

Ewaryst Grodzki
Stanisław Trojanek

BADANIE POŚLIZGU PRZEKŁADNI PASOWEJ
NA STANOWISKU UNIWERSALNYM

1. C h a r a k t e r y s t y k a p r z e k ł a d n i
c i ę g n o w y c h

Przekładnie pasowe należą do grupy przekładni cięgnowych. Ich elementami konstrukcyjnymi są: element napędowy, napędzany, cięgno oraz często napinacz. Zasadnicze rodzaje przekładni cięgnowych przedstawiono na rys. 1 [26].

Zilustrowane na rysunku przekładnie można podzielić na takie, w których:

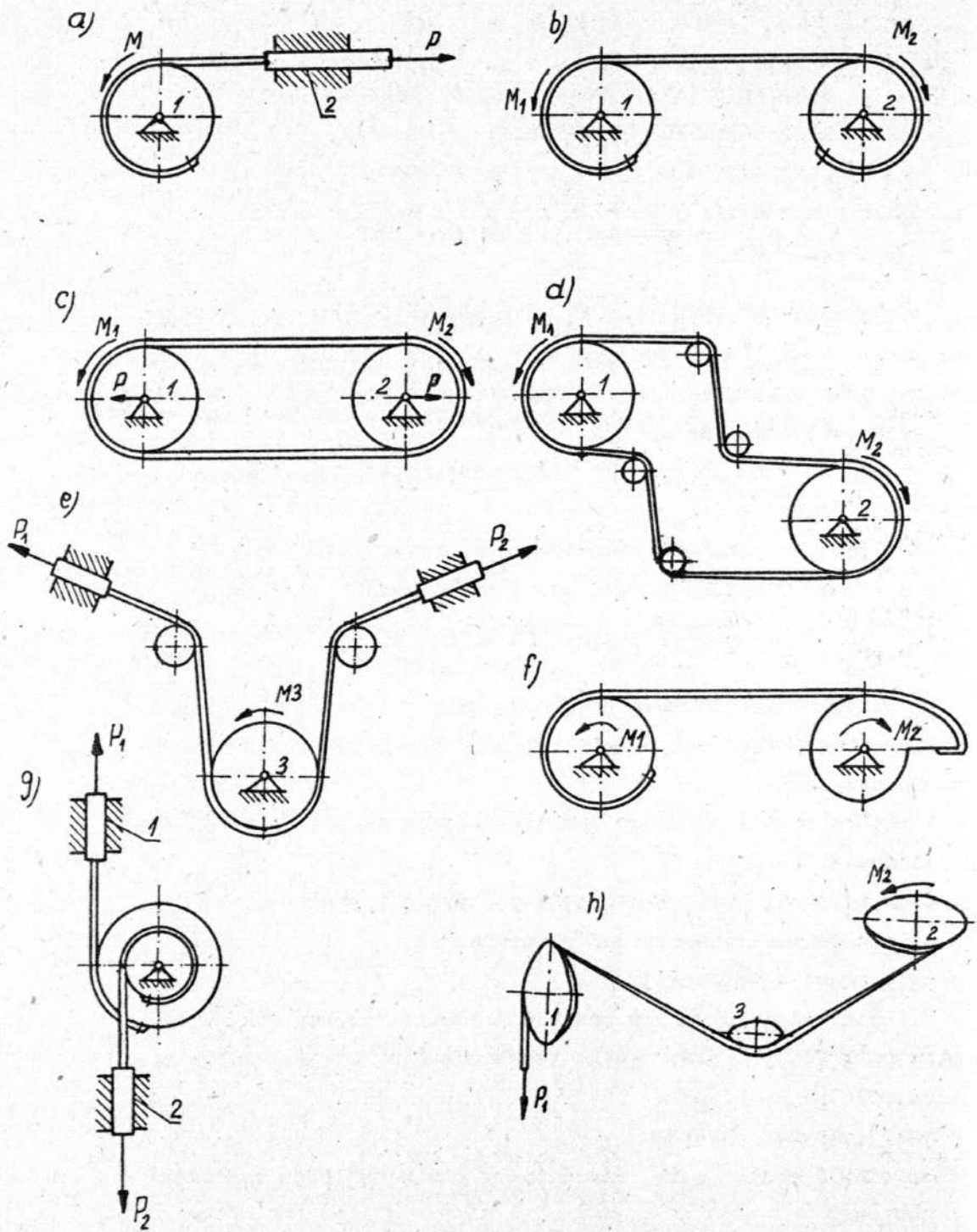
- oba elementy wykonują ruch obrotowy, (rys. 1c,d,f,h),
- oba elementy wykonują ruch posuwisto-zwrotny (rys. 1e,g),
- jeden element wykonuje ruch obrotowy, a drugi posuwisto-zwrotny (rys 1a).

