłę ekwiwalentną określa wówczas zależność

$$F_{re} = i \cdot z \cdot Q_{max} \cdot J_{re} \cdot \cos \alpha. \quad (34)$$

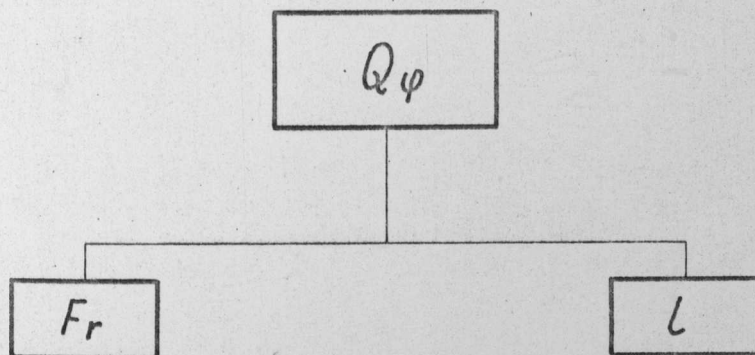
Trudności, napotykane przy określaniu funkcji rozkładu obciążeń Q_φ , wynikają z braku bezpośrednich zależności pomiędzy współczynnikami J_r , J_{re} i ε a obciążeniem F_r i luzem l. Ponadto dodatkowe trudności wiążą się z występowaniem ułamkowego wykładnika potęgowego t, uniemożliwiającego obliczenie całki (33) metodami klasycznymi. Ponieważ do dalszej analizy konieczna jest znajomość współczynnika J_r w postaci funkcji niewykłanej, przeto przeprowadzono próby wyprowadzenia odpowiednich wzorów przybliżonych.

Wzajemne powiązania pomiędzy wielkościami potrzebnymi do wyznaczenia funkcji rozkładu obciążeń Q_φ przedstawiono schematycznie na rys.12a, pomijając przy tym wielkości charakteryzujące typ i wymiary łożyska, które to można uważać za wielkości znane. Z rysunku tego wynika, że bezpośrednie skorzystanie z zależności (24), (29), (30), (31) i (33) przy wyznaczaniu Q_φ jest niemożliwe, gdyż przykładowo: do obliczenia współczynnika ε potrzebna jest między innymi znajomość Q_{max} i odwrotnie, do obliczenia Q_{max} konieczna jest właśnie wartość ε . Przedstawiony więc schemat powiązań mógłby być powtarzany nieskończenie. Powinien on jednak dać się sprowadzić do bardzo prostej postaci /p.rys.12b/, gdyż rozkład obciążeń w łożysku zależy w rzeczywistości, oprócz typu i wielkości łożyska, tylko od obciążenia zewnętrznego F_r i

a)



b)



rys.12 Powiązania pomiędzy wielkościami potrzebnymi do wyznaczenia funkcji rozkładu obciążeń elementów tocznych łożyska

luzu 1. Zastąpienie skomplikowanego schematu powiązań z rysunku 12a schematem pokazanym na rysunku 12b wymaga wyrażenia wielkości J_r , ε , ψ , $\delta_{\max}$, $Q_{\max}$, Q_0 , i δ_0 w bezpośredniej funkcji luzu 1 oraz obciążenia F_r .

Jednym z bardzo prostych sposobów wyznaczenia współczynników J_r i J_{re} jako bezpośredniej funkcji ε , jest przyjęcie w równaniu (33) wykładnika potęgowego $t = 1$. Założenie takie może być przyjęte tylko w odniesieniu do łożysk o dużej sztywności, np. łożysk typu: NN30...K, NNU...49K, NU... itp., dla których wykładnik potęgowy jest bliski jedności - wynosi bowiem $t = 1,1$. Założenie wykładnika $t = 1$ umożliwia obliczenie całki (33) metodami klasycznymi, w wyniku czego otrzyma się następujące wyrażenia:

dla $0 < \varepsilon \leq 0,5$

$$J_r = J_{re} = \frac{1}{2\varepsilon\pi} \left[(2\varepsilon - 1) \sqrt{\varepsilon - \varepsilon^2} + \frac{1}{2} \arccos(1 - 2\varepsilon) \right] ; \quad (35)$$

dla $0,5 < \varepsilon < 1$

$$J_r = \frac{1}{2\varepsilon\pi} \left[(2\varepsilon - 1) \sqrt{\varepsilon - \varepsilon^2} + \frac{\pi}{4} + \frac{1}{2} \arcsin(2\varepsilon - 1) \right] ,$$

$$J_{re} = \frac{1}{2\varepsilon\pi} \left[(2\varepsilon - 1) (2 - \sqrt{\varepsilon - \varepsilon^2}) + \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} \arcsin(2\varepsilon - 1) \right] ; \quad (36)$$

dla $\varepsilon \geq 1$

$$J_r = \frac{1}{4\varepsilon} ,$$

$$J_{re} = \frac{1}{\varepsilon\pi} (2\varepsilon - 1) . \quad (37)$$

Podczas gdy dla zakresu $\varepsilon \geq 1$ otrzymano prostą zależność $J_r = f(\varepsilon)$, to dla $\varepsilon \leq 1$ zależności te są jeszcze zbyt zło-

żone i zastosowanie ich przy wyprowadzaniu funkcji rozkładu obciążenia Q_{φ} nie prowadzi do bezpośrednich zależności pomiędzy Q_{φ} a F_r i l . Z rysunku 13, na którym linią ciągłą zaznaczono zależność $1/J_r = f(\varepsilon)$, obliczoną przy użyciu EMC z uwzględnieniem wykładnika potęgowego $t = 1,1$, wynika jednak, że w zakresie $0,5 < \varepsilon < 1$ współczynnik $1/J_r$ zmienia się bardzo nieznacznie. Można więc w tym obszarze przyjąć z dużym przybliżeniem, że współczynnik ten ma stałą wartość i wynosi $1/J_r = 3,86$. W obszarze natomiast $0 < \varepsilon \leq 0,5$ krzywa, obliczona z uwzględnieniem wykładnika $t = 1,1$, przebiega prawie zgodnie z zależnością przybliżoną $1/J_r = 3,08 + 1/2\varepsilon$ /p.rys. 13/, której wykorzystanie do dalszych obliczeń nie stwarza już żadnych kłopotów. Ze względu więc na dobrą zgodność w poszczególnych obszarach przybliżonych zależności $1/J_r = f(\varepsilon)$ do dalszej analizy przyjęto ostatecznie

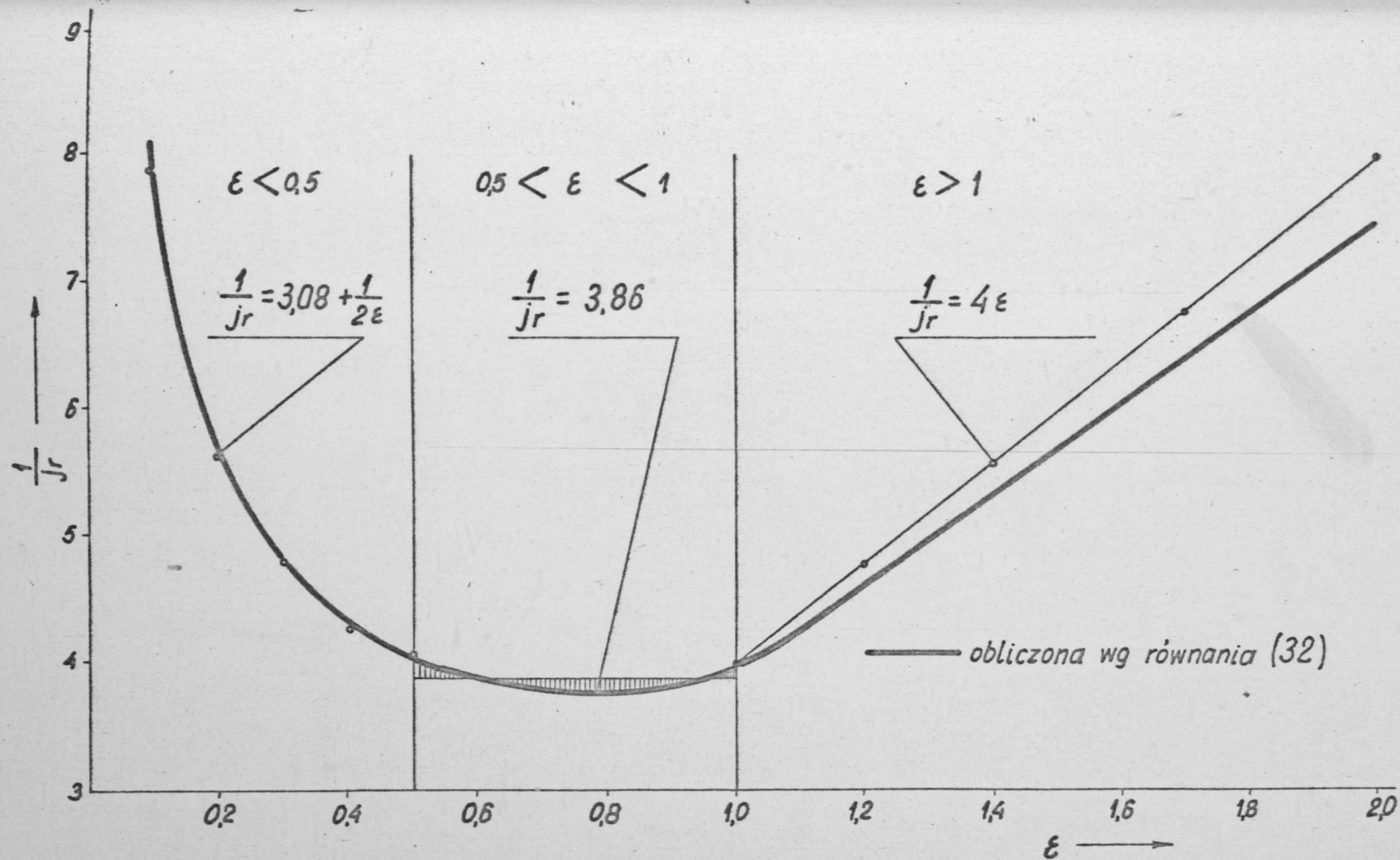
$$\begin{aligned} \text{dla } \varepsilon \leq 0,5 & \quad 1/J_r = 3,08 + 1/2\varepsilon, \\ \text{dla } 0,5 < \varepsilon < 1 & \quad 1/J_r = 3,86, \\ \text{dla } \varepsilon \geq 1 & \quad 1/J_r = 4\varepsilon. \end{aligned} \quad (38)$$

Posługując się wyznaczonymi zależnościami (24) i (38), można przy pomocy wyrażenia (31) oraz znanego wzoru

$$\delta_{\varphi} = 0,6 \frac{(Q_{\varphi})^{0,9}}{l_w^{0,8}} \quad (39)$$

określić związki pomiędzy wielkościami ε , J_r i $Q_{\max}$ a obciążeniem F_r i luzem l zachodzącymi w łożysku wałeczkowym.

Po szeregu przekształceń otrzymano:



rys.13 Porównanie zależności $1/J_r = f(\epsilon)$ obliczonej na podstawie równania (32) z wynikami otrzymanymi ze wzorów przybliżonych

dla $\varepsilon \leq 0,5$

$$\varepsilon = F_r / (2F_r + 0,34 \cdot l \cdot l_w^{0,8} \cdot i \cdot z) , \quad (40)$$

$$1/J_r = 4,08 + 0,17 \cdot l \cdot l_w^{0,8} \cdot i \cdot z / F_r , \quad (41)$$

$$Q_{\max} = 4,08 F_r / (i \cdot z) + 0,17 \cdot l \cdot l_w^{0,8} ; \quad (42)$$

dla $0,5 < \varepsilon < 1$

$$\varepsilon = F_r / (2 F_r - 0,52 \cdot Q_0 \cdot i \cdot z) , \quad (43)$$

$$1/J_r = 3,86 , \quad (44)$$

$$Q_{\max} = 3,86 F_r / (i \cdot z) ; \quad (45)$$

dla $\varepsilon \geq 1$

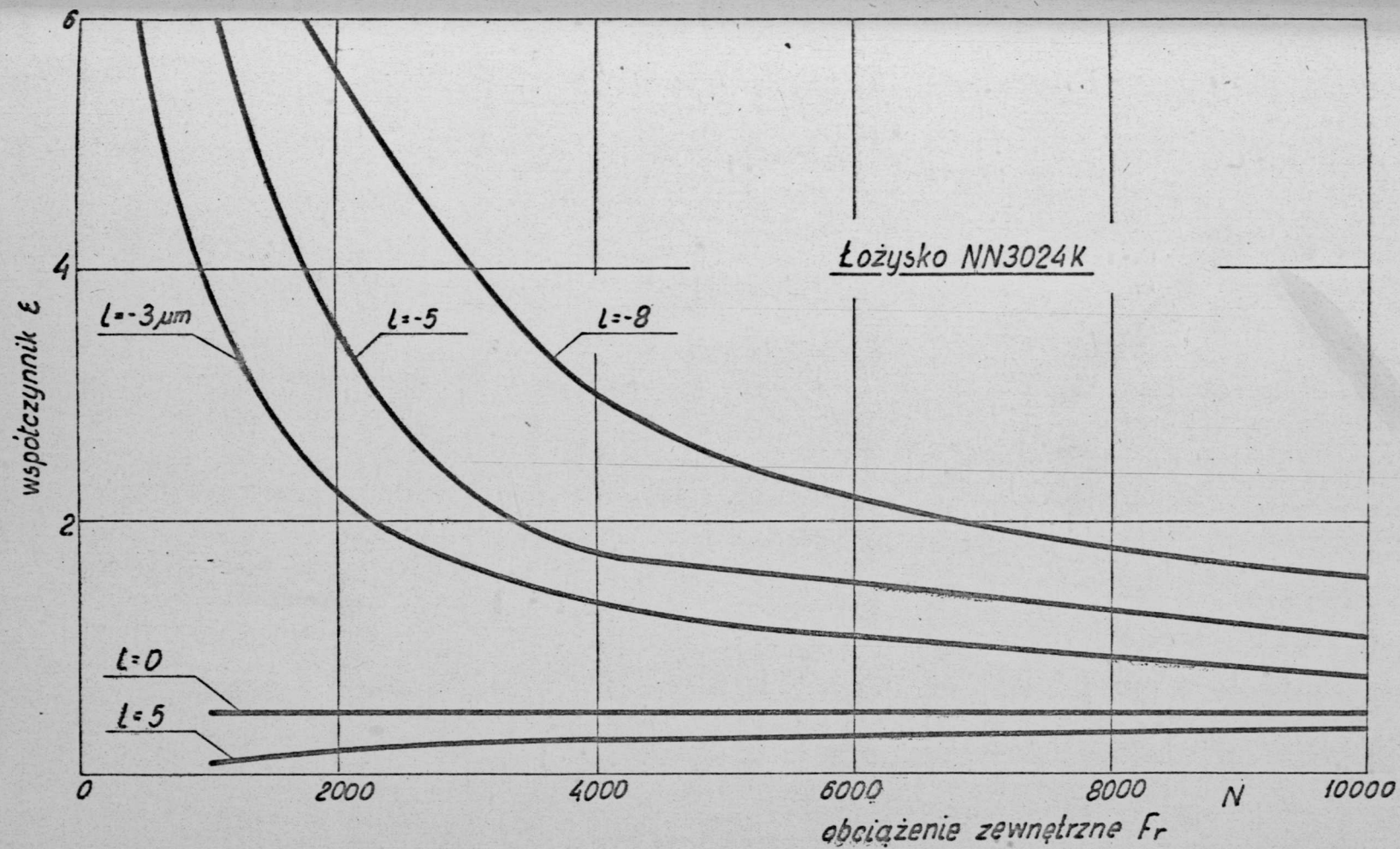
$$\varepsilon = 1/2 + Q_0 \cdot i \cdot z / (4 F_r) , \quad (46)$$

$$1/J_r = 2 + Q_0 \cdot i \cdot z / F_r , \quad (47)$$

$$Q_{\max} = Q_0 + 2 F_r / (i \cdot z) ; \quad (48)$$

Znając więc luz promieniowy l , bądź też obciążenie wewnętrzne Q_0 oraz obciążenie zewnętrzne F_r można, korzystając ze wzorów od (40) do (48), w każdym przypadku obciążenia wyznaczyć współczynnik ε , współczynnik J_r oraz maksymalne obciążenie elementu tocznego $Q_{\max}$. Jak zmienia się współczynnik strefy obciążenia ε w zależności od obciążenia F_r oraz luzu l , pokazano przykładowo na rys.14 dla łożyska NN3024K. Jak widać, współczynnik ε zmienia się bardzo gwałtownie ze wzrostem obciążenia F_r , zwłaszcza przy luzach ujemnych. Aby otrzymać ostatecznie ogólne zależności pozwalające określić Q_φ , należy do wzorów (29) i (30) podstawić ostateczne wyrażenia (40) do (48).

Otrzyma się wówczas:



rys.14 Wpływ obciążenia zewnętrznego F_r na współczynnik strefy obciążenia łożyska ε

dla $\varepsilon \leq 0,5$

$$Q_{\varphi} = (4,08 \cdot F_r / (i \cdot z) + 0,17 \cdot l \cdot l_w^{0,8} + Q_{of}) \cos \varphi - Q_{of}, \quad (49)$$

gdzie:

$$Q_{of} = (4,08 \cdot F_r / (i \cdot z) + 0,17 \cdot l \cdot l_w^{0,8}) \cdot 0,17 \cdot l \cdot l_w^{0,8} / F_r; \quad (49a)$$

dla $0,5 < \varepsilon < 1$

$$Q_{\varphi} = Q_0 + (3,86 \cdot F_r / (i \cdot z) - Q_0) \cos \varphi; \quad (50)$$

dla $\varepsilon \geq 1$

$$Q_{\varphi} = Q_0 + 2F_r \cdot \cos \varphi / (i \cdot z). \quad (51)$$

We wzorach tych, aby Q_{φ} otrzymać w kG, należy podstawiać:

F_r, Q_0 - w kG; l_w - w mm; l - w μ m.

Uwikłana postać funkcji Q_{φ} , wyrażona równaniem (29) i (30), została więc sprowadzona do prostego modelu obliczeniowego, podanego poprzednio na rysunku 12b. Przez symbol l , zaznaczony na tym rysunku, należy rozumieć zarówno dodatnią jak i ujemną wartość luzu promieniowego w łożysku, przy czym dla łożysk walcowych obciążenie pojedynczego elementu tocznego Q_0 wiąże z luzem ujemnym zależność [9]

$$Q_0 = 0,81 \cdot l_w^{0,9} \cdot |l|^{1,1}. \quad (52)$$

Jeśli rozważy się rozkład obciążeń elementów tocznych $Q_{\varphi}(F_r)$ wywołany wyłącznie działaniem siły zewnętrznej F_r , to zgodnie z rysunkiem 11

$$Q_{\varphi}(F_r) = Q_{\varphi} - Q_0. \quad (53)$$

Po uwzględnieniu równań (50) i (51) otrzyma się

dla $0,5 < \varepsilon < 1$

$$Q_{\varphi}(F_r) = (3,86 \cdot F_r / (i \cdot z) - Q_0) \cos \varphi ; \quad (54)$$

dla $\varepsilon \geq 1$

$$Q_{\varphi}(F_r) = 2 \cdot F_r \cdot \cos \varphi / (i \cdot z) . \quad (55)$$

W równaniu (55) znika obciążenie wewnętrzne Q_0 a funkcja $Q_{\varphi}(F_r)$ zależy tylko od siły zewnętrznej F_r . Jeżeli tylko współczynnik ε przyjmie wartości mniejsze od jedności, wówczas rozkład $Q_{\varphi}(F_r)$ uzależniony będzie również od obciążenia wewnętrznego Q_0 zgodnie z równaniem (54). Graniczna wartość siły F_r , przy której $Q_{\varphi}(F_r)$ nie zależy już od Q_0 , występuje przy współczynniku strefy obciążenia $\varepsilon = 1$. Przyrównując więc równanie (46) do jedności otrzyma się

$$F_r = Q_0 \cdot z \cdot i / 2 . \quad (56)$$

Z przeprowadzonej analizy wynika istotny wniosek:

- obciążenie elementów toczych w łożysku, wywołane działaniem zewnętrznej siły F_r przy istniejącym obciążeniu wewnętrznym Q_0 , nie zależy od luzu ujemnego, gdy spełniony będzie warunek

$$F_r < Q_0 \cdot z \cdot i / 2 . \quad (56a)$$

Oznacza to, że obciążenie ekwiwalentne w łożysku jest wówczas stałe co do wartości mimo różnych obciążeń zewnętrznych F_r . Ma to szczególne znaczenie przy rozpatrywaniu zagadnień energetycznych w łożyskach.

Po przekształceniu równania (56) otrzyma się następny warunek

$$l_{gr} = - \left(2 \cdot F_r / (0,81 \cdot l_w^{0,9} \cdot i \cdot z) \right)^{0,9} , \quad (57)$$

z którego wynika drugi istotny wniosek:

- istnieją takie wartości luzu promieniowego l , mniejsze od l_{gr} określonego warunkiem (57), przy których zmiany wartości obciążenia zewnętrznego w granicach od 0 do F_r nie wpływają na rozkład obciążeń $Q \varphi(F_r)$.

Oznacza to, że również sztywność łożyska będzie w tych warunkach stała.

Z wyprowadzonych zależności teoretycznych wynika więc, że przez zapewnienie właściwej wartości luzu, zbliżonej do wartości granicznej, można uzyskać stałą sztywność łożyska oraz stałe straty energetyczne w łożysku mimo zmian obciążenia zewnętrznego.

4. ODKSZTAŁCENIA WALCOWYCH ŁOŻYSK POPRZECZNYCH

=====

4.1. Zakres luzów dodatnich

Odkształcenie łożyska definiowane jako sumaryczne, sprężyste odkształcenie zachodzące w zespole: pierścień wewnętrzny - element toczny - pierścień zewnętrzny zależy, oprócz obciążenia zewnętrznego F_r , również i od rozkładu obciążenia elementów tocznych w łożysku. Z tego to powodu można spotkać w literaturze szereg zależności różniących się między sobą. Odnoszą się one bowiem do szczególnych przypadków obciążenia łożyska. Większość z nich została wyprowadzona dla luzu zerowego w oparciu o równanie [30]

$$\delta = k \cdot \frac{Q_\psi^q}{D_w^r \cdot l_w^w}, \quad (58)$$

gdzie: Q_ψ - obciążenie elementu tocznego znajdującego się na kierunku określonym przez kąt ψ ,

D_w - średnica elementu tocznego,

l_w - długość elementu tocznego.

W odniesieniu do tego wzoru należy nadmienić, że przy obliczaniu odkształceń łożyska, mierzonych w kierunku działania obciążenia zewnętrznego F_r , w miejsce Q_ψ w równaniu (58) należy podstawić Q_{max} . Wartości współczynników k , q , r , w , przyjmowane przez różnych autorów do obliczeń odkształceń łożysk o liniowym styku elementów tocznych z bieżniami, po-

daje tablica I.

T a b l i c a I

A u t o r	k	q	r	w
Bochman	$0,924 \cdot 10^{-3}$	1,0	1,3	1,0
Lundberg	$0,6 \cdot 10^{-3}$	0,9	0	0,8
Kunert	$0,67 \cdot 10^{-3}$	0,925	0	0,85

Najczęściej wykorzystywane są do obliczeń współczynniki proponowane przez Lundberga. Zasadnicze rozbieżności występują jednak przy określaniu obciążenia elementu tocznego $Q_{\psi} = Q_{\max}$. Różnice te widoczne są w tablicy II, w której zestawiono wyrażenia określające $Q_{\max}$, podawane przez różnych autorów.

T a b l i c a II

Autor	Striebeck	Paland	Eschmon	Palmgren	Lundberg-Striebeck	Schenk-Pitroff
$Q_{\max} =$	$4 \frac{F_r}{i.z}$	$4,6 \frac{F_r}{i.z}$	$4,07 \frac{F_r}{i.z}$	$4,08 \frac{F_r}{i.z}$	$5 \frac{F_r}{i.z}$	$5 \frac{F_r}{i.z}$

Ponieważ $Q_{\max}$ można zapisać jako iloczyn dwóch wyrażeń: $1/J_r$ i $F_r/(i.z)$, przeto wyraźnie widać, że pierwsze wyrażenie przyjmuje się jako stałe, choć u poszczególnych autorów nieco odmienne co do wartości, zawsze jednak ograniczające ogólny wzór (58) do konkretnych przypadków szczególnych. Aby zależność (58) obowiązywała w całym zakresie luzów dodatnich, należy przy wyznaczaniu $Q_{\max}$ uwzględnić zmienność współczynni-

ka $1/J_r$ wraz ze zmianą współczynnika strefy obciążenia ε/p . rys.13/. Umożliwia to wyprowadzona w rozdziale 3 zależność (42), która wstawiona do równania (58) nie zmienia jego ogólnego charakteru, sprowadzając go do postaci

$$\delta = \frac{0,6}{l_w^{0,8}} \left(\frac{4,08 \cdot F_r}{i \cdot z} + 0,17 \cdot l \cdot l_w^{0,8} \right)^{0,9} . \quad (59)$$

Równanie to przedstawia ogólną zależność odkształcenia łożyska walcowego od obciążenia zewnętrznego F_r oraz luzu dodatniego l , zawierającą w sobie wszystkie przypadki szczególne, a w tym również zamieszczone w tablicy II.

4.2. Zakres luzów ujemnych

W związku z istotnym oddziaływaniem luzu ujemnego na odkształcenie łożyska, stwierdzonym już wielokrotnie eksperymentalnie, czynione były próby uwzględnienia tego oddziaływania, również w obliczeniowych metodach określania sztywności łożysk [27, 29, 32, 35]. Wynikiem tych prac było: opracowanie odpowiednich nomogramów [7], wyznaczenie koniecznych współczynników w formie wykresów [35], bądź też wyznaczenie równań w postaci uwikłanej [29] - możliwych do rozwiązania jedynie metodą kolejnych przybliżeń. Nie napotkano jednak w dostępnych publikacjach zależności teoretycznych o postaciach wiążących bezpośrednio odkształcenie łożyska z obciążeniem zewnętrznym i luzem ujemnym, które umożliwiałyby szczegółowe i łatwe analizowanie wpływu poszczególnych czynników na sztywność łożysk. Zależności takie można otrzymać na podstawie równania (58), korzystając przy tym z poprzed-

nio wyprowadzonych równań (45), (48) i (52) oraz uwzględniając równocześnie związki wynikające z rys.4. Dla obszaru luzów ujemnych, kiedy to $0,5 < \varepsilon < 1$, równanie (58) przyjmie ostatecznie postać

$$\delta = \frac{0,6}{l_w^{0,8}} \left[\left(\frac{3,86 \cdot F_r}{i \cdot z} \right)^{0,9} - 0,82 \cdot l_w^{0,8} |1| \right], \quad (60)$$

a dla $\varepsilon \geq 1$

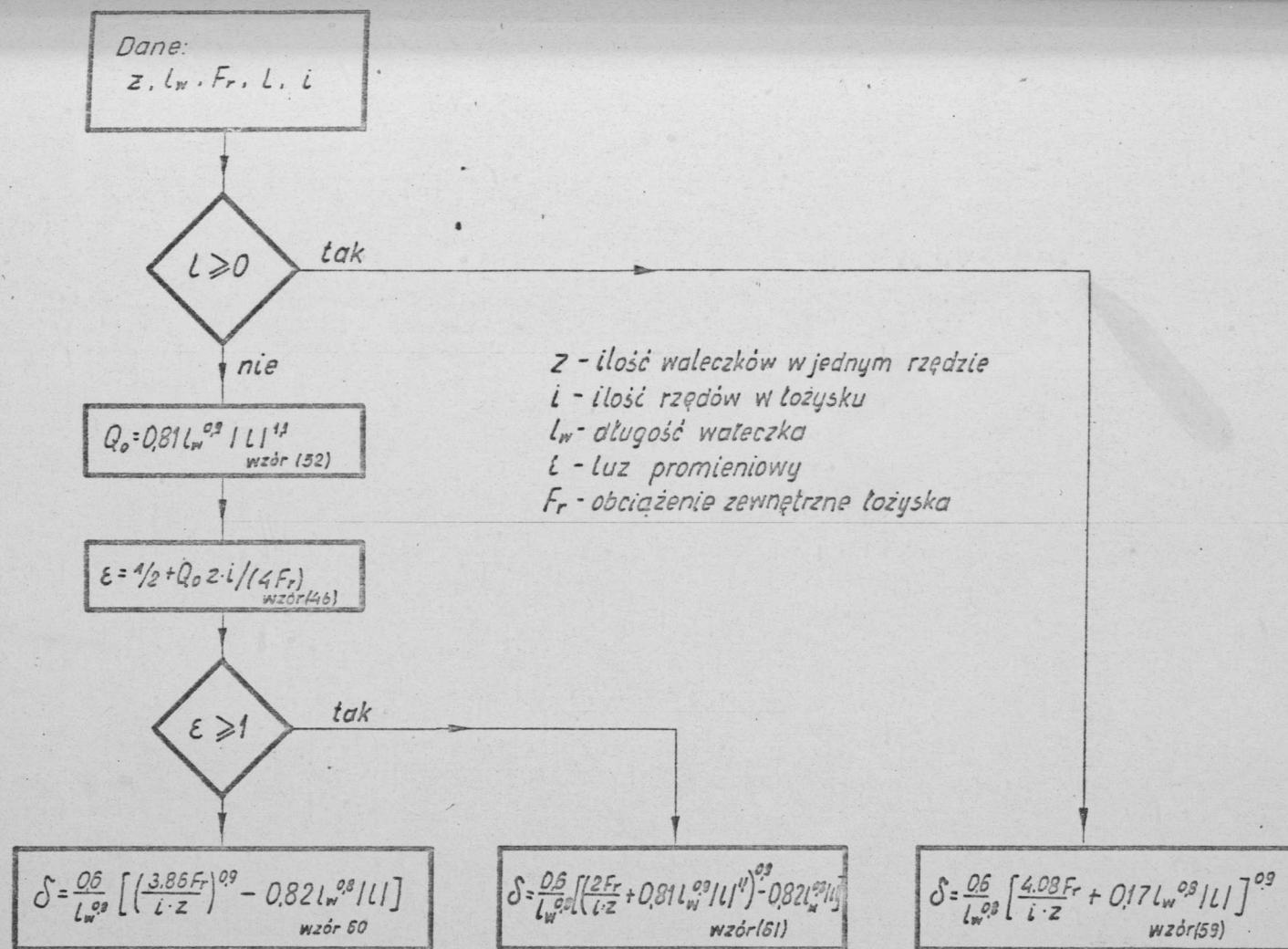
$$\delta = \frac{0,6}{l_w^{0,8}} \left[\left(\frac{2 \cdot F_r}{i \cdot z} + 0,81 \cdot l_w^{0,9} |1|^{1,1} \right)^{0,9} - 0,82 \cdot l_w^{0,8} |1| \right]. \quad (61)$$

Sposób postępowania przy obliczaniu odkształceń łożysk walcowych o dowolnym stanie obciążenia przedstawia schemat na rys.15. Wynika z niego, że przy luzach ujemnych należy w pierwszej kolejności obliczyć współczynnik ε i w zależności od przedziału, w jakim on się znajduje, zastosować wzór (60) lub (61).

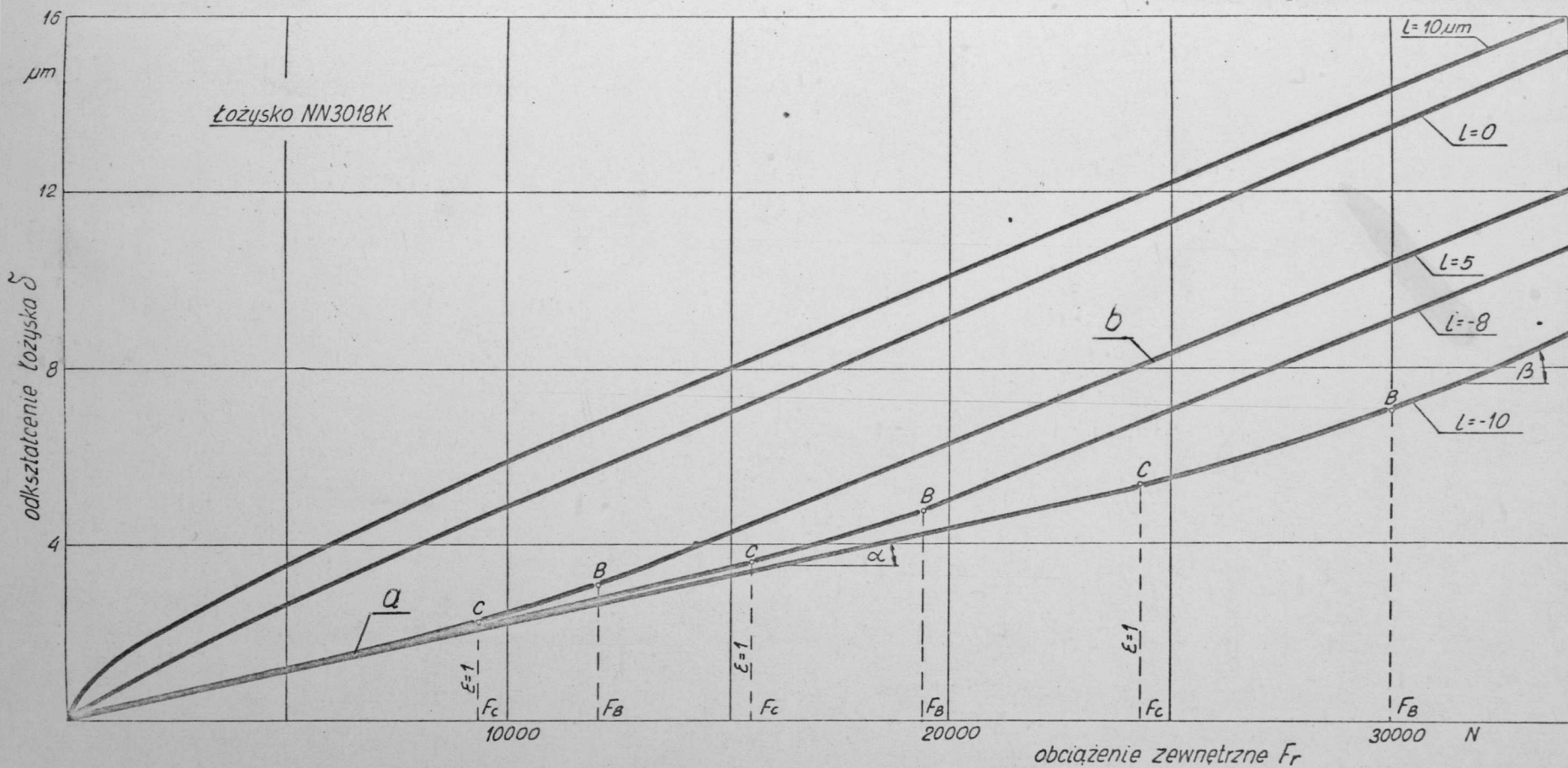
4.3. Odkształcenie łożysk w funkcji obciążenia zewnętrznego

Wyniki obliczeń przeprowadzonych przy użyciu EMC pozwoliły na dokładne przeanalizowanie zależności pomiędzy odkształceniem łożyska a obciążeniem zewnętrznym oraz luzem promieniowym.

Zależność $\delta = f(F_r)$, przy różnych wartościach luzu promieniowego pokazano dla dwurzędowego łożyska walcowego NN3018K na rys.16. Przebiegi przedstawionych na nim krzywych są zgodne, zarówno w obszarze luzów dodatnich jak i ujemnych, z wynikami pomiarów odkształceń węzła wrzecionowego, otrzymanymi w badaniach wstępnych. Na uwagę zasługuje zwłaszcza



rys.15 Sposób postępowania przy obliczaniu odkształceń łożysk walcowych



rys.16 Wpływ obciążenia zewnętrznego na odkształcenie łożyska NN3018K
dla różnych wartości luzu promieniowego

przebieg krzywych przy luzach ujemnych. Widać bowiem, że każda krzywa w tym obszarze luzów składa się w przybliżeniu z dwóch prostych, nachylonych pod różnymi kątami α i β . Punkt "c", od którego ta prosta "a" przechodzi w łuk łączący ją z prostą "b", odpowiada obciążeniu $F_r = F_c$, przy którym współczynnik strefy obciążenia ε wynosi 1. Punkt ten w zależności od wartości luzu ujemnego w łożysku zmienia swoje położenie wpływając tym samym na rozpiętość zakresu liniowości charakterystyki sztywnościowej łożyska, zawartej pomiędzy $F_r = 0$ a $F_r = F_c$. Położenie tego punktu można dla dowolnej wartości luzu ujemnego wyznaczyć z zależności

$$F_c = 0,405 \cdot l_w^{0,9} |1|^{1,1} \cdot i.z. , \quad (62)$$

kąt zaś nachylenia prostej "a" do osi odciętych z równania

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1,06}{l_w^{0,9} |1|^{0,1} \cdot i.z.} . \quad (63)$$

Dla dowolnego łożyska walcowego oraz dowolnej wartości luzu ujemnego można więc wykreślić graficznie, na podstawie równań (62) i (63), pierwszy prostoliniowy odcinek zależności $\delta = f(F_r)$, przy dowolnym obciążeniu F_r , pod warunkiem, że F_r będzie mniejsze od F_c .

Wprost proporcjonalna zależność pomiędzy odkształceniem łożysk walcowych z luzem ujemnym a obciążeniem zewnętrznym, zawartym w granicach $0 < F_r < F_c$ jest bardzo istotną cechą tych łożysk. Pozwala to na stosowanie jednoznacznego wskaźnika sztywności, niezależnego od wartości obciążenia. Jest to szczególnie ważne w zespołach wrzecionowych, w których to coraz częściej łożyska promieniowe pracują w zakresie luzów ujemnych. Z rysunku 16 można dla przykładu odczytać, że cha-

rakterystyka sztywnościowa dwurzędowego łożyska walcowego NN3018K, zmontowanego z luzem ujemnym $l = -5/\mu\text{m}$, będzie liniowa aż do momentu, w którym obciążenie zewnętrzne F_r przekroczy 9280 N. Natomiast przy luzie $-8/\mu\text{m}$ pierwszy zakres liniowości jest już znacznie szerszy, zawiera się bowiem w granicach od $F_r = 0$ do $F_r = 15560$ N.

Przy obciążeniach większych od F_c charakterystyka sztywnościowa łożyska z luzem ujemnym jest krzywoliniowa, a po przekroczeniu punktu "B" jest ona ponownie zbliżona do prostopadlinowej. Położenie zakresu nieliniowości, zawartej pomiędzy punktami "C" i "B", zmienia się w zależności od wartości luzu ujemnego. Należy zaznaczyć, że punktowi "B", stanowiącemu początek drugiego - liniowego odcinka charakterystyki, odpowiadają różne wartości współczynnika ξ , co uniemożliwia bezpośrednie wykreślenie całej charakterystyki sztywnościowej łożyska. Można zaobserwować jedynie, że przy mniejszych wartościach luzów ujemnych punktowi "B" odpowiadają odpowiednio mniejsze wartości współczynnika ξ .

Przy dodatnich luzach promieniowych, krzywe /p.rys.16/ mają zupełnie odmienne przebiegi niż miało to miejsce przy luzach ujemnych. Brak jest bowiem wyraźnych odcinków prostoliniowych, a ponadto przy bardzo małych obciążeniach występuje już znaczna nieliniowość charakterystyki.