Przekładnie cięgnowe posiadają szereg zalet [13], dzięki którym popularność ich ciągle wzrasta. Do wspomnianych walorów można zaliczyć:

- cichobieżność i płynność ruchu - łagodzą gwałtowne zmiany obciążenia,
- zabezpieczenie urządzeń napędowych przed przeciążeniami,
- dowolność rozstawu osi kół pasowych,
- mały koszt eksploatacji.

Przekładnie cięgnowe posiadają również szereg wad, wyeliminowanie których jest ciągle tematem badań. Do nich można zaliczyć [13]:

- małą zwartość przekładni,
- zmienność przełożenia nie dotyczy pasów zębatych i klamerkowych ,



Rys. 1.

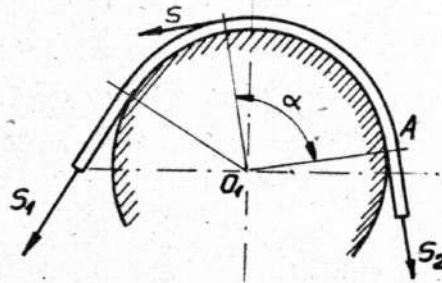
- stosunkowo niską sprawność,
- duże naciski na wały i łożyska,
- małą trwałość,
- występowanie zjawiska poślizgu.

Właściwe badanie zjawiska poślizgu będzie omówione w dalszej części pracy.

2. Przegląd rozwoju teorii sprzężenia pasa z kołem

Przekładnie cięgnowe znane już były od dawna. Szerokie ich zastosowanie przyczyniło się do rozwoju rozważań teoretycznych opisujących zjawiska zachodzące w czasie pracy przekładni.

Pierwszą pozycją odnoszącą się do teorii giętkiej więzi była praca L.Eulera (1775 r.), w której przedstawiono zagadnienie ślizgania się całkowicie giętkiej, nieważkiej i nierozciągliwej nici po nieruchomym bębnie na kącie opasania α , pod działaniem sił rozciągających S_1 i S_2 (rys. 2).



Rys. 2.

Autor podał w swym dziele następującą zależność:

$$S = S_2 \cdot e^{\mu\alpha} \quad (\text{dla } S > S_2), \quad (1)$$

gdzie S - napięcie w dowolnym przekroju nici,
 S_2 - napięcie nici na wejściu na bęben,
 μ - współczynnik tarcia (stały),

α - kąt zawarty w granicach od punktu A (rys. 2) do rozpatrywanego przekroju.

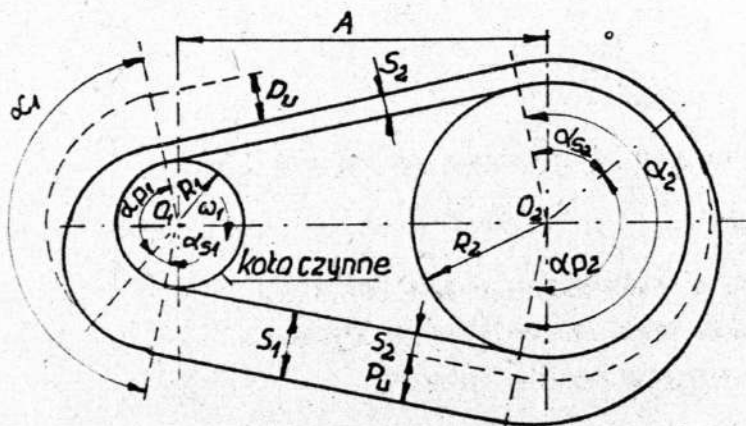
Równanie (1) zostało wykorzystane przez S.Poncelet'a [20] przy zastosowaniu dodatkowego założenia

$$S_1 + S_2 = 2 S_0, \quad (2)$$

gdzie S_0 - napięcie wstępne pasa [kG] .

Zagadnieniem poślizgu pasa zajął się w 1861 r. M.Kretz [1]. Przeprowadził on analizę pracy przekładni, uwzględniając prawo zachowania masy w odniesieniu do cięgna bardziej i mniej rozciągniętego. Biorąc pod uwagę tę zasadę doszedł do wniosku, że w przekładni pasowej cięgno bardziej rozciągnięte porusza się szybciej niż cięgno mniej rozciągnięte, a więc przy przejściu przez koło musi nastąpić odpowiednia zmiana naprężeń i prędkości, co wywołuje poślizgi sprężyste pasa.

Zagadnieniem poślizgu zajmował się również (1893 r.) N.E.Żukowski [27], przeanalizował on pracę przekładni pasowej przedstawionej na rys. 3. Udowodnił, że w czasie pracy przekładni pasowej na kole czynnym i biernym od strony zejścia cięgien powstają kąty poślizgu α_{p1} i α_{p2} (rys. 3), w granicach których występują poślizgi sprężyste pasa. Od strony wejścia cięgien powstają kąty spoczynku α_{s1} i α_{s2} , w granicach których nie ma poślizgów, a pas porusza się z prędkością kół, zachowując swoje poprzednie napięcie S_1 i S_2 .



Rys. 3.

Wzór (1) dla rozważanego przypadku przyjmuje postać

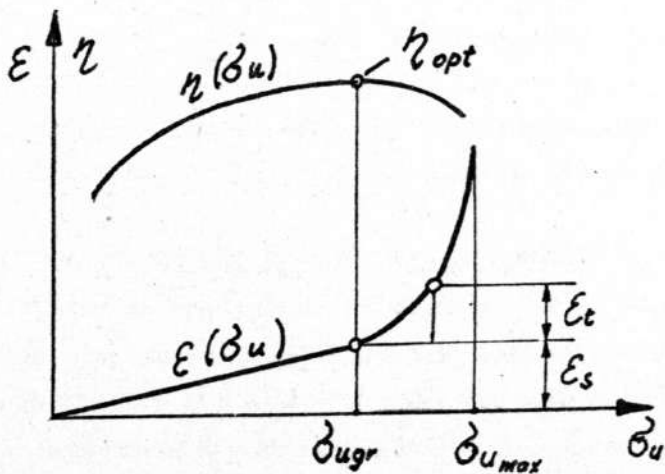
$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu \alpha_p} \quad (3)$$

gdzie α_p oznacza kąt poślizgów sprężystych pasa.

Kąt poślizgu zmienia się wraz z obciążeniem i jego wartość graniczna odpowiada całkowitemu kątowi opasania mniejszego koła, czyli

$$\frac{S_1}{S_2} \leq \left(\frac{S_1}{S_2} \right)_{gr} = e^{\mu \alpha} = \text{const.} \quad (4)$$

Dalsze badania (między innymi prace [3], [8], [17]) przyczyniły się do stworzenia następującej interpretacji zjawisk zachodzących w czasie pracy przekładni pasowej: poślizgi sprężyste pasa na kole obejmują część łuku opasania (α_p, R) (rys. 3) od strony zejścia pasa z koła, część ta zwana jest łukiem poślizgu. Po stronie wejścia pasa na koło istnieje tzw. łuk spoczynku $\alpha_s R$, na którym poślizgi nie występują. Wraz ze wzrostem obciążenia użytecznego δ_u wzrasta łuk poślizgu i przy obciążeniu granicznym $\delta_u gr.$ łuk ten obejmuje cały kąt opasania, natomiast łuk spoczynku zanika. Na rys. 4. przedstawiono doświadczalnie ustalone krzywe poślizgu i sprawności w zależności od naprężenia użytecznego $\delta_u = \frac{P_u}{F}$.