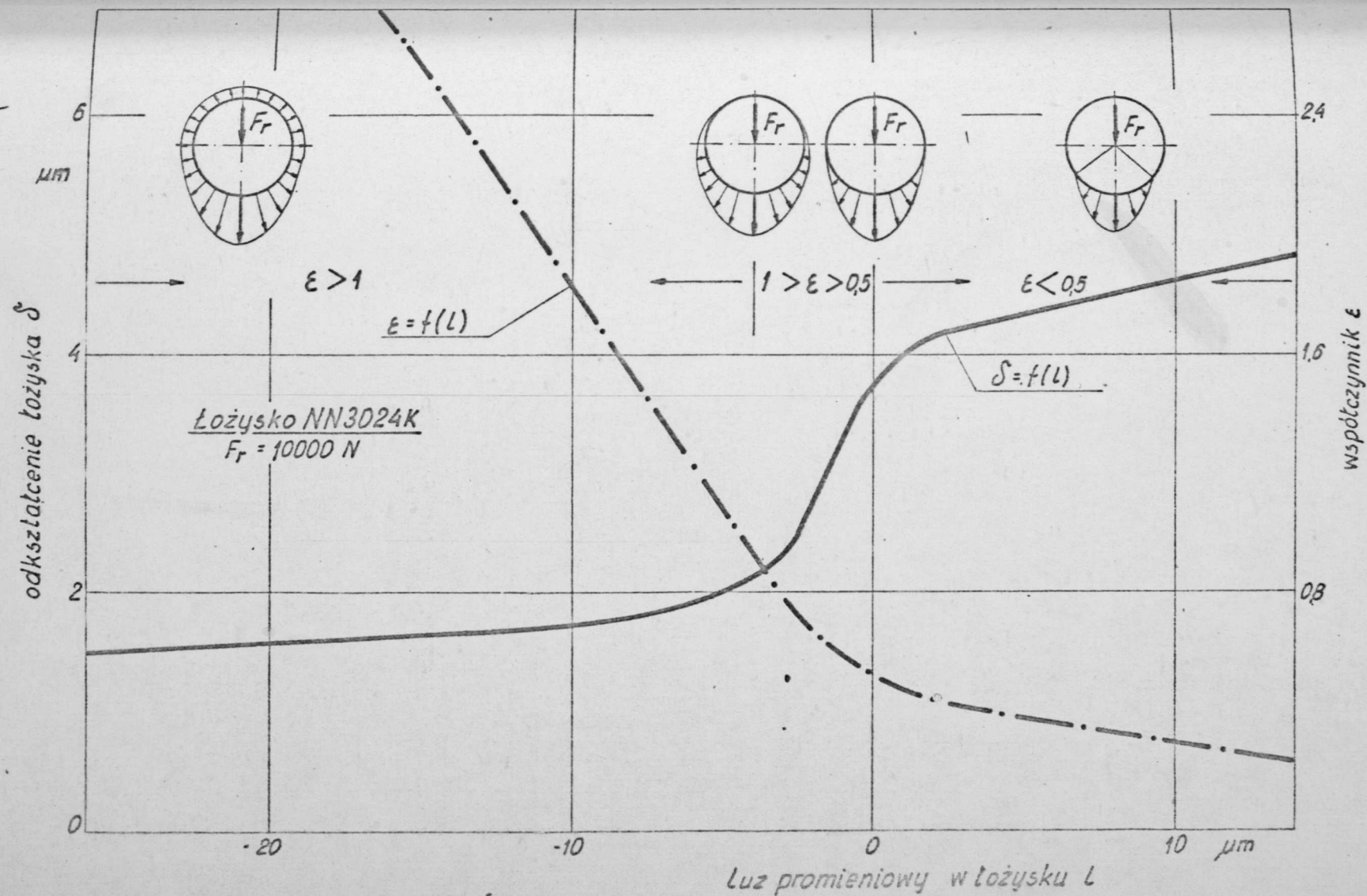
4.4. Odkształcenia łożysk w funkcji luzu promieniowego

Wspomniany już program na EMC umożliwił również przeprowadzenie obliczeń odkształceń łożysk w funkcji luzu promieniowego, przy równoczesnym śledzeniu zmian współczynnika strefy obciążenia ξ . Wyniki obliczeń, otrzymane dla dwurzęd-

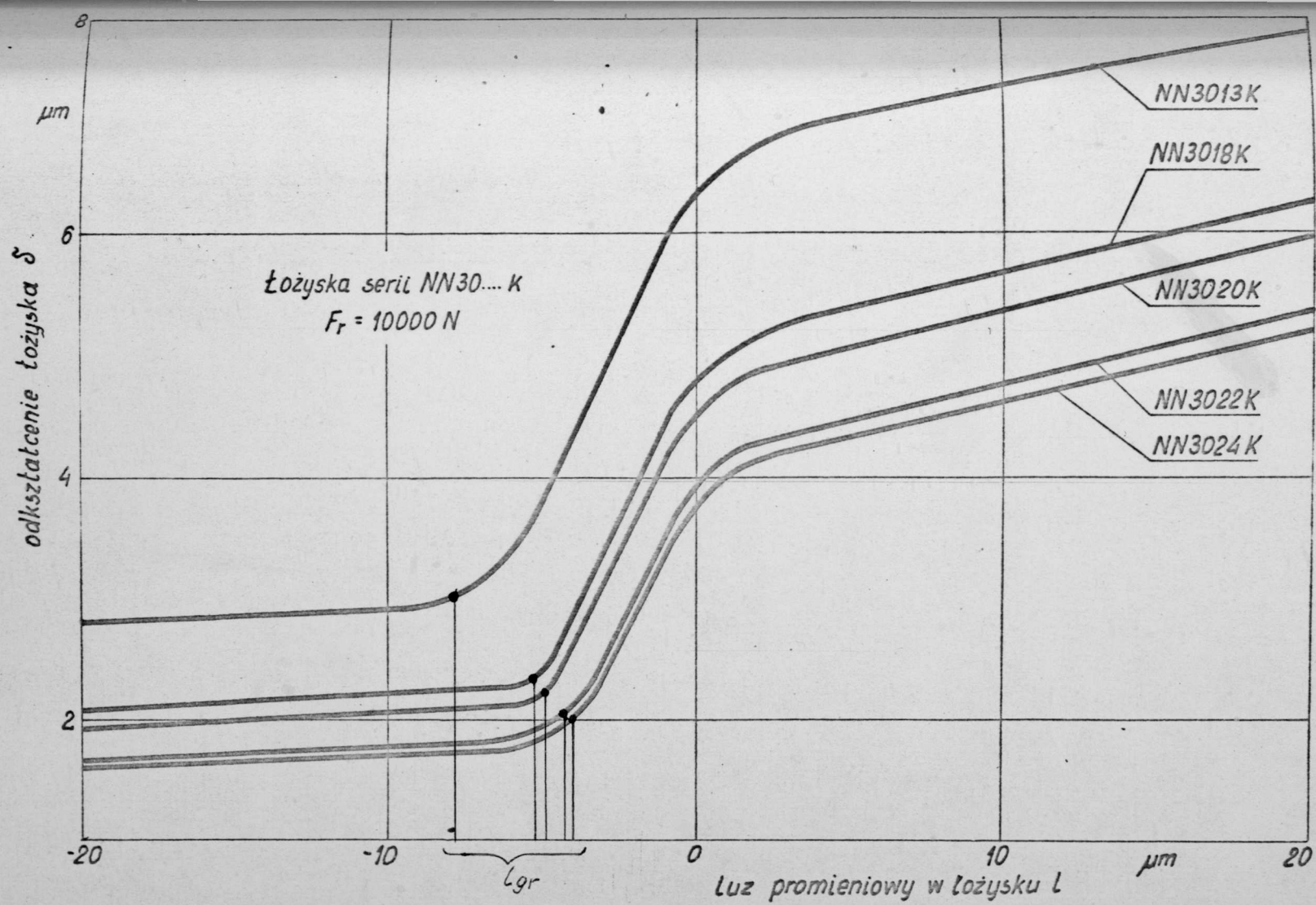
dowego łożyska walcowego NN3024K, obciążonego siłą zewnętrzną $F_r = 10000 \text{ N}$, zamieszczono na rysunku 17. Z przebiegu krzywej $\delta = \bar{f}(l)$ wynika, że w zakresie niewielkich luzów ujemnych $-4, \mu\text{m} < l < 0$ występuje gwałtowna zmiana wartości odkształcenia łożyska. Odkształcenia łożyska natomiast w zakresie luzów mniejszych od $-4, \mu\text{m}$ prawie wcale nie zależą od luzu. Na omawiany wykres naniesiono dodatkowo krzywą $\varepsilon = \varepsilon(l)$, obrazującą zmiany współczynnika rozkładu obciążenia ε w funkcji luzu. Pozwoliło to stwierdzić, że zakres gwałtownych zmian odkształceń łożyska pokrywa się ze zmianami współczynnika strefy obciążenia w przedziale od $\varepsilon = 1$ do $\varepsilon = 0,5$.

Podobne przebiegi krzywych otrzymano również dla innych wielkości łożysk typu NN30...K, co przedstawiono przykładowo na rysunku 18. Przez l_{gr} oznaczono na nim graniczne wartości luzu, przy których współczynnik $\varepsilon = 1$. Należy zaznaczyć, że luzowi $l = 0$ zawsze odpowiada współczynnik $\varepsilon = 0,5$. Jak widać z przedstawionych krzywych, szerokość przedziału $l_{gr} \leq l \leq 0$ jest zmienna przy stałym obciążeniu F_r i zależy od wielkości łożyska.

Podane zależności teoretyczne oraz przedstawione wykresy świadczą o tym, że luz promieniowy w znacznym stopniu wpływa na odkształcenia łożysk, ale tylko w ściśle określonym zakresie jego zmian. Im sztywniejsze jest łożysko, tym węższy jest przedział gwałtownych zmian sztywności łożyska oraz tym większa jest graniczna wartość luzu promieniowego.



rys.17 Wpływ luzu promieniowego na odkształcenie łożyska NN3024K



rys.18 Porównanie odkształceń różnych wielkości łożysk serii NN30...K

5. SZTYWNOŚĆ ŁOŻYSK WALCOWYCH =====

Wyznaczanie wskaźnika sztywności łożysk tocznych można przeprowadzić kilkoma sposobami. Ogólne postacie wzorów określających te wskaźniki podano i omówiono w części 2. Zależności te wykorzystano do obliczania sztywności łożysk walcowych.

Jeśli uwzględni się, że znane są teoretyczne zależności wiążące odkształcenie łożyska z obciążeniem i luzem, to sztywność łożyska, zgodnie z równaniem (4), wyrazi odwrotność pochodnej odkształcenia δ względem obciążenia F_r . Podstawiając więc kolejno do wzoru (4) odkształcenia wyznaczone dla wszystkich trzech przedziałów zmienności ε , w oparciu o równania (59), (60) i (61), wzór ten przyjmie następujące postacie

$$\underline{\text{dla } \varepsilon \leq 0,5}$$

$$j = 0,45 \cdot i \cdot z \cdot l_w^{0,8} \left[4,08 \cdot F_r / (i \cdot z) + 0,17 \cdot l \cdot l_w^{0,8} \right]^{0,1} \quad (64)$$

$$\underline{\text{dla } 0,5 < \varepsilon < 1}$$

$$j = 0,55 (i \cdot z)^{0,9} \cdot l_w^{0,8} \cdot F_r^{0,1} \quad (65)$$

$$\underline{\text{dla } \varepsilon \geq 1}$$

$$j = 0,92 \cdot i \cdot z \cdot l_w^{0,8} \left[2 F_r / (i \cdot z) + 0,81 \cdot l_w^{0,9} \cdot |1|^{1,1} \right]^{0,1} \quad (66)$$

Wyniki obliczeń przeprowadzonych za pomocą powyższych

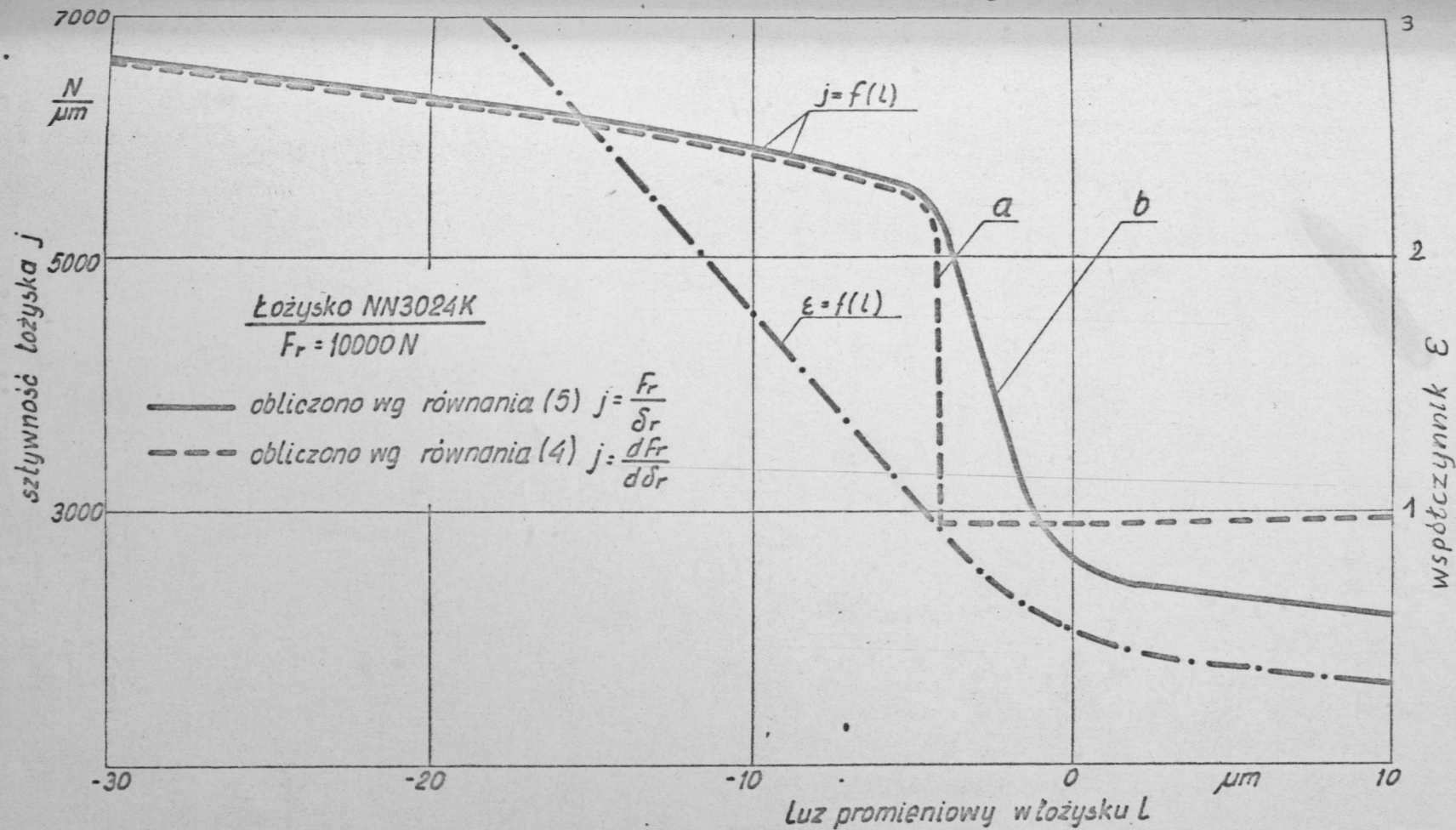
wzorów przedstawiono graficznie na rys.19 linią przerywaną. Z otrzymanego przebiegu wynika, że zależność ta przy $\varepsilon = 1$ wykazuje nieciągłość, a przy $0,5 < \varepsilon < 1$ wskaźnik sztywności ma wartość stałą. Taki przebieg $j = f(1)$ znacznie odbiega od krzywej obrazującej odkształcenia łożyska w funkcji luzu /p.rys.17 i 18/, która to krzywa w przedziale $0,5 < \varepsilon < 1$ była monotoniczna i rosnąca.

Przedstawione rozbieżności dyskwalifikują więc ten sposób określania sztywności łożyska, zwłaszcza w zakresie luzów ujemnych, kiedy to współczynnik strefy obciążenia zawarty jest w granicach $0,5 < \varepsilon < 1$.

Na rys.19 naniesiono również linią ciągłą sztywność tego samego łożyska NN3024K wyznaczoną równaniem (5). W przypadku tym, dla zakresu luzów dodatnich przyjęto kierunek działania obciążenia zgodny z kierunkiem sił ciężenia, co upoważnia do przesunięcia układu współrzędnych do punktu O' /p.rys.4/.

Jak widać, krzywa naniesiona linią ciągłą jest w całym zakresie zmian luzu wiernym odzwierciedleniem odpowiednich odkształceń łożyska, pokazanych na rys.17. Gwałtowna zmiana sztywności, podobnie jak i zmiana odkształceń łożyska, występuje w tym przypadku dla współczynnika strefy obciążenia ε , zawartego w granicach od 0,5 do 1. Ponieważ wskaźnik sztywności musi odzwierciedlać rzeczywiste odkształcenia zachodzące w zespole, przeto występowanie tej zgodności przy zastosowaniu wzoru (5) wskazuje na celowość przyjęcia go do dalszych obliczeń.

Wyznaczanie sztywności za pomocą wzoru (6) może prowadzić do znacznie mniejszej zgodności, ponieważ wyniki uzyskane tą drogą będą zawsze mieściły się w przedziale pomiędzy liniami "a" i "b" /p.rys.19/, z których pierwsza odpowiada równa-



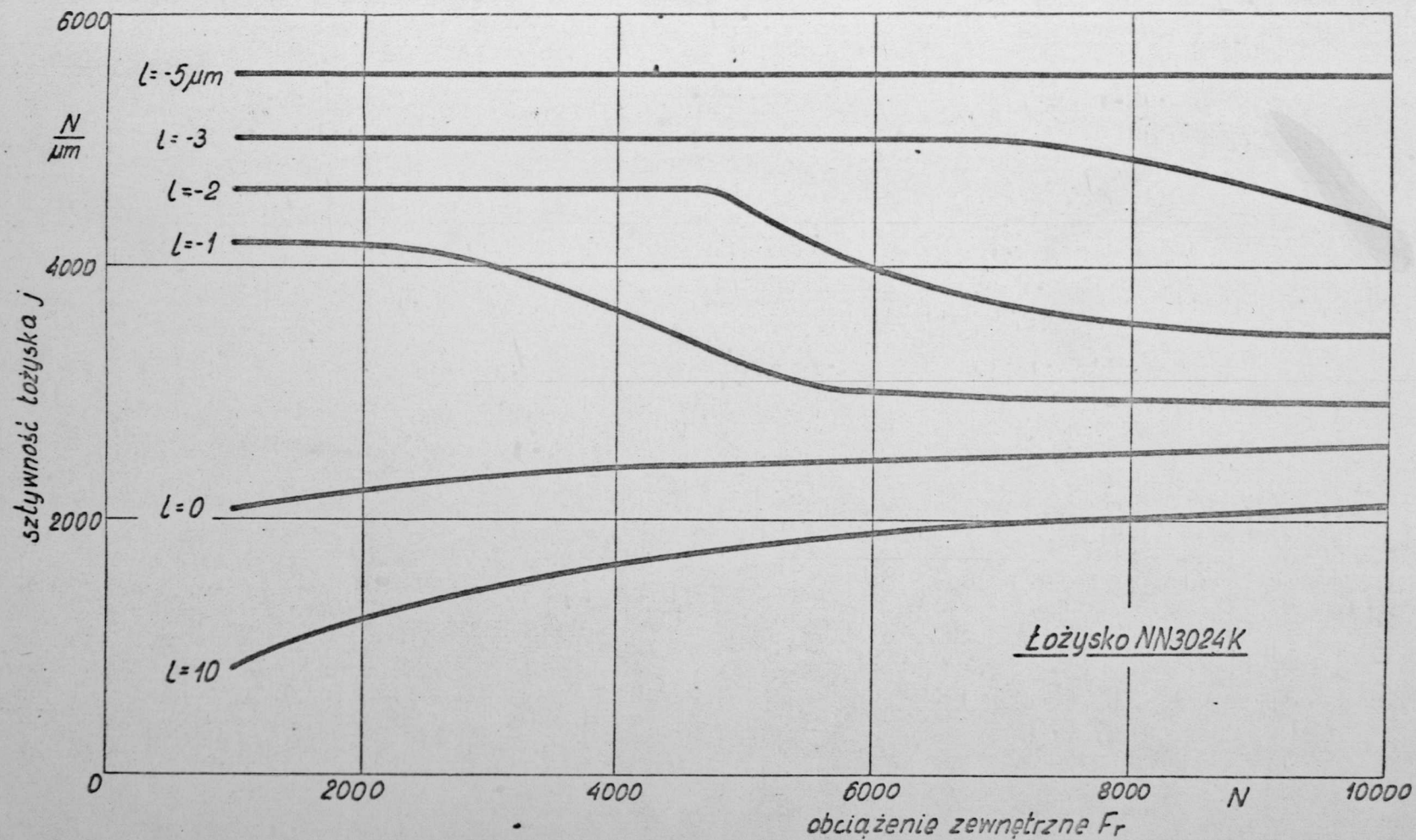
rys.19 Porównanie wyników obliczeń sztywności łożyska NN3024K
 otrzymanych na podstawie równania (5) i równania (4)

niu (4), druga zaś równaniu (5).

Przyjęty ostatecznie wskaźnik sztywności $j = F_r / \delta$ zależy w pewnych obszarach obciążenia zewnętrznego F_r od wartości tego obciążenia. Poczynione jednak przy analizowaniu wykresów sztywności łożysk spostrzeżenia pozwalają na dobranie takich warunków, przy których sztywność praktycznie nie zależy już od obciążenia zewnętrznego. Warunki takie będą spełnione wówczas, gdy luz promieniowy będzie mniejszy od luzu granicznego l_{gr} . Można to zaobserwować na rys.20, przedstawiającym sztywność łożyska NN3024K w funkcji obciążenia zewnętrznego, dla różnych luzów. Zgodnie z równaniem (57) wartość luzu granicznego wynosi dla tego łożyska, przy obciążaniu go w zakresie od 0 do 10000 N, $-4/\mu m$. Z kolei luz $l = -3/\mu m$ jest luzem granicznym przy obciążeniu $F_r = 7320$ N, w związku z czym po przekroczeniu wartości tego obciążenia, sztywność łożyska zmniejsza się, ponieważ warunek $l < l_{gr}$ nie jest wówczas spełniony. Podobnie jest przy mniejszych wartościach luzu ujemnego, z tym, że zakres stałej sztywności przesuwa się odpowiednio w kierunku mniejszych wartości obciążenia F_r . Na omawianym rysunku uwidacznia się ponadto, że sztywność łożyska przy luzach dodatnich zwiększa się wraz z obciążeniem w całym jego zakresie, co do wartości jest jednak zawsze mniejsza od sztywności łożysk z luzem ujemnym.

Dla warunków obciążenia zapewniających spełnienie nierówności $l < l_{gr}$, można więc na podstawie równań (5), (57) i (61) określić sztywność łożyska zbliżoną do maksymalnej, która zależeć będzie jedynie od luzu promieniowego oraz od konstrukcji łożyska. Sztywność tę przedstawia wyrażenie

$$j = 0,94 \cdot i \cdot z \cdot l_w^{0,9} \cdot |l|^{0,1} \quad (67)$$



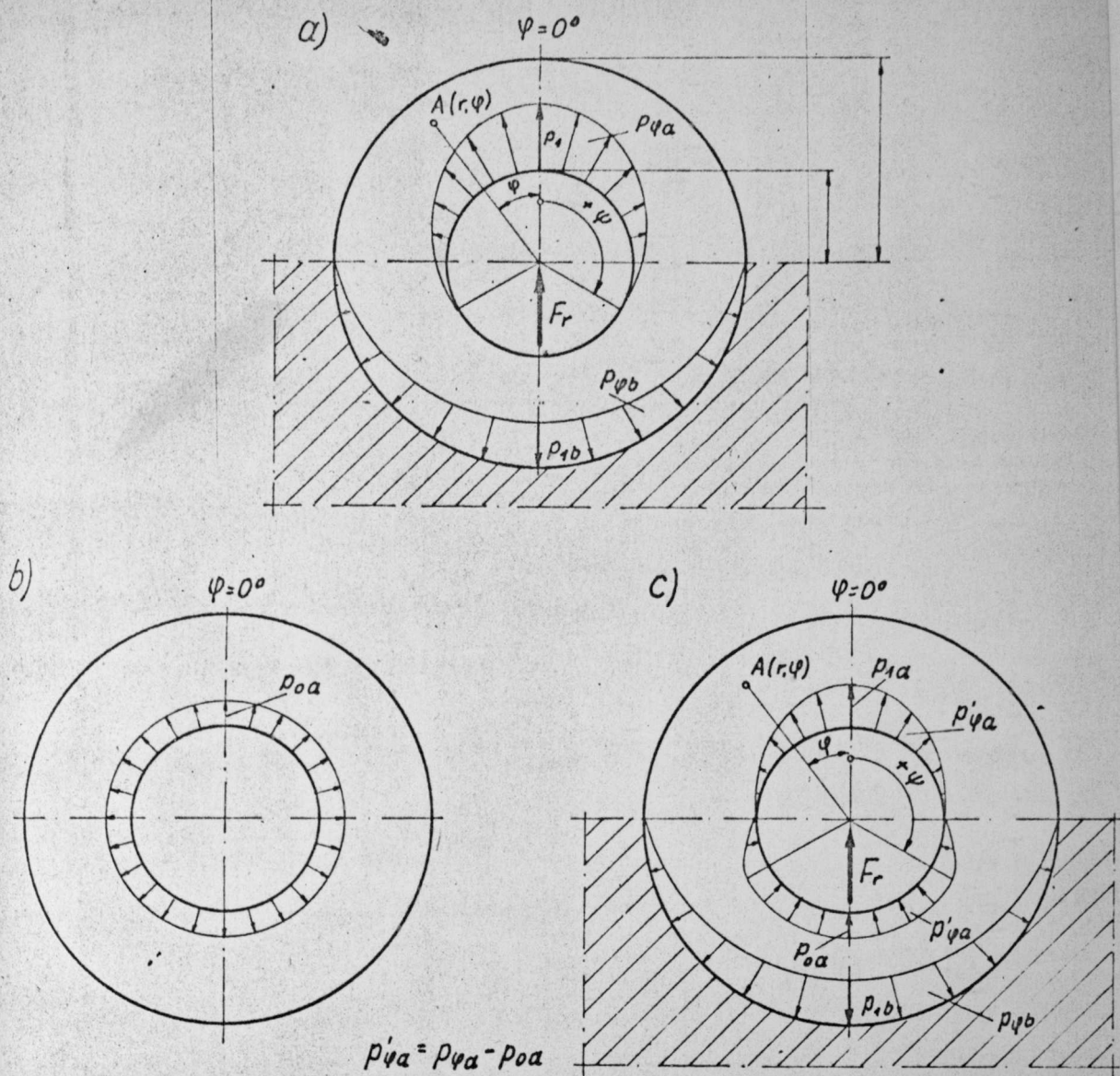
rys.20 Wpływ obciążenia zewnętrznego na sztywność łożyska NN3024K

Tak określona sztywność może służyć do porównywania między sobą łożysk wałeczkowych różnych typów i wielkości, montowanych z różnymi wielkościami ujemnych luzów promieniowych.

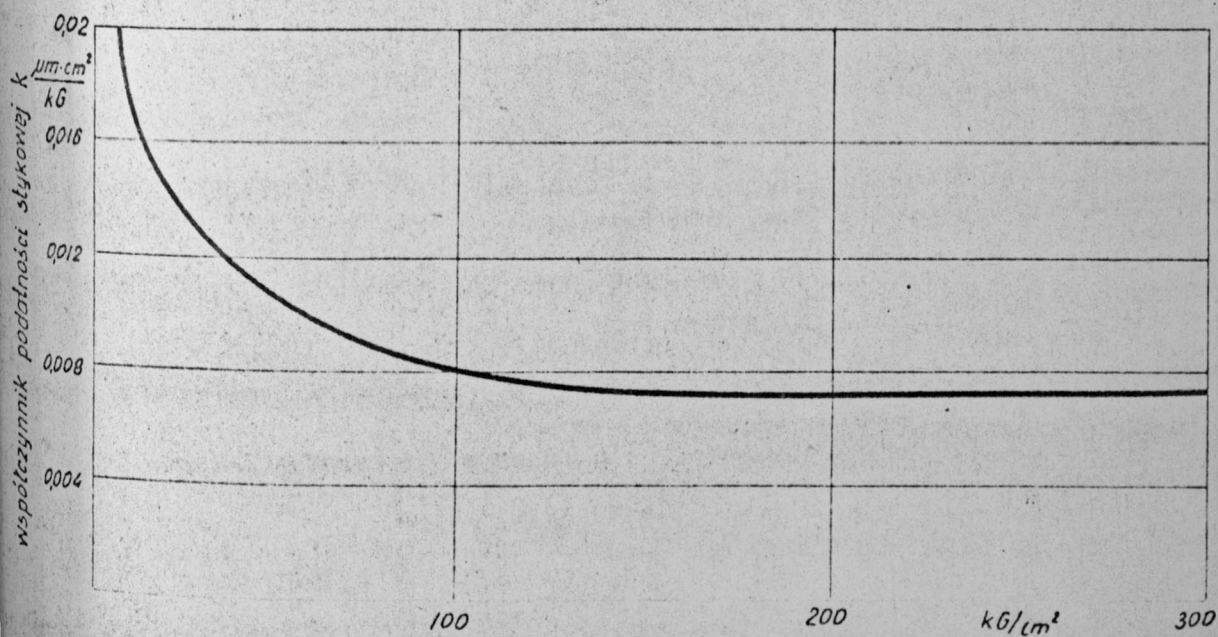
6. OBUDOWA ŁOŻYSKA JAKO TARCZA OGRANICZONA

Z OTWOREM KOLISTYM

Tarcza ograniczona z otworem kolistym, obciążona w sposób zgodny z rozkładem obciążenia elementów tocznych w łożysku, przedstawiony na rys.21a, może w przybliżeniu stanowić model obliczeniowy obudowy węzła łożyskowego, obciążonego poprzez zewnętrzny pierścień łożyska składową promieniową siłę skrawania. Rozkład jednostkowego ciśnienia $p_{\varphi a}$ na brzegu otworu łożyskowego jest wynikiem oddziaływania zewnętrznego pierścienia łożyska obciążonego zarówno siłami wewnętrznymi jak i zewnętrznymi. Obciążenie zewnętrzne F_r , zaznaczone na tym rysunku, odpowiada sile skrawania sprowadzonej do płaszczyzny łożyska. Ponieważ w skład całkowitego odkształcenia węzła łożyskowego wchodzi odkształcenie obudowy łożyska, wywołane jedynie działaniem obciążenia zewnętrznego, to z całkowitego ciśnienia $p_{\varphi a}$ należy wydzielić składnik $p'_{\varphi a}$ /p.rys.21c/. Składnik ten jest wywołany tylko działaniem siły F_r , przy określonym ciśnieniu wewnętrznym p_{oa} . Składowa ciśnienia p_{oa} , pochodząca od ujemnego luzu promieniowego w łożysku, nie powoduje przesunięcia osi otworu a jedynie wpływa na rozkład ciśnienia $p'_{\varphi a}$, podczas gdy składowa $p'_{\varphi a}$ prowadzi bezpośrednio do zmiany położenia osi otworu tarczy.



rys.21 Model obliczeniowy obudowy łożyska



rys.22 Zależność pomiędzy współczynnikiem podatności stykowej a ciśnieniem w połączeniu cylindrycznym [44]

6.1. Wyznaczenie ciśnień składowych działających w otworze tarczy oraz ciśnienia panującego w strefie utwierdzenia

Ciśnienie składowe $p'_{\varphi a}$ można wyznaczyć bezpośrednio z warunku równowagi sił działających na tarczę w sposób pokazany na rys.21c. Otrzyma się wówczas

$$F_r = 2 \int_0^{\psi} p_{1a} \cdot a \cdot \cos^2 \varphi \, d\varphi - 2 \int_{\psi}^{\pi} p_{0a} \cdot a \cdot \cos \varphi \, d\varphi, \quad (68)$$

a po przekształceniach

$$p_{1a} = \frac{F_r - 2p_{0a} \cdot a \cdot \sin \psi}{a \left(\psi + \frac{1}{2} \sin 2\psi \right)}. \quad (69)$$

Składową jednostkową p_{0a} można określić na podstawie znanej zależności [9]

$$p_{0a} = \frac{Q_0 \cdot z}{2 \cdot \pi \cdot a}. \quad (70)$$

Ostatecznie więc wyrażenie na ciśnienie składowe $p'_{\varphi a}$ przyjmie postać

$$p'_{\varphi a} = \begin{cases} p_{1a} \cdot \cos \varphi & \text{dla } |\varphi| \leq \psi \\ -p_{0a} & \text{dla } |\varphi| > \psi \end{cases} \quad (71)$$

Biorąc pod uwagę możliwość wystąpienia trzech przypadków rozkładu obciążenia w łożysku promieniowym, określonych równaniami (49), (50) i (51), należy również rozpatrzyć odpowiadające im przypadki obciążenia brzegu otworu tarczy:

- przy luzach ujemnych, kiedy to kąt strefy obciążenia wynosi $\psi = \pi$, równanie (71) przyjmie prostą postać

$$p'_{\psi a} = \frac{F_r}{\pi \cdot a} \cos \psi . \quad (72)$$

Znika tutaj składowa p_{0a} , gdyż kąt $|\psi|$ będzie zawsze mniejszy od π , bądź też równy π . Z równania (72) wynika, że w takich warunkach obciążenia łożyska rozkład ciśnień na brzegu otworu, wywołany siłą F_r , nie będzie zależał od wewnętrznego obciążenia łożyska, czyli od luzu ujemnego;

- dla ujemnych wartości luzów, przy których kąt strefy obciążenia łożyska ψ jest mniejszy od $|\psi|$, obowiązuje równanie (71). W tym obszarze rozkład ciśnień na brzegu otworu będzie uzależniony również od obciążenia wewnętrznego łożyska;
- w zakresie luzów dodatnich również obowiązuje równanie (71), z tym, że w miejsce obciążenia elementu tocznego Q_0 w równaniu (70) należy podstawić obciążenie Q_{of} , określone wzorem (49a). Ciśnienie na brzegu otworu będzie w tym przypadku zależeć nie tylko od siły F_r , ale również i od luzu dodatniego.

Jednym z założeń, przyjętych do obliczeń odkształceń tarczy, jest utwierdzenie jej na połowie obwodu koła o promieniu "b" /p.rys.21a/, w obszarze $\frac{\pi}{2} \leq |\psi| \leq \pi$. Ze względu na sposób obciążenia tarczy, funkcja ciśnienia $p_{\psi b}$, panującego w utwierdzeniu, będzie miała postać

$$p_{\psi b} = p_{1b} \cdot \cos \psi . \quad (73)$$

Z warunku równowagi tarczy wynika, że

$$F_r = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} p_{1b} \cdot b \cdot \cos^2 \varphi \cdot d\varphi, \quad (74)$$

skąd

$$p_{1b} = 2F_r / (\pi \cdot b). \quad (75)$$

Aby spełnione były warunki obciążenia na całym obwodzie tarczy, ciśnienie $p_{\varphi b}$ musi ostatecznie być opisane zależnością

$$p_{\varphi b} = \frac{F_r}{\pi \cdot b} (|\cos \varphi| - \cos \varphi). \quad (76)$$

Gdy znane są już rozkłady obciążeń w otworze i na zewnętrznym brzegu tarczy, to można wówczas podać warunki brzegowe zagadnienia, konieczne przy określaniu funkcji naprężeń i przemieszczeń.

6.2. Funkcje naprężeń w tarczy

Na podstawie rys.21c można sformułować następujące warunki brzegowe zagadnienia:

dla $r = a$

$$\sigma_r \Big|_{r=a} = - \frac{p'_{\varphi a}}{h}, \quad \tau_{r\varphi} \Big|_{r=a} = 0. \quad (77)$$

dla $r = b$

$$\sigma_r \Big|_{r=b} = - \frac{p_{\varphi b}}{h},$$

gdzie: h - grubość tarczy.

Określenie naprężeń oraz przemieszczeń w takiej tarczy stwarza szereg trudności, a to z uwagi na stosunkowo złożony

charakter obciążenia. W dostępnej literaturze [36, 37, 38, 39, 40] można spotkać tylko proste przypadki obciążenia otworu tarczy, i to przeważnie tarczy nieskończonej. W rozpatrywanym tutaj przypadku, w przeciwieństwie do zagadnień spotykanych w literaturze, rozkład obciążeń na brzegu otworu nie jest stały, lecz zmienia się w zależności od kołowo-symetrycznego obciążenia wstępnego. Z tych to względów postanowiono wyznaczyć naprężenia oraz przemieszczenia w tarczy pokazanej na rys.21, z uwzględnieniem wszystkich możliwych przypadków obciążenia brzegu otworu, jakie wynikają z warunków pracy łożyska osadzonego w tym otworze. Wyprowadzone zależności powinny więc umożliwić przeprowadzenie obliczeń, zarówno gdy obciążenie rozłożone jest na całym obwodzie, jak też i w przypadku, gdy obciążona jest tylko część obwodu.

Obliczenia tarczy przeprowadzono przy następujących założeniach:

- zagadnienie można sprowadzić do płaskiego stanu naprężeń,
- mamy do czynienia z materiałem jednorodnym i izotropowym, który podlega prawu Hooke'a,
- siły objętościowe będą pominięte,
- grubość tarczy jest stała,
- tarcza utwierdzona jest na połowie obwodu zewnętrznej średnicy, symetrycznie względem kierunku działania siły F_r .

Przy wyprowadzaniu wyrażeń na naprężenia posłużono się funkcją Airego

$$F = \left(\frac{B}{r} + Ar^3 + D.r.\ln r \right) \cos \varphi + C.r.\varphi .\sin \varphi ; \quad (78)$$

utworzoną ze znanych całek równania tarczy $\Delta\Delta F = 0$, speł-

niającą zarazem warunek nierozdzielności. Funkcja ta daje w konsekwencji następujące naprężenia składowe

$$\begin{aligned}\bar{\sigma}_r &= \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial F}{\partial r} = \left(-\frac{2B}{r^3} + 2A \cdot r + \frac{D+2C}{r} \right) \cos \varphi ; \\ \bar{\sigma}_\varphi &= \frac{\partial^2 F}{\partial r^2} = \left(\frac{2B}{r^3} + 6A \cdot r + \frac{D}{r} \right) \cos \varphi ; \\ \bar{\tau}_{r\varphi} &= -\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial F}{\partial \varphi} \right) = \left(-\frac{2B}{r^3} + 2A \cdot r + \frac{D}{r} \right) \sin \varphi .\end{aligned}\tag{79}$$

Ponieważ składnik "B" prowadzi do wyników jednoznacznych, wystarczy zbadać stan naprężenia określony naprężeniami składowymi [37]

$$\begin{aligned}\bar{\sigma}_r &= \left(2A \cdot r + \frac{D+2C}{r} \right) \cos \varphi , & \bar{\sigma}_\varphi &= \left(6A \cdot r + \frac{D}{r} \right) \cos \varphi , \\ \bar{\tau}_{r\varphi} &= \left(2A \cdot r + \frac{D}{r} \right) \sin \varphi\end{aligned}\tag{80}$$

i przy wykorzystaniu prawa Hooke'a oraz zależności geometrycznych płaskiego stanu naprężenia, wyznaczyć związek pomiędzy stałymi D i C. Po odpowiednich przekształceniach otrzymuje się równanie różniczkowe drugiego rzędu, z którego wynika, że aby otrzymać jednoznaczny stan przesunięcia, musi być spełniona zależność

$$C = -2D/(1 - \nu) .\tag{81}$$

Powiązanie pomiędzy stałą D a stałymi A i B można wyznaczyć z warunku brzegowego na naprężenia styczne $\bar{\tau}_{r\varphi/r=a} = 0$, skąd

$$D = 2B/a^2 - 2A \cdot a^2 .\tag{82}$$

Wyrażenia (79) przyjmą, po uwzględnieniu związków (81) i (82), następującą postać

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \left[-\frac{2B}{r^3} + 2A \cdot r - \left(\frac{2B}{a^2} - 2A \cdot a^2 \right) \frac{3+\nu}{1-\nu} \cdot \frac{1}{r} \right] \cos \varphi ; \\ \sigma_\varphi &= \left[\frac{2B}{r^3} + 6A \cdot r + \left(\frac{2B}{a^2} - 2A \cdot a^2 \right) \cdot \frac{1}{r} \right] \cos \varphi ; \\ \tau_{r\varphi} &= \left[-\frac{2B}{r^3} + 2A \cdot r + \left(\frac{2B}{a^2} - 2A \cdot a^2 \right) \cdot \frac{1}{r} \right] \sin \varphi .\end{aligned}\quad (83)$$

Stałe A i B, występujące we wszystkich ostatnich trzech równaniach, można wyznaczyć z dwóch następnych warunków brzegowych

$$\sigma_r \Big|_{r=a} = -\frac{p'_\varphi a}{h} ; \quad \sigma_r \Big|_{r=b} = -\frac{p_\varphi b}{h} .$$

Po szeregu przekształceń wyrażenia opisujące stałe A i B można zapisać następująco

$$\begin{aligned}A &= \frac{p_1 \cdot a \cdot \cos \varphi}{8 \cdot h |\cos \varphi|} \left[a^2(1-\nu) + b^2(3+\nu) \right] \frac{1}{b^4 - a^4} + \\ &- \frac{F_r \cdot b^2}{2 \cdot \pi \cdot h} \cdot \frac{1}{b^4 - a^4} \left[\frac{|\cos \varphi|}{\cos \varphi} - 1 \right] ;\end{aligned}\quad (84)$$

$$\begin{aligned}B &= \frac{p_1 \cdot a^3 \cdot b^2 \cdot \cos \varphi}{8 \cdot h \cdot |\cos \varphi|} \left[a^2(3+\nu) + b^2(1-\nu) \right] \frac{1}{b^4 - a^4} + \\ &- \frac{F_r \cdot b^2 \cdot a^4}{2 \cdot \pi \cdot h} \cdot \frac{1}{b^4 - a^4} \left[\frac{|\cos \varphi|}{\cos \varphi} - 1 \right] .\end{aligned}\quad (85)$$

Dla punktów tarczy o współrzędnej φ spełniającej warunek $|\varphi| > \psi$, należy w równaniach (84) i (85) w miejsce $p_1 \cdot \cos \varphi / |\cos \varphi|$ podstawić $-p_0$.

Z postaci wzorów (84) i (85) wynika, że stałe A i B pozwalają na odróżnienie dwóch stref tarczy: strefy obciążonej, w której $\cos \varphi$ ma wartości dodatnie - znikają wówczas ostatnie składniki w równaniach (84) i (85) oraz strefy odciążonej, w której $\cos \varphi$ przyjmuje wartości ujemne - ostatnie człony w tych równaniach zmieniają wówczas swój znak na przeciwny.

6.3. Przemieszczenia promieniowe punktów tarczy

Jeżeli znane są naprężenia w tarczy, to dla płaskiego stanu naprężenia przemieszczenie promieniowe u dowolnego punktu tarczy o współrzędnych r, φ ujemie zależność [37]

$$E \cdot u = \int (\sigma_r - \nu \sigma_\varphi) dr + \phi(\varphi) \quad . \quad . \quad (86)$$

Po uwzględnieniu zależności (83) wyrażenie to będzie miało postać

$$E \cdot u = \left[\frac{B}{r^2} (1 + \nu) + A (1 - 3\nu) r^2 + \right. \\ \left. - \left(\frac{2B}{a^2} - 2A \cdot a^2 \right) \frac{3 + 2\nu - \nu^2}{1 - \nu} \ln r \right] \cos \varphi + \phi(\varphi) \quad . (87)$$

W celu wyznaczenia stałej całkowania $\phi(\varphi)$ przyjęto, że odkształcenie zewnętrznej krawędzi tarczy przy $r = b$ można zapisać następująco

$$u \Big|_{r=b} = \frac{1}{2} \cdot u_b (|\cos \varphi| + \cos \varphi) , \quad (88)$$

gdzie: u_b - przemieszczenie punktu o współrzędnych $r = b$ i

$$\varphi = 0.$$

Taka postać równania (88) wynika bezpośrednio z warunków obciążenia oraz utwierdzenia tarczy, kiedy to w strefie utwierdzonej przemieszczenie punktów leżących na promieniu $r = b$ musi być równe zeru.

Uwzględniając zależności (87) i (88), stałą $\phi(\varphi)$ wyrazi równanie

$$\phi_{(\varphi)} = \frac{1}{2} u_b (|\cos \varphi| + \cos \varphi) +$$

$$- \left[\frac{B}{b^2} (1 + \nu) + A \cdot b^2 (1 - 3\nu) - \left(\frac{2B}{a^2} - 2A \cdot a^2 \right) \frac{3 + 2\nu - \nu^2}{1 - \nu} \ln b \right] \cos \varphi . \quad (89)$$

Gdy założy się wstępnie, że $u_b = 0$, co jest słuszne dla dużych stosunków $b/a > 10$, to na podstawie równań (87) i (89) da się określić z dużym przybliżeniem wartość u_b przy innych stosunkach b/a , mniejszych od 10. Ostatecznie przemieszczenie dowolnego punktu tarczy można obliczyć posługując się wzorem

$$\begin{aligned} E \cdot u = & \left[B(1 + \nu) \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{b^2} \right) - A(1 - 3\nu) (b^2 - r^2) + \right. \\ & + \left. \left(\frac{2B}{a^2} - 2A \cdot a^2 \right) \frac{3 + 2\nu - \nu^2}{1 - \nu} \ln \frac{b}{r} \right] \cos \varphi + \\ & + \frac{1}{2} \left[B1(1 + \nu) \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{100a^2} \right) - A1(1 - 3\nu) (100a^2 - r^2) + \right. \\ & + \left. 2,3 \left(\frac{2B1}{a^2} - 2A1 \cdot a^2 \right) \frac{3 + 2\nu - \nu^2}{1 - \nu} \ln \frac{b}{a} \right] \cdot (|\cos \varphi| + \cos \varphi) . \quad (90) \end{aligned}$$

Aby obliczyć stałe $A1$ i $B1$, trzeba w równaniach (84) i

(85) podstawić $b = 10a$. Stałe $A, A1, B, B1$, określone równaniami (84) i (85), zawierają w sobie czynnik $p'_{\varphi a}$, który to pozwala na uwzględnienie dowolnych warunków obciążenia, występujących w łożyskach poprzecznych osadzonych w otworze tarczy.