Rys. 4.

Poślizg względny wyraża się stosunkiem

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - \frac{v_2}{v_1} . \quad 5$$

Przy obciążeniu powyżej δ_u gr. obok poślizgów sprężystych pasa zaczynają występować tzw. poślizgi trwałe i wtedy całkowity poślizg względny wynosi

$$\varepsilon = \varepsilon_s + \varepsilon_t .$$

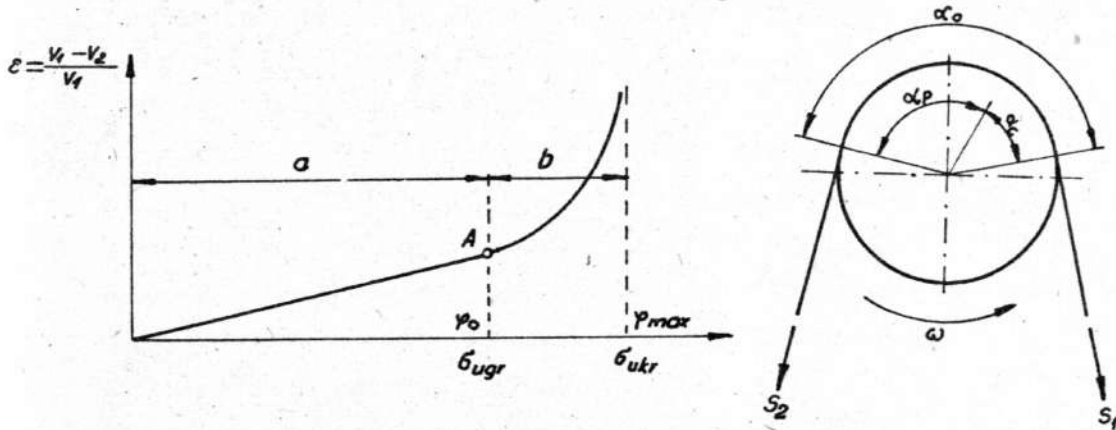
Możliwość przenoszenia przez pas większego obciążenia niż δ_u gr. tłumaczy się zwiększeniem współczynnika tarcia wraz ze wzrostem prędkości poślizgu pasa na kole [9]. Praktycznie praca przekładni przy $\delta_u > \delta_u$ gr. połączona jest z dużą stratą energii (spadkiem sprawności przekładni), szybszym zużywaniem się pasa oraz łatwiejszym spadaniem jego z koła. Na podstawie badań [6, 7, 9, 22] stwierdzono, że maksimum sprawności $\eta(\delta_u)$ znajduje się w pobliżu wartości δ_u gr. (rys. 4), czyli optymalne wykorzystanie pasa będzie wtedy, gdy kąt poślizgów sprężystych α_p będzie równy kątowi opasania α .

W 1963 roku A.W.Andrejew [1] na podstawie badań na uproszczonych modelach przekładni ciernych doszedł do wniosku, że w przekładni pasowej, oprócz poślizgów sprężystych pasa na łuku poślizgu, występują również nieznaczne poślizgi trwałe na całym łuku opasania. W związku z tym łuk poślizgu nazywa on łukiem względnego poślizgu. Przy zmniejszaniu się łuku spoczynku poniżej $0,2\alpha$, gdzie α jest kątem opasania, poślizgi trwałe szybko wznoszą się.