7. SZTYWNOŚĆ POŁĄCZEŃ CZĘŚCI SKŁADOWYCH WĘZŁA

Połączenia, występujące w węźle łożyskowym, które mogą wpływać na jego całkowitą sztywność, tworzą zazwyczaj pierwszocienie łożyska kojarzone z czopem wrzeciona, obudową, lub też w niektórych rozwiązaniach konstrukcyjnych - z tuleją pośredniczącą.

Pierścienie łożysk promieniowych powinny być montowane, zarówno w obudowie jak i na czopie, z pewnym wciskiem, zapewniającym pasowanie spoczynkowe. Warunek ten, przy stosowaniu pasowań zalecanych przez normy krajowe jak i zagraniczne, będzie w większości przypadków spełniony, gdy gniazda pod łożyska wykona się z odchyłką bliską dolnej granicy pola tolerancji otworu, czopy zaś - z odchyłką bliską górnej granicy ich pola. Również w przypadku łożysk typu ^{NN30...K oraz} NNU49...K z otworem stożkowym, po ustawieniu żądanej wartości luzu promieniowego, wewnętrzne pierścienie tych łożysk powinny stanowić z czopem połączenie spoczynkowe. Ogólnie przyjmuje się, że wcisk Δ_1 , występujący w połączeniu pierścienia łożyska z obudową lub czopem, powinien zawierać się w granicach od 0,1 do 0,5 ‰ nominalnej średnicy połączenia [14]. W węzłach łożyskowych mamy więc do czynienia z połączeniami cylindrycznymi obciążonymi wstępnie ciśnieniem, wynikającym z tolerancji pasowań kojarzonych części.

Wielkość ciśnienia wstępnego w styku p_g' można wyznaczyć z równania (91) otrzymanego na podstawie zależności Lamego

$$p'_s = \frac{B}{2 \cdot a \cdot K} \cdot \Delta 1, \quad (91)$$

przy czym:

$$K = \frac{(1 - \nu_o) a^2 + (1 + \nu_o) b^2}{E_o (b^2 - a^2)} + \frac{(1 - \nu_p) a^2 + (1 + \nu_p) e^2}{E_p (a^2 - e^2)},$$

gdzie: B - szerokość łożyska,

$\Delta 1$ - wcisk,

2a - średnica otworu części zewnętrznej połączenia,

2b - zewnętrzna średnica zewnętrznej części połączenia,

2e - wewnętrzna średnica wewnętrznej części połączenia.

W wyniku wydłużeń cieplnych części składowych węzła podczas jego nagrzewania się, ciśnienia wstępne w połączeniach mogą ulec zmianie. Z pewnym przybliżeniem można przyjąć, że wzrosną one o wielkość p'_o , wynikającą z wartości ujemnego luzu roboczego w łożysku

$$p'_o = \frac{Q_o \cdot i \cdot z}{\pi \cdot D1}, \quad (92)$$

gdzie: D1 - nominalna średnica połączenia.

Ciśnienie p_s panujące na powierzchniach styku kojarzonych części w przypadku wystąpienia obciążenia wewnętrznego w łożysku, będzie więc sumą dwóch składników

$$p_s = p'_s + p'_o. \quad (93)$$

Dodatkowe obciążenie węzła siłą zewnętrzną F_r spowoduje na kierunku działania tego obciążenia wzrost składowej p'_o do

$p'_{\max}$ wyrażonej zależnością

$$p'_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot i \cdot z}{\pi \cdot D_1}, \quad (94)$$

gdzie: $Q_{\max}$ - maksymalne obciążenie elementu tocznego, podane równaniami (42), (45) i (48).

Sumaryczne ciśnienie $p_{s \max}$ panujące w połączeniu, w kierunku zgodnym z działaniem obciążenia zewnętrznego wyniesie wówczas

$$p_{s \max} = p'_s + p'_{\max}. \quad (94a)$$

Odształcenia w połączeniach cylindrycznych, przy pominięciu błędów kształtu kojarzonych części, będą wynikiem jedynie sprężystych odkształceń mikronierówności obydwu powierzchni.

Odształcenia te, zwane też często stykowymi lub kontaktowymi, zależą głównie od zarysu mikronierówności obydwu powierzchni, ich twardości oraz ciśnienia panującego w połączeniu.

Zależność pomiędzy odkształceniami kojarzonych powierzchni a ciśnieniem określa równanie [47]

$$\delta = a \cdot p^s, \quad (95)$$

gdzie: a i s zależą od właściwości materiałów obydwu powierzchni.

Często też stosowane są zależności przybliżone [44]

$$\delta = k \cdot p, \quad (96)$$

$$\delta = c \cdot p^{0,5}. \quad (97)$$

Dla połączeń cylindrycznych z obciążeniem wstępnym dobre wyniki uzyskuje się stosując wzór (96) [44]. Przy obliczeniach tych można skorzystać z zależności pomiędzy współczynnikiem podatności stykowej k w połączeniu cylindrycznym a

ciśnieniem panującym w tym połączeniu, otrzymanej eksperymentalnie /p.rys.22 [44]/, bądź też z wartości podawanych przez innych autorów [45, 46]. Jeżeli obliczy się odkształcenia stykowe w spoczynkowych połączeniach wężła łożyskowego, wywołane działaniem obciążenia zewnętrznego F_r , to okaże się, że w porównaniu do odkształceń własnych części składowych wężła są one bardzo małe. Jako przykład mogą posłużyć wyniki obliczeń, zamieszczone w tabeli III, otrzymane dla połączenia zewnętrznego pierścienia łożyska typu NN3024K z obudową, obciążonego siłą zewnętrzną $F_r = 1000$ kG.

Z przytoczonej tabeli wynika, że dopiero przy bardzo małych wciskach pomiędzy pierścieniem łożyska a obudową, bliskich zeru i przy zerowych lub dodatnich luzach promieniowych w łożysku, odkształcenia stykowe w połączeniu mogą wpływać na całkowitą sztywność wężła. W większości jednak przypadków spotykanych w obrabiarkach, sprężyste odkształcenia mikro-nierówności, pochodzące od działania obciążenia zewnętrznego, mogą być pomijane przy obliczaniu sztywności węzłów łożyskowych, gdyż mamy przeważnie do czynienia ze spoczynkowym osadzeniem pierścieni łożyska.

Oprócz omówionych odkształceń stykowych, w połączeniach cylindrycznych występują również odkształcenia wynikające bezpośrednio z błędów kształtu kojarzonych części. One to właśnie decydują o tym, że sztywność wężła łożyskowego jest różna w poszczególnych kierunkach promieniowych. W przypadku bowiem braku styku w jakimś miejscu pomiędzy pierścieniem łożyska a obudową lub czopem i działaniu w tym właśnie kierunku obciążenia zewnętrznego, wiotki pierścień łożyska ulegnie znacznie większemu odkształceniu, niż miałoby to miejsce przy bezpośrednim styku obu elementów. W krańcowym

T a b e l a I I I

Obciążenie zewnętrzne - F_r	$F_r = 1000 \text{ kG}$	$F_r = 1000 \text{ kG}$	$F_r = 1000 \text{ kG}$	$F_r = 1000 \text{ kG}$
Wcisk w połączeniu - $\Delta 1$	$\Delta 1 = -20_{\mu\text{m}}$	$\Delta 1 = -5_{\mu\text{m}}$	$\Delta 1 = 0_{\mu\text{m}}$	$\Delta 1 = 0_{\mu\text{m}}$
Luz w łożysku - l	$l = -8_{\mu\text{m}}$	$l = -8_{\mu\text{m}}$	$l = 0_{\mu\text{m}}$	$l = +10_{\mu\text{m}}$
Odkształcenie łożyska NN3024K	$1,74_{\mu\text{m}}$	$1,74_{\mu\text{m}}$	$3,8_{\mu\text{m}}$	$4,6_{\mu\text{m}}$
Odkształcenie w połączeniu pierścienia łożyska z obu- dową	$0,03_{\mu\text{m}}$	$0,06_{\mu\text{m}}$	$0,64_{\mu\text{m}}$	$0,70_{\mu\text{m}}$

nawet przypadku, odkształcenie pierścienia może być równe co do wartości błędowi kształtu.

Uwzględnienie błędów kształtu w teoretycznej analizie sztywności węzłów łożyskowych jest niezmiernie kłopotliwe, ze względu na zupełną przypadkowość ich występowania. Jeżeli przyjmie się nawet, że obecne techniki wytwarzania mogą zapewnić małe błędy kształtu czopów i gniazd łożyskowych, to problem występowania tych błędów będzie dalej aktualny. Należy bowiem pamiętać o tym, że podczas pracy obrabiarki wystąpią odkształcenia cieplne jej korpusów, co zwłaszcza w przypadku braku ich geometrycznej, bądź też termicznej symetrii, może doprowadzić do zmiany początkowych kształtów gniazd łożyskowych. W celu stwierdzenia, w jakim stopniu naprężenia termiczne, występujące w korpusie obrabiarki, mogą zmienić kształt gniazda łożyskowego, przeprowadzono badania eksperymentalne na ściance modelowej oraz bezpośrednio na korpusie wrzeciennika tokarki. Wyniki, uzyskane w tych badaniach, będą omówione w dalszej części pracy.

8. URZĄDZENIA I APARATURA POMIAROWA =====

8.1. Program badań

Celem doświadczalnych badań sztywności wężła łożyskowego w różnych warunkach termicznych była przede wszystkim eksperymentalna weryfikacja słuszności głównej tezy pracy. Ponadto wyniki z tych badań posłużyły do porównania obliczonych i zmierzonych sztywności wężła.

Zamierzony program badań obejmował:

- wyznaczenie zależności pomiędzy luzem roboczym w badanym łożysku a temperaturą wężła,
- wyznaczenie zależności pomiędzy odkształceniem wężła a luzem roboczym w łożysku,
- wyznaczenie zależności pomiędzy odkształceniem wężła a jego temperaturą,
- określenie warunków obciążenia elementów tocznych w łożysku dwurzędowym, wchodzącym w skład wężła,
- przeprowadzenie prób automatycznej regulacji roboczego luzu promieniowego w łożysku poprzecznym, poprzez sterowanie temperaturą obudowy łożyska.

W celu uniknięcia przypadkowości występowania badanych zjawisk, oprócz badań na stanowisku podstawowym, część z nich wykonano również na dodatkowym stanowisku i bezpośrednio na tokarce uniwersalnej.

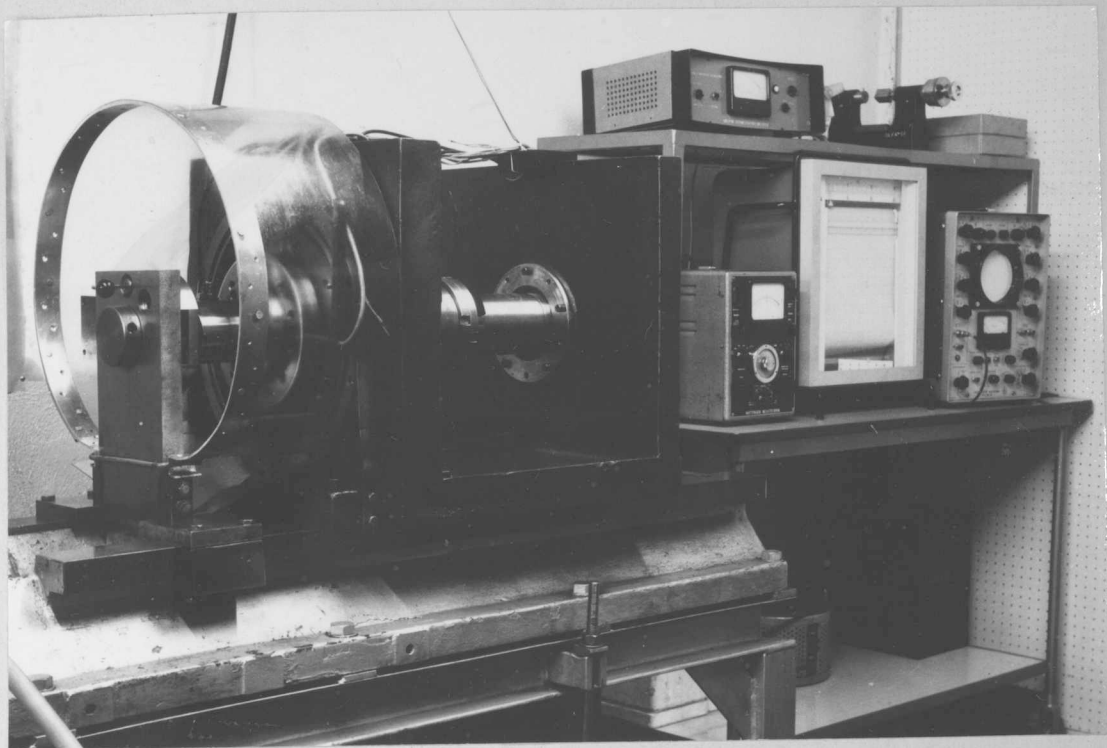
8.2. Stanowisko pomiarowe

Aby program badań mógł być zrealizowany, konstrukcja stanowiska powinna umożliwiać:

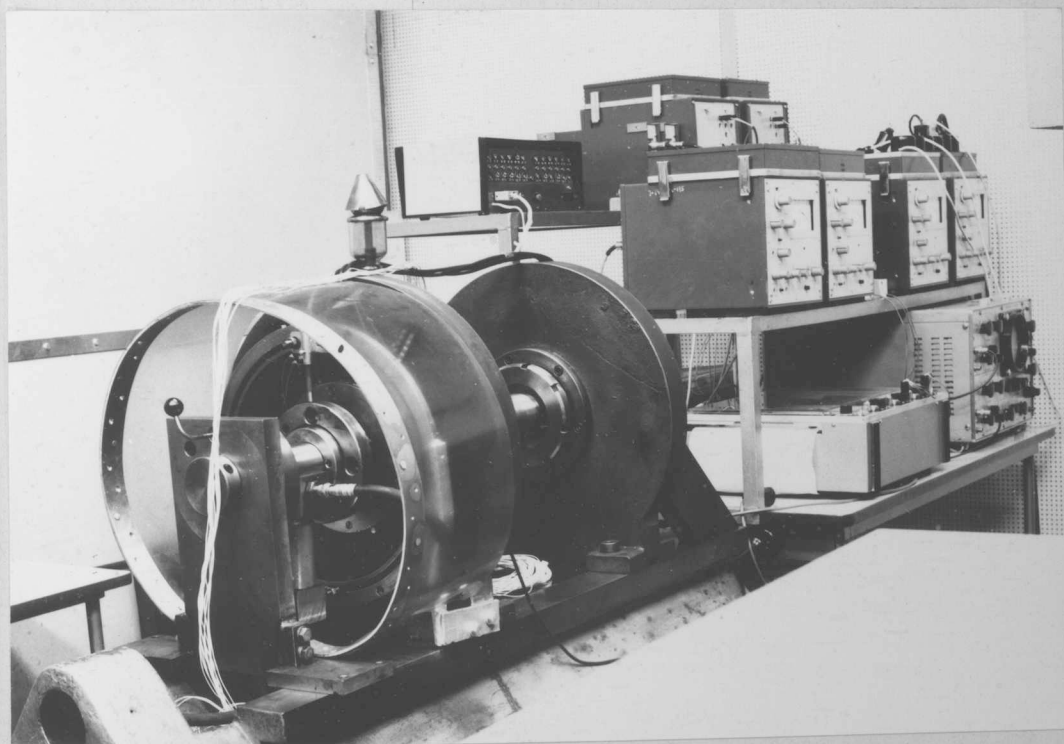
- obciążanie badanego węzła łożyskowego podczas ruchu wrzeciona w dowolnym kierunku promieniowym,
- pomiar i rejestrację wartości siły obciążającej,
- pomiar i rejestrację ugięcia końcówki wrzeciona w dowolnym kierunku promieniowym,
- ciągłą kontrolę luzu promieniowego w łożysku,
- pomiar i rejestrację temperatury węzła,
- regulację prędkości obrotowej wrzeciona,
- możliwość osiągnięcia określonego stanu cieplnego węzła.

Wymagania te spełniały stanowiska A i B, których widok ogólny przedstawia rysunek 23. Uproszczony zaś schemat stanowiska A wraz z zaznaczonymi zestawami pomiarowymi pokazano na rysunku 24. Skomplikowany geometrycznie kształt korpusu wrzeciennika zastąpiono, w przypadku stanowiska A, prostym odlewem żeliwnym 1 w kształcie litery "U", przytwierdzonym do podstawy stanowiska 2. W odlewie tym osadzono zespół wrzeciona tokarki uniwersalnej średniej wielkości. Konstrukcja stanowiska pozwalała na wyeliminowanie z przedniej podpory łożysk wzdłużnych, przewidzianych w fabrycznym rozwiązaniu ułożyskowania wrzeciona tej tokarki oraz na zastąpienie dwurzędowego łożyska walcowego, przewidzianego w tylnej podporze, łożyskiem kulkowym 6215. Zmiany te miały na celu stworzenie w znacznym stopniu wyizolowanego modelu węzła łożyskowego, składającego się tylko z jednego łożyska promienio-

a/

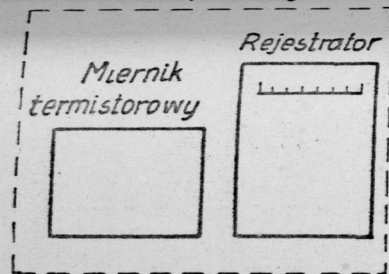


b/

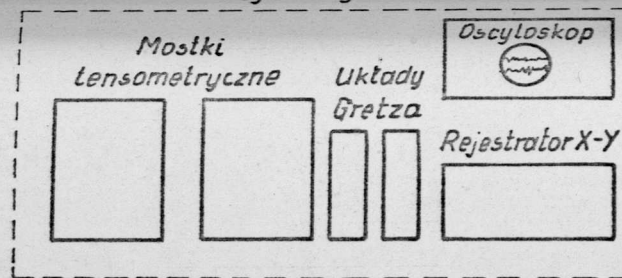


rys.23 Widok ogólny stanowisk pomiarowych:
a/ stanowiska A, b/ stanowiska B

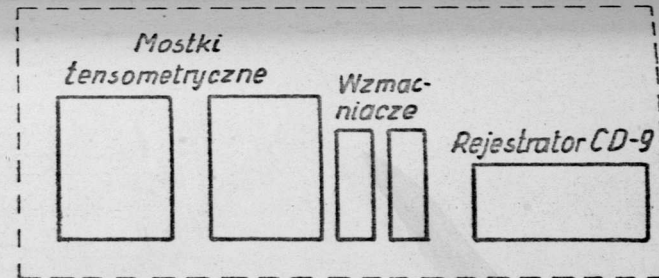
Zestaw do pomiaru temperatury



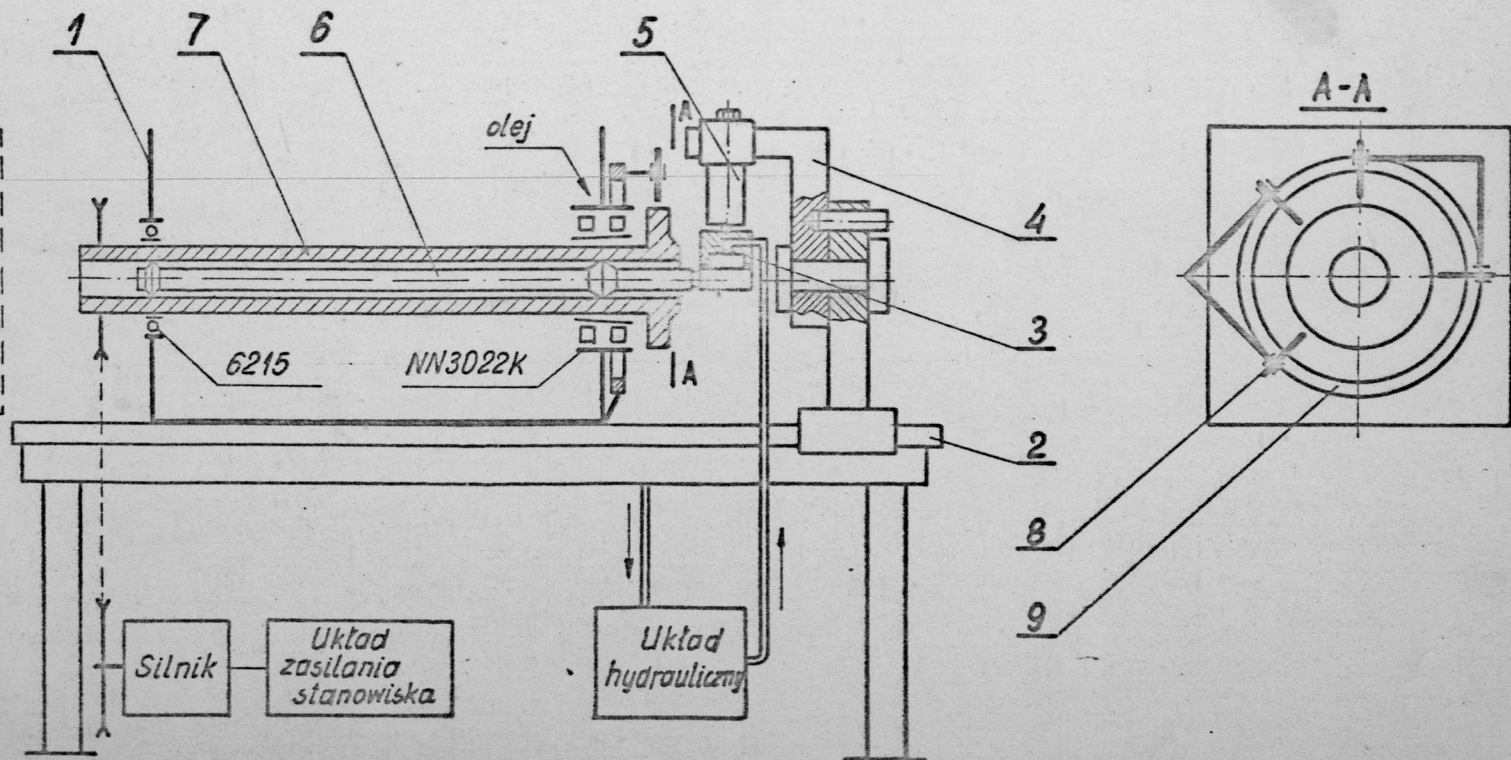
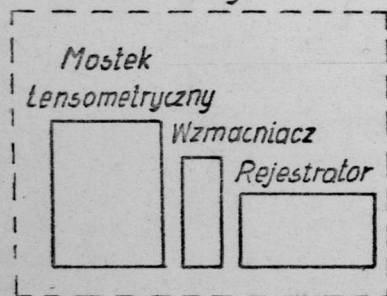
Zestaw do pomiaru luzu ujemnego



Zestaw do pomiaru przemieszczeń



Zestaw do pomiaru siły



rys.24 Uproszczony schemat stanowiska A oraz wykorzystywane przy pomiarach zestawy aparatury

wego typu NN3022K, wrzeciona i obudowy. Drugi węzeł łożyskowy, dzięki zastosowaniu w nim łożyska kulkowego, stanowiącego pewnego rodzaju przegub, spełniał jedynie rolę dodatkowego punktu podparcia wrzeciona. Do napędu stanowiska wykorzystano silnik prądu stałego, który w powiązaniu z układem: autotransformator - prostownik - rozrusznik - regulator, pozwalał zmieniać prędkość obrotową wrzeciona w zakresie od 20 do 2000 obr/min. Zewnętrzną siłę obciążającą wywierano na badany węzeł łożyskowy za pomocą specjalnego obciążnika hydrostatycznego 3, zasilanego z układu hydraulicznego o regulowanym ciśnieniu roboczym. Obciążnik ten połączono z urządzeniem obrotowo-podziałowym 4, za pośrednictwem siłomierza tensometrycznego 5, co umożliwiło pomiar rzeczywistej siły działającej na węzeł, w dowolnym kierunku promieniowym. Na badany węzeł obciążenie zewnętrzne przekazywane było poprzez trzpień 6, umieszczony we wrzecionie 7 i stykający się z nim jedynie w płaszczyznach przechodzących przez środki obydwu węzłów łożyskowych. Pozwoliło to uniknąć zginania wrzeciona, dzięki czemu pomiar jego przemieszczeń mógł być dokonywany bezpośrednio na kołnierzu końcówki wrzeciona. Do pomiaru tych przemieszczeń, wywołanych działaniem obciążnika hydrostatycznego, wykorzystano bezstykowe czujniki indukcyjne 8. Czujniki te umieszczono w kołowej prowadnicy 9, przymocowanej do ścianki korpusu w miejscu jego połączenia z podstawą stanowiska. Zapewniało to pomiar przemieszczeń wrzeciona względem części korpusu położonej tuż przy podstawie stanowiska, w kierunku zawsze zgodnym z kierunkiem działania obciążenia zewnętrznego.

Określone stany cieplne przedniego węzła łożyskowego uzyskiwano za pomocą zmiany wartości trzech parametrów:

- promieniowego luzu pomontażowego,
- prędkości obrotowej wrzeciona oraz
- warunków smarowania łożyska.

Oddziaływanie na warunki pracy badanego łożyska poprzez zmianę jednego lub równocześnie dwóch, a nawet trzech wymienionych czynników, pozwala na bardzo łatwe osiąganie ściśle określonych stanów cieplnych wężła. Do identyfikowania stanu cieplnego wężła służyły czujniki temperatury, rozmieszczone we wrzecionie i na obudowie łożyska oraz tensometry naklejone na zewnętrznym pierścieniu łożyska, pozwalające na kontrolowanie ujemnego luzu promieniowego.

Badania uzupełniające przeprowadzono na istniejącym już stanowisku B - wykorzystanym również w pracy [9] - oraz bezpośrednio na tokarce. Stanowisko B różniło się od stanowiska A jedynie kształtem podpór wrzeciona oraz jego wymiarami. Osadzono w nim bowiem wrzeciono ułożyskowane w przedniej podporze na łożysku NN3018K, w tylnej zaś na łożysku kulkowym 6215. Ponadto stanowisko to wyposażono dodatkowo w urządzenie do regulacji luzu w łożysku walcowym, opisane szczegółowo w dalszej części pracy. Przed przystąpieniem do badań na tokarce, z przedniego wężła wrzeciona usunięto dwa łożyska wzdlużne 51112 oraz w tylnym wężle zastąpiono łożysko walcowe NJ215 łożyskiem kulkowym 6215. Otrzymano więc w ten sposób zespół wrzeciona identyczny z zespołem zastosowanym w stanowisku B. Zarówno w pomiarach na stanowisku B jak i na tokarce wykorzystano wszystkie układy pomiarowe oraz układy pomocnicze stosowane przy pomiarach na stanowisku podstawowym A.

Do rejestrowania badanych wielkości zestawiono cztery

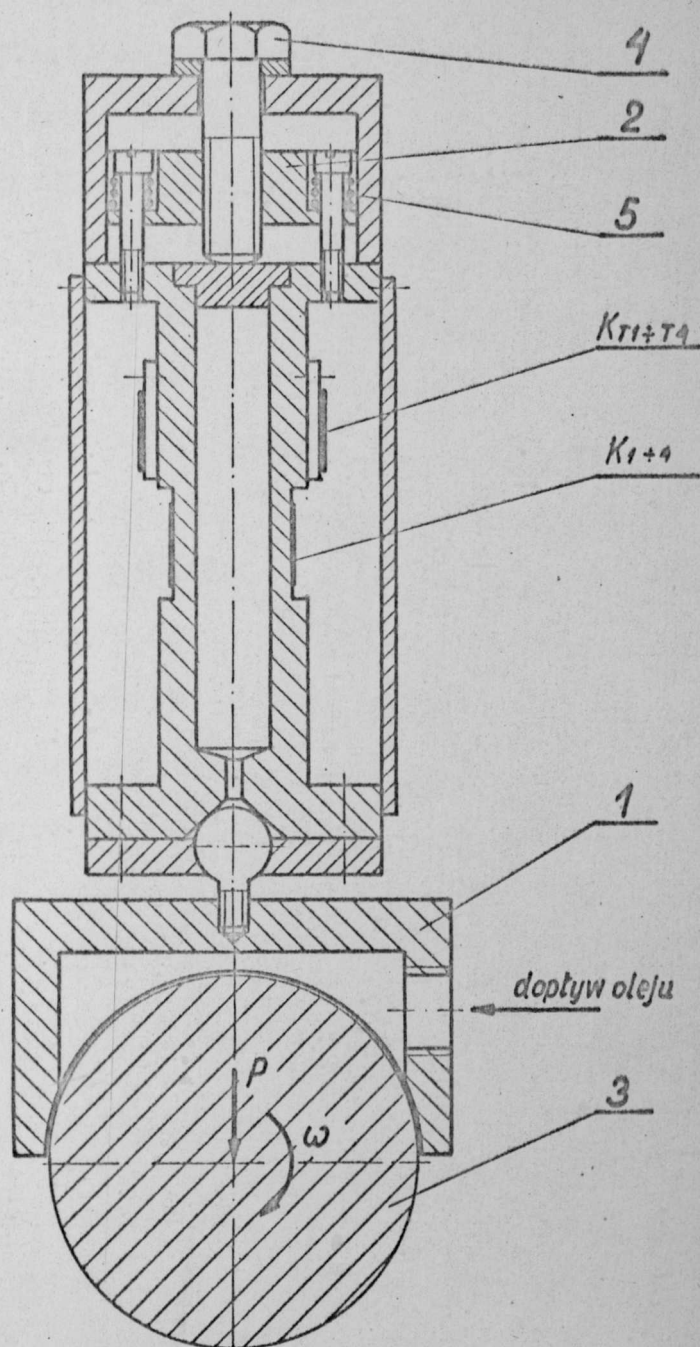
podstawowe zestawy aparatury, zaznaczone schematycznie na rys.24:

- do pomiaru zewnętrznej siły obciążającej wrzeciono,
- do pomiaru przemieszczeń wrzeciona,
- do pomiaru temperatur,
- do pomiaru luzu.

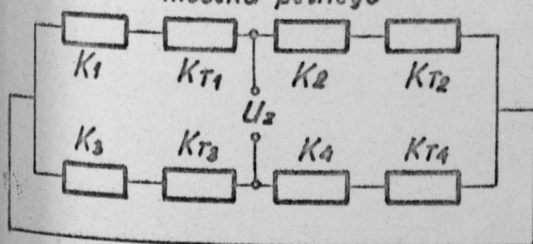
Oprócz tych podstawowych zestawów, w badaniach stosowano również urządzenia pomocnicze, jak np. układ hydrauliczny służący do zasilania obciążnika, układ elektryczny do zasilania stanowiska i regulacji prędkości obrotowej wrzeciona, układ do sterowania grzałką oraz urządzenia kontrolne, jak np. do kontroli wartości prądu oraz mocy pobieranej przez silnik napędzający wrzeciono.

8.3. Pomiar obciążenia zewnętrznego

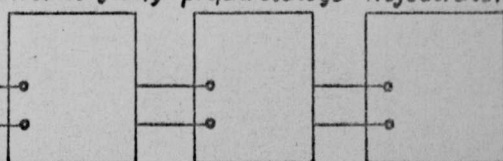
Do mierzenia zewnętrznej siły obciążającej wrzeciono opracowano konstrukcję siłomierza tensometrycznego, pokazaną na rysunku 25. Siłomierz ten łączy równocześnie obciążnik hydrostatyczny 1 z urządzeniem obrotowo-podziałowym 2 /patrz część 4, na rys.24/. Wywierane obciążenie przenoszone jest poprzez olej na wirujący trzpień 3 osadzony we wrzecionie. Niezależnie od kierunku działania obciążenia na trzpień, siłomierz ten zawsze pracuje na ściskanie, dzięki czemu można było znacznie uprościć jego konstrukcję. Został on wykonany w kształcie tulei, na której naklejono tensometry pomiarowe K_{1-4} . Przymocowano też do niej płytki z tensometrami K_{T1-T4} , kompensującymi wpływ zmian temperatury [43]. Schemat połączeń układu pomiarowego pokazano w dolnej części tego rysunku. Wykorzystano w nim mostek tensometryczny współpracujący



Tensometry w układzie
mostka pełnego



Mostek Wzmacniacz
tensometryczny prądu stałego Rejestратор



rys.25 Siłomierz tensometryczny
wraz z obciążnikiem hydrostatycznym

z trójkanałowym rejestratorem o zapisie ciągłym za pośrednictwem wzmacniacza napięciowego, dopasowującego wyjście napięciowe z mostka do wejścia rejestratora.

Wrzeczono obciążano w chwili gdy badany zespół osiągnął żądany stan cieplny, poprzez zbliżenie śrubą 4 obciążnika 1 do wirującego trzpienia 3 i włączenie układu hydraulicznego tłoczącego olej do komory roboczej w obciążniku. Po dokonaniu pomiaru przemieszczenia wrzeciona, obciążnik samoczynnie odsuwał się od trzpienia pod działaniem sprężyn 5, a to w celu uniknięcia tarcia obciążnika o czop podczas ustalania się następnego stanu cieplnego w badanym węźle.

Dzięki starannemu wzorcowaniu urządzenia za pomocą wzorcowego siłomierza pałkowego oraz zastosowaniu przegubu kulowego pomiędzy siłomierzem tensometrycznym a obciążnikiem, uzyskano wystarczająco dużą dokładność pomiaru rzeczywistej siły działającej na trzpień.

8.4. Pomiar przemieszczeń wrzeciona

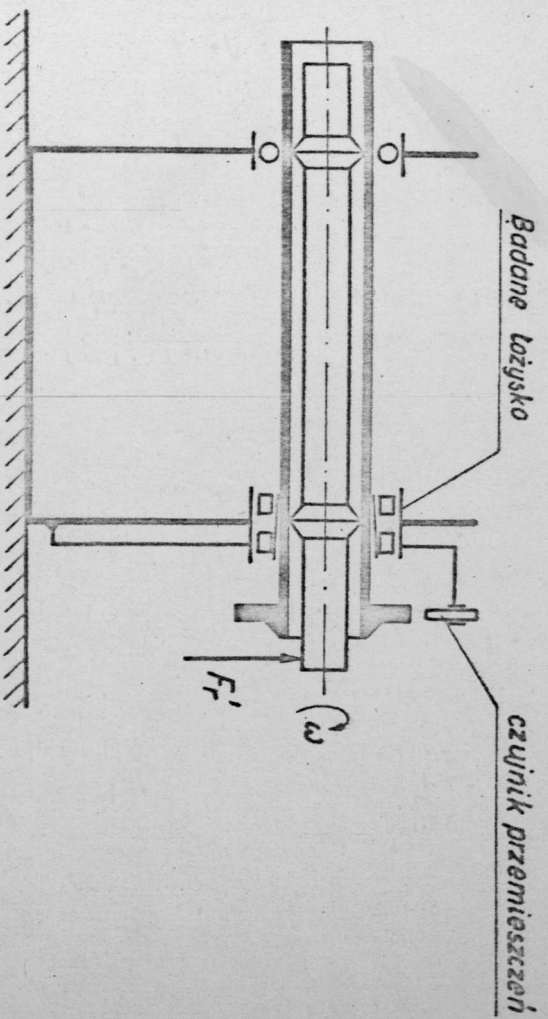
Do pomiaru przemieszczeń zastosowano bezstykowe czujniki indukcyjne umożliwiające mierzenie przemieszczeń elementów wirujących [49, 48]. Przemieszczenia mierzono zarówno w kierunku działania obciążenia zewnętrznego, jak i w kierunku do niego prostopadłym. Zastosowanie dwóch czujników: pomiarowego i pomocniczego, znacznie ułatwiło dokładne ustawianie położenia czujnika pomiarowego, którego oś powinna pokrywać się z kierunkiem działania obciążenia. Będzie to miało miejsce wtedy, gdy podczas obciążania wrzeciona czujnik pomocniczy nie wskaże żadnych przemieszczeń wrzeciona. Powierzchnię odniesienia dla czujników związanych z korpusem stanowił.

szlifowany pierścień, osadzony z wciskiem na końcówce wrzeciona.

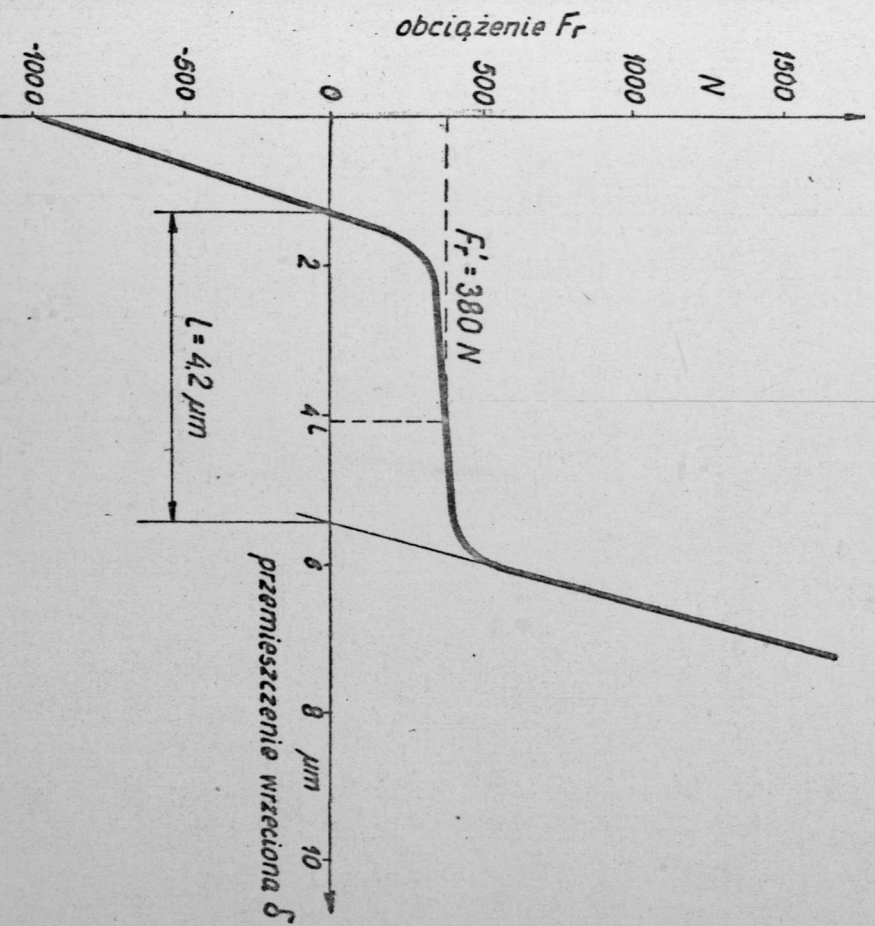
Układ pomiarowy zestawiono z dwóch mostków tensometrycznych, współpracujących za pośrednictwem wzmacniaczy z rejestratorem trójkanałowym, tym samym, którego użyto również przy pomiarze obciążenia. Dzięki temu otrzymano współbieżny w czasie przebieg zmian obciążenia i przemieszczeń wrzeciona, co znacznie ułatwiło opracowywanie wyników pomiarów. Zmiany temperatury powietrza, otaczającego czujniki przemieszczeń, praktycznie nie wpływały na wielkość mierzoną, ponieważ przed każdym pomiarem przemieszczenia wrzeciona, trwającym kilkanaście sekund, układ pomiarowy był równoważony. Czułość układu była bardzo duża, pozwalała bowiem na zarejestrowanie zmian szczeliny pomiarowej rzędu $0,05/\mu\text{m}$. Zakres mierzonych wielkości wymagał jednak stosowania znacznie mniejszej czułości $/0,5/\mu\text{m}/1\text{ mm}$ taśmy rejestratora/, w związku z czym dokładność pomiaru nie mogła być większa niż $0,5/\mu\text{m}$.

8.5. Pomiar luzu roboczego w łożysku

Luz promieniowy w łożysku głównym zespołu wrzeciona był jedną z podstawowych wielkości, kontrolowaną podczas całości badań eksperymentalnych. Do pomiarów luzu roboczego w zakresie wartości dodatnich posłużono się metodą uproszczoną [50], wykorzystując do tego celu omówiony poprzednio układ do obciążania wrzeciona oraz układ do pomiaru przemieszczeń. Opracowana metodyka pomiaru luzu polegała na obciążaniu końcówki wirującego trzpienia, umieszczonego we wrzecionie /p.rys.26/, siłą F_r' o określonej wartości oraz na równoczesnym pomiarze przemieszczeń wrzeciona wywołanych tym obciążeniem. Według



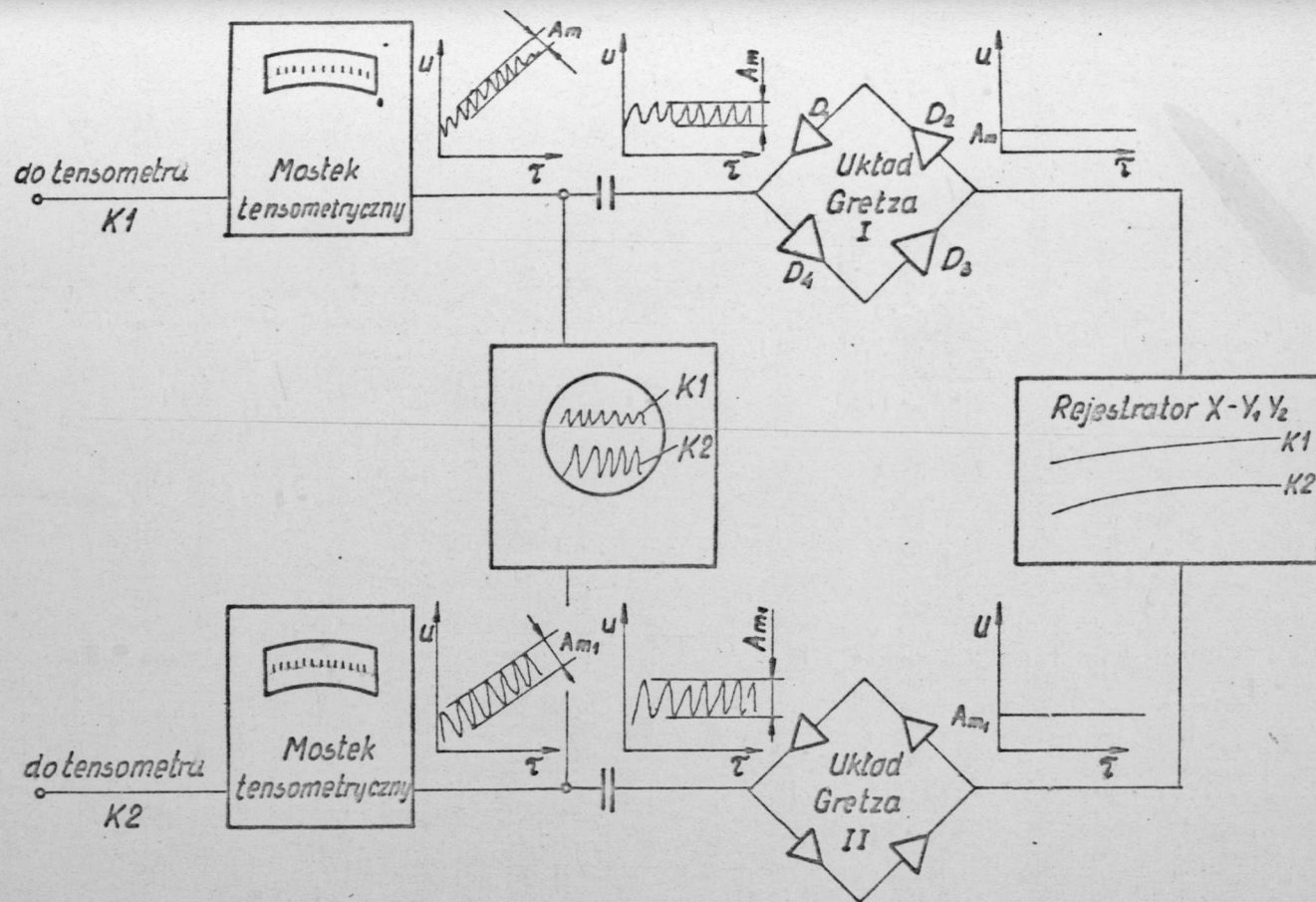
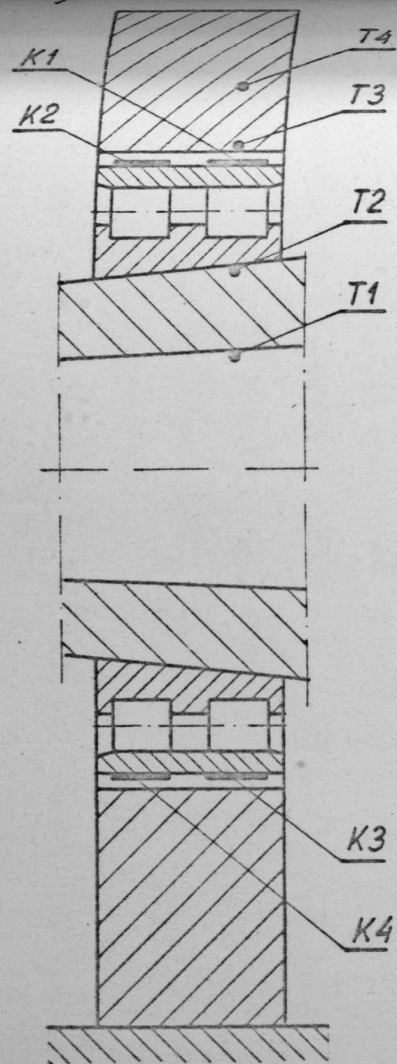
rys.26 Zasada pomiaru luzu dodatniego metodą uproszczoną



rys.27 Sposób wyznaczenia siły F_r'

tej metody, wartość luzu dodatniego w łożysku otrzymuje się z różnicy wskazań czujnika przemieszczeń, zarejestrowanych przed i po obciążeniu wrzeciona. Wartość siły F_r^2 można wyznaczyć jednorazowo dla badanego węzła z rysunku 27, otrzymanego przy pomiarze luzu w warunkach statycznych, wykorzystując do tego celu graficzną metodę określania luzu, zalecaną przez firmę SKF. Wartość siły F_r^2 zależy głównie od ciężaru wrzeciona, ciężaru osadzonych na nim elementów oraz od rozstawu podpór. Dla stanowiska A siła ta wynosiła 380 N, dla stanowiska B - 300 N, dla tokarki zaś 350 N.

Do mierzenia luzu roboczego w zakresie ujemnych jego wartości wykorzystano metodę opracowaną w Instytucie Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej [9]. Polega ona na mierzeniu odkształceń zewnętrznego pierścienia łożyska, wynikających z przetaczania się elementów tocznych stykających się, przy luzie ujemnym, z obydwooma bieżniami łożyska. Tensometry stanowiące czujniki odkształceń umieszczono nad obydwooma rzędami rolek, zgodnie z rysunkiem 28a. Podczas pomiarów na stanowisku A oraz na tokarce, łożysko badane wyposażone było tylko w dwa tensometry, K1 i K2, umieszczone w górnej części łożyska. Łożysko natomiast pracujące w stanowisku B posiadało cztery tensometry, K1 do K4, rozmieszczone zarówno w górnej jak i w dolnej części łożyska. Pozwoliło to na bardziej wnikliwe poznanie warunków pracy obydwu rzędów wałeczków. Wykorzystany w tych pomiarach układ pomiarowy, w stosunku do przedstawionego w pracy [9], uległ pewnym modyfikacjom. Zmiany polegały na zastosowaniu rejestratora X-Y1, Y2 firmy Ricken Densi, umożliwiającego ciągłą rejestrację cieplnych zmian luzu - jednocześnie w obydwu rzędach wałeczków łożyska. Wymagało to zbudowania układów elektronicz-



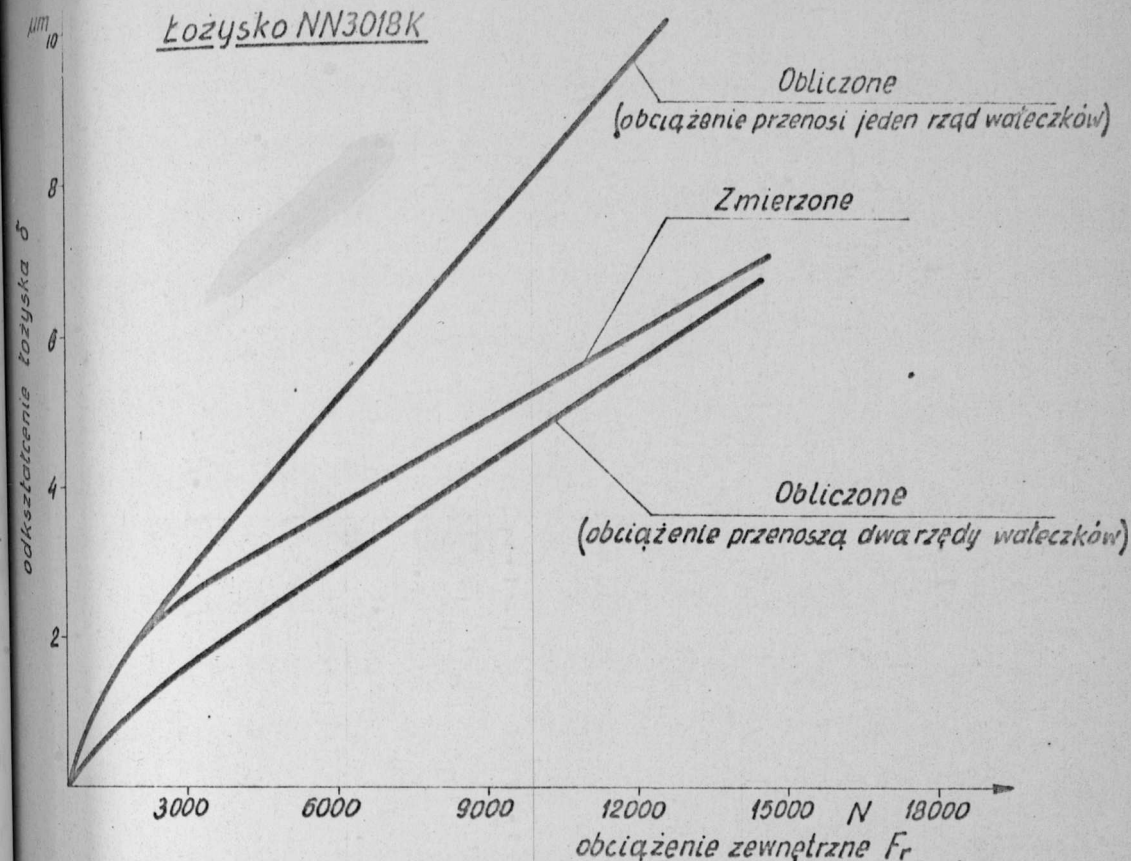
rys.28 Schemat układu do pomiaru luzu ujemnego w łożysku

nych, przetwarzających sygnał pomiarowy otrzymywany z mostka pomiarowego w postaci przebiegu zmiennego na sygnał prądu stałego, będącego średnią amplitudą przebiegu zmiennego A_m , odpowiadającą określonej wartości luzu ujemnego. Schemat takiego układu, dla dwóch tensometrów pomiarowych, przedstawia rys.28b. Dzięki zastosowaniu takiego sposobu rejestrowania wyników, uniknięto konieczności wykonywania przy każdym pomiarze zdjęć z ekranu oscyloskopu oraz bardzo kłopotliwego opracowywania oscylogramów.

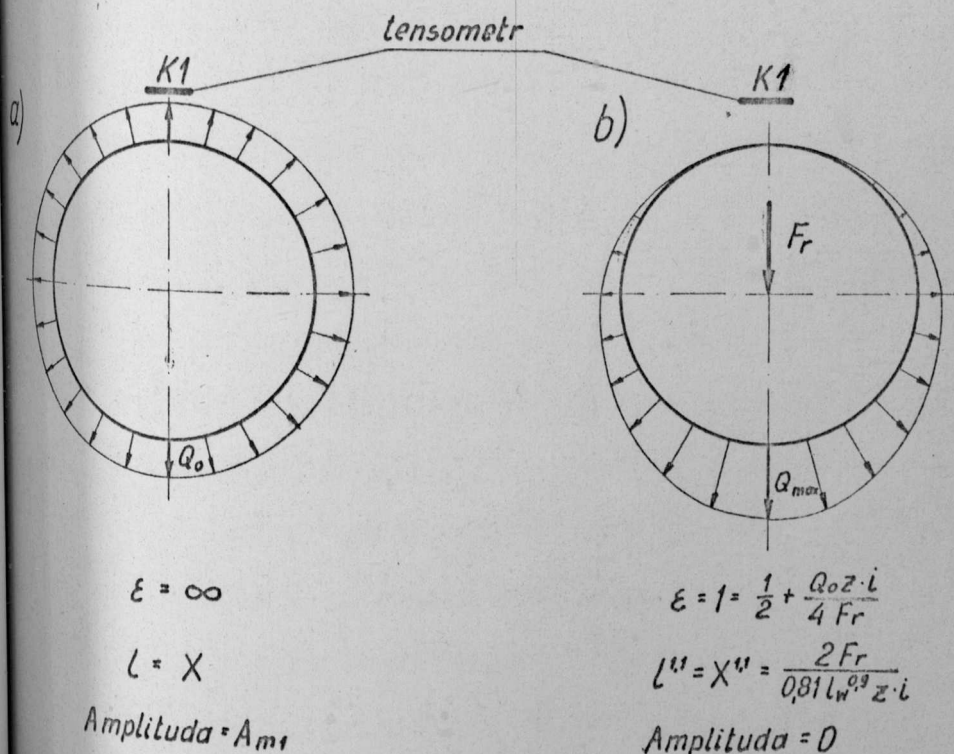
Charakterystyka wzorcowania układu pomiarowego $A_m = f(l)$ jest wynikiem graficznego połączenia dwóch zależności: $A_m = f(F_R)$ oraz $\delta = l/2 = f(F_R)$. Zależność $A_m = f(F_R)$ sporządzono na podstawie serii pomiarów przeprowadzonych bezpośrednio na stanowiskach A i B oraz na tokarce. Drugą potrzebną zależność $\delta = f(F_R)$ można wyznaczyć zarówno teoretycznie jak i eksperymentalnie. We wszystkich jednak trzech stanowiskach pomiarowych stwierdzono znaczne rozbieżności pomiędzy teoretyczną zależnością $\delta = f(F_R)$ a otrzymaną eksperymentalnie /p.rys.29/. Spostrzeżenia poczynione podczas pomiarów pozwalają przypuszczać, że tak znaczne różnice są wynikiem niejednakowego obciążenia obydwu rzędów wałeczków w żołydku dwurzędowym. Zagadnienie to będzie szerzej rozpatrywane w dalszych rozdziałach pracy. Jednak już na podstawie rys.29 można przypuszczać, że do pewnej wartości obciążenia F_R siła ta przenoszona była tylko przez jeden rząd wałeczków. a dopiero przy większych wartościach siły F_R obciążone były obydwa rzędy.

Ponieważ stwierdzono znaczne rozbieżności pomiędzy wartościami obliczonymi i zmierzonymi, do sporządzenia charakterystyki wzorcowania układu pomiarowego należało wykorzystać

Łożysko NN3018K



rys.29 Porównanie zmierzonych i obliczonych odkształceń łożyska NN3018K



rys.30 Sposób postępowania przy wyznaczaniu punktów charakterystyki wzorcowania układu do pomiaru luzu ujemnego

tać zależność $\delta = f(F_r)$, otrzymaną eksperymentalnie. Charakterystykę tę sporządzono dla luzu pomontażowego w łożysku równego zero, dla którego to obowiązują odpowiednie zależności teoretyczne. Dokładne ustawienie luzu pomontażowego równego zero jest jednak praktycznie niemożliwe, a to ze względu na występowanie błędów kształtu elementów składowych węzła. Wobec tego należało liczyć się z otrzymywaniem zależności odpowiadających luzom różnym od zera, a w konsekwencji - z pewnym przesunięciem charakterystyki wzorcowania. W celu dokładnego umiejscowienia jej na wykresie, potrzebna jest znajomość chociaż jednego punktu tej krzywej. Punkt ten można było wyznaczyć na drodze doświadczalno-teoretycznej, korzystając z zależności (46), wyprowadzonej w części 3. Sposób postępowania polegał na odczytaniu z rejestratora X-Y amplitudy sygnału pomiarowego A_{m1} , której odpowiadała nieznana wartość luzu $l = x$. Następnie obciążano węzeł siłą F_r skierowaną pionowo w dół, aż do chwili, w której amplituda sygnału pomiarowego zmniejszyła się do zera. Stan obciążenia wewnętrznego w łożysku przed przyłożeniem siły F_r przedstawia rys.30a. Po obciążeniu łożyska miejsce, w którym naklejono tensometr K1, zostało całkowicie odciążone /rys.30b/, a rozkład obciążeń elementów tocznych odpowiada przypadkowi $\xi = 1$. Wykorzystując obowiązującą dla tego przypadku zależność (46), można dla znanego obciążenia F_r przyporządkować zmierzonej amplitudzie A_{m1} konkretną wartość luzu ujemnego. Otrzyma się w ten sposób punkt na charakterystyce $A_m = f(l)$ umożliwiający dokładne jej umiejscowienie na wykresie.

Wyznaczenie tą metodą dużej ilości punktów, a więc całej charakterystyki wzorcowania, było trudne do przeprowadzenia. Wymagałoby to bowiem stosowania bardzo dużych obcią-

żeń F_r , znacznie większych niż te, na jakie przewidziany był obciążnik hydrostatyczny.

Dokładność pomiaru luzu ujemnego, uzyskiwana w przedstawionej metodzie, może być podana jedynie szacunkowo. Zakładając, że wprowadzone zmiany w sposobie rejestrowania wyników oraz zmiany w sposobie określania charakterystyki wzorcowania nie spowodują zwiększenia błędu pomiaru, to - zgodnie z pracą [9] - maksymalny błąd pomiaru nie powinien przekraczać $0,5 \mu m$.

8.6. Pomiar temperatur

Znajomość temperatury węzła łożyskowego umożliwiała: ciągłą kontrolę jego nagrzewania, poznanie zależności pomiędzy temperaturą a luzem i odkształceniem węzła jak również ocenę ilości ciepła przepływającego z łożyska w kierunku do obudowy i do wrzeciona [53]. Punkty pomiaru temperatury rozmieszczono zarówno na obudowie łożyska jak i na wirującym wrzecionie. Do połączenia czujników temperatury, umieszczonych na wirującym wrzecionie, z aparaturą pomiarową służyła głowica ślizgowa typu SK-12, współpracująca z mierzniakiem termistorowym [54] oraz wielokanałowym rejestratorem napięciowym. W celu ułatwienia analizy otrzymywanych wyników pomiaru temperatury, przyjęto równe odległości pomiędzy punktami pomiarowymi T1 i T2 a T3 i T4 /p.rys.28/. Dokładność pomiaru temperatury przy użyciu termistorów typu NC 210, zastosowanej aparatury oraz przy korzystaniu ze wspólnej charakterystyki wzorcowania, sporządzonej przy użyciu EMC, wynosi około $\pm 0,2^\circ C$ [52].

9. BADANIA SZTYWNOŚCI WĘZŁA ŁOŻYSKOWEGO

=====

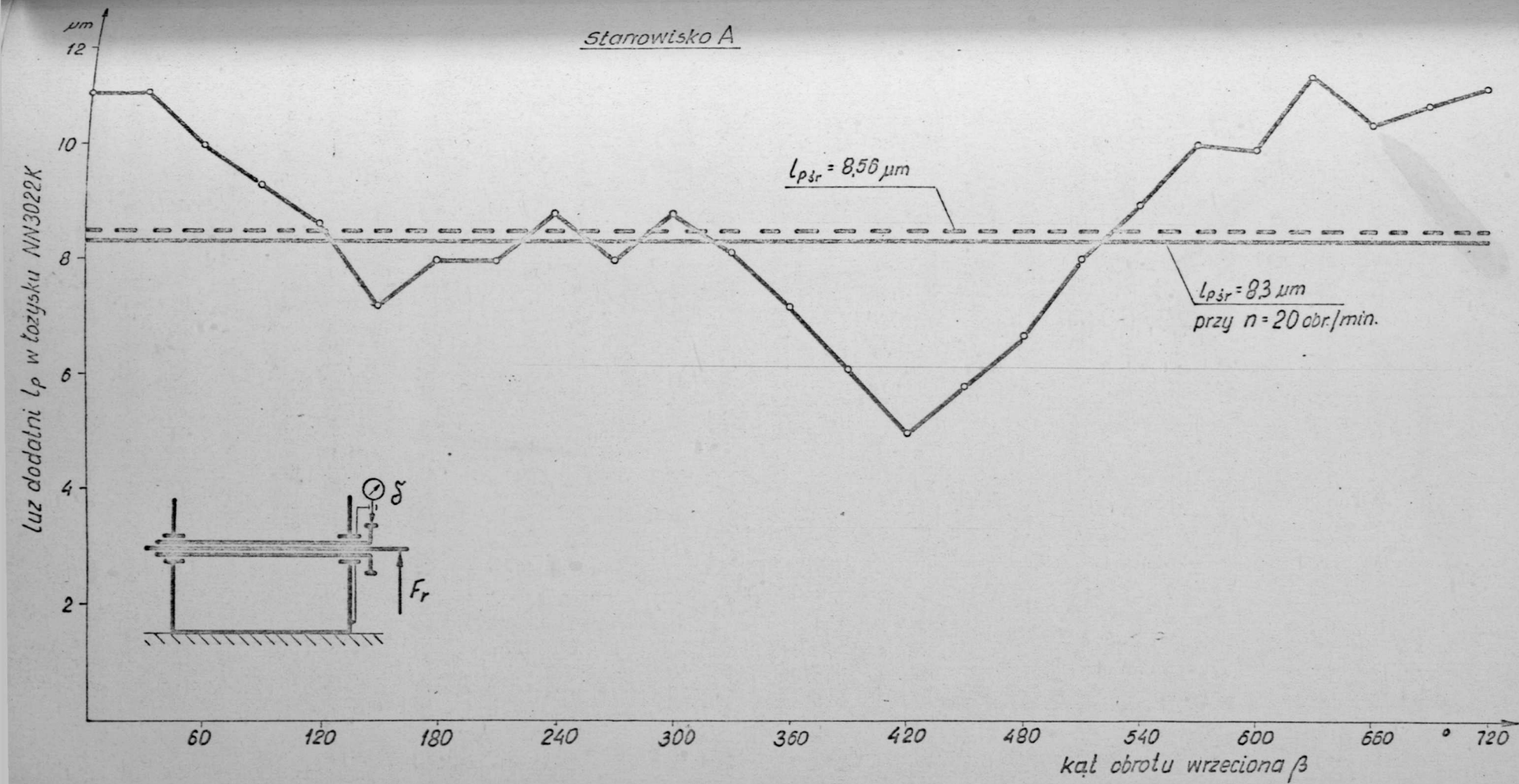
Wprawdzie sztywność węzłów łożyskowych wyznaczało eksperymentalnie już wielu badaczy [6, 7, 17], to jednak w badaniach swych ograniczali się oni jedynie do stanów czysto statycznych. Pomijano więc oddziaływania wielu czynników występujących tylko podczas pracy węzła. Tymczasem już na podstawie wymienionych prac, a zwłaszcza prac [7] i [17], można było wnioskować, że w wyniku cieplnych zmian luzu promienionego w łożysku sztywność węzła podczas pracy będzie znacznie większa niż w warunkach statycznych. Takie oddziaływanie zjawisk cieplnych, towarzyszących pracy węzła łożyskowego, na jego sztywność stwarza z kolei możliwość wpływania na sztywność poprzez właściwy dobór warunków pracy. Wymaga to jednak bardziej szczegółowego poznania powiązań zachodzących między sztywnością węzła a jego stanami termicznymi. W tym celu należało zwłaszcza określić eksperymentalnie wpływ na sztywność dwóch podstawowych czynników: luzu roboczego oraz temperatur w węźle.

Podstawową część pomiarów wykonano na stanowisku A, w którym to badany węzeł tworzyły: wrzeciono, dwurzędowe łożysko walcowe NN3022K oraz obudowa. Różne warunki pracy węzła uzyskiwano poprzez zmianę: prędkości obrotowej wrzeciona, czasu pracy, luzu pomontażowego w łożysku oraz warunków smarowania łożyska. Otrzymane wyniki oraz poczynione podczas pomiarów spostrzeżenia pozwoliły na sformułowanie

szeregu wniosków, które dotyczą zarówno zjawisk zachodzących w samych łożyskach dwurzędowych walcowych, jak i sztywności całego węzła w warunkach pracy.

9.1. Rzeczywisty luz promieniowy w dwurzędowym łożysku walcowym

Teoretyczne zależności pomiędzy wartością luzu promieniowego w łożysku a temperaturą węzła rozpatrywane są z konieczności przy szeregu założeń upraszczających [7, 9, 18], odbiegających często od stanu rzeczywistego. Znaczne rozbieżności mogą wystąpić zwłaszcza w wyniku przyjęcia do obliczeń stałej wartości luzu w określonym kierunku promieniowym oraz jego równomiernego rozkładu na obwodzie łożyska. Analizując bowiem zmiany promieniowego luzu dodatniego w łożysku, zmierzone na stanowisku A /p.rys.31/ można stwierdzić, że w zależności od położenia kąтового wrzeciona może się on mieścić w znacznym przedziale wartości. O przedziale tym oraz o przebiegu zależności przedstawionej na rys.31 decydują głównie błędy kołowości czopa wrzeciona, na którym osadzony jest wewnętrzny pierścień łożyska. Wpływ błędów wymiarowych elementów tocznych nie jest w tym przypadku istotny, gdyż tolerancja ich wykonania nie przekracza $0,3\text{ }\mu\text{m}$. Pomiar więc luzu dodatniego, przeprowadzany w sposób statyczny tylko w jednym i to najczęściej przypadkowym położeniu kątowym wrzeciona, będzie z reguły przyczyną niewłaściwego określenia jego rzeczywistej wartości. Najbardziej reprezentatywną będzie średnia wartość luzu obliczona z dużej ilości wyników pomiarów, dokonanych w różnych kątowych położeniach wrzeciona. W przykładzie przedstawionym na rysunku 31, dla którego zmiany



rys.31 Wpływ kąтового położenia wrzeciona na wartość promieniowego luzu dodatniego w łożysku

luzu zawierały się w granicach od $5, \mu\text{m}$ do $11, \mu\text{m}$, wartość średnia z pomiarów w 25 położeniach wrzeciona wynosi $8,56, \mu\text{m}$. Równie dobre przybliżenie do rzeczywistej średniej wartości luzu można uzyskać w znacznie prostszy sposób, przez pomiar luzu w czasie wirowania wrzeciona z niewielką prędkością obrotową - nie powodującą jeszcze istotnej zmiany stanu termicznego węzła. Takie pomiary wykonano za pomocą układu do obciążania wirującego wrzeciona oraz układu do pomiaru przemieszczeń, opisanych w części 8. Do wyznaczenia średniej wartości luzu wystarcza wówczas tylko jeden pomiar. Dla przykładu z rys.31 zmierzony tą metodą luz średni wynosił $8,3, \mu\text{m}$.

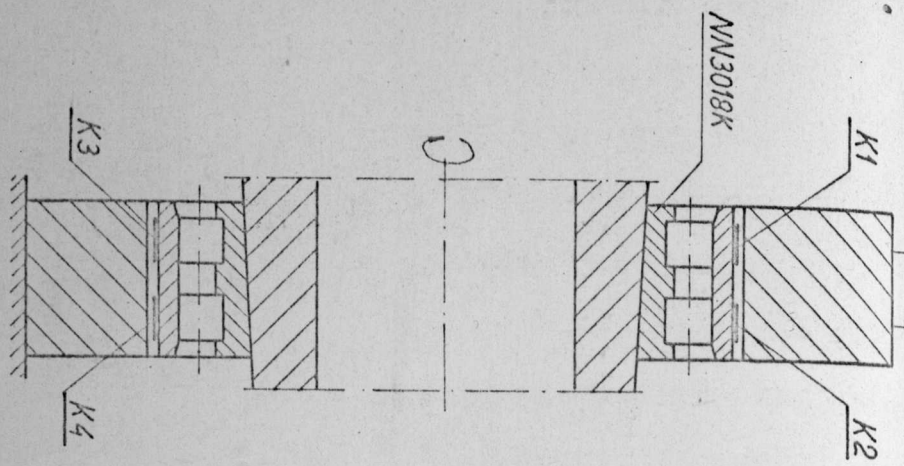
Osobne zagadnienie stanowi równomierność rozkładu luzu promieniowego na obwodzie łożyska. Założenie w rozważaniach teoretycznych stałego rozkładu luzu [7, 9, 18] - jest wynikiem przyjęcia idealnie kołowego kształtu otworu. W rzeczywistości otwór łożyskowy ma kształt odbiegający od idealnie kołowego, w wyniku czego luz zmierzony w różnych kierunkach promieniowych obudowy łożyska, nawet przy wirującym wrzecionie, nie będzie jednakowy. Dlatego też w badaniach odkształceń zespołu wrzecionowego należy w miarę możliwości określać średnią wartość luzu w kierunku działania obciążenia zewnętrznego.

W zakresie luzów ujemnych zachodzą w łożysku plastyczne odkształcenia mikronierówności, na powierzchniach styku elementów tocznych z bieżniami. Wartość tych odkształceń zależy od chropowatości powierzchni, ich twardości oraz od nacisków panujących na powierzchniach styku [14]. Różnice wartości luzu promieniowego, zmierzonego w różnych położeniach katowych wrzeciona, są w takich przypadkach znacznie mniejsze niż przy luzach dodatnich, a obwodowy rozkład luzu jest

bardziej równomierny. Można nadmienić, że ma to szczególne znaczenie przy próbach teoretycznego wyznaczania strat energetycznych w łożyskach pracujących z luzem ujemnym, kiedy to podstawowym założeniem do obliczeń jest przyjęcie równomiernego rozkładu luzu na obwodzie łożyska.

Metoda pomiaru luzu ujemnego, opisana w części 8, umożliwia ciągłą obserwację na ekranie oscyloskopu zmian jego wartości, spowodowanych błędami kształtu czopa wrzeciona, a także ciągłą rejestrację średniej wartości luzu ujemnego za pomocą rejestratora X-Y.

Określanie rzeczywistej wartości luzu promieniowego stwarza w łożyskach dwurzędowych o wiele większe trudności, niż w jednorzędowych. Wynika to stąd, że w łożyskach dwurzędowych może wystąpić różny luz w każdym rzędzie wałeczków. Stwierdzono to we wszystkich pomiarach wykonywanych na stanowiskach A i B oraz na tokarce. Obserwacji tej można było dokonać dzięki rozmieszczeniu tensometrów służących do pomiaru luzu ujemnego w płaszczyznach obydwu rzędów wałeczków. Już przy ustawianiu luzu pomontażowego w łożysku dwurzędowym /typu NN3018K/, poprzez nasuwanie wewnętrznego pierścienia łożyska na stożkowy czop wrzeciona, okazało się, że w jednym rzędzie wałeczków wystąpił w pewnym momencie już luz ujemny, w drugim zaś - nie. Świadczyły o tym wskazania oscyloskopu oraz wskazania rejestratora X-Y, współpracujących z tensometrami K1 do K4, pokazane schematycznie na rys.32. Jak wynika z tego rysunku /przypadek a/, przetaczanie się elementów tocznych przy dodatnim luzie w łożysku nie spowoduje żadnych odkształceń tensometrów K1 i K2, co na ekranie oscyloskopu wyrazi się liniowym przebiegiem plamki, a rejestrator X-Y1, Y2 wskaże amplitudy równe zero. Tensometry natomiast K3 i K4

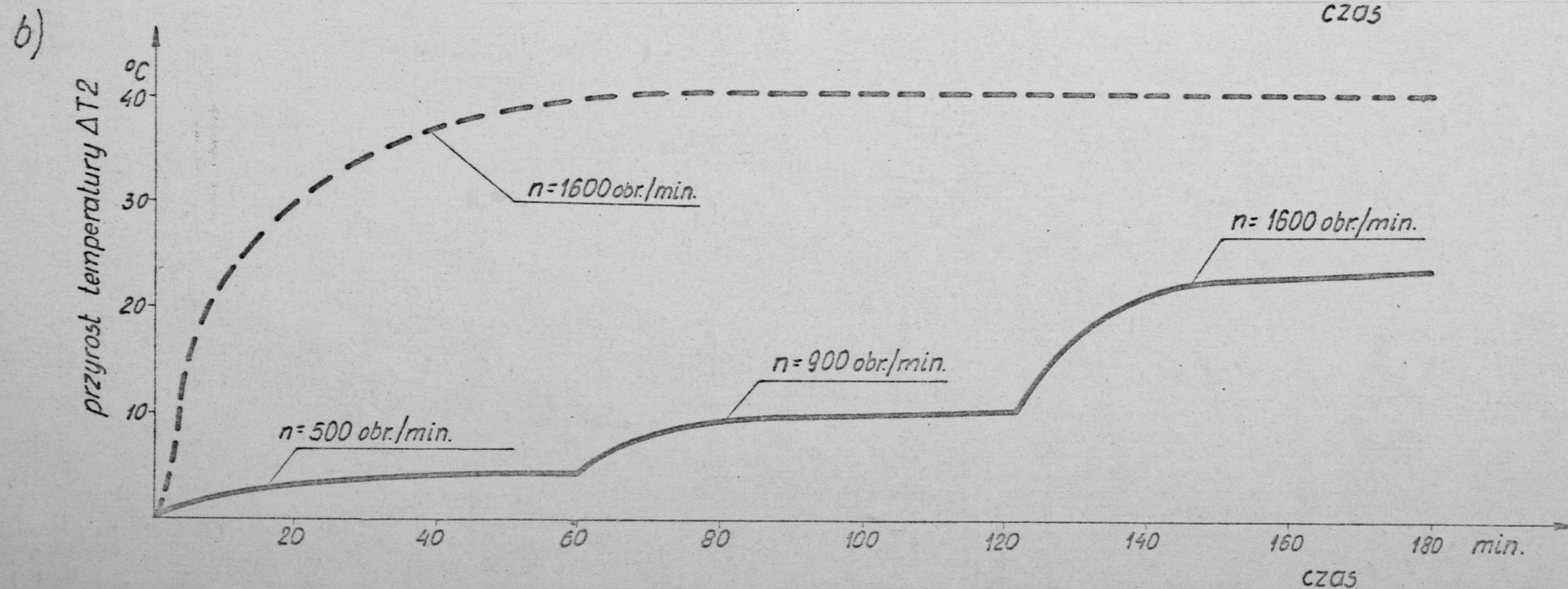
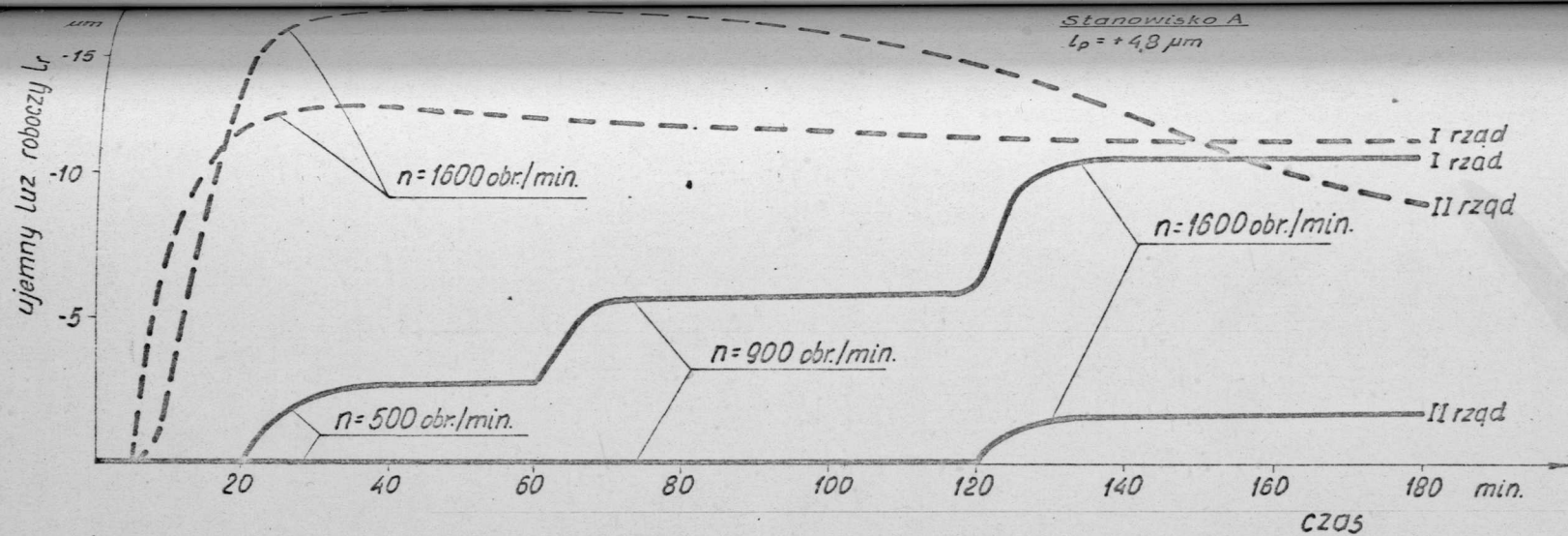


Nr tensometru	Obraz na ekranie oscylloskopu	Wskazanie rejestratora X-Y1, Y2	Luz	
			Rząd I	Rząd II
a	K1, K2		$l_p > 0$	$l_p > 0$
	K3, K4			
b	K1, K2		$l_p < 0$	$l_p > 0$
	K3, K4			
c	K1, K2		$l_p \gg 0$	$l_p > 0$
	K3, K4			

rys.32 Sposób określania zakresu, w jakim znajduje się luz promieniotwórczy
-- na podstawie wskazań oscylloskopu i rejestratora

umieszczone w dolnej strefie łożyska, będą podczas obracania wrzecionem ulegały niewielkim odkształceniom, a to w wyniku przetaczania się nad nimi wałeczków, które to stykają się w tym miejscu z bieżnią zewnętrzną wskutek oddziaływania ciężaru wrzeciona. Na ekranie oscyloskopu otrzyma się wówczas przebiegi zmienne, rejestrator zaś wskaże amplitudy większe od zera. Przy dalszym nasuwaniu wewnętrznego pierścienia na czop /przypadek b/ okazało się, że gdy tensometr K1 ulegał już znacznym odkształceniom, to tensometr K2 nie był jeszcze odkształcony. Ponadto stwierdzono, że w tym przypadku elementy toczne II rzędu, znajdujące się w dolnej strefie łożyska, straciły kontakt z bieżnią zewnętrzną, o czym świadczą przebiegi K3 i K4. Nie ulega więc wątpliwości, że w przedstawionym przykładzie II rząd wałeczków znajduje się w zakresie luzów dodatnich, podczas gdy I rząd wałeczków przeszedł już w zakres luzów ujemnych. Różny luz pomontażowy w obydwu rzędach łożyska może być spowodowany błędem wykonania stożkowego czopa wrzeciona oraz nadmierną odchyłką stożkowatości otworu łożyskowego w obudowie. Ostatni przypadek c, pokazany na rys.32, uzyskano w wyniku dalszego nasuwania wewnętrznego pierścienia łożyska na czop, kiedy to całkowicie usunięto luz dodatni w obydwu rzędach wałeczków, o czym świadczą wskazania wszystkich czterech tensometrów, zaznaczone schematycznie na tym rysunku.