W.A.Świetlickij [24] oraz J.Hajduk [12] zakładając zmienność współczynnika tarcia, podjęli próby udoskonalenia wzoru Eulera. Wyniki badań przedstawione przez J.Hajduka wykazują, że dla bardzo małych prędkości poślizgów $v_p = 0 \div 2,5$ mm/s współczynnik tarcia wzrasta wraz ze wzrostem prędkości, a przy prędkościach większych od 2,5 mm/s zachowuje wartość stałą.

Stwierdzenie jednak, że $\mu = 0$, gdy $V_p = 0$ jest zaprzeczeniem zjawiska tarcia spoczynkowego.

H. Popko w pracach [19, 20] proponuje model sprzężenia przedstawiony na rys. 5b. Autor zakłada, że kąt poślizgu równa się kątowi opasania i że kąt tarcia nie zależy od prędkości poślizgu i wielkości nacisku pasa na koło. Łuk [20] opasania podzielony został na łuk poślizgu i łuk spoczynku. Wraz ze wzrostem obciążenia łuk poślizgu wzrasta, a łuk spoczynku maleje. W granicznym przypadku (gdy łuk poślizgu równy jest łukowi opasania) na skutek drgań pasa występują również poślizgi trwałe; odpowiada to punktowi A na rys. 5a. Na odcinku krzywej poślizgu pomiędzy φ_0 i φ_{max} (rys. 5a) następuje sumowanie poślizgów sprężystych i poślizgów trwałych, w rezultacie czego funkcja $\varepsilon = (f\varphi)$ traci prostoliniowy charakter. W granicznym punkcie (φ_{gran}) występują tylko poślizgi trwałe, tzw. buksowanie.



Rys. 5.

Odmianą teorię na temat sprzężenia pasa z kołami opracował W. Korewa [14, 15]. Przyjmuje on model zmiany jednostkowych sił tarcia P i napięć pasa S na kole czynnym i biernym.

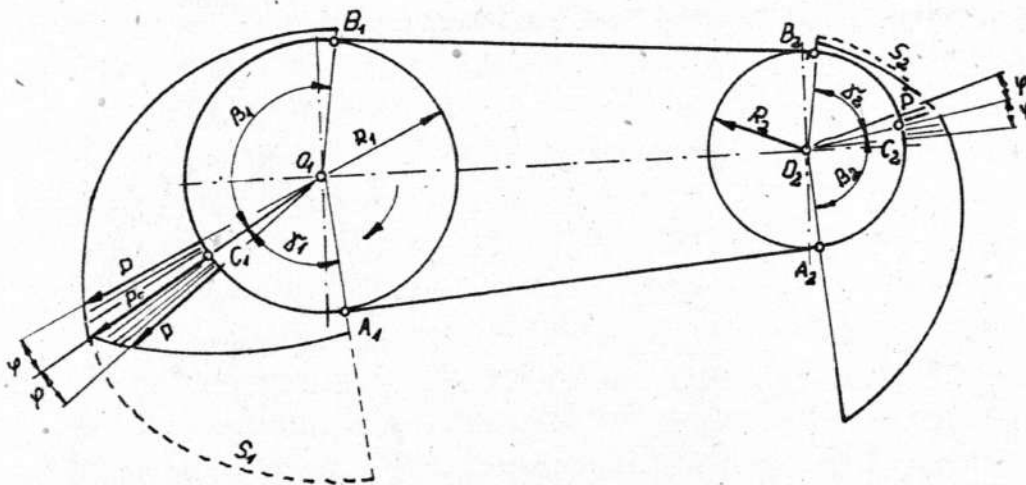
Model ten przedstawiono na rys. 5, gdzie:

- p - jednostkowa siła tarcia,
- P - sumaryczna siła tarcia na kącie,

S - napięcie pasa,
 β - kąt poślizgu,
 γ - kąt spoczynku,
 φ - współrzędna kątowna,

$$\varphi = \frac{1}{\mu} \frac{P}{c/p}.$$

Pas składa się z cięgna nośnego i warstwy przyczepnej przenoszącej siłę z kół na cięgna czynne i bierne. Zmiany napięcia sił występują od strony zejścia pasa z kół. Przy wzroście obciążenia, gdy przemieszczenie cięgna nośnego względem powierzchni koła przekroczy wartość graniczną, następuje miejscowy poślizg sprężysty pasa na kole. Wraz ze wzrostem obciążenia kąt poślizgów rośnie, a kąt spoczynku maleje. Napęd przenoszony jest częściowo



Rys. 6.

ciowo tarciem poślizgowym, częściowo tarciem spoczynkowym.