Omówione zjawisko, zaobserwowane przy ustawianiu luzu pomontażowego, występuje także podczas pracy wrzeciona i jest ono związane nie tylko z geometrią całego węzła, ale również z jego nagrzewaniem się. Świadczą o tym wykresy z rysunku 33, otrzymane podczas pomiarów przeprowadzonych na stanowisku A. Linie ciągłe na tym rysunku odpowiadają powolnemu nagrzewa-

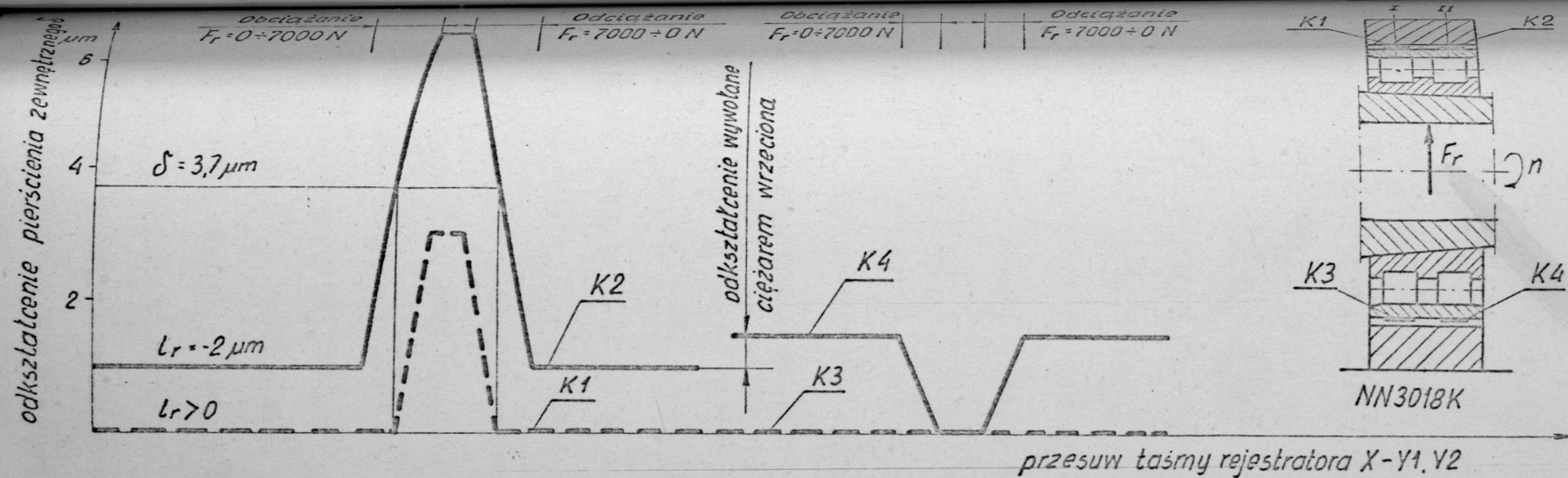


rys.33 Zmiany luzu roboczego oraz przyrostów temperatury zewnętrznego pierścienia łożyska w funkcji czasu pracy, przy różnych intensywnościach nagrzewania węzła

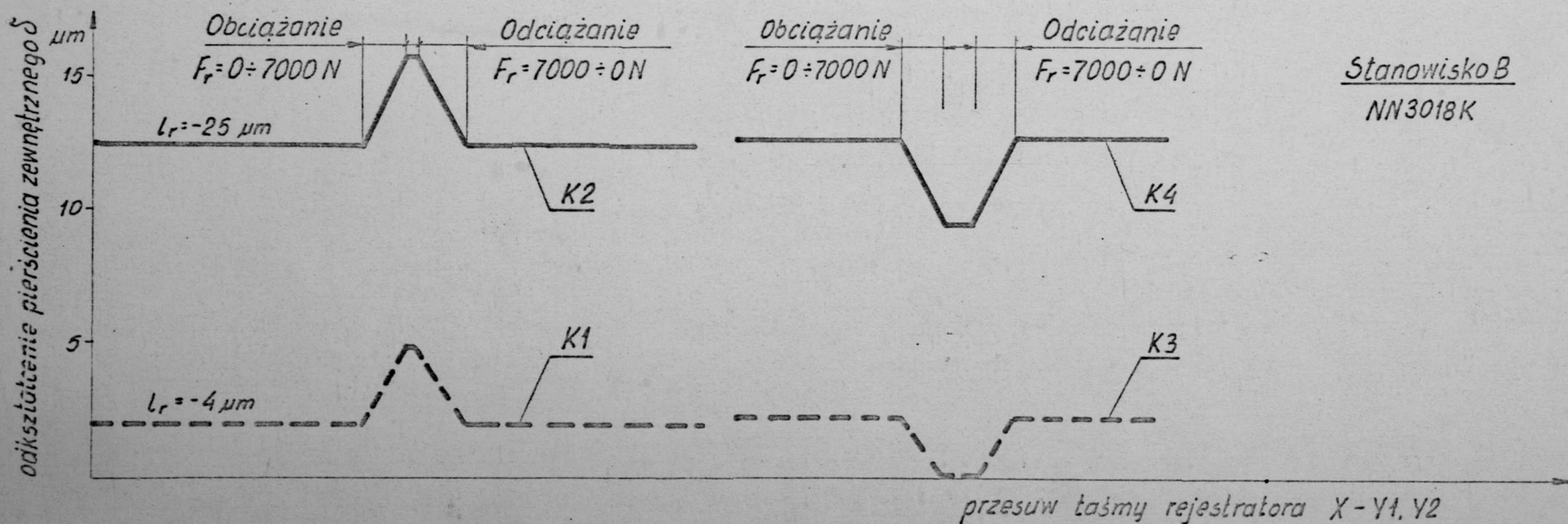
niu wężła przy stopniowym zwiększaniu prędkości obrotowej wrzeciona. Przebiegi zaznaczone liniami przerywanymi uzyskano podczas bardzo intensywnego nagrzewania się wężła, kiedy to wrzeciono, przez cały czas trwania pomiaru, wirowało z największą ze stosowanych, prędkością $n = 1600$ obr/min. W obydwu przypadkach pomiar rozpoczęto od stanu zimnego, w którym to luz pomontażowy miał wartość dodatnią i wynosił $+4,8/\mu\text{m}$. Z rysunku 33a wynika, że dopiero po 20 minutach pracy wężła z prędkością obrotową $n = 500$ obr/min, luz roboczy w I rzędzie wałeczków przeszedł w zakres wartości ujemnych, podczas gdy w II rzędzie nadal był luz dodatni. W rzędzie tym luz ujemny wystąpił dopiero przy prędkości wrzeciona $n = 1600$ obr/min. Gdy zastosowano nagrzewanie wężła od razu przy $n = 1600$ obr/min, to luz roboczy w drugim rzędzie wałeczków przyjął wartości ujemne po znacznie krótszym czasie pracy wężła, niż miało to miejsce przy powolnym nagrzewaniu. W tym przypadku krzywe zmian luzu w obydwu rzędach, po osiągnięciu wartości maksymalnych dążą asymptotycznie do wartości uzyskanych przy powolnym nagrzewaniu wężła. Tak szybkie zmiany luzu roboczego /p.rys.33a/, zwłaszcza w początkowym okresie pracy, spowodowały gwałtowny wzrost temperatury zewnętrznego pierścienia łożyska ΔT_2 , widoczny na rysunku 33b. Ponadto poziom ustalenia się temperatury pierścienia łożyska był znacznie wyższy niż podczas stopniowego nagrzewania. Okazuje się więc, że mimo jednakowych prędkości obrotowych oraz jednakowych luzów pomontażowych w łożysku, temperatura wężła może być różna nawet w stanie cieplnym zbliżonym do ustalonego. O ostatecznej temperaturze wężła decyduje przeto również jego stan cieplny w chwili rozpoczęcia pracy z określoną prędkością obrotową wrzeciona. I tak:

- przy stopniowym nagrzewaniu węzła, prędkość obrotową $n = 1600$ obr/min nadano wrzecionu wówczas, gdy węzeł był już nagrzany do pewnej temperatury, a jego części składowe zmieniły swoje wymiary. Ciepłne zmiany średnicy obwiedni II rzędu wałeczków były w tym przypadku, przy niższych prędkościach obrotowych zbyt małe, aby wytworzyć w tym rzędzie luz ujemny. Wystąpił on dopiero przy $n = 1600$ obr/min, przyjmując ponadto niewielkie wartości;
- przy prędkości $n = 1600$ obr/min nadanej wrzecionu już od stanu zimnego, zmiany średnicy obwiedni wałeczków II rzędu zachodzą znacznie szybciej niż ciepłne zmiany średnicy otworu łożyskowego, a to ze względu na dużą bezwładność cieplną obudowy łożyska. Przejawia się to bardzo szybkim przejściem luzu roboczego w obydwu rzędach w zakres wartości ujemnych, co powoduje znaczny wzrost strat mocy, przejawiający się wysoką temperaturą węzła /p.rys.33b/. Tego typu przebieg nagrzewania związany jest z dodatnim sprzężeniem pomiędzy luzem a temperaturą węzła. W wyniku znacznie większego niż przy niskich obrotach momentu tarcia, szybkiemu nagrzewaniu podlegają przede wszystkim elementy samego łożyska, co prowadzi do ich odkształceń i przejścia w stan luzu ujemnego. Luz ten powoduje dalszy wzrost momentu tarcia i temperatury łożyska, a w konsekwencji - wspomniane zmiany luzu. Krzywa odzwierciedlająca taki przebieg zmian luzu ze sprzężeniem dodatnim posiada wyraźne maksimum, występujące w pierwszych kilkunastu minutach pracy węzła /p.rys.33a/. Dopiero stopniowe nagrzewanie się obudowy, mającej znacznie większą stałą czasową, zmienia charakter sprzężenia na ujemny, które w stanie równowagi cieplnej systemu całkowicie wygasa.

Różne obciążenie wałeczków w obydwu rzędach, będące wynikiem różnych luzów, może mieć istotny wpływ na udział poszczególnych rzędów w przenoszeniu obciążenia zewnętrznego. Świadczą o tym wyniki pomiarów odkształceń zewnętrznego pierścienia łożyska /p.rys.34/, otrzymane przy obciążaniu pracującego węzła zewnętrzną siłą promieniową F_r . Do pomiaru tych odkształceń wykorzystano tensometry K1 do K4 wraz z całym układem pomiarowym, służącym do rejestracji luzu ujemnego. Odkształcenia pierścienia zewnętrznego, mierzone w kierunku działania siły zewnętrznej F_r , są odzwierciedleniem siły Q_{max} działającej na najbardziej obciążony element toczny łożyska /p.część 3/. Przy $F_r = 0$ układ pomiarowy rejestruje jedynie odkształcenia pierścienia wywołane siłami Q_0 , działającymi na rolki łożyska w wyniku występowania luzu ujemnego. Wykresy, pokazane w części "a" omawianego rysunku, otrzymano w warunkach cieplnej stabilizacji węzła, kiedy to w łożysku wystąpił w I rzędzie wałeczków luz dodatni /tensometr K1/, w II rzędzie zaś /tensometr K2/ - niewielki luz ujemny. Obciążenie pracującego w takich warunkach węzła siłą F_r , narastającą od 0 do 7000 N, spowodowało miejscowe odkształcenie pierścienia zewnętrznego przez elementy toczne obydwu rzędów /p.rys.34a/. Z porównania tych odkształceń widać, że elementy toczne tylnego rzędu, przetaczające się pod tensometrem K2, były bardziej obciążone niż wałeczki przedniego rzędu. Wynika stąd wniosek, że obciążenie zewnętrzne F_r przenoszone było na obudowę głównie poprzez II rząd wałeczków. Należy podkreślić, co zaznaczono również na rysunku, że I rząd rozpoczął przenoszenie obciążenia F_r dopiero wówczas, gdy wałeczki II rzędu odkształciły się razem z bieżniami pierścieni o $\delta = 3,7$ μm . Do tego momentu całe obciążenie zewnętrzne przenoszone



b)

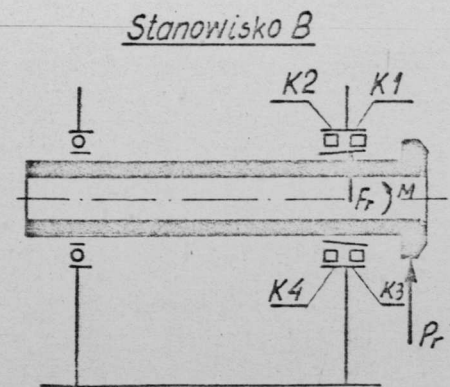
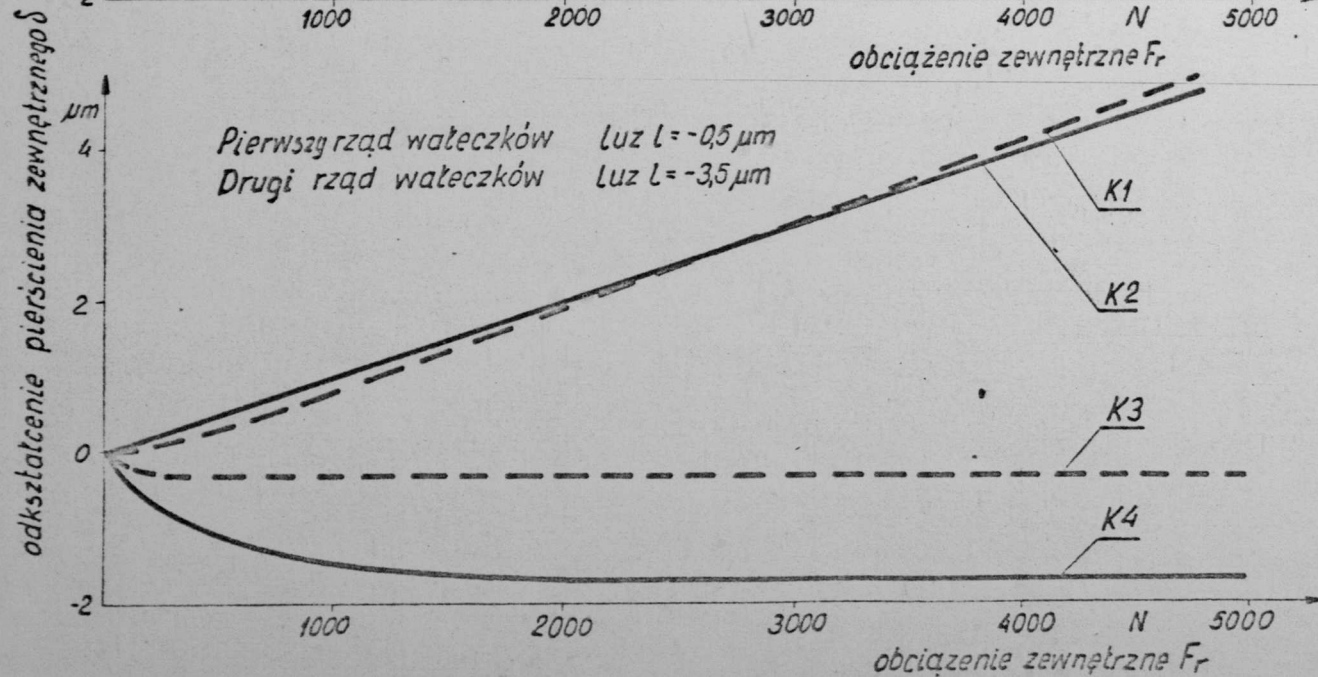
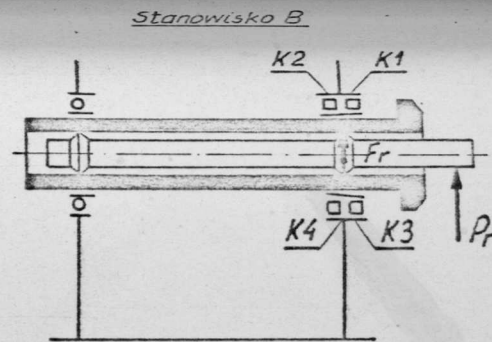
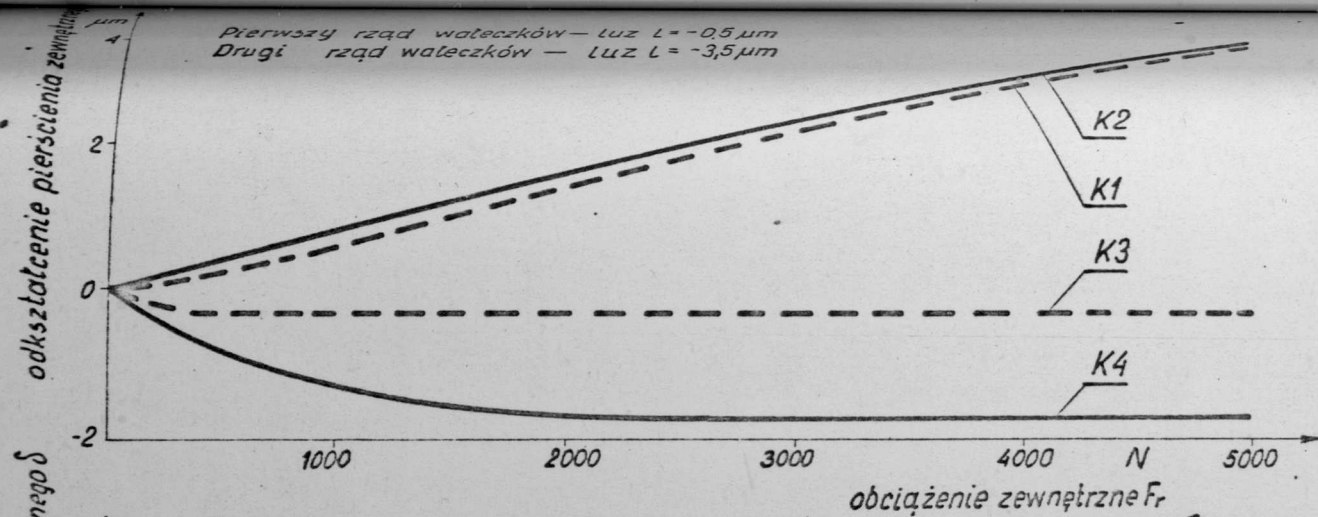


rys.34 Metoda oceny udziału obydwu rzędów wałeczków
w przenoszeniu obciążenia zewnętrznego

było na obudowę tylko przez jeden rząd wałeczków. Na rysunku 34a pokazano również odkształcenia pierścienia zewnętrznego, mierzone w dolnej części łożyska, za pomocą tensometrów K3 i K4. Przy obciążaniu węzła siłą F_r skierowaną pionowo w górę, ta część pierścienia łożyska była odciążana, wskutek czego początkowe odkształcenie pierścienia, wywołane luzem ujemnym w II rzędzie oraz ciężarem wrzeciona, zmniejszyło się aż do zera /linia K4/. Brak oddziaływania siły F_r na tensometr K3 /linia K3/ świadczy dodatkowo o występowaniu w I rzędzie wałeczków luzu dodatniego.

Podobne pomiary przeprowadzono również dla innych warunków pracy węzła. Wynika z nich, że gdy w obydwu rzędach wałeczków występuje ujemny luz roboczy, to obciążenie zewnętrzne przenoszone jest na obudowę prawie w jednakowym stopniu przez obydwa rzędy - nawet przy znacznych różnicach w wartości luzu. Przedstawia to rysunek 34b, otrzymany w warunkach, gdy luz w II rzędzie wynosił $-25/\mu\text{m}$, natomiast w rzędzie I $-4/\mu\text{m}$. Należy zwrócić uwagę na to, że przyrosty odkształceń /linie K2/ są w tym przypadku znacznie mniejsze niż w przykładzie z rys. 34a. Przy jednakowym więc obciążeniu obydwu rzędów wałeczków sztywność węzła powinna być odpowiednio większa niż przy niejednakowym ich obciążeniu.

W omawianych badaniach sprawdzono również wpływ miejsca przyłożenia siły F_r na obciążenie obydwu rzędów wałeczków. W wyniku tych prób okazało się, że w badanym zespole wrzeciona, w którym tylna podpora z łożyskiem kulkowym spełnia rolę przegubu, moment zginający wrzeciono nie jest w stanie wywołać momentu utwierdzenia w łożysku NN3018K, o którym mowa w pracy [21]. Widoczne to jest na rysunku 35, na którym zaznaczono odkształcenia pierścienia łożyska mierzone wszystkimi



rys.35 Sposób sprawdzenia występowania momentu utwardzenia w łożysku NN3018K

czterema tensometrami, wywołane siłą zewnętrzną działającą w płaszczyźnie węzła /rys.35a/, a także przy obciążaniu węzła siłą przykładaną do końcówki wrzeciona /rys.35b/. W obydwu przypadkach tensometry K3 i K4, znajdujące się w dolnej strefie łożyska, były odciążone, co świadczy o braku momentu utwierdzenia w łożysku, mimo że luz pomontażowy był ujemny. Związane to jest głównie z tym, że przy większych obciążeniach $/F_r > 2000 \text{ N}/$ elementy toczne tracą w dolnej strefie łożyska kontakt z bieżnią zewnętrzną. Wskazują na to przebiegi krzywych K3 i K4, zaznaczone na wykresie b. Skręcenie wewnętrzne pierścienia łożyska w wyniku działania momentu M nie jest w stanie doprowadzić do ponownego styku wałeczków z bieżnią zewnętrzną. Można przypuszczać, że moment utwierdzenia mógłby wystąpić w badanym łożysku przy zastosowaniu w tylnej podporze dwurzędowego łożyska walcowego z luzem ujemnym oraz przy większej odległości miejsca przyłożenia siły od przedniej podpory wrzeciona. W rozpatrywanym jednak przykładzie, łożysko kulkowe w tylnej podporze dobrze spełnia rolę przegubu i niewielkie zmiany miejsca przyłożenia siły zewnętrznej, wynikające np. z niepowtarzalnego osadzenia trzpienia we wrzecionie, nie wpływały na charakter obciążenia węzła.

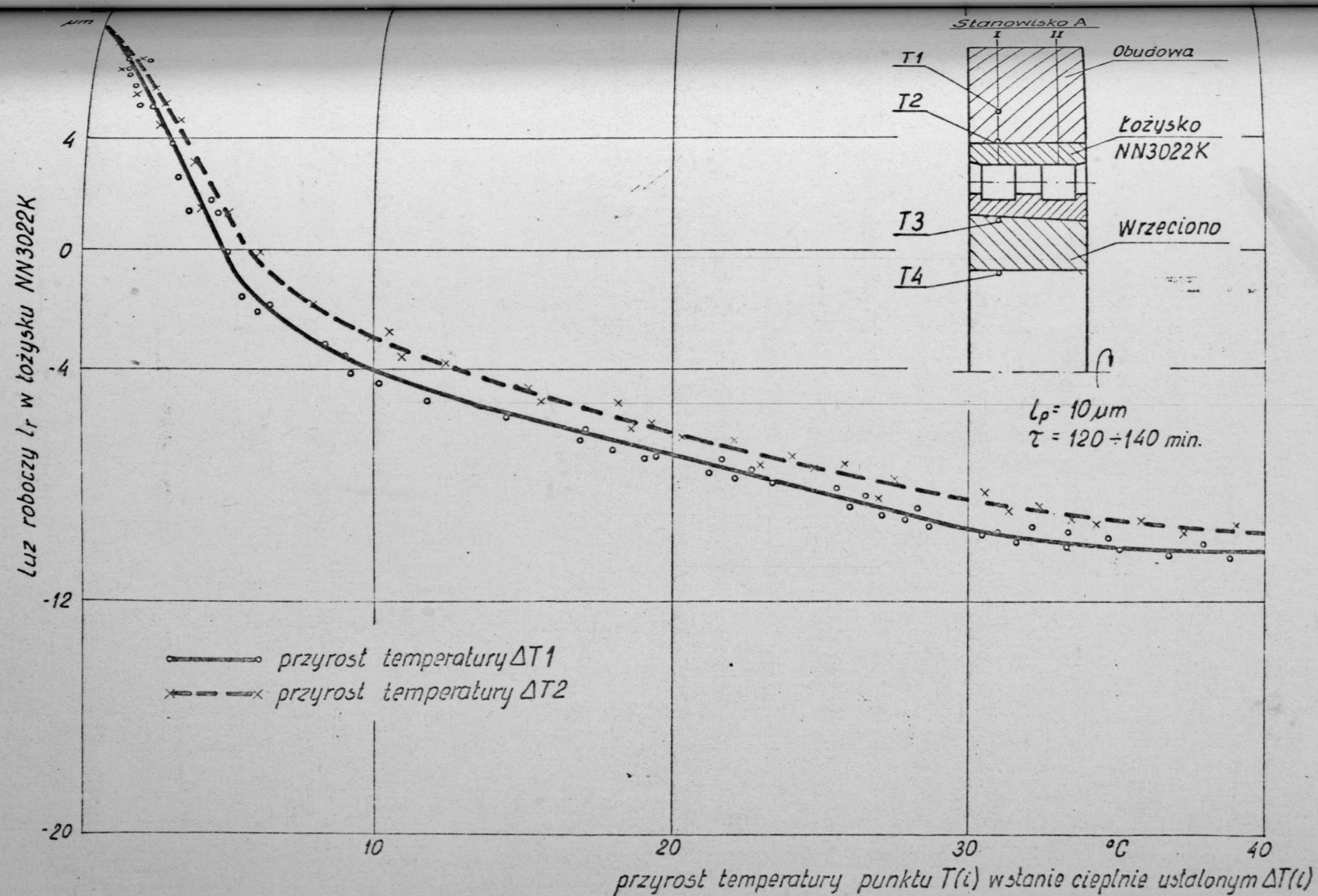
Z przeprowadzonej analizy warunków obciążenia elementów tocznych w łożyskach dwurzędowych wynika, że w badaniach sztywności węzłów, jak również w zagadnieniach energetycznych nie można pominąć faktu, że elementy toczne obydwu rzędów wałeczków mogą być obciążone w niejednakowym stopniu.

W dalszych badaniach, dotyczących wpływu luzu roboczego w łożysku na sztywność węzła, przyjęto więc zasadę, że przez luz promieniowy w walcowym łożysku dwurzędowym będzie się

rozumieć luz w tym rzędzie wałeczków, który pierwszy może przejść w zakres wartości ujemnych. Postanowiono też zaznaczać, czy drugi rząd wałeczków pracuje w obszarze dodatnich wartości luzu, czy też ujemnych.

9.2. Zależność pomiędzy luzem roboczym a temperaturą węzła

Mierzenie luzu promieniowego podczas pracy łożyska stwarza znacznie większe trudności niż mierzenie temperatury węzła. Stąd byłoby bardzo wygodnie oceniać rzeczywistą wartość luzu roboczego na podstawie pomiaru temperatury. Potrzebna jest jednak do tego znajomość zależności pomiędzy luzem a temperaturą w wybranych punktach węzła. W tym celu przeprowadzono odpowiednie pomiary, a otrzymane wyniki zebrano na rysunkach 36 i 37. Na pierwszym z nich naniesiono przyrosty temperatury punktów T1 i T2, rozmieszczonych na obudowie łożyska oraz odpowiadające im wartości promieniowego luzu roboczego l_r w łożysku. Drugi rysunek przedstawia tę samą zależność, lecz otrzymaną dla punktów T3 i T4, znajdujących się we wrzecionie. Należy podkreślić, że wartość l_r określano na podstawie pomiarów luzu roboczego w przednim rzędzie wałeczków. W większości bowiem przypadków w drugim rzędzie był luz dodatni. Każdy punkt pomiarowy, zaznaczony na rysunkach 36 i 37, odpowiada przyrostowi temperatury $\Delta T_{(i)}$ zmierzonemu w stanie cieplnie ustalonym, tzn. po 120 + 240 minutach pracy węzła. Różne temperatury obudowy jak i wrzeciona uzyskiwano poprzez zmianę prędkości obrotowej oraz ilości i rodzaju czynnika smarującego. We wszystkich jednak przypadkach zachowano stałą wartość luzu pomontażowego $l_p = 10/\mu m$. Było to możliwe dzięki korzystaniu z pomieszczenia termosta-



rys.36 Zależność luzu roboczego w łożysku NN3018K od przyrostu temperatury obudowy w stanie cieplnie ustalonym

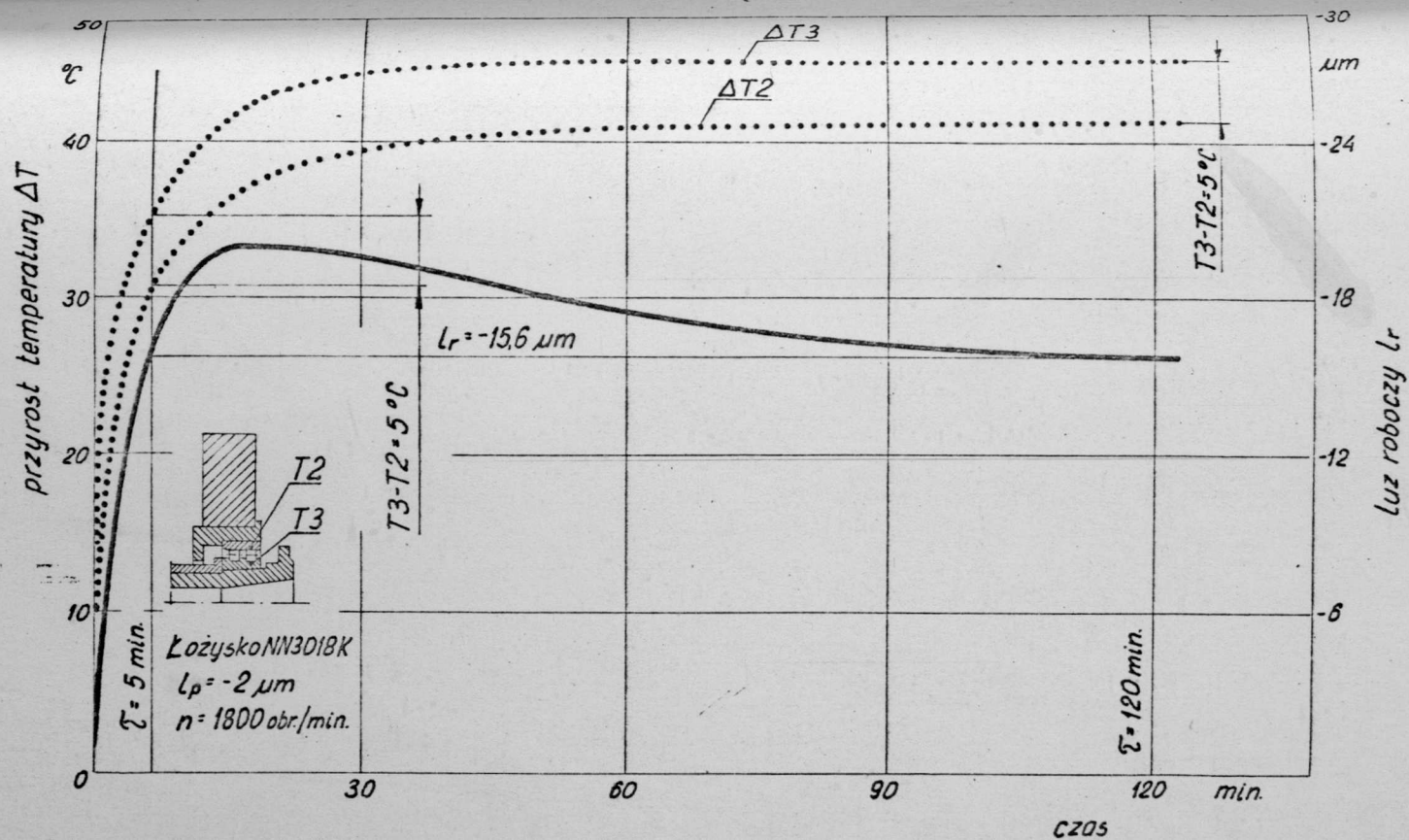
tycznego, które pozwalało na uzyskiwanie powtarzalnych stanów początkowych. Na podstawie naniesionych wyników pomiarów można stwierdzić, że zarówno przyrosty temperatury punktów leżących na obudowie jak i na wrzecionie mają bardzo małe rozrzuty względem przybliżonych linii średnich, mieszczące się praktycznie w granicach błędu pomiaru. Wobec powyższego można sądzić, że wystarczająco dokładnie charakteryzują one zmiany luzu roboczego w łożysku, zwłaszcza przy małych przyrostach temperatury. Na uwagę zasługuje fakt, że niezależnie od przyczyn, które wywołały określony przyrost temperatury obudowy i wrzeciona, przyrost ten w warunkach cieplnie ustalonych może być miernikiem luzu roboczego. Okazało się bowiem, że tę samą wartość luzu roboczego i odpowiadające mu przyrosty temperatury w stanie cieplnie ustalonym można uzyskać w różnych warunkach pracy. Różnice te ilustruje na przykład tablica IV.

T a b l i c a ~ IV

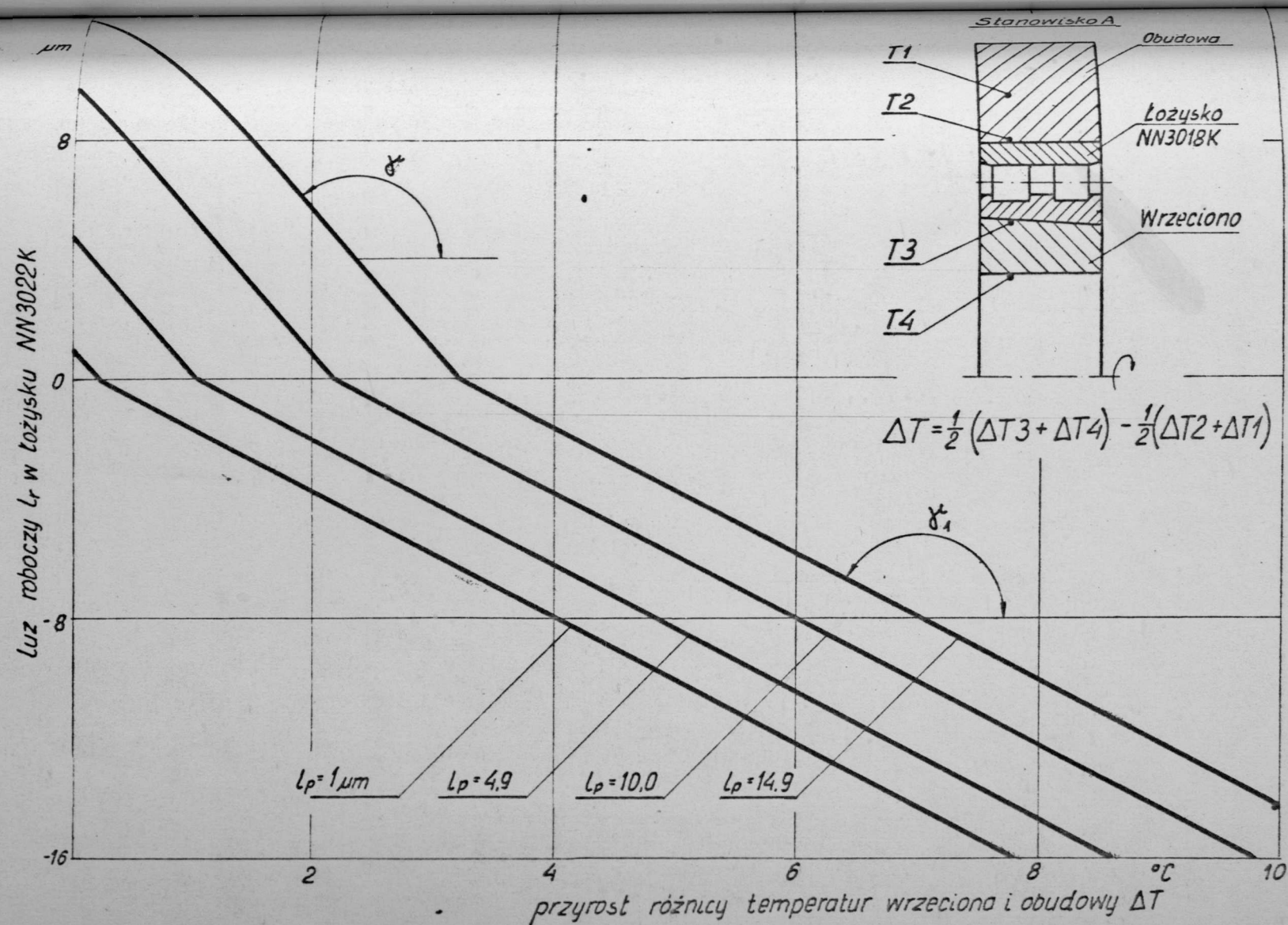
Warunki pomiaru:	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3
Prędkość obrotowa n	1600 $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$	1000 $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$	680 $\frac{\text{obr}}{\text{min}}$
Rodzaj oleju smarującego	masz.8	masz.8	masz.26z
Ilość oleju smarującego Q_{ol}	10 $\frac{\text{cm}^3}{\text{godz}}$	68 $\frac{\text{cm}^3}{\text{godz}}$	260 $\frac{\text{cm}^3}{\text{godz}}$
Luz pomontażowy l_p	+10/ μm	+10/ μm	+10/ μm
Czas pracy τ	180 min	180 min	180 min
Luz roboczy l_r	-5/ μm	-5/ μm	-5/ μm
Przyrost temperatury ΔT_1	12,8°C	12,8°C	12,8°C

Taki sam przyrost temperatury wężła jak w pomiarze pierwszym, mimo zmniejszenia prędkości obrotowej, uzyskano również w pomiarze drugim - w wyniku zwiększenia ilości oleju i w pomiarze trzecim - dzięki zmianie rodzaju oraz ilości oleju smarującego.

Podczas badań stwierdzono, że przyrosty temperatury $\Delta T_{(i)}$ oraz odpowiadające im luzy robocze, zmierzone w stanach cieplnie nie ustalonych, odbiegają znacznie od krzywych przedstawionych na rysunkach 36 i 37 - obowiązujących dla stanów ustalonych. Wynika stąd wniosek, że w stanach nie ustalonych przyrosty temperatury $\Delta T_{(i)}$ nie mogą być wskaźnikiem luzu roboczego. Do takiego samego wniosku można dojść, analizując wykres pokazany na rysunku 38, podany w pracy [9], który przedstawia przebieg cieplnych zmian luzu roboczego oraz temperatur pierścieni łożyska w funkcji czasu pracy. Z rysunku tego wynika, że luzowi $l_r = -15,6 \mu m$ odpowiada zarówno przyrost temperatury pierścienia wewnętrznego $\Delta T_3 = 46^\circ C$, osiągnięty po 120 minutach pracy, jak również przyrost temperatury $\Delta T_3 = 34^\circ C$, jaki wystąpił po 5 minutach pracy wężła. Okazuje się jednak, że mimo różnych przyrostów temperatur, różnica pomiędzy przyrostami temperatury pierścienia wewnętrznego ΔT_3 i zewnętrznego ΔT_2 była w obu przypadkach jednakowa i wynosiła $5^\circ C$. Spostrzeżenie to pozwala przypuszczać, że posługując się różnicą przyrostów temperatury wrzeciona i obudowy, można będzie wyznaczyć zależność luzu roboczego od temperatury wężła, obowiązującą zarówno dla stanów cieplnie ustalonych jak i nie ustalonych. Potwierdziły to pomiary wykonane na stanowisku A, z których wyniki przedstawiono na rysunku 39. W otrzymanej zależności $l = f(\Delta T)$ przyrosty temperatury określano jako różnice średnich przyrostów w



rys.38 Przebieg cieplnych zmian luzu i temperatury pierścieni łożyska w funkcji czasu pracy [9]



rys.39 Zależność luzu roboczego od przyrostu różnicy temperatur wrzeciona i obudowy

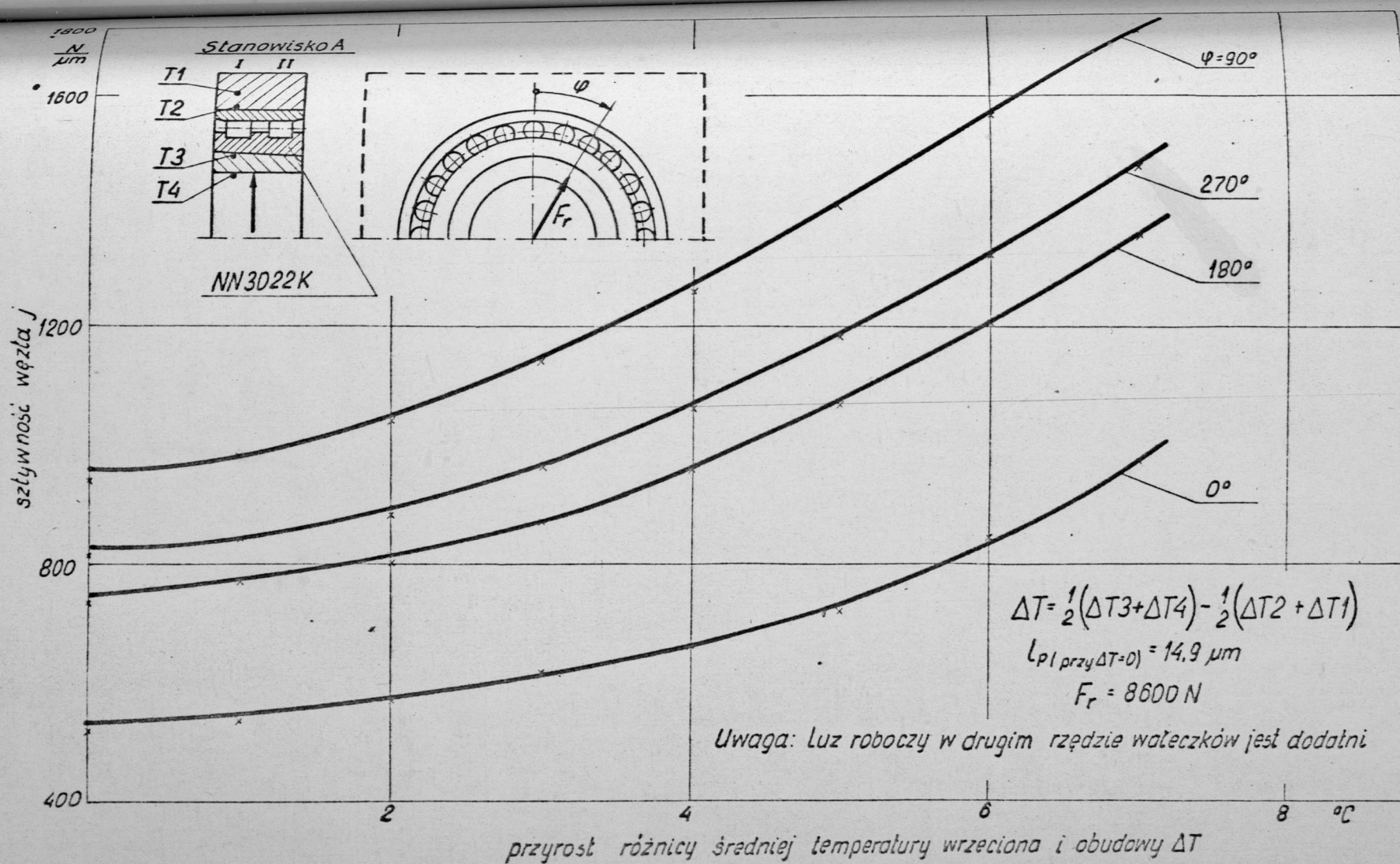
punktach T1 i T2 oraz T3 i T4. Punkty T1 i T4 umiejscowiono w takiej odległości od pierścieni łożyska, aby gradienty temperatur na obudowie i wrzecionie były łatwo mieralne. Ponadto były to te same punkty, które brano pod uwagę przy teoretycznym wyznaczaniu cieplnych zmian luzu roboczego. Przebiegi, pokazane na rys.39, otrzymane przy różnych wartościach luzu pomontażowego l_p , są do siebie równoległe, zarówno w zakresie luzów dodatnich jak i ujemnych. Każdy z wyznaczonych przebiegów składa się z dwóch odcinków prostych o różnych kątach nachylenia do osi odciętych. O kącie γ , określającym nachylenie prostej w zakresie luzów dodatnich, decyduje głównie średnica łożyska oraz współczynnik rozszerzalności stali łożyskowej. Przy luzach ujemnych kąt ten ulega zmianie w wyniku oddziaływania obudowy i wrzeciona na zespół łożyska i przyjmuje wartość $\gamma < 1$. Uzależniony jest on od sztywności obudowy i wrzeciona oraz dodatkowo - od ich współczynników rozszerzalności liniowej. Kąty te nie zależą więc od warunków pracy, a jedynie od jego konstrukcji. Z tego względu omawiana zależność jest bardzo wygodna w stosowaniu, gdyż mając zmierzony przebieg dla jednej wartości luzu pomontażowego, można przez równoległe przesunięcie charakterystyki otrzymać zależność $l_r = f(\Delta T)$ przy dowolnej wartości luzu pomontażowego.

Stwierdzenie, że luz roboczy zależy, oprócz konstrukcji węzła i luzu pomontażowego, tylko od różnicy przyrostów temperatury wrzeciona i obudowy, niezależnie od czynników, które ten przyrost wywołały, potwierdza poprawność zaznaczonych na rys.6 powiązań pomiędzy czynnikami wpływającymi na wartość luzu roboczego.

9.3. Badania wpływu temperatury i luzu roboczego na sztywność węzła

Sztywność węzła wyznaczono na podstawie pomiarów przemieszczeń końcówki wrzeciona, pod działaniem siły zewnętrznej, przykładanej do trzpienia umieszczonego we wrzecionie. Pomiary wykonywano podczas pracy węzła w różnych stanach termicznych, uzależnionych od luzu roboczego w łożysku oraz od przyrostów temperatury wrzeciona i obudowy. Z każdego pomiaru sporządzano wykres przemieszczeń wrzeciona δ w funkcji obciążenia F_r , na podstawie którego określano wskaźnik sztywności j , zgodnie z równaniem (5), uwzględniając przy tym, że przemieszczenie δ mierzono na końcówce wrzeciona a nie w płaszczyźnie podpory. W zakresie luzów dodatnich przesuwano początek układu współrzędnych do punktu O' /p.rys.4c/, co pozwalało na oddzielenie przemieszczeń wrzeciona, wynikających z luzu dodatniego, od przemieszczeń wywołanych sprężystymi odkształceniami części składowych węzła. Należy zaznaczyć, że ponieważ pomiary wykonywano przy wirującym wrzecionie, to rozrzut mierzonych przemieszczeń wrzeciona był niewielki i mieścił się praktycznie w granicach błędu pomiaru.

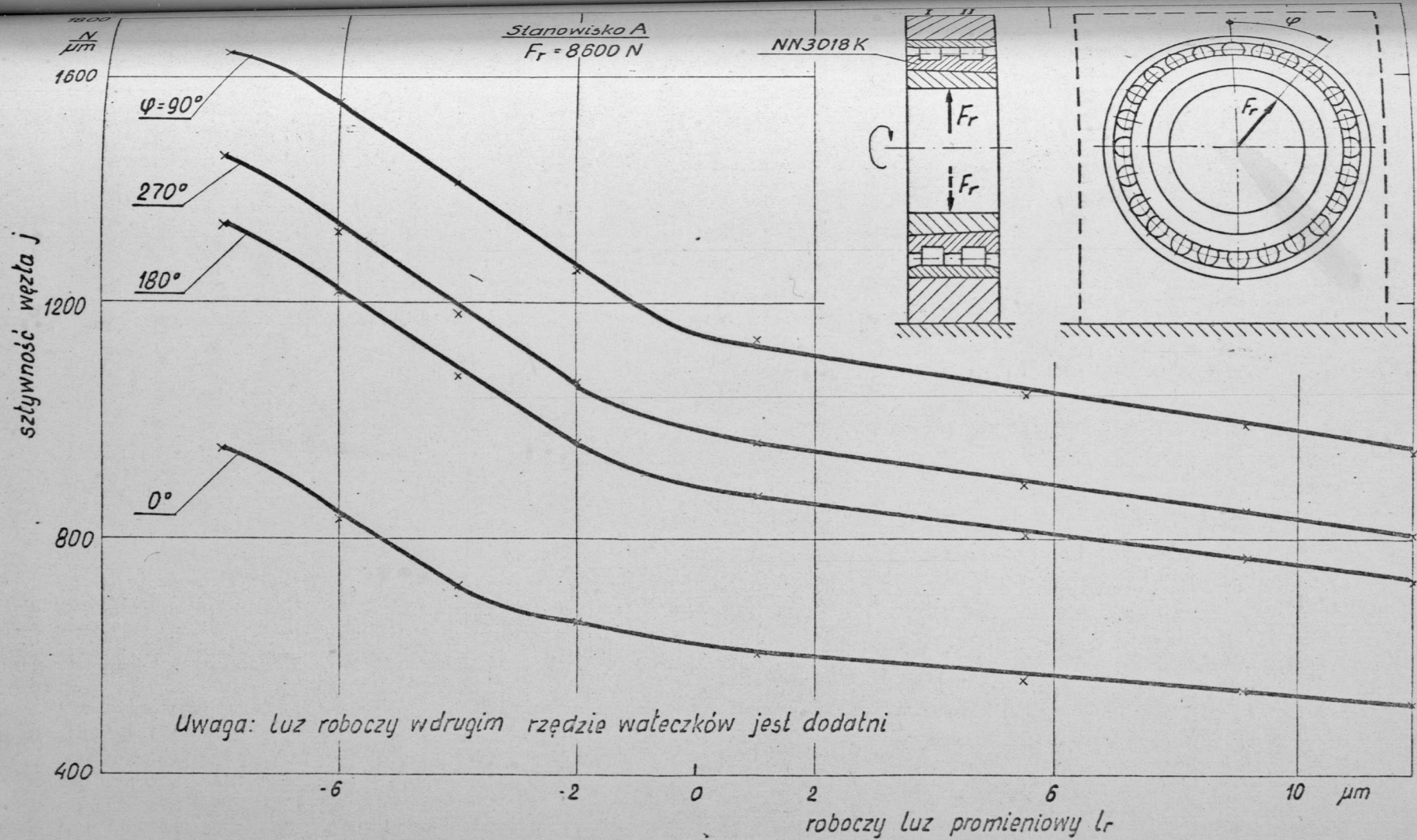
Na rysunku 40 zebrano opracowane już wyniki pomiarów w formie zależności pomiędzy sztywnością węzła j a przyrostem różnicy średnich temperatur wrzeciona i obudowy ΔT , które to wyniki otrzymano przy kolejnym obciążaniu węzła w czterech różnych kierunkach promieniowych, określonych przez kąt φ . Z przebiegu przedstawionych krzywych wynika, że wraz ze wzrostem ΔT w znacznym stopniu rośnie również sztywność



rys.40 Wpływ przyrostu temperatury ΔT na sztywność węzła

węzła. Widoczne na tym rysunku różnice sztywności, występujące w kierunkach $\varphi = 0^\circ$ i $\varphi = 180^\circ$, są niewątpliwie wynikiem głównie różnej sztywności samej obudowy w tych właśnie kierunkach. Różnice natomiast pomiędzy $\varphi = 90^\circ$ i $\varphi = 270^\circ$, w których to sztywność obudowy powinna być, ze względu na pełną symetrię, taka sama, można jedynie tłumaczyć wystąpieniem błędów kształtu otworu łożyskowego w obudowie. Należy zaznaczyć, że przedstawione krzywe otrzymano na podstawie pomiarów wykonywanych zarówno w stanach cieplnie ustalonych jak i nie ustalonych. Było to możliwe dzięki posługiwaniu się różnicą przyrostów temperatury ΔT a nie przyrostami temperatury wrzeciona lub obudowy. Przedstawiona na rys.40 zależność jest więc ważna, przy określonym luzie pomontażowym $l_p = 14,9/\mu\text{m}$ oraz przy obciążeniu $F_r = 8600 \text{ N}$, dla dowolnych stanów cieplnych węzła.

Jeszcze bardziej ogólną zależnością jest zależność pomiędzy sztywnością węzła a luzem roboczym l_r , przedstawiona na rysunku 41, która to obowiązuje przy dowolnych luzach pomontażowych. Jak wynika z tego rysunku, po przejściu luzu roboczego w zakres wartości ujemnych, sztywność węzła zaczyna wzrastać znacznie szybciej niż przy luzach dodatnich. Jeżeli na podstawie równania (57) obliczy się graniczną wartość luzu ujemnego dla badanego łożyska NN3022K, po której przekroczeniu sztywność w nieznacznym stopniu zależy od luzu, to okaże się, że wynosi ona około $-6,6/\mu\text{m}$. Z rysunku 40 wynika, że właśnie w zakresie luzów $-7/\mu\text{m} < l_r < -8/\mu\text{m}$ zaczyna się zmniejszać kąt nachylenia krzywej. Rozszerzenia wykresu w kierunku większych wartości luzów ujemnych, przy których byłoby to o wiele wyraźniej widoczne, nie udało się uzyskać, ponieważ nawet przy bardzo wolnym nagrzewaniu węzła, przy



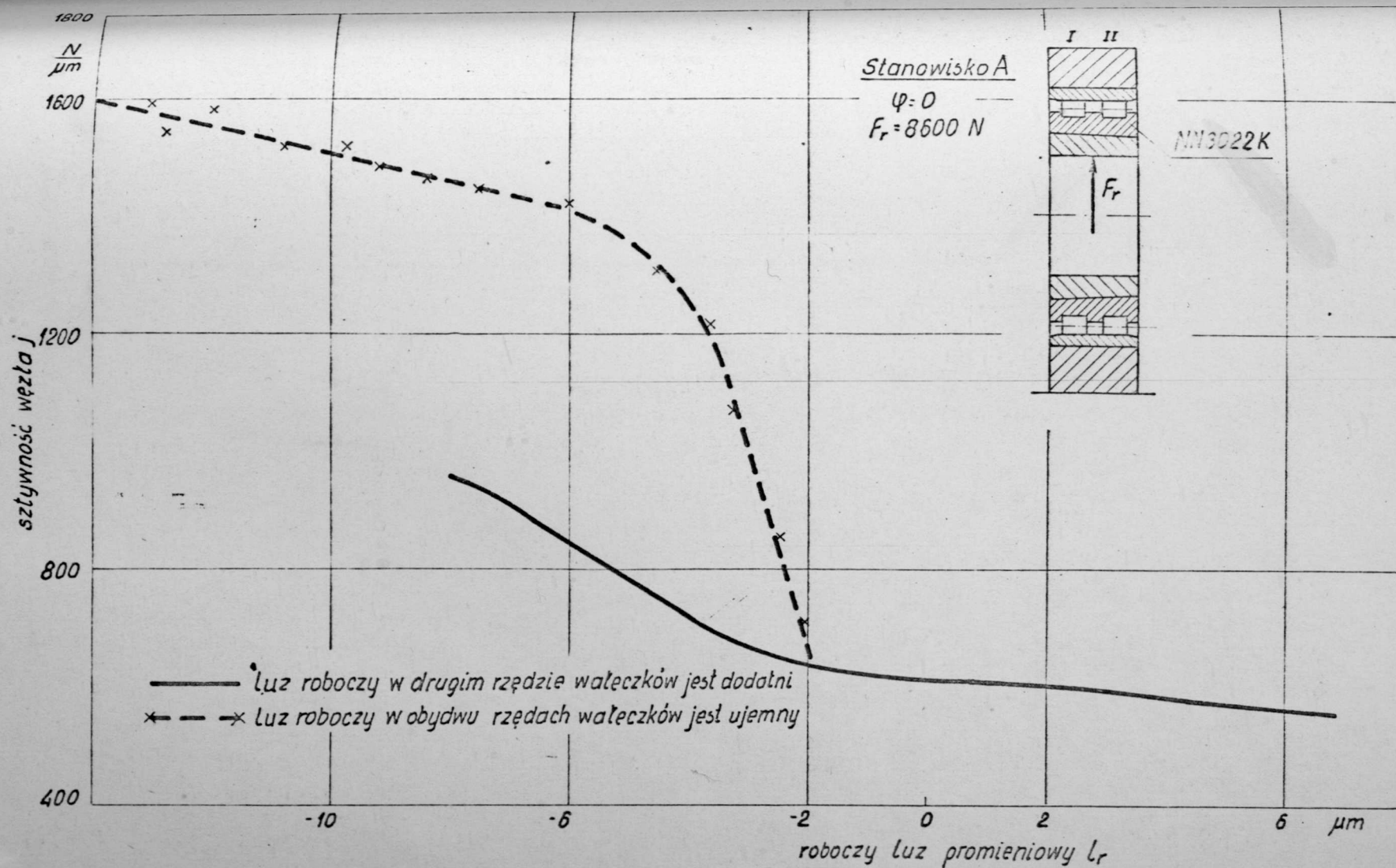
rys.41 Wpływ luzu roboczego na sztywność węzła

luzie roboczym w przednim rzędzie wałeczków wynoszącym około $-8/\mu\text{m}$, w drugim rzędzie wałeczków pojawiał się również luz ujemny. Otrzymywane wówczas przebiegi sztywności znacznie odbiegały od przedstawionych na rys.41.

Przebieg omawianej zależności, przy występowaniu luzu ujemnego w obydwu rzędach wałeczków, przedstawiono linią przerywaną na rysunku 42, na którym naniesiono również odpowiednią krzywą z rysunku poprzedniego. W tym przypadku, przejście luzu w obydwu rzędach w zakres wartości ujemnych udało się uzyskać już przy luzie w pierwszym rzędzie, wynoszącym $-2/\mu\text{m}$, a to dzięki zastosowaniu do smarowania łożyska znacznych ilości oleju o dużej lepkości oraz pracy na wysokich prędkościach obrotowych. Sztywność węzła, występująca przy pracy obydwu rzędów wałeczków z luzem ujemnym, jest znacznie większa niż wtedy, gdy w jednym z nich występuje luz dodatni. Na rysunku tym jest już wyraźnie widoczne zmniejszanie się przyrostów sztywności po przekroczeniu luzu $-4,6/\mu\text{m}$, który jest dla tego przypadku luzem granicznym.

W celu łatwego porównania sztywności węzłów łożyskowych w stanowiskach A i B oraz tokarce, zestawiono otrzymane wyniki w formie wykresu słupkowego na rysunku 43. Na podstawie zaznaczonych słupków można się przekonać, o ile może wzrosnąć sztywność każdego z węzłów, jeśli zapewni się luz ujemny równocześnie w obydwu rzędach wałeczków głównego łożyska wrzeczona. Wzrost ten wynosił średnio około 30%. Ponadto widoczne są znaczne różnice pomiędzy sztywnością trzech badanych węzłów, wynikające z różnych wielkości łożysk, różnych sztywności ścianek i błędów wykonania części składowych węzła.

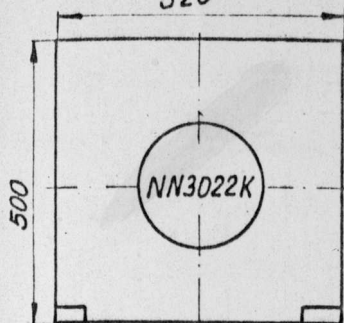
Stosowany we wszystkich przedstawianych dotychczas wy-



rys.42 Porównanie sztywności węzła zmierzonej przy ujemnym luzie roboczym w obydwu rzędach wałeczków ze sztywnością przy luzie ujemnym tylko w jednym rzędzie

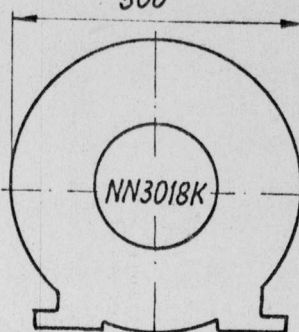
grubość $h = 45$

520



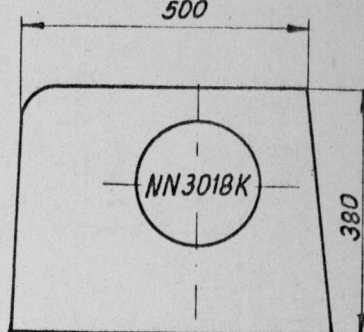
$h = 50$

500



$h = 20$

500



Stanowisko A



– luz roboczy w jednym rzędzie waleczków
jest dodatni



– luz roboczy w obydwu rzędach waleczków
jest ujemny

Stanowisko B

$F_r = 8600 \text{ N}$

$\varphi = 0^\circ$

$L_r = -8 \mu\text{m}$

Tokarka

sztywność węzła

1600

N

μm

1400

1200

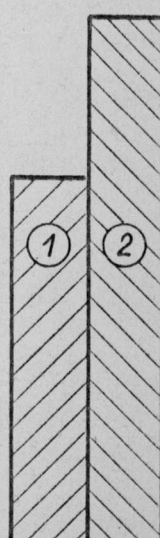
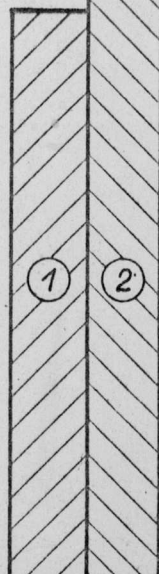
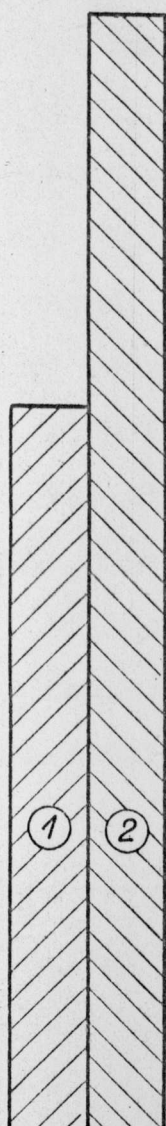
1000

800

600

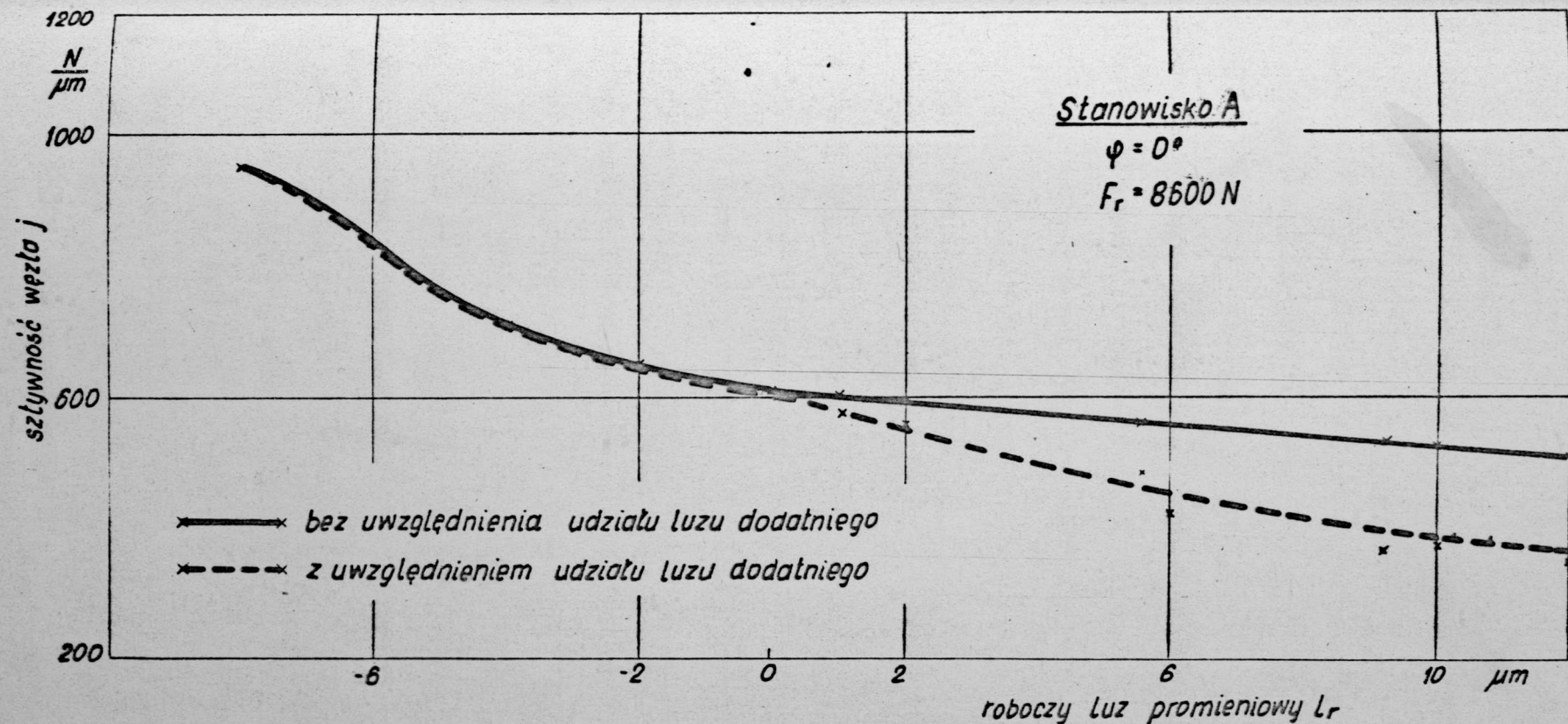
400

200



rys.43 Porównanie sztywności zmierzonej
dla trzech badanych konstrukcji
węzłów łożyskowych

kresach wskaźnik sztywności miał umożliwić porównywanie właściwości konstrukcji węzłów łożyskowych w różnych warunkach ich pracy. Z tego względu celowe było oddzielenie przemieszczeń wrzeciona wynikających z luzu dodatniego od przemieszczeń związanych z odkształceniami sprężystymi. Interesujący jednak może być też przypadek /p.rys.44/, w którym uwzględnia się udział luzu dodatniego. Na rysunku 44 linia ciągła odpowiada jedynie sprężystym odkształceniom węzła, przerywana zaś jest sumą zarówno odkształceń sprężystych jak i przemieszczeń wynikających z luzu dodatniego. Widać wyraźnie, że sztywność węzła z uwzględnieniem udziału luzu dodatniego jest o wiele mniejsza niż przy uwzględnianiu jedynie odkształceń sprężystych. Tymczasem w szeregu publikacji spotyka się wyniki badań bądź też obliczeń sztywności zespołów wrzecionowych bez podania, czy uwzględniają one udział luzu dodatniego, czy też nie. Wykres zaznaczony linią przerywaną na rys.44 można w zasadzie sporządzić tylko dla kątów $\varphi = 0^\circ$ i $\varphi = 180^\circ$. Przy innych kierunkach działania obciążenia zewnętrznego trudno jest bowiem wystarczająco dokładnie określić udział luzu dodatniego w całkowitym przemieszczeniu wrzeciona.



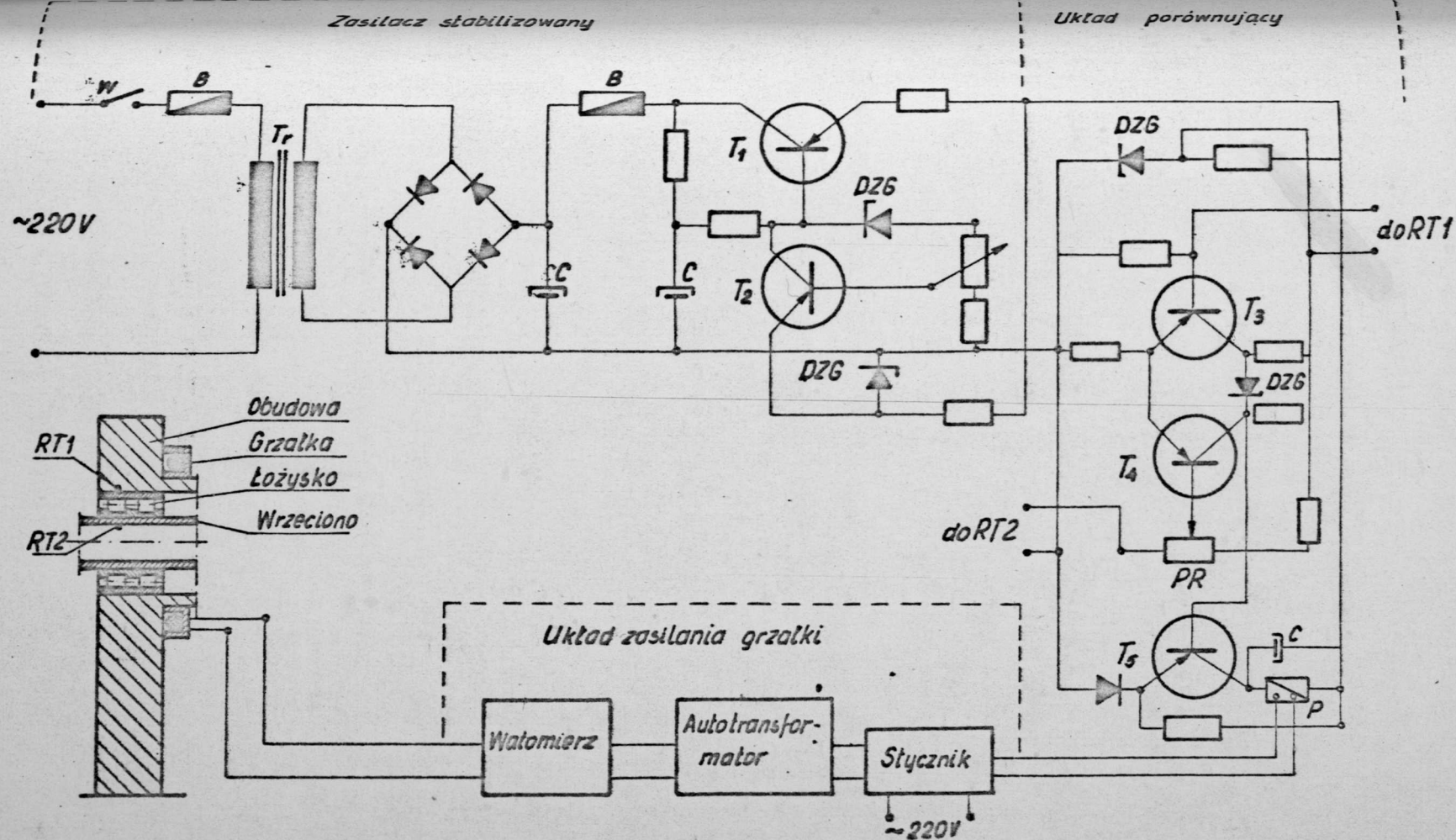
rys.44 Porównanie sztywności węzła określonej na podstawie tylko sprężystych odkształceń ze sztywnością uwzględniającą udział luzu dodatniego

10. CZYNNE ODDZIAŁYWANIE NA PRZEBIEG ZMIAN LUZU ROBOCZEGO

=====

Stwierdzenie podczas badań ścisłej zależności pomiędzy luzem roboczym w łożysku a różnicą przyrostów temperatury wrzeciona i obudowy stworzyło możliwość oddziaływania na przebieg zmian luzu roboczego, podczas pracy wężła, poprzez odpowiednie sterowanie temperaturą obudowy. Wyjaśniono już, że przyczyną niekorzystnych, gwałtownych zmian luzu roboczego oraz temperatury wężła jest występowanie sprzężenia pomiędzy tymi czynnikami. Aby uniknąć takich sprzężeń, badany węzeł łożyskowy stanowiska B wyposażono w specjalną grzałkę pierścieniową, mającą na celu stworzenie takich warunków, żeby podczas pracy cieplne zmiany wymiarowe otworu łożyskowego były zbliżone do przyrostu średnicy obwiedni elementów tocznych łożyska. Było to możliwe dlatego, że nagrzewanie się obudowy łożyska jest zazwyczaj mniejsze niż wrzeciona i przy sterowaniu jej temperaturą, za pomocą odpowiednio umieszczonej grzałki, można wówczas zapewnić stałą różnicę przyrostów temperatury pomiędzy wrzecionem a obudową.

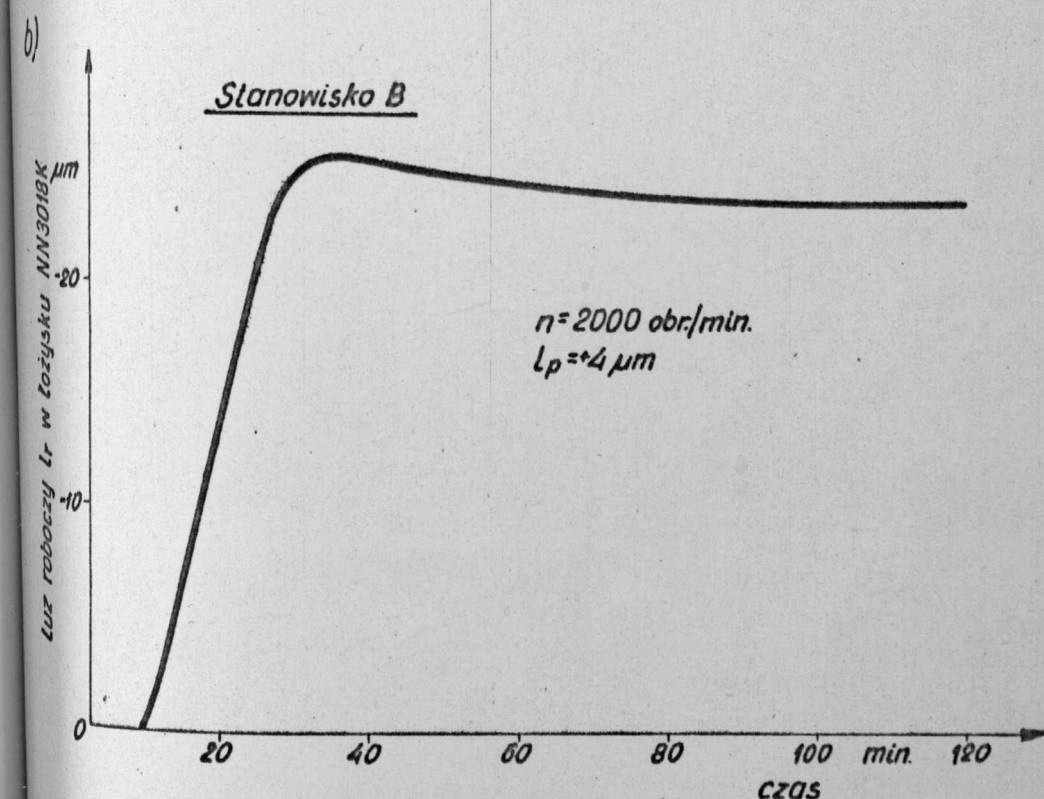
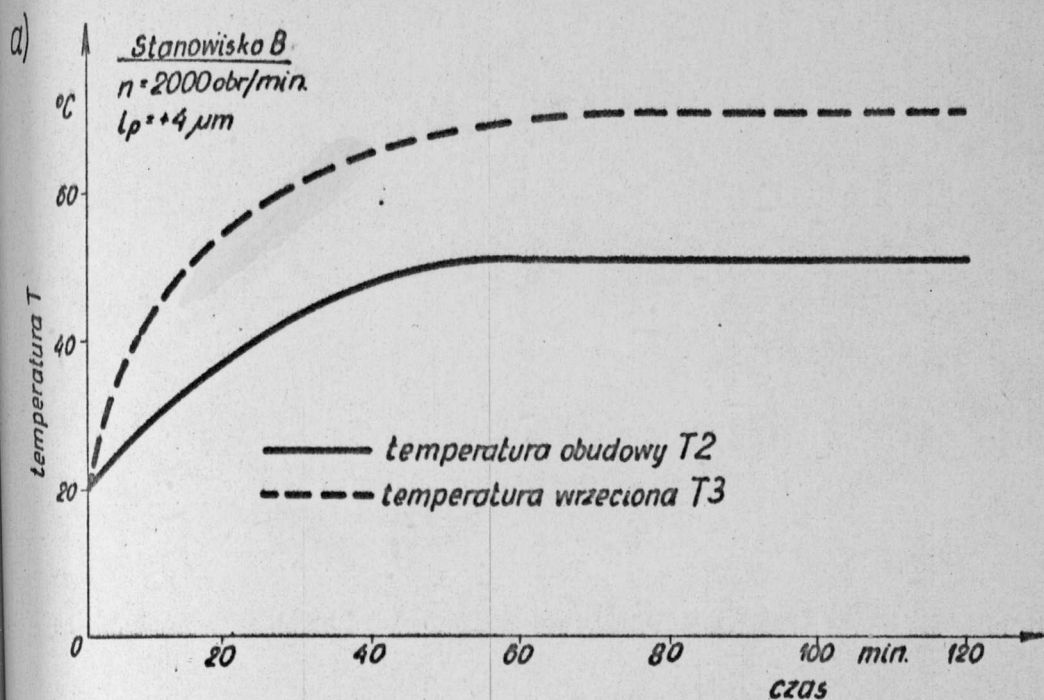
Właściwe oddziaływanie na przebieg cieplnych zmian luzu wymagało zbudowania elektronicznego urządzenia sterującego, które to na podstawie pomiaru i porównywania obydwu przyrostów temperatur zakłączałoby w odpowiednim momencie, bądź też odcinało zasilanie grzałki. Schemat ideowy takiego urządzenia, składającego się z zasilacza stabilizowanego, układu porównującego oraz układu zasilania grzałki, przedstawiono



rys.45 Schemat ideowy urządzenia do automatycznego sterowania zasilaniem grzałki

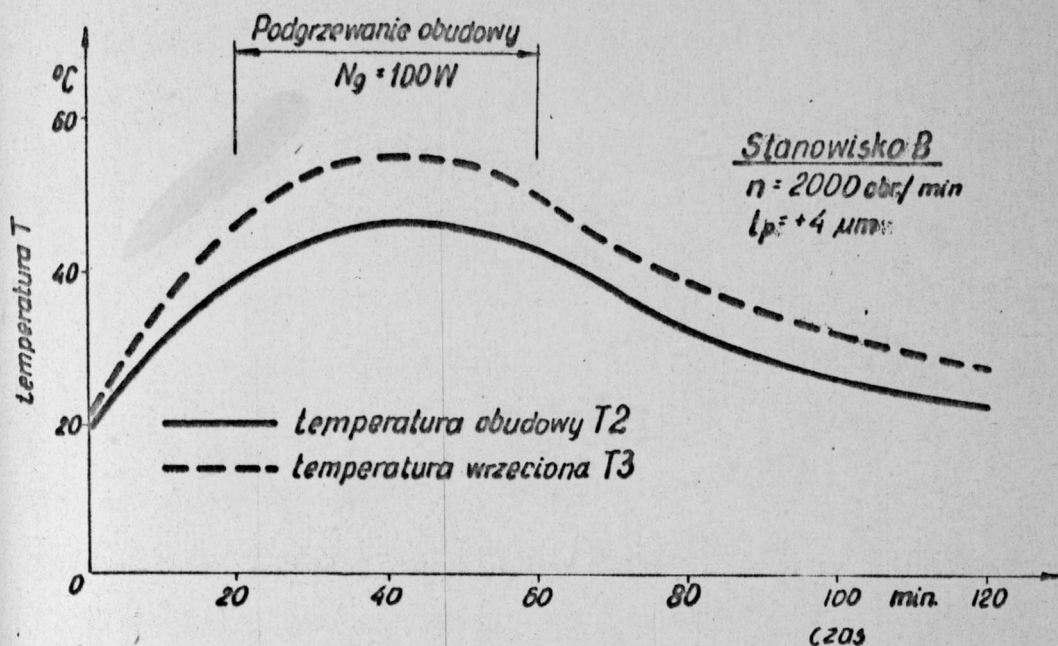
na rys.45. Rezystancyjne czujniki temperatury R_{T1} i R_{T2} , stanowiące część mostka pomiarowego, umieszczono w obudowie i we wrzecionie, w pobliżu pierścieni łożyska promieniowego. Żadaną, stałą różnicę przyrostu temperatury wrzeciona i obudowy można było nastawiać przy pomocy potencjometru PR, znajdującego się w układzie porównującym skonstruowanego urządzenia. W przypadku, gdy różnica temperatury wrzeciona i obudowy będzie różna od nastawionej potencjometrem PR, wówczas zadziała przekaźnik P, sterujący układem zasilania grzałki. Wyłączenie zasilania grzałki nastąpi po osiągnięciu przez czujniki R_{T1} i R_{T2} zadanej uprzednio różnicy temperatury.

Ze względu na dużą bezwładność cieplną obudowy oraz na stosunkowo odległe położenie grzałki w stosunku do łożyska, potrzebny był dość znaczny okres czasu, aby w wyniku działania grzałki temperatura obudowy węzła wzrosła do poziomu, zapewniającego wystąpienie pomiędzy obudową i wrzecionem wymaganej różnicy temperatury. W wyniku tego, podczas pracy łożyska cieplne zmiany luzu oraz zmiany temperatury w węźle miały przebiegi odbiegające znacznie od oczekiwanych. Obrazują to rysunki 46 i 47, na których zaznaczono zmiany luzu i temperatury w normalnych warunkach pracy węzła /rys.46/ oraz w warunkach, kiedy obudowa ogrzewana była dodatkowo przez grzałkę /rys.47/. Z porównania tych rysunków wynika, że mimo podgrzewania obudowy podczas pracy węzła, wystąpiło również bardzo silne sprężenie. Przejawiało się ono gwałtownym wzrostem luzu ujemnego oraz wzrostem temperatury węzła w początkowym okresie pracy. Dopiero po 40 minutach temperatura obudowy wzrosła w takim stopniu, że zjawisko sprężenia dodatniego przestało oddziaływać, co uwidacznia się ciągłym

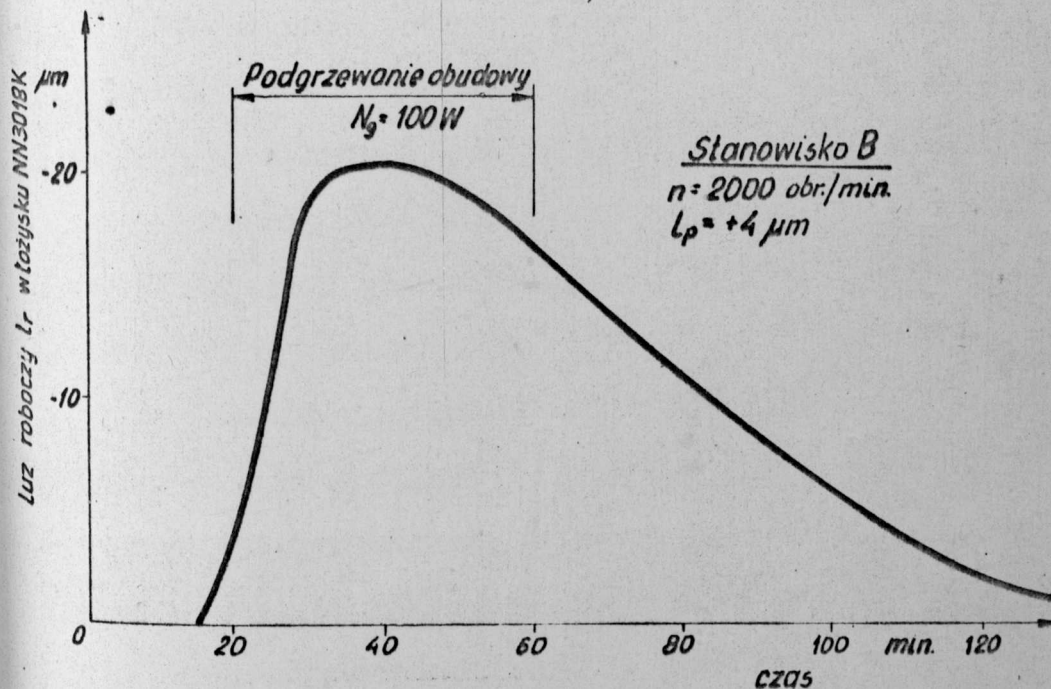


rys.46 Zmiany temperatury oraz luzu roboczego w normalnych warunkach pracy węzła łożyskowego

a)

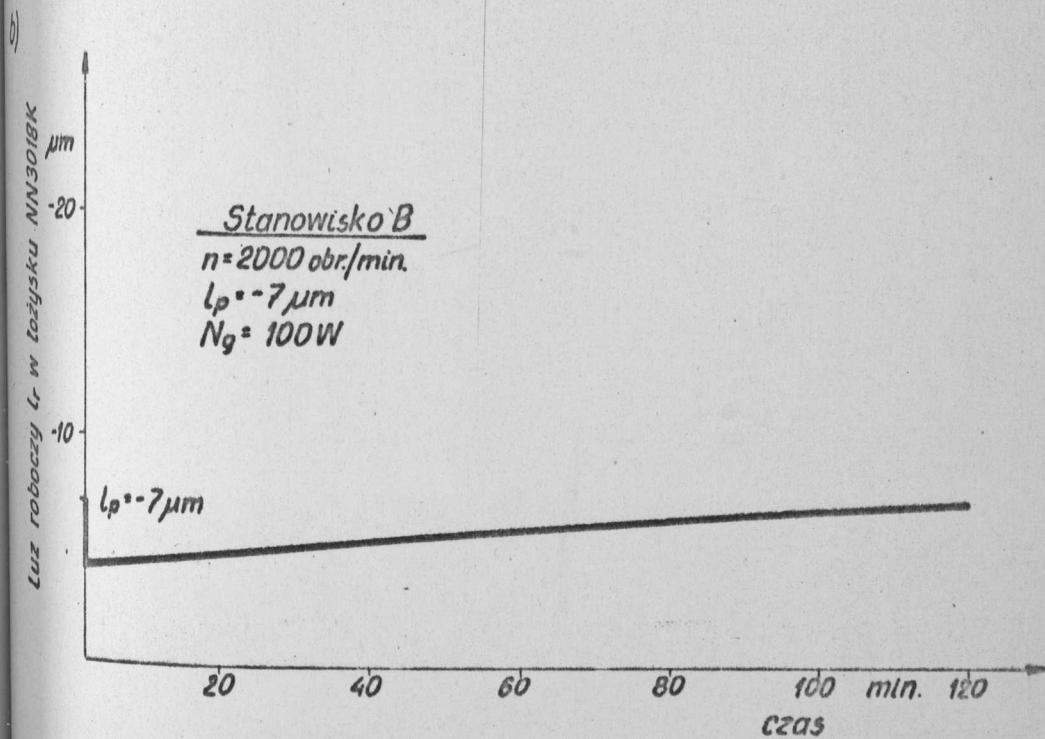
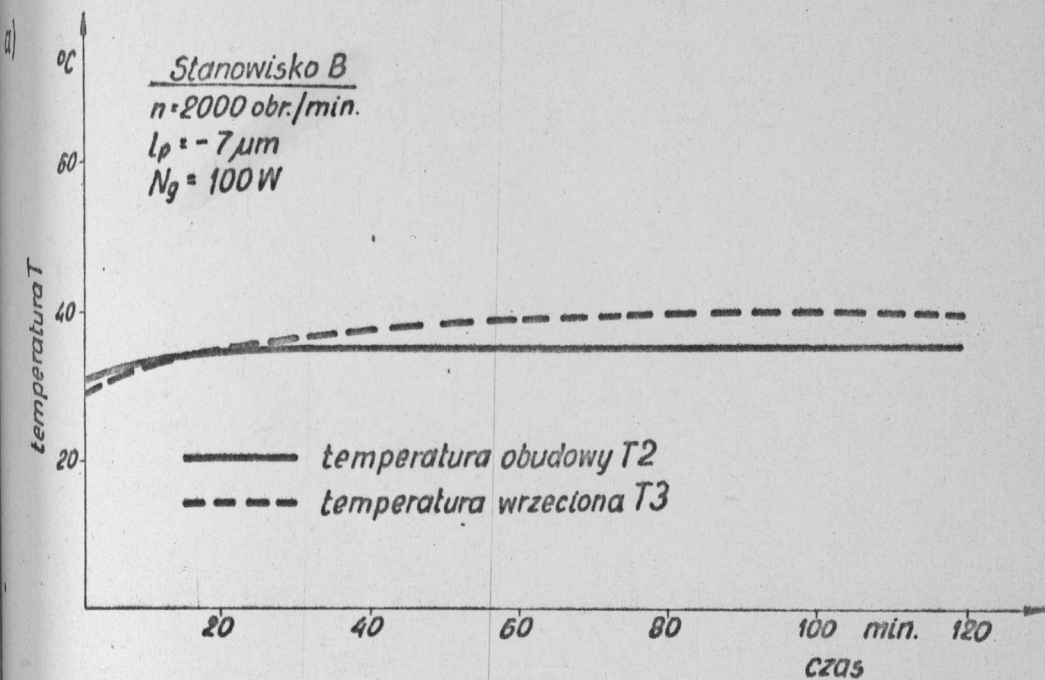


b)



rys. 47 Zmiany temperatury wężła oraz luzu roboczego w łożysku podczas pracy przy równoczesnym podgrzewaniu obudowy