W wyniku przeprowadzonych rozważań autor podaje następujące wnioski:

- udział tarcia spoczynkowego w przenoszeniu napędu jest tym większy, im większy jest stosunek współczynnika tarcia spo-

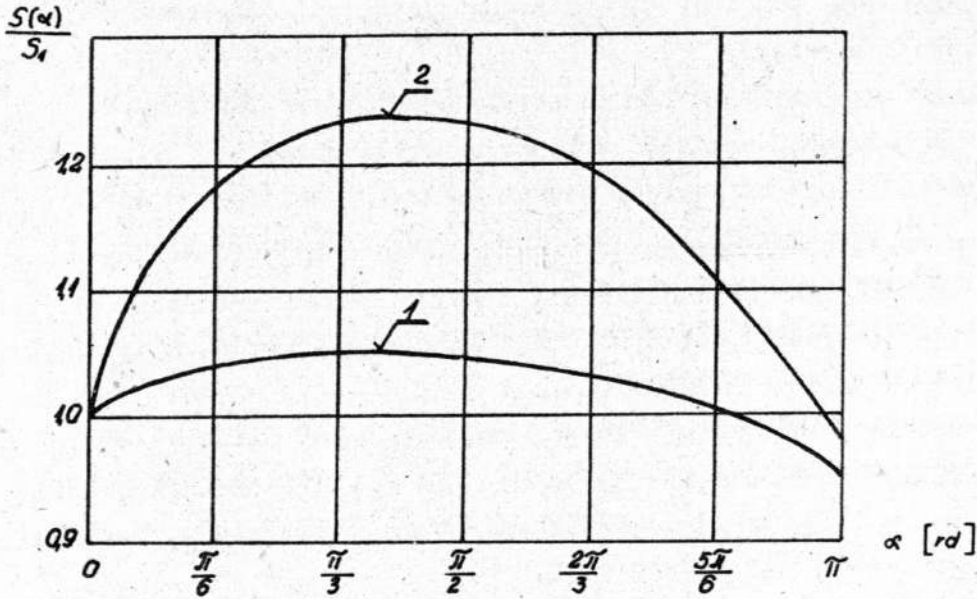
- czynkowego do współczynnika tarcia posuwistego,
- zależność kąta poślizgu od obciążenia jest różna dla koła czynnego i biernego,
 - wielkość współczynnika tarcia spoczynkowego jest proporcjonalna do stosunku średnicy koła do grubości pasa.

Opierając się na podanej teorii W.Korewy [14, 15], T.Rogoziański [23] przeprowadził doświadczenia, na podstawie których doszedł do następujących wniosków:

- współczynnik tarcia spoczynkowego jest w przybliżeniu proporcjonalny do średnicy koła,
- przenoszenie niedużych obciążeń ($P_{\alpha} / P_{gr.} = 1/8 \div 1/3$) odbywa się wyłącznie tarcie spoczynkowe ($P_{\alpha} / P_{gr.}$ - obciążenie względne, P_{α} - całkowita siła tarcia na kącie opasania, $P_{gr.}$ - graniczna wartość siły tarcia),
- wartość współczynnika tarcia poślizgowego rośnie ze wzrostem średnicy koła, jest on jednak mniejszy od wzrostu współczynnika tarcia spoczynkowego, a zatem stosunek tych współczynników maleje ze wzrostem średnicy.