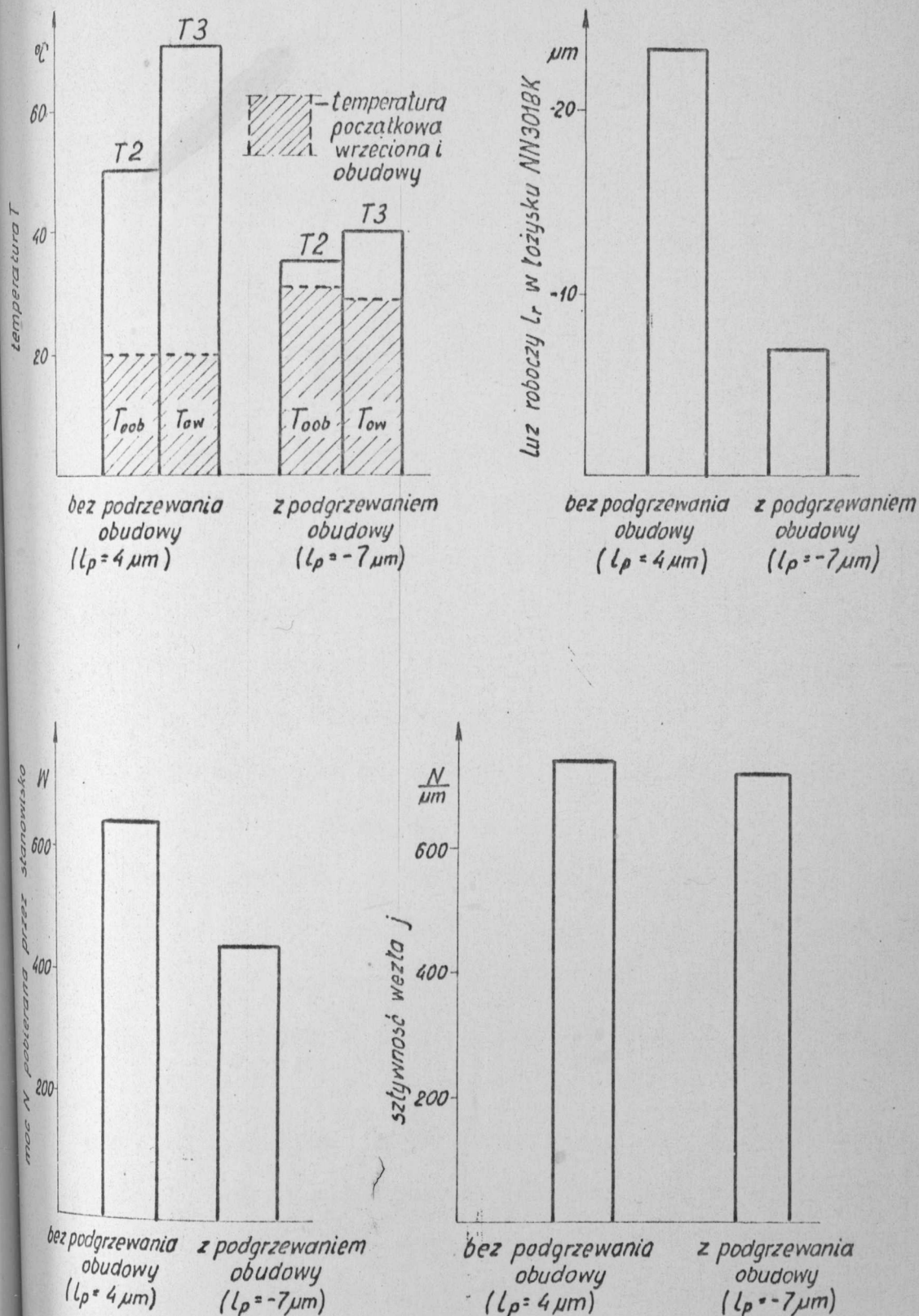
spadkiem wartości luzu ujemnego oraz temperatury wężła /p. rys.47/. Taki sposób sterowania temperaturą obudowy nie przyniósł więc spodziewanych efektów, którymi miało być znaczne ograniczenie zmian luzu oraz przyrostów temperatury wężła podczas jego pracy w stanach cieplnie nieustalonych. Związane to było ze znacznym przesunięciem w czasie pomiędzy wystąpieniem sprzężenia a podgrzaniem obudowy przez grzałkę do odpowiedniej temperatury. Aby zmniejszyć wpływ sprzężenia, postanowiono podgrzać za pomocą grzałki obudowę do właściwej temperatury, jeszcze przed uruchomieniem stanowiska. Wywołana w ten sposób zmiana termicznego stanu początkowego wężła wpływa równocześnie na wartość luzu w łożysku. Przy ustawionym w stanie zimnym luzie pomontażowym $l_p = -7, \mu m$ podgrzanie obudowy do około $30^{\circ}C$ spowodowało zmniejszenie jego wartości do $-4, \mu m$. Wyniki z pomiaru przy takim właśnie stanie początkowym, uzyskane po uruchomieniu stanowiska, pokazano na rysunku 48. Z przedstawionych wykresów wynika, że podczas 120 minut pracy wężła, z prędkością obrotową wrzeciona $n = 2000$ obr/min, temperatury wrzeciona i obudowy zmieniły się bardzo nieznacznie - zaledwie o kilka stopni. Przyczyną tego były bardzo małe zmiany luzu roboczego, pokazane na dolnym wykresie omawianego rysunku. Jeżeli porówna się przebiegi krzywych z rysunku 48 z krzywymi na rysunku 46, uzyskanymi w normalnych warunkach pracy wężła, to widać, że wstępne podgrzanie obudowy pozwoliło uniknąć bardzo silnego sprzężenia, widocznego na rysunkach 46 i 47. Korzystnym efektem, uzyskanym tą drogą, było nie tylko znaczne zmniejszenie temperatury wężła, ale również zmniejszenie mocy pobieranej przez stanowisko o prawie 200 W. Widoczne to jest na rysunku 49, gdzie na kolejnych wykresach pokazano, jakie efekty uzyskano poprzez zmia-



rys. 48 Zmiany temperatury węzła oraz zmiany luzu roboczego podczas pracy po wstępnym podgrzaniu obudowy

Stanowisko B

$n = 2000 \text{ obr./min. } \tau = 120 \text{ min.}$

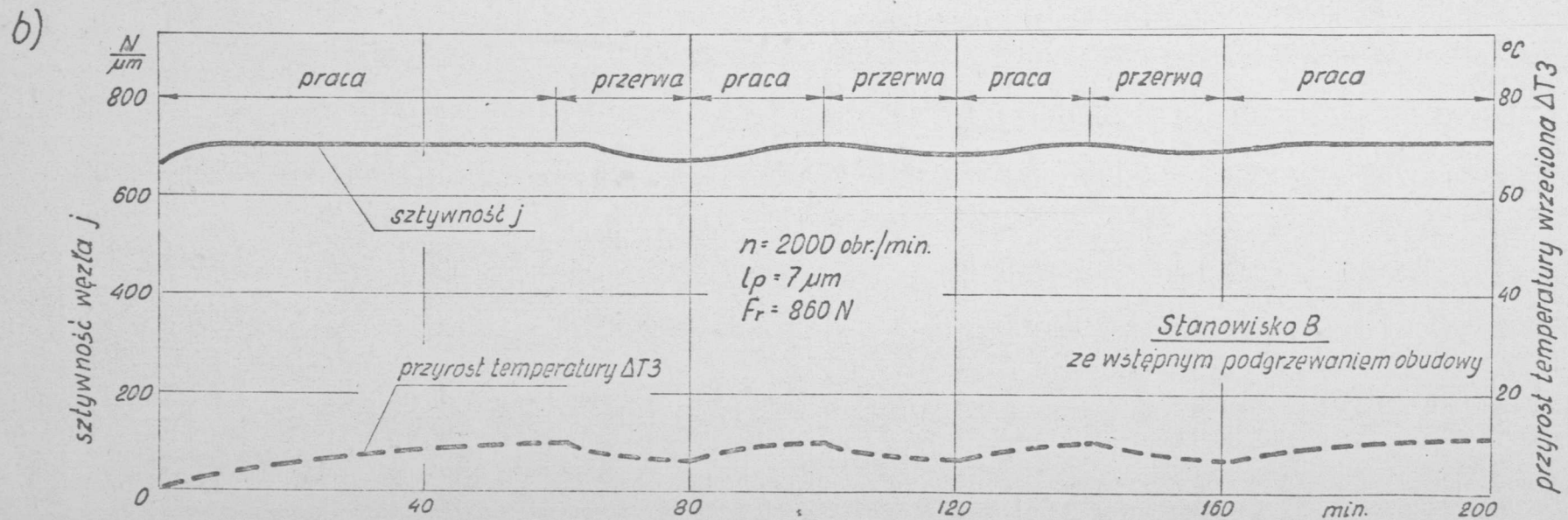
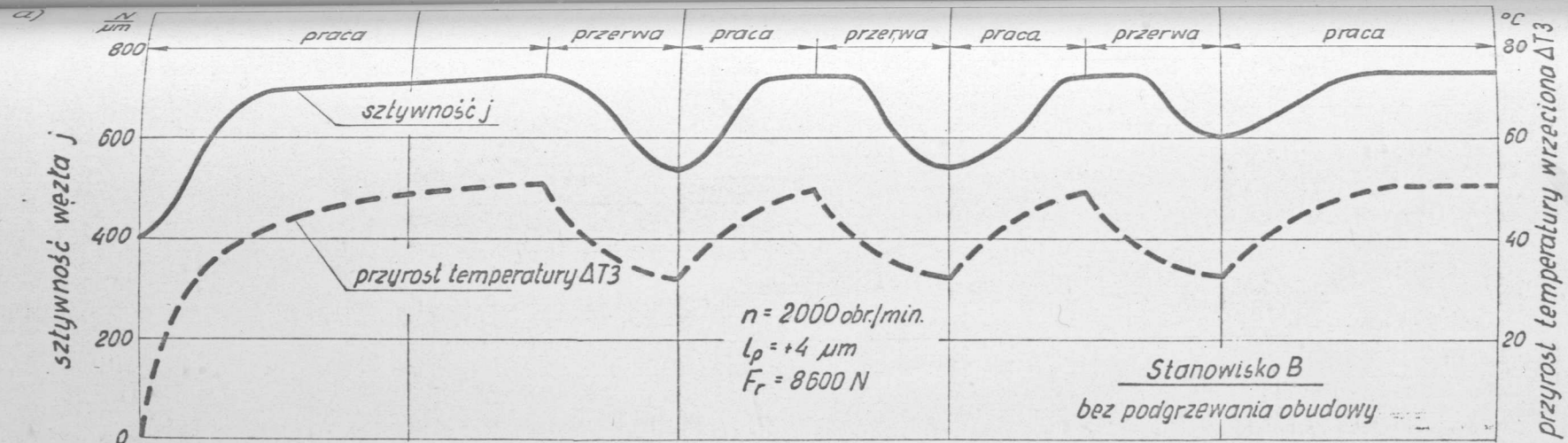


rys.49 Porównanie wyników uzyskiwanych przy normalnych warunkach pracy węzła z wynikami otrzymanymi po wstępnym podgrzaniu obudowy

nę tylko początkowego stanu termicznego wężła. Przy prędkości wrzeciona $n = 2000$ obr/min, w stosunku do normalnych warunków pracy wężła, przyrost temperatury wrzeciona ponad temperaturę początkową /pola zakreskowane/ zmniejszył się w stanie cieplnie ustalonym z 50°C do 11°C , przyrost temperatury obudowy zmniejszył się z 30°C do 4°C , luz zaś roboczy z $-23/\mu\text{m}$ do $-7/\mu\text{m}$, a pobór mocy z 640 W do 440 W. Wszystkie te rezultaty uzyskano przy prawie niezmiennionej sztywności wężła łożyskowego, co widoczne jest na prawym dolnym schemacie omawianego rysunku.

Bardzo istotne znaczenie ma fakt, że już w stanie początkowym można wprowadzić w wężłach łożyskowych wrzecion obrabiarek ujemny luz pomontażowy, zapewniający dużą sztywność wrzeciona, bez obawy nadmiernych wzrostów temperatur. Ponadto, łatwo da się zapewnić dużą sztywność wrzeciona, nawet przy niewielkich prędkościach obrotowych wrzeciona, gdyż sztywność w tym przypadku zależy w nieznacznym stopniu od prędkości obrotowej. Pokazano to na przykładzie pracy wężła z przerwami /p.rys.50/, co ma miejsce w naturalnych warunkach pracy obrabiarki. Na rysunku 50 zamieszczono dwa wykresy, obrazujące zmiany sztywności wężła łożyskowego stanowiska B, w funkcji czasu pracy w cyklu przerywanym, bez podgrzewania obudowy łożyska i z jej podgrzewaniem oraz odpowiednie zmiany temperatury, zmierzone na wewnętrznej ścianie wrzeciona. Jak wynika z porównania, znaczne wahania temperatury wrzeciona i sztywności wężła, występujące w normalnych warunkach pracy, prawie całkowicie zniknęły przy wstępnym podgrzaniu obudowy łożyska.

Przy krótkich przerwach w cyklu pracy wężła /dla stanowiska B krótszych od 25 minut/ wystarczy tylko jednorazowe



rys.50 Zmiany temperatury wrzeciona oraz sztywności węża pracującego w cyklu przerywanym:
 a/ bez podgrzewania obudowy, b/ ze wstępnym podgrzaniem obudowy

podgrzanie obudowy do odpowiedniej temperatury, którą dla każdej konstrukcji węzła należy ustalić doświadczalnie. W przypadku dłuższych przerw w pracy konieczne jest wielokrotne podgrzewanie obudowy w celu utrzymania określonego stanu termicznego węzła. Do tego celu nadaje się układ do automatycznego sterowania grzałką /p.rys.45/, w którym zamiast czujnika temperatury R_{T2} wstawi się odpowiedni rezystor do układu porównującego.

11. WPŁYW NAGRZEWANIA SIĘ OBUDOWY

NA KSZTAŁT OTWORU ŁOŻYSKOWEGO

Sztywność połączenia pierścieni łożyska z czopem oraz obudową zależy w znacznym stopniu od błędów kształtu kojarzonych części. Tolerancje kształtu miejsc osadzenia pierścieni łożysk, tzn. dopuszczalna odchyłka kołowości i stożkowości, nie powinny w zasadzie przekraczać - według zaleceń znanych zagranicznych firm łożyskowych - połowy pola ich tolerancji. Ukazała się również krajowa norma PN-70/M-86416, podająca wytyczne do wykonywania miejsc osadzenia łożysk. Wynika z niej, że odchyłki kształtu otworu łożyskowego powinny, w zależności od dokładności łożyska, mieścić się w klasie IT3 do IT6, odchyłki zaś wałków - w klasie IT2 do IT5. Dla wymiarów łożysk w klasie P4 do P6, stosowanych w obrabiarkach średniej wielkości, dopuszczalne odchyłki kołowości i stożkowości będą mieściły się w zakresie od kilku do kilkunastu mikrometrów.

Należy liczyć się z tym, że podczas pracy węzła, w wyniku jego odkształceń cieplnych, technologiczne błędy kształtu miejsc osadzenia łożysk mogą zwiększyć się. Zmiany te będą istotne zwłaszcza w odniesieniu do otworu w obudowie, a to ze względu na jej złożony przeważnie kształt oraz występujący na ogół brak symetrii geometrycznej i termicznej. Aby określić, jakiego rzędu są to wielkości i od czego one zale-

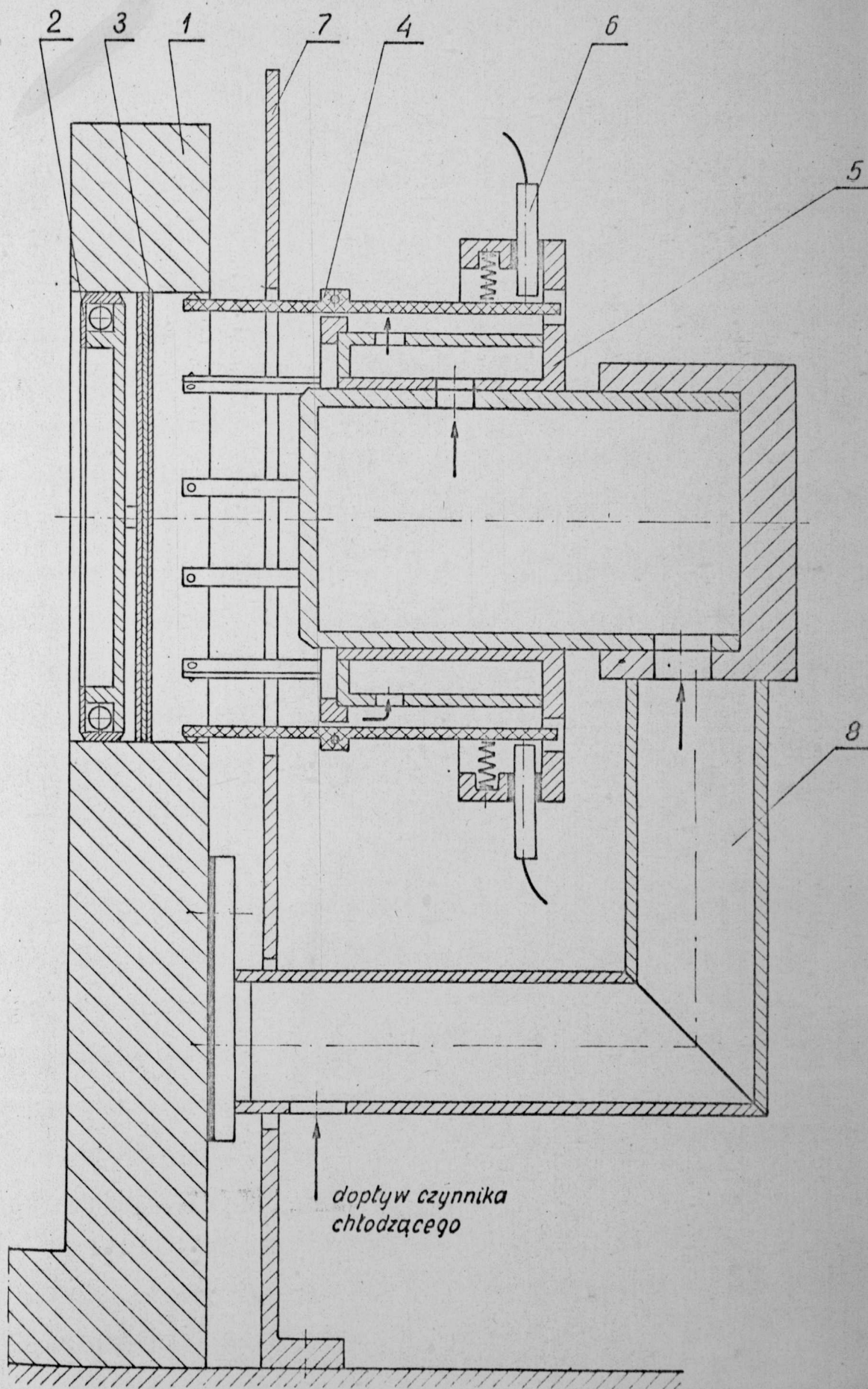
żą, przeprowadzono pomiary cieplnych zmian kształtu otworu łożyskowego w korpusie wrzeciennika tokarki średniej wielkości. Wymagało to opracowania metody pomiaru, jak też skonstruowania odpowiedniego urządzenia pomiarowego.

11.1. Przyrząd do pomiaru cieplnych zmian kształtu otworu łożyskowego

Przy pomiarach zmian kształtu otworu, wynikających z odkształceń cieplnych korpusu napotyka się na szereg trudności natury technicznej, związanych przede wszystkim z rozszerzalnością cieplną części składowych urządzeń pomiarowych oraz wpływem zmian temperatury otoczenia i temperatury samego przyrządu na wartość mierzoną. Przy nieprzemyślanej konstrukcji oddziaływanie to może okazać się tak znaczne, że całkowicie uniemożliwia przeprowadzanie pomiarów.

Konstrukcję przyrządu, którego schemat przedstawia rysunek 51, oparto na szczegółowej analizie przyczyn powstawania błędów pomiaru. Z analizy tej wynikł szereg wymagań i warunków, jakie należało uwzględnić przy przeprowadzeniu tego typu pomiarów. Do najważniejszych z nich można zaliczyć:

- zapewnienie stałej temperatury otoczenia w czasie całego cyklu pomiarowego,
- utrzymanie stałej temperatury tych części przyrządu, których wydłużenia cieplne wpływają bezpośrednio na wielkości mierzone,
- mocowanie przyrządu bezpośrednio do obiektu badanego,
- pomiar w możliwie dużej ilości punktów na obwodzie badanego otworu,
- właściwy dobór materiałów na części składowe przyrządu,



rys.51 Schemat urządzenia do pomiaru cieplnych zmian kształtu otworu żyłwskiego

ważne z punktu widzenia ich wpływu na dokładność pomiaru,
- możliwość automatycznej rejestracji wyników pomiarów.

Przyrząd, pokazany na rys.51, mocowano do ścianki wrzeciennika 1, posiadającej w otworze łożyskowym grzałkę 2, imitującą działanie cieplne węzła łożyskowego. Aby zapewnić małe odkształcenia cieplne przyrządu pomiarowego, należało w pierwszym rzędzie zastosować ekrany zmniejszające wpływ promieniowania grzałki i korpusu wrzeciennika oraz wprowadzić wymuszone chłodzenie podstawowych zespołów tego przyrządu. Po między grzałką a przyrządem umieszczono więc potrójny ekran 3 z płyt azbestowych i tekstolitowych oraz dodatkowy ekran 7 pomiędzy ścianką a przyrządem. Dalszą poprawę stabilności cieplnej przyrządu uzyskano poprzez wymuszony przepływ emulsji olejowej w komorach 8, wykonanych w podstawowych elementach przyrządu. Ponadto równoległe ustawienie dźwigni 4 do osi otworu łożyskowego pozwalało uniknąć wpływu ich wydłużeń cieplnych na wielkości mierzone. Na końcach wszystkich dźwigni 4 zamocowano grafitowe końcówki w kształcie stożków, stykające się z powierzchnią badanego otworu. W czasie pomiarów dźwignie, zamocowane do korpusu 5, dociskane były do powierzchni otworu sprężynami, co zapewniało stały ich styk z powierzchnią otworu. Przeciwnie końce dźwigni stanowiły powierzchnie odniesienia dla zastosowanych czujników przemieszczeń 6, rozmieszczonych co 30° na obwodzie głowicy przyrządu tak, jak dźwignia 4.

Przedstawiony przyrząd pozwala na mierzenie zmian kształtu otworu łożyskowego w wyniku nagrzewania się ścianki wrzeciennika. Jeżeli chce się ustalić rzeczywiste odchyłki kołowości otworu w stanie termicznie ustalonym, trzeba wpierw znać jego kształt w stanie zimnym, a następnie dodać

w odpowiednich kierunkach wartości zmierzone za pomocą omówionego przyrządu. Ponieważ jednak chodziło o wyznaczenie zmian kształtu, wystarczyło tylko mierzyć odchyłki od stanu pierwotnego. Niewątpliwą niedogodnością przyrządu jest to, że pozwala on mierzyć tylko sumaryczne odkształcenia cieplne samego otworu oraz korpusu wrzeciennika na odcinku od miejsca zamocowania przyrządu do położenia osi głowicy. Aby odizolować z wyników pomiaru wpływ wydłużenia korpusu, zastosowano analityczno-graficzną metodę najmniejszych kwadratów [42], służącą do wyznaczania geometrycznego środka nieregularnej krzywej zamkniętej.

Do pomiarów użyto zestaw 12 bezstykowych czujników indukcyjnych, współpracujących z napięciowym autokompensatorem rejestrującym. Wydajność cieplną grzałki głównej dobrano tak, aby temperatury ścianki były zbliżone do tych, jakie występują podczas pracy obrabiarki z maksymalną prędkością obrotową wrzeciona $n = 1800$ obr/min. Nagrzewanie się ścianki korpusu kontrolowano układem termistorowym, rejestrującym temperatury w 8 punktach, rozmieszczonych w pobliżu badanego otworu. Pozostałe cztery czujniki termistorowe rozmieszczono w przyrządzie pomiarowym dla sprawdzenia, czy zachowana jest w czasie pomiarów stała jego temperatura. Ponadto wszystkie pomiary wykonywano w pomieszczeniu termostatycznym, co zapewniało wysoką stabilność temperatury otoczenia.

11.2. Badania zmian kształtu otworu łożyskowego

Badania cieplnych zmian kształtu otworu łożyskowego przeprowadzono na czołowej ścianie wrzeciennika tokarki.

Wielkościami zmiennymi była wydajność źródeł ciepła oraz ich rozmieszczenie. Usytuowanie grzałek przyjęto zgodnie z miejscami osadzenia żołyśka głównego oraz żołyśk wałków pośrednich.

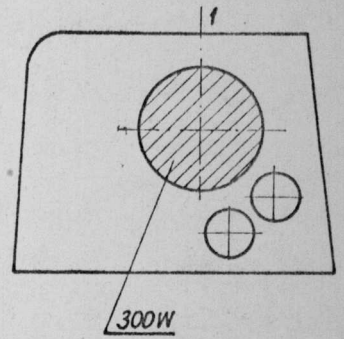
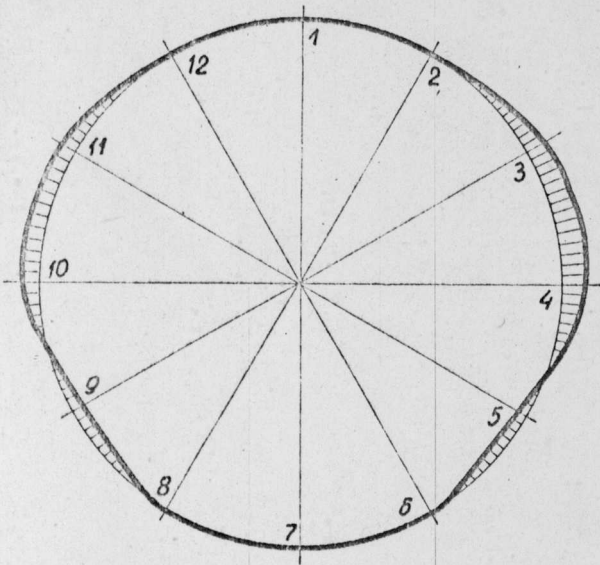
W celu sprawdzenia poprawności działania zbudowanego przyrządu, wykonano pomiary wstępne na ścianie płaskiej o stałej grubości, z jednym centralnym źródłem ciepła. Rozkład temperatur na tej ścianie zbliżony był do kołowo-symetrycznego, a kształt otworu żołyśkowego po nagrzaniu praktycznie nie różnił się od początkowego. Podczas tych pomiarów kontrolowano temperaturę podstawowych elementów przyrządu, która w punktach najbardziej narażonych na oddziaływanie ciepła wykazywała przyrost nie większy niż $1,5^{\circ}\text{C}$. Otrzymane wyniki dla płyty płaskiej świadczą o poprawnym działaniu przyrządu oraz o skuteczności zastosowanych zabezpieczeń przed jego nagrzewaniem się.

Wyniki, otrzymane z serii pomiarów wykonanych bezpośrednio na wrzecienniku, przedstawiono w sposób uproszczony na rysunku 52. Zamieszczone na nim wykresy kołowe /linie grube/ obrazują kształt otworu po nagrzaniu ścianki. W przeciwieństwie do ścianki płaskiej odbiega on od kształtu w stanie zimnym, zaznaczonego linią cienką, który to stanowił zarys odniesienia. Przyjęcie kołowego kształtu zarysu odniesienia uprościło znacznie opracowywanie wyników.

Pierwszy z wykresów, przedstawionych na rysunku 52a, przedstawia przypadek nagrzewania ścianki tylko centralnym źródłem ciepła o wydajności 300 W. Występujące przy takim nagrzewaniu ścianki odchyłki od kształtu początkowego nie przekraczają $3\mu\text{m}$ i są położone głównie w dwóch obszarach: pomiędzy kierunkami 10 i 12 oraz 2 i 4. Jeżeli przeanalizuje

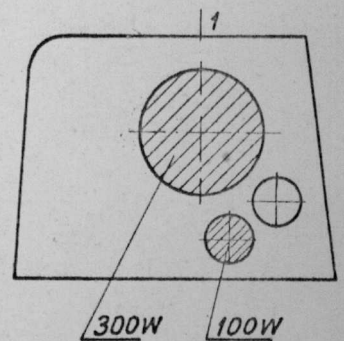
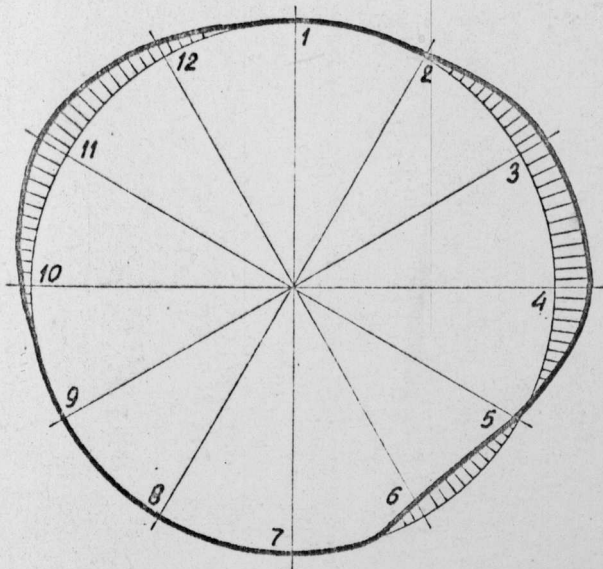
a)

10 μm



b)

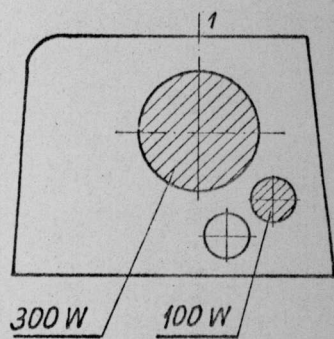
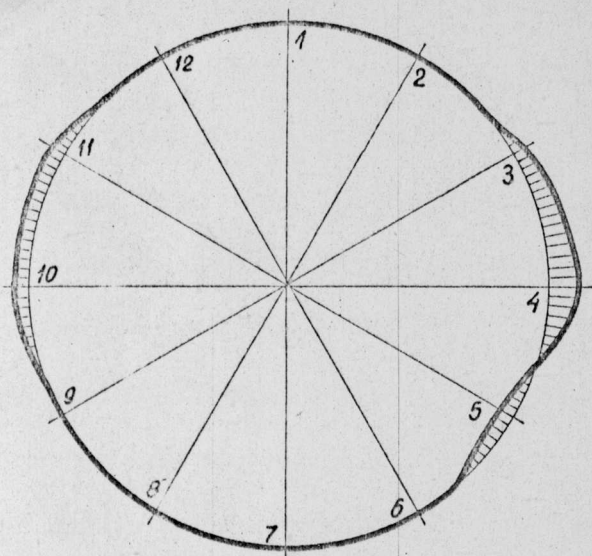
10 μm



rys.52 Kształt otworu żożyskowego
w stanie cieplnie ustalonym
dla czterech przypadków rozmieszczenia źródeł ciepła

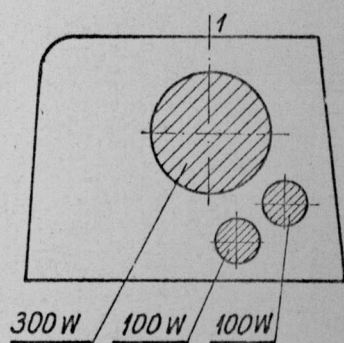
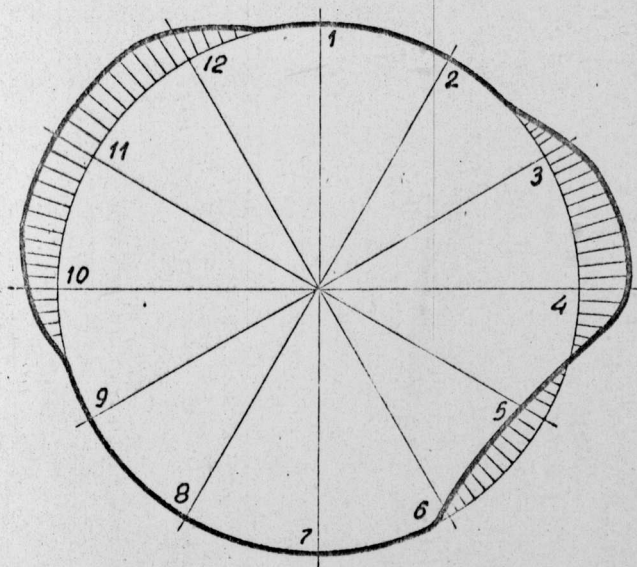
c)

10 μ m



d)

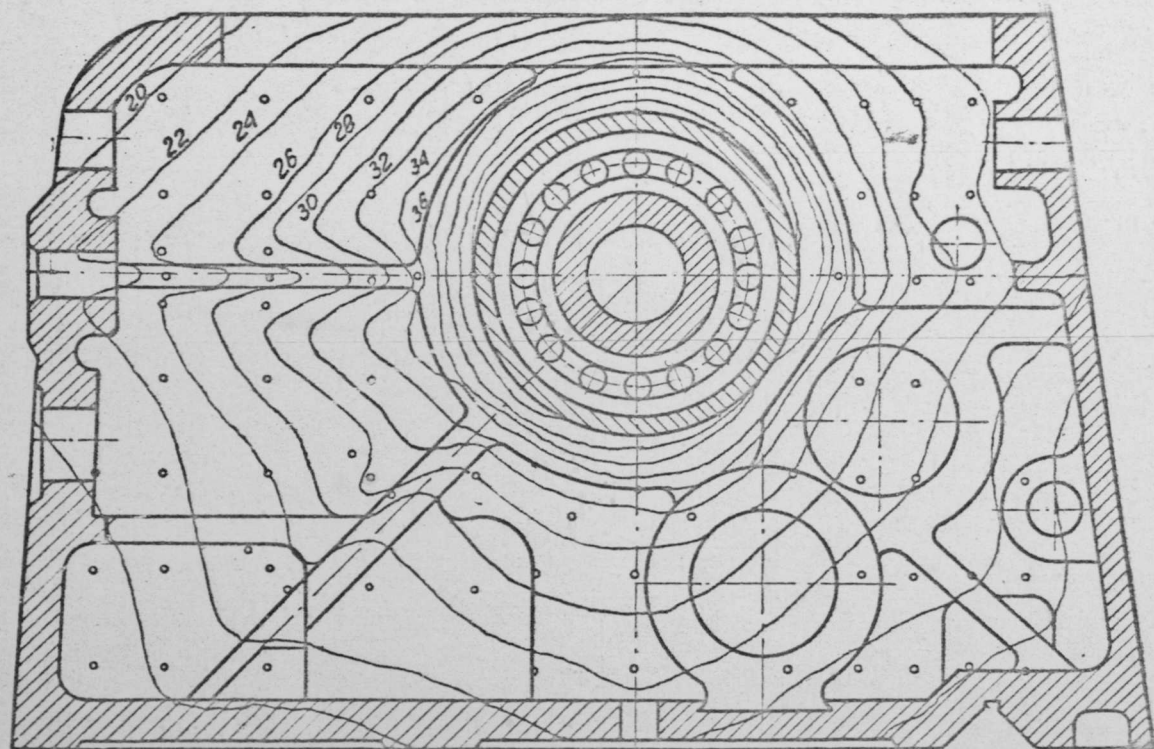
10 μ m



rys.52 - c.d.

się uźebrowanie czołowej ścianki korpusu /p.rys.53/, okaże się, że kierunki 11 i 3 odpowiadają kierunkom, w których sztywność korpusu jest mała. Można więc było przypuszczać, że o kształcie otworu w stanie nagrzanym zadecyduje, w przeważającej mierze, ukształtowanie samej ścianki oraz rozkład temperatur, widoczny również na rysunku 53. Potwierdziły to dalsze badania, których wyniki pokazano w częściach b, c i d na rysunku 52. Wynika z nich, że dodatkowe źródła ciepła nie powodują istotnych zmian stref odkształceń otworu, wpływają one jednak na wartości odchyłek. Największe odchyłki, wynoszące około $7\mu\text{m}$, wystąpiły przy jednoczesnym działaniu wszystkich trzech grzałek /p.rys.52d/.

Przedstawione wyniki uzyskano przy jednej tylko konstrukcji ścianki wrzeciennika, co nie pozwala na dostatecznie obszerną ocenę wpływu uźebrowania ścianki. Można natomiast stwierdzić, że w kierunkach małej sztywności korpusu, w których wystąpiły znaczne cieplne odkształcenia otworu, będą miały miejsce odpowiednio duże odkształcenia w połączeniu pierścienia łożyska z korpusem.



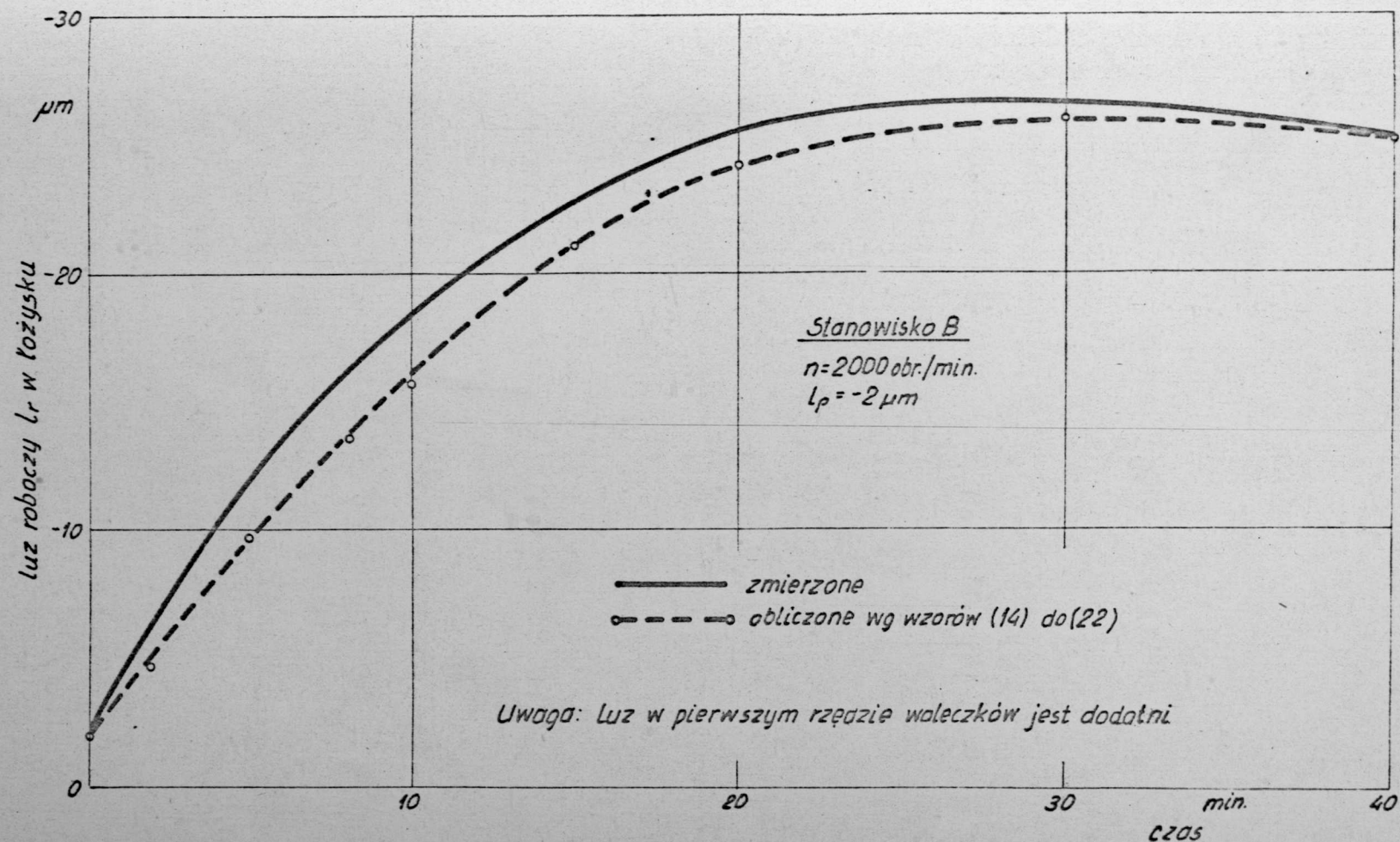
rys.53 Przekrój badanej ścianki wrzeciennika tokarki
z naniesionym na niej rozkładem izoterm [11]

12. ANALIZA PORÓWNAWCZA UZYSKANYCH WYNIKÓW

=====

Wyprowadzone w pracy zależności pozwalają na sporządzenie algorytmu obliczania całkowitych odkształceń węzłów łożyskowych wrzecion z łożyskami walcowymi, pod działaniem obciążeń zewnętrznych, z uwzględnieniem ich stanów termicznych. Podstawowymi danymi do takich obliczeń są: luz roboczy l_r oraz obciążenie zewnętrzne F_r . Jeżeli w danym stanie termicznym węzła nie jest znana wartość luzu roboczego, to można ją wyznaczyć na podstawie pomiarów temperatur elementów węzła, posługując się zależnościami (14) do (22), podanymi w części 2 [9]. Aby przekonać się, czy powyższe zależności nie wprowadzą nadmiernego błędu obliczeń luzu, autor porównał obliczony nimi przebieg zmian luzu z przebiegiem zmierzonym na stanowisku B /p.rys.54/. Linia ciągła zaznaczona na rysunku 54, obrazująca zmierzone zmiany luzu w łożysku, jest zapisem jednego przebiegu, zarejestrowanego na taśmie rejestratora; linia zaś przerywana wyznaczona została dla temperatur zmierzonych w tym samym przebiegu. Jak widać z przedstawionego wykresu, obydwa przebiegi są do siebie bardzo zbliżone, przy czym maksymalna rozbieżność nie przekracza 11%. Podobną zgodność stwierdzono w innych pomiarach, wykonywanych zarówno na stanowisku A, jak i na tokarce. Ponieważ różnice wartości obliczonych i zmierzonych są małe, cytowane wzory nadają się do wyznaczania rzeczywistych wartości luzu roboczego.

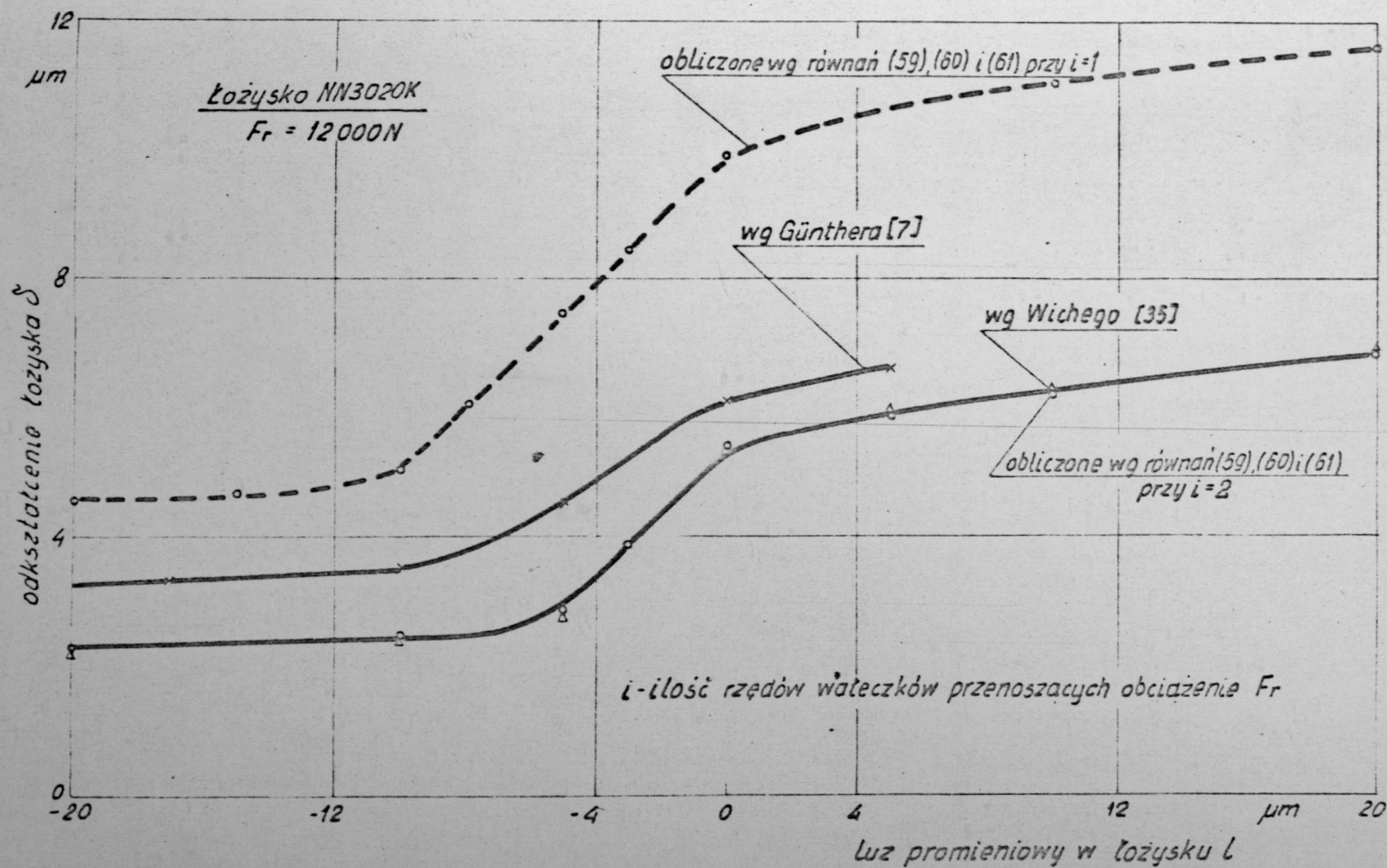
W całkowitym odkształceniu węzła wyznaczanym teoretycz-



rys.54 Porównanie zmierzonych i obliczonych
 cieplnych zmian luzu roboczego w łożysku NN3018K

nie, pominięto odkształcenia zachodzące w połączeniach, które to - jak już wcześniej wspomniano - można określać jedynie szacunkowo. Obliczone zatem odkształcenie węzła, decydujące o jego sztywności, będzie sumą tylko dwóch składników: odkształcenia łożyska oraz odkształcenia obudowy.

W celu zweryfikowania metody obliczania odkształceń łożysk walcowych, przedstawionej przez autora, uzyskane za pomocą niej wyniki porównano z wynikami, otrzymanymi w sposób eksperymentalno-analityczny przez Günthera [7] i w sposób teoretyczny - przez Wichego [35] /p.rys.55/. Na rysunku 55 naniesiono trzy krzywe, z których: linia przerywana odpowiada wynikom uzyskanym przez autora przy założeniu, że obciążenie zewnętrzne przenosi tylko jeden rząd wałeczków; środkowa linia ciągła oddaje przebieg wyznaczony metodą Günthera dla nieokreślonego udziału obu rzędów wałeczków w przenoszeniu obciążenia; dolna natomiast linia odpowiada zarówno wynikom otrzymanym metodą Wichego jak i autora - przy założeniu równomiernego obciążenia obydwu rzędów wałeczków. Jak widać z tego porównania, odkształcenia łożyska wyliczone ze wzorów autora pokrywają się z odkształceniami wyznaczonymi według Wichego. Zależności wyprowadzone w pracy mają jednak tę zaletę, że są one bezpośrednią funkcją obciążenia F_r i luzu promieniowego, podczas gdy w metodzie Wichego konieczne jest dobieranie współczynnika proporcjonalności z odpowiedniego wykresu, co nie pozwala na uzyskanie ogólnej zależności pomiędzy odkształceniem a luzem i obciążeniem zewnętrznym. Wartości natomiast uzyskane na podstawie nomogramu sporządzonego przez Günthera, przy nieokreślonym obciążeniu obydwu rzędów wałeczków, są większe niż uzyskane przez autora przy założeniu równomiernego obciążenia obydwu rzędów i o wiele

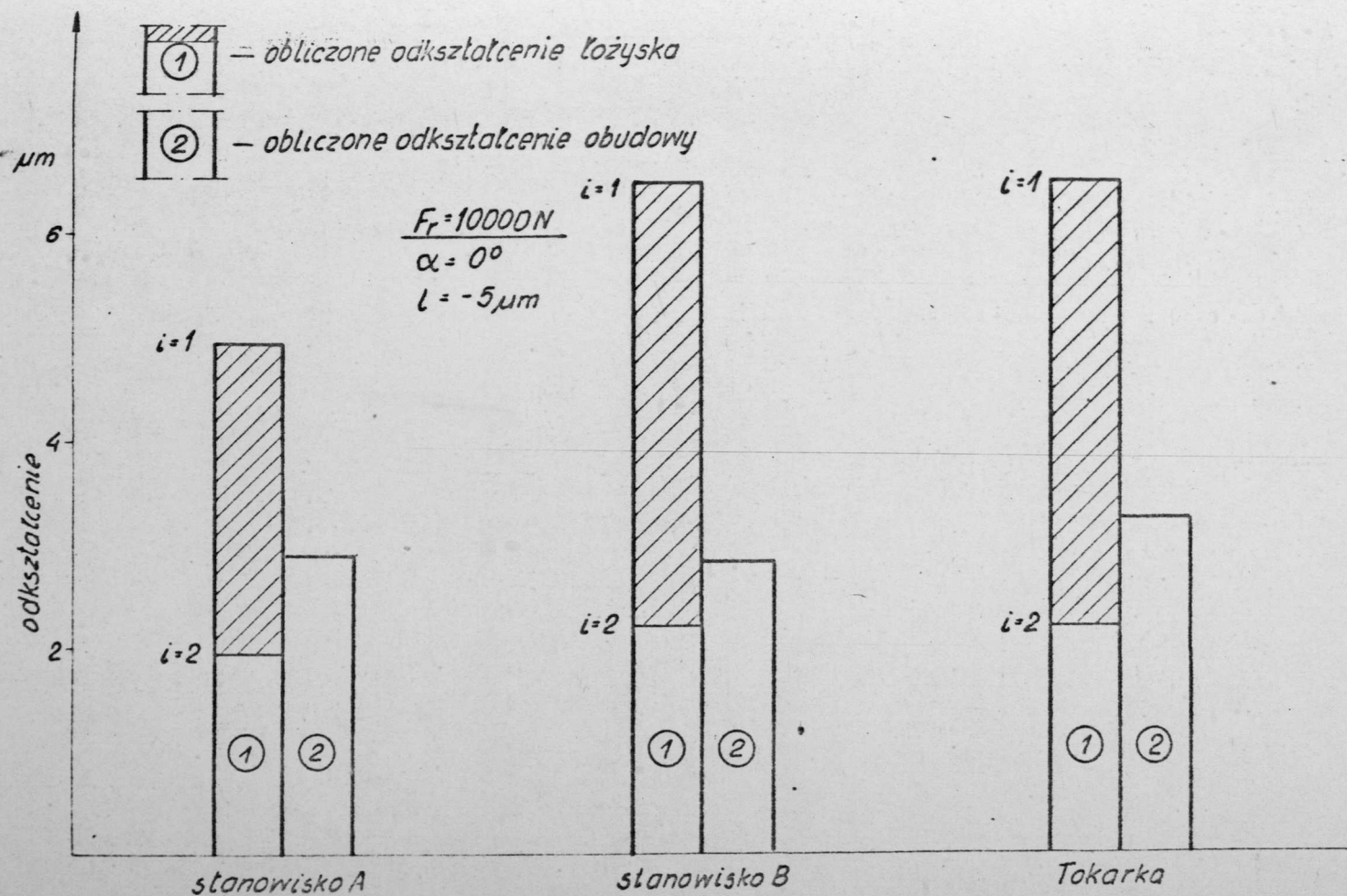


rys.55 Porównanie obliczonych odkształceń łożyska NN3020K
z wynikami innych autorów

mniejsze niż przy założeniu, że obciążenie przenosi tylko jeden rząd. Należy sądzić, że wyniki uzyskane przez Günthera są przypadkowe i mogły one mieścić się praktycznie w całym przedziale, zawartym między obydwoma liniami wyznaczonymi przez autora.

Ponieważ w określonych warunkach pracy łożyska zazwyczaj nie jest wiadomo, w jakim stopniu obciążony jest każdy rząd wałeczków, zatem nie można teoretycznie dokładnie określić rzeczywistych wartości odkształceń konkretnego łożyska. Z tego to względu, na dalszych wykresach, zakres możliwych odkształceń łożyska zaznaczono w postaci obszaru zakreskowanego, zawartego pomiędzy dwoma stanami granicznymi: $i = 1$ oraz $i = 2$. Uwzględniając wyniki Günthera, będące średnią z pomiarów pięciu łożysk dla kilku ich wielkości, można sądzić, że przy pominięciu wpływu obudowy odkształcenie samych łożysk walcowych będzie się mieściło znacznie bliżej linii $i = 2$ niż linii $i = 1$.

Drugi składnik całkowitego odkształcenia węzła, jakim jest odkształcenie obudowy, nie zależy praktycznie od udziału obu rzędów wałeczków w przenoszeniu obciążenia zewnętrznego. Gdy porówna się odkształcenia obliczone na podstawie zależności (90) wyprowadzonej przez autora, z obliczonymi odkształceniami łożyska /p.rys.56/, to okaże się, że są one tego samego rzędu, a przy równomiernym obciążeniu rzędów wałeczków, obudowa odkształca się nawet więcej niż łożysko. Jest to zrozumiałe, gdyż na odkształcenie obudowy składa się wydłużenie całego odcinka zawartego pomiędzy miejscem utwierdzenia obudowy a punktem leżącym na obwodzie otworu, w kierunku zgodnym z działaniem obciążenia zewnętrznego. Na odkształcenie zaś łożyska składa się tylko odkształcenie w zes-



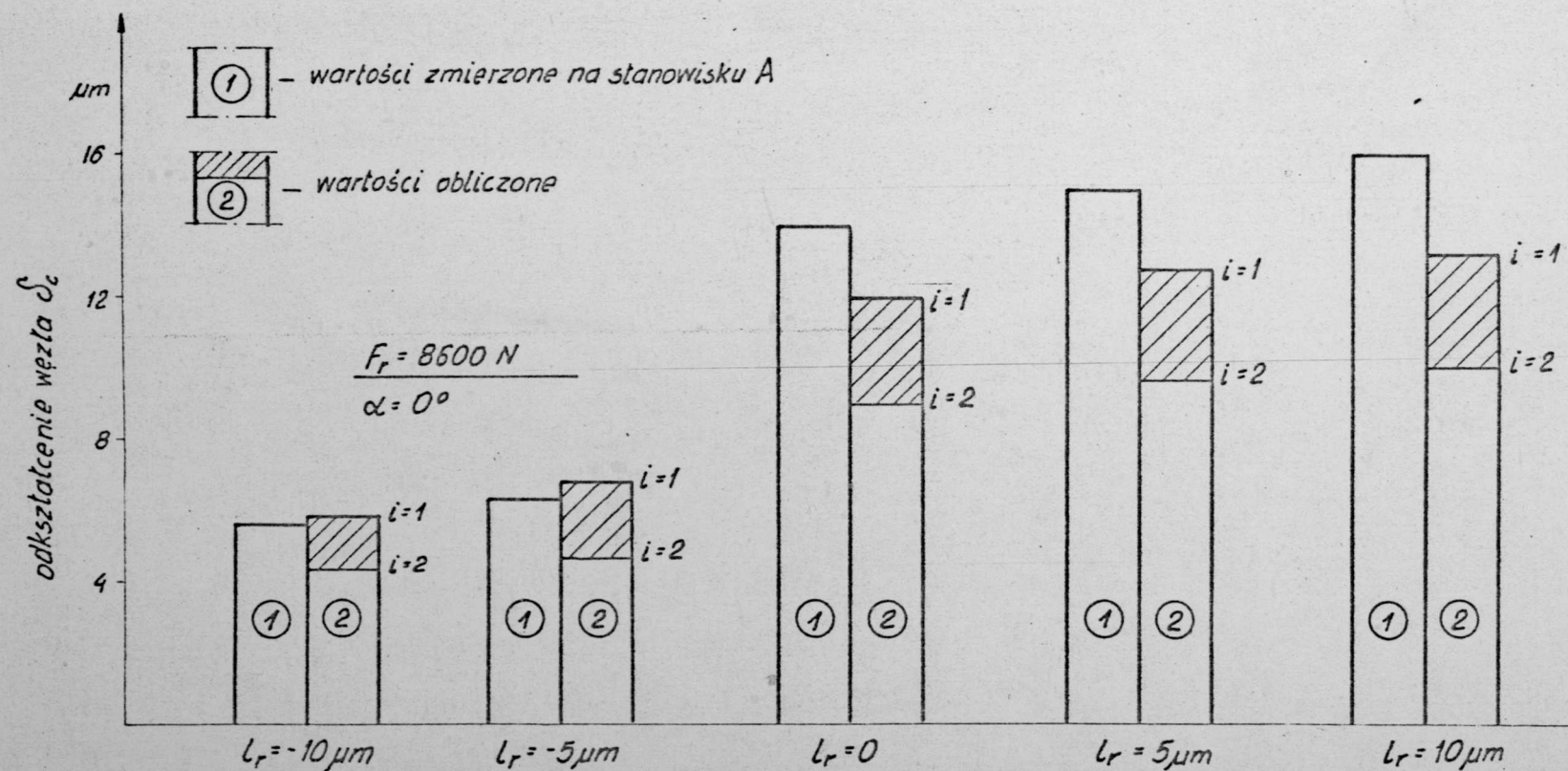
rys.56 Porównanie odkształceń łożyska i obudowy,
 obliczonych dla trzech badanych konstrukcji węzłów łożyskowych

pole: pierścień wewnętrzny - element toczny - pierścień zewnętrzny. Spośród zbadanych przypadków, największe odkształcenie obudowy wystąpiło w węźle łożyskowym tokarki, a to ze względu na mniejsze wymiary obudowy, jak i mniejszą grubość ścianki, w porównaniu ze stanowiskami.

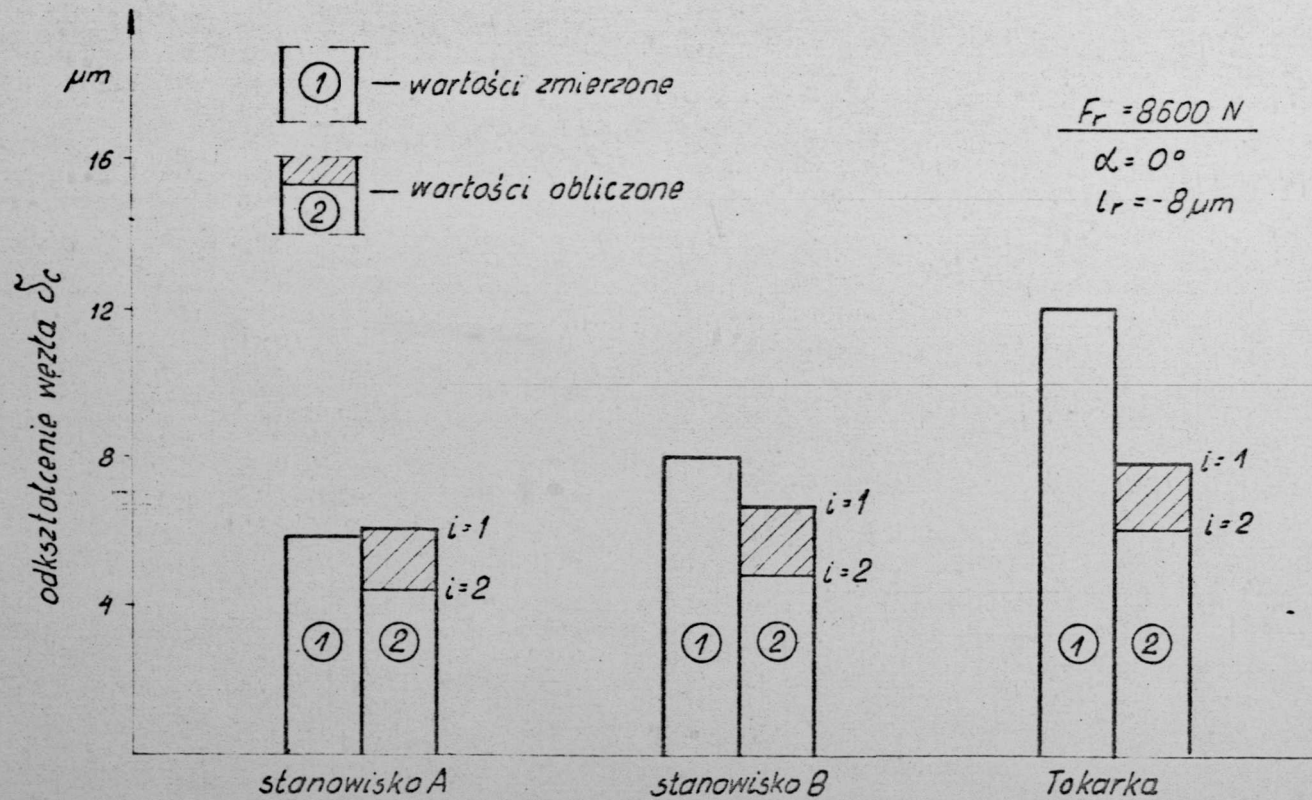
Porównanie całkowitych odkształceń węzła łożyskowego stanowiska A, zmierzonych i obliczonych dla różnych wartości luzu roboczego, przedstawiono na rysunku 57. Wynika z niego, że dość dobrą zgodność wyników uzyskano zwłaszcza przy ujemnych luzach roboczych, przy których to błędy kształtu elementów węzła w mniejszym stopniu oddziałują na odkształcenia w połączeniach, niż ma to miejsce przy luzach dodatnich.

Jeżeli porówna się wyniki obliczeń i pomiarów, otrzymane dla wszystkich trzech badanych konstrukcji węzłów /p.rys.58/, to widać, że największe rozbieżności pomiędzy obliczeniami i pomiarem występują w przypadku tokarki. Można to tłumaczyć dużym udziałem błędów kształtu otworu łożyskowego, zwłaszcza po jego cieplnym odkształceniu, które to - jak stwierdzono w części 7 - mogły w przypadku tej tokarki przyjmować wartości od $3\mu\text{m}$ do $7\mu\text{m}$, podczas gdy przy ściankach o stałej grubości i kołowo-symetrycznym rozkładzie temperatur, nie miały one praktycznie miejsca.

Z przeprowadzonej analizy porównawczej wynika, że przy złożonych kształtach ścianek wrzeciennika oraz braku symetrii pól temperatur na tych ściankach, obliczenia będą znacznie odbiegały od wartości rzeczywistych. Obecnie stosowane metody obliczeń nie uwzględniają bowiem odkształceń w połączeniach, które to, zwłaszcza w stanie nagrzanym węzła, mogą mieć znaczny udział w całkowitym jego odkształceniu. Uwzględnienie tego składnika w obliczeniach, chociażby w sposób sz-



rys.57 Porównanie odkształceń węzła łożyskowego, obliczonych i zmierzonych dla stanowiska A, przy różnych luzach roboczych



rys.58 Porównanie obliczonych i zmierzonych odkształceń trzech zbadanych konstrukcji węzłów łożyskowych

cunkowy, pozwoliłoby na zbliżenie wyników obliczeń do stanów rzeczywistych, również dla złożonych kształtów obudowy węzła łożyskowego. Podana w pracy metoda obliczania odkształceń obudowy jest metodą ścisłą i należy ją uważać jako odpowiednią zwłaszcza dla prostych kształtów. Zastąpienie tej metody obliczeń bardziej nowoczesnymi, np. metodą elementów skończonych, umożliwiającymi uwzględnianie zmiennej grubości ścianki oraz zgodnych z rzeczywistością warunków jej zamocowania, niewątpliwie jeszcze bardziej zwiększyłoby dokładność obliczeń.

13. W N I O S K I K O Ń C O W E

=====

Celem pracy, określonym we wstępie, było wyjaśnienie wpływu czynników związanych z warunkami pracy wrzecionowego wężka łożyskowego na jego sztywność statyczną oraz takie ich kojarzenie, aby przy zmiennych stanach termicznych wężka sztywność ta była możliwie duża i niezmienna. Aby to osiągnąć, należało przeprowadzić szereg rozważań teoretycznych, jak i badań eksperymentalnych.

W rozważaniach teoretycznych konieczne było przyjęcie zasady, że wszystkie zależności wynikowe, wyprowadzone w pracy, powinny być przedstawiane w takiej postaci, aby obliczenia można było przeprowadzać również przy użyciu maszyn cyfrowych. Zapewnia to bowiem szybkie i obszerne analizowanie wpływów poszczególnych czynników, co ma szczególne znaczenie dla konstruktorów na etapie projektowania maszyn. Uzyskane tą drogą zależności można wyrazić za pomocą podprogramów do istniejących już programów obliczeń sztywności całych zespołów wrzecionowych [5].

Wyznaczone w pracy i ujęte w taki sposób zależności, opisujące funkcję rozkładu obciążeń elementów tocznych w łożysku walcowym, pozwoliły nie tylko wyprowadzić wzory na odkształcenia łożyska i obudowy, ale również umożliwiły określenie granicznej wartości luzu roboczego w łożysku, przy którym sztywność wężka jest zbliżona do maksymalnej a moment tarcia w łożysku nie jest jeszcze zbyt duży.

W badaniach eksperymentalnych, wykonywanych na dwóch stanowiskach o różnej konstrukcji węzłów łożyskowych oraz na tokarce, stwierdzono występowanie bardzo niekorzystnego zjawiska, jakim jest niejednakowy luz roboczy w obydwu rzędach łożyska walcowego. Znajduje to swoje odzwierciedlenie w znacznie mniejszej sztywności węzła w porównaniu do tej, jaką mógłby on osiągnąć. Przy jednakowym bowiem luzie roboczym w obydwu rzędach, co można uzyskać przez selekcję pierścieni łożysk, bądź też przez zwiększenie dokładności wykonania czopów i gniazd, sztywność węzła może wzrosnąć nawet ponad 50%. Ponadto badania, wykonane na tych stanowiskach, umożliwiły porównanie wyników obliczeń sztywności węzła z wartościami rzeczywistymi, jak również pozwoliły na konfrontację z analizą teoretyczną - rzeczywistych związków pomiędzy sztywnością węzła a luzem roboczym i temperaturą.

Na podstawie wyników badań oraz obliczeń stwierdzono, że istnieje możliwość czynnego oddziaływania na przebieg cieplnych zmian luzu w łożysku, a w konsekwencji - na sztywność węzła w stanach cieplnie nieustalonych. Przeprowadzone na stanowisku próby dały pomyślne rezultaty. Okazało się, że poprzez właściwy dobór początkowego stanu termicznego węzła można uniknąć niekorzystnego zjawiska sprzężenia pomiędzy luzem a temperaturą. W wyniku tego uzyskano praktycznie stałą wartość ujemnego luzu roboczego w łożysku w stanach cieplnie nieustalonych, zapewniającą dostatecznie dużą sztywność węzła, przy jednocześnie niewielkich przyrostach jego temperatury. Ważnym - z punktu widzenia dokładności obrabiarki - jest fakt, że osiągnięto w ten sposób znaczną i stałą sztywność węzła,

tylko w niewielkim stopniu zależną od prędkości obrotowej wrzeciona, podobnie zresztą jak i przyrosty temperatury.

Uwzględniając całość wyników badań - zarówno analitycznych jak i eksperymentalnych - można stwierdzić, że postawiona we wstępie teza jest prawdziwa, a cel pracy został osiągnięty.

Oprócz wymienionych wyżej uwag i wniosków ogólnych, praca pozwoliła na sformułowanie szeregu wniosków szczegółowych, które można ująć w sposób następujący.

1. - Zmiany luzu roboczego w łożysku są w znacznym stopniu odzwierciedleniem całości zjawisk cieplnych towarzyszących pracy węzła łożyskowego.
2. - Podstawą do obliczeń sztywności węzła łożyskowego jest znajomość funkcji rozkładu obciążeń elementów tocznych.
3. - Całkowite odkształcenie węzła δ_c w dowolnym jego stanie termicznym, wywołane obciążeniem zewnętrznym F_r najdogodniej jest uzależniać od luzu roboczego l_r lub od różnicy przyrostów temperatury wrzeciona i obudowy ΔT . Odkształceń węzła nie powinno się uzależniać od pozostałych czynników związanych z warunkami pracy.
4. - Przy promieniowych luzach w łożysku, mniejszych od luzu granicznego określonego równaniem (57), zmiany obciążenia zewnętrznego w granicach od 0 do F_r nie wpływają na rozkład obciążeń elementów tocznych, wywołany siłą zewnętrzną.
5. - Istnieje wprost proporcjonalna zależność pomiędzy odkształceniem łożyska z luzem ujemnym a obciążeniem zew-

nętrznym, zawartym w granicach $0 < F_r < F_0$, co pozwala na stosowanie jednoznacznego wskaźnika sztywności, niezależnego od obciążenia zewnętrznego.

6. - Przy ujemnych luzach w łożysku, pierwszy prostoliniowy odcinek zależności $\delta = f(F_r)$ można wykreślić graficznie, w oparciu o obliczenia wykonane przy użyciu wzorów (62) i (63), wyprowadzonych w pracy.
7. - Na odkształcenie łożyska w znacznym stopniu wpływa luz promieniowy, ale tylko w ściśle określonym zakresie jego wartości od $l = 0$ do $l = l_{gr}$; im sztywniejsze jest łożysko tym mniejsza jest graniczna wartość luzu ujemnego l_{gr} .
8. - Do wyznaczania wskaźnika sztywności najwygodniej jest przyjąć postać określoną równaniem (5).
9. - Przy luzach promieniowych mniejszych od l_{gr} sztywność łożyska zmienia się tylko w nieznacznym stopniu.
10. - Dla warunków obciążenia zapewniających spełnienie nierówności $l < l_{gr}$, można wyznaczyć sztywność łożyska zbliżoną do maksymalnej /równanie 67 /, która zależeć będzie od jego konstrukcji oraz, w niewielkim stopniu, od luzu ujemnego. Takie warunki obciążenia należy stosować przy porównywaniu sztywności łożysk różnych typów i wielkości.
11. - Zależność odkształceń obudowy od luzu promieniowego w łożysku ma podobny przebieg jak w przypadku samego łożyska. Odkształcenie obudowy może być nawet większe co do wartości niż odpowiednie odkształcenie łożyska.
12. - Przy obliczeniach sztywności wrzecionowych węzłów łożyska

żyaskowych, sprężyste odkształcenia w obszarze chropowatości warstwy wierzchniej powierzchni połączeń pierścieni łożyska z obudową i ozopem, wywołane obciążeniem zewnętrznym, są tak małe, że mogą być pomijane. Nie można natomiast w połączeniach pominąć odkształceń wynikających z błędów kształtu kojarzonych części wężła.

13. - Rzeczywisty rozkład luzu promieniowego na obwodzie łożyska, wchodzącego w skład węzła łożyskowego jest nierównomierny.
14. - Wartość luzu w łożysku, mierzona statycznie przy różnych kątowych położeniach wrzeciona, zmienia się w szerokich granicach. Za reprezentatywną można uznać bądź średnią wartość luzu, obliczoną z dużej ilości wyników pomiarów, dokonanych w wielu położeniach wrzeciona, bądź też - wartość luzu zmierzoną podczas wirowania wrzeciona z niewielką prędkością obrotową.
15. - W dwurzędowych łożyskach walcowych mogą występować znaczne różnice luzu promieniowego w obydwu rzędach wałeczków, zarówno w stanie zimnym jak i podczas pracy węzła.
16. - Przebieg cieplnych zmian luzu roboczego podczas pracy węzła zależy w znacznym stopniu od intensywności jego nagrzewania.
17. - O temperaturze węzła w stanie cieplnym zbliżonym do ustalonego decyduje między innymi jego stan termiczny w chwili nadania wrzecionu określonej prędkości obrotowej.

18. - Gdy w jednym rzędzie wałeczków występuje luz dodatni, w drugim zaś ujemny, bądź w obu rzędach jest luz dodatni o różnych wartościach, to wówczas przy małych obciążeniach zewnętrznych jeden z rzędów nie bierze udziału w przenoszeniu tego obciążenia na obudowę, czyli sztywność łożyska dwurzędowego odpowiada sztywności łożyska jednorzędowego.
19. - Przy obciążaniu wrzeciona siłą przyłożoną do jego końcówki nie stwierdzono występowania momentu utwierdzenia w głównym łożysku wrzeciona NN3018K. Jest również mało prawdopodobne, aby moment ten pojawił się przy innych warunkach obciążenia.
20. - Zarówno w stanach cieplnie ustalonych jak i nieustalonych, luz roboczy w łożysku zależy od różnicy przyrostów temperatury wrzeciona i obudowy ΔT , niezależnie od przyczyn, które tę różnicę wywołały.
21. - Sztywność węzła zwiększa się wraz ze wzrostem różnicy przyrostów temperatury ΔT oraz ze wzrostem wartości ujemnego luzu roboczego.
22. - Stwierdzono, że nawet gdy sztywność obudowy łożyska jest jednakowa w określonych kierunkach, to mogą występować znaczne różnice sztywności węzła, spowodowane błędami kształtu otworu w obudowie, dochodzące do 40%.
23. - Decydującą rolę w zjawiskach cieplnych, występujących podczas pracy węzła łożyskowego, odgrywa sprzężenie pomiędzy luzem roboczym a temperaturą w węźle.
24. - Zmieniając termiczny stan początkowy węzła, np. przez wstępne podgrzanie obudowy łożyska, można uniknąć wy-

stapienia sprzężenia pomiędzy luzem i temperaturą. Zapewnia to mniejsze przyrosty temperatury wężła oraz mniejsze straty energetyczne w łożysku, przy stosunkowo dużej sztywności wężła, prawie niezależnej od zmieniających warunków pracy zespołu.

25. - W ściankach o stałej grubości oraz przy kołowo-symetrycznym rozkładzie temperatur, kształt otworu łożyskowego po nagrzaniu ścianki nie różni się prawie od jego kształtu w stanie zimnym.
26. - W przypadku badanego wrzeciennika tokarki, w wyniku jego nagrzania, powstały odchyłki kształtu w stosunku do stanu pierwotnego, wynoszące od $3\mu\text{m}$ do $7\mu\text{m}$.
27. - Przy ujemnych luzach roboczych w łożysku i przy stałej grubości ścianki stanowiącej obudowę łożyska, stwierdzono dobrą zgodność wyników obliczeń odkształceń wężła łożyskowego z pomiarami.

14. W Y K A Z L I T E R A T U R Y

=====

- [1] Schenk, O., Pittroff, H.: Das Schwingungsverhalten des Systems Spindel und Wälzlager. Berechnung der Starrheit und der optimalen Spindelabmessungen. Schweinfurt, SKF Kugellagerfabrik GmbH, 89;
- [2] Pittroff, H., Wiche, E.: Laufgüte von Werkzeugmaschinen-spindeln. Werkstatt u. Betrieb, nr 8/1969;
- [3] Berthold, H., Piegert, R., Martin, C.: Stand und Entwicklungstendenzen im Werkzeugmaschinenbau. Maschinenbautechnik, nr 11/1968;
- [4] Koch, J.: Badanie wpływu luzu w specjalnym łożysku tocznym na właściwości wrzeciona jednostki wytaczarskiej oraz jego skutki obróbcze. Praca doktorska, Wrocław 1964;
- [5] Koch J.: Doświadczalne i teoretyczne podstawy konstrukcji łożyskowanych tocznie wrzecion obrabiarerek skrawających z uwagi na ich sztywność. Monografia, Wrocław 1972;
- [6] Honrath, K.: Über die Starrheit von Werkzeugmaschinen-spindeln und deren Lagerungen. Dissertation, T.H. Aachen 1960;
- [7] Günther, D.: Untersuchung der Federung von Hauptspindel-lagerungen in Werkzeugmaschinen. Dissertation, T.H. Aachen 1964;
- [8] Jędrzejewski J. i inni: Ustalenie warunków wytaczania głowic rewolwerowych i sprawdzenie dokładności geometrycznej jako funkcji temperatury normalnej pracy obrabiarki. Sprawozdanie naukowe nr 153 Instytutu Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1972;

- [9] Potrykus, J.: Badanie zjawisk cieplnych występujących podczas pracy wrzecionowego węzła łożyskowego.
Praca doktorska, Wrocław 1970;
- [10] Kunkel, H.: Die Reibung in Wälzlager schnelllaufender Werkzeugmaschinen-Hauptspindeln.
Industrie-Anzeiger, nr 25/1967;
- [11] Jędrzejewski, J., Potrykus, J.: Die Wärmeableitung an Werkzeugmaschinen-Spindellagerungen.
Maschinenbautechnik, nr 8/1968;
- [12] Lopata, A.J.: O vybore optimalnogo rozstojanija mezdú oporami tokarnych avtomatov i polavtomatov.
Stanki i Instrument, nr 9/1955;
- [13] Saljé, E.: Genauigkeit und Steifigkeit spanender Werkzeugmaschinen.
Werkstatt u. Betrieb, nr 3/1960;
- [14] - Passungen. SKF Wälzlager Werkzeugmaschinen. 1967.
Ekspress - Informacja - Avtomatičeskie linii i metallorežusčie stanki, nr 39/1968;
- [15] Schlorke, W.: Der Einsatz von Kugellagern bei hohen Drehzahlen.
Maschinenbautechnik, nr 10/1964;
- [16] Patočka, V.: Radialni vule valivých ložisek.
Stroirenstvi, nr 7/1965;
- [17] Figatner, A.M.: Vlijanie predvaritelnogo natjaga roli-kopodšipnikov na rabotosposobnost' špindelnych uzlov vysokočastnyh stankov.
Stanki i Instrument, nr 2/1967;
- [18] Günther, D.: Einfluss der Betriebsbedingungen auf die Federung von Hauptspindellagerungen in Werkzeugmaschinen.
Industrie-Anzeiger, nr 6/1967;
- [19] Figatner, A.M., Lizogub, A.V.: Vlijanie posadok kolec podšipnikov na rabotosposobnost' špindelnych uzlov.
Stanki i Instrument, nr 3/1971;
- [20] Piekenbrik, R.: Starrheit von Arbeitsspindeln und deren Lagerung.

Industrie-Anzeiger, nr 80/1956;

- [21] Ścieszko, J.: Obliczanie i badanie momentu utwierdzenia wrzecion obrabiarek skrawających w walcowych łożyskach tocznych.
Praca doktorska, Wrocław 1968;
- [22] Jędrzejewski, J. i inni: Badanie czynników wpływających na nagrzewanie się łożysk wrzecionowych oraz na cieplne przemieszczenie osi wrzeciona tokarki TUD-50.
Sprawozdanie nr 26 Instytutu Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1967;
- [23] Kleinhenz, G.: Lagerung der Hauptspindel einer Universal-Drehmaschine.
Wälzlagertechnik, nr 1/1972;
- [24] Korrenn, H., Kleinhenz, G.: Spindellagerungen in Werkzeugmaschinen.
Wälzlagertechnik, nr 12/1972;
- [25] Weyand, M.: Hauptspindellagerungen von Werkzeugmaschinen. Reibungs- und Temperaturverhalten der Wälzlager.
Dissertation, T.H.Aachen 1969;
- [26] Koch, J. i inni: Badania sztywności układu wrzecionowego tokarki TUD 40/50.
Sprawozdanie nr 14 Instytutu Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1967;
- [27] Palmgren, A.: Grundlagen der Wälzlagertechnik.
Frankh'sche Verlagsbuchhandlung, Stuttgart 1964;
- [28] - "Äquivalente Lagerbelastung bei beliebiger Rollkörperbelastung.
Ind. und Techn. Maschinenwelt, nr 10/1965;
Ekspress - Informacja "Detali maszyn", nr 7/1966;
- [29] Eschman, P.: Das Leistungsvermögen der Wälzlager.
Springer-Verlag, Berlin 1964;
- [30] Paland, E.: Die Lastverteilung in einem auf der Ebene abgestützten Zylinderrollenlager.
Maschinenbautechnik, nr 17/1968;

- [31] Potrykus, J.: Moment tarcia łożysk tocznych pracujących z luzem ujemnym.
Przegląd Mechaniczny, nr 8/1973;
- [32] Schreiber, H.: Die Steifigkeit des vorgespannten Zylinderrollenlagers.
Industrie Anzeiger, nr 63/1962;
- [33] Piotrowski, I.: Zasady wykonywania osadzeń łożysk tocznych.
Mechanik, nr 10/1971;
- [34] Piotrowski, I.: Dokładność wykonania łożysk tocznych i miejsc ich osadzenia.
Mechanik, nr 7/1968;
- [35] Wiche, E.: Radiale Federung von Wälzlagern bei beliebiger Lagerluft.
Konstruktion, nr 19/1967;
- [36] Timoshenko, S., Goodier, J.: Teoria sprężystości.
Arkady, Warszawa 1962;
- [37] Girkmann, K.: Dźwigary powierzeniowe.
Arkady, Warszawa 1957;
- [38] Biezuchow, N.: Teoria sprężystości i plastyczności.
PWN, Warszawa 1957;
- [39] Brunarski, L., Kwieciński, M.: Wstęp do teorii sprężystości i plastyczności.
Warszawa 1962;
- [40] Reissner, H., Strauch, F.: Ringplatte und Augenstab.
Ingenieur-Archiv, IV Band, Berlin 1933;
- [41] Girsovic, N.G.: Čugunnoe lit'e.
Moskva 1949;
- [42] Bielecki, H.: Przegląd i analiza metod pomiaru i oceny okrągłości zarysów kołowych.
Prace przemysłu łożyskowego, nr 2/1965;
- [43] Styburski, W.: Przetworniki tensometryczne.
Warszawa 1971;

- [44] Levina, M.: Raščet žestkosti cilindričeskich i koničeskich soedinenij.
Stanki i Instrument, nr 3/1970;
- [45] Bychovskij, A.: Raščet žestkosti špindel'nogo uzla gorizontal'no-rastocnogo stanka.
Stanki i Instrument, nr 9/1973;
- [46] Lizogub, V.: Opredelenie radial'nogo zazora-natjaga v podšipnikach kačenija točnych opor stankov.
Stanki i Instrument, nr 11/1972;
- [47] Thornley, R.H., Connolly, E.R., Koenigsberger, F.: The Effect of Flatness of Joint Faces upon the Static Stiffness of Machine Tool Joints.
Proc. Inst. Mech. Engrs., nr 8, 1967+1968;
- [48] Jędrzejewski, J., Kwaśny, W.: Układ do wielopunktowego pomiaru Odkształceń i temperatur w obrabiarkach.
Pomiary Automatyka Kontrola, nr 8-9/1969;
- [49] Jędrzejewski, J., Kwaśny, W., Potrykus, J.: Metody pomiaru odkształceń i temperatur stosowane w badaniach obrabiarek.
Mechanik, nr 4/1972;
- [50] Jędrzejewski, J., Kwaśny, W., Potrykus, J.: Sposób pomiaru luzu pomontażowego w poprzecznychłożyskach tocznych wrzecion obrabiarek oraz urządzenie do stosowania tego sposobu.
Patent nr 74 997;
- [51] Potrykus, J., Malec, A.: Uniwersalny wielopunktowy układ do pomiaru temperatur czujnikami termistorowymi.
Pomiary Automatyka Kontrola, nr 4/1972;
- [52] Iwanicki, R., Potrykus, J.: Wyznaczanie charakterystyki wielopunktowych układów termistorowych za pomocą komputera.
Pomiary Automatyka Kontrola, nr 6/1974;
- [53] Potrykus, J., Kwaśny, W.: Określenie oporów ruchułożyska tocznego.
Przegląd Mechaniczny, nr 3/1972.

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

"a"

Symbol UKD Słowny odpowiednik symbolu UKD:

621.9.06:621.882.84:539.4.001.2:536.

Obrabiarki, łożyska walcowe poprzeczne,
sztywność, ciepło.

Dyscyplina naukowa:

Symbol identyfikacji pracy:

75:Inst.TBM PWr

MNSzWiT

:12

Mechanika i Budowa Maszyn

Specjalność:

:06

Podstawy konstrukcji maszyn

R

I-24

Autor: Kwaśny Wojciech

T Tytuł pracy: Wpływ termicznych warunków pracy obrabiarki na
sztywność wrzecionowych węzłów łożyskowych z
łożyskami walcowymi. Praca doktorska. Wrocław 1975
ss.172, tabl.4, rys.58, bibliogr.53.

:

--	--

ss. rys. tabl. wykr. poz. bibliogr.

(w przypadku pracy opublikowanej podać pełny opis bibliograficzny publikacji).

Data zgłoszenia pracy w Urzędzie Patentowym PRL:

Nr tematu	Nr zlecenia	Nr archiwum	APW	CINTE
:		I-24/P-967/75		tak

Rodzaj pracy: doktorska, podstawowa

Data rozpoczęcia pracy: 02.71

Data zakończenia pracy: 04.75

Promotor (tytuł, nazwisko, imię):

doc.dr inż. Jerzy Jędrzejewski

Wyniki badań (zastosowane w praktyce — gdzie; przekazane do zastosowania —
komu; nadają się do przekazania — komu; stanowią podstawę do dalszych badań;

Jeśli praca była zamówiona, podać przez kogo):

na odwrocie analiza (zachować układ planowy)

Nazwa modelu (prototypu) urządzenia:

Główne parametry techniczne:

Przedstawiono metodę obliczania statycznej sztywności wrzecionowych węzłów łożyskowych, która uwzględnia ich rzeczywisty stan cieplny.

Omówiono i sprawdzono doświadczalnie wpływ podstawowych czynników związanych z warunkami pracy węzła łożyskowego na jego sztywność. Wykazano, że stosunkowo dużą i niezmienną roboczą sztywność tego węzła oraz małe przyrosty temperatury i stałą wartość luzu roboczego w łożysku, można uzyskać przez odpowiednią zmianę początkowego stanu cieplnego.

(miejsce na fotografię)

: słowa kluczowe:

Obrabiarka, wrzeciono, łożyska toczne, sztywność, odkształcenia cieplne.

&&&&