Opisanymi wyżej zagadnieniami zajmowali się również autorzy [10, 2, 16], badali oni również sprzężenie cierne taśmy przenośnika z bębniem stalowym. Uzyskali odmienne rezultaty w porównaniu z danymi podanymi w poprzednich pracach. Otrzymane wyniki rozkładu napięcia w pasie potwierdzają uzyskane na drodze teoretycznej rozważania zawarte w pracy [4].

J.Hajduk [10] i J.Antoniak [2] stwierdzili, że krzywa rozkładu napięcia w cięgnię jest wypukła na łuku poślizgu. Zjawisko to zostało określone jako przepiężenie, a wytłumaczono je zmiennością współczynnika tarcia posuwistego wraz ze zmianą prędkości poślizgu i własnościami reologicznymi cięgna i wykładziny. Zmianę stosunku siły w cięgnię S_{α} / S_1 na kącie opasania α wg [5 i 11] podano na rys. 7, gdzie:



Rys. 7.

krzywa 1 - naciąg liny na kole napędowym kolejki krzeselkowej;
 $S_1/S_2 = 1$, $V = 2$ [m/s], $D_k = 4000$ [mm] - wg J.Hajduka [11],

krzywa 2 - naciąg taśmy na bębnie przenośnika taśmowego; $S_1/S_2 = 1$, $V = 2,03$ [m/s], $D_b = 500$ [mm] (powierzchnia bębna stalowa) - wg P.Gerbera [5].

Opisanym wyżej zjawiskom przepięcia poświęcona została również praca eksperymentalna R.Grabańskiego [8]. Autor podjął się zbadania zmiany siły w cięgnię przenośnika taśmowego ze szczególnym uwzględnieniem przepięcia. Eksperymenty doprowadziły go m.in. do następujących wniosków końcowych:

- stwierdzono bezsporne występowanie zjawiska przepięcia w napędach cierno-cięgnowych,
- liczba przekładek bawełnianych nie wpływa na wartość maksymalnej siły przepięcia,
- stwierdzono silny wpływ prędkości taśmy na wartość przepięcia,

- biegun przepiężenia przesuwa się w stronę nabiegania taśmy przy wzroście obciążenia.

Badaniami dotyczącymi zjawisk zachodzących pomiędzy pasem napędowym a kołami pracującej przekładni zajął się również R. Szczurowski w pracy [25]. Celem pracy było:

- wyznaczenie kątów poślizgów sprężystych na kole czynnym i niernym,
- wyznaczenie wielkości sił w cięgnach oraz charakteru ich zmian na łukach opasania,
- wyznaczenie współczynnika tarcia posuwistego,
- przeprowadzenie analizy zależności kątów poślizgu, wielkości sił w cięgnie, zmiany współczynnika tarcia od: prędkości pasa, naprężenia wstępnego i średnicy kół.

Autor opierając się na analizie wymiarowej przyjął funkcję, od której zależny jest poślizg. Funkcja ta może mieć następującą postać:

$$\varepsilon = F \left(\frac{\delta}{R}, \frac{\sigma_u}{\sigma_o}, \mu \right),$$

gdzie: ε - poślizg względny,

δ - grubość pasa,

R - promień koła,

$\sigma_u = \sigma_1 - \sigma_2$ - naprężenie użyteczne (w cięgnie),

$\sigma_o = \sigma_1 + \sigma_2$ - naprężenie wstępne (przekładni).

Wyniki badań zostały ujęte w następujących wnioskach:

- Wyznaczone eksperymentalnie funkcje zmiany siły w cięgnie dla koła biernego i czynnego mają postać:

- dla koła biernego

$$S_{\alpha} b(\alpha_p) = S_M \cdot e^{\mu \alpha b},$$

- dla koła czynnego

$$S_{\alpha} c(\alpha_p) = m \cdot \alpha b + n.$$

Zmiana siły w cięgnię na kącie poślizgu koła biernego jest tożsamościowo równa ze zmodyfikowanym równaniem Eulera:

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu\alpha_p}.$$

- Wyznaczono analitycznie równanie określające zmianę współczynnika tarcia posuwistego dla koła czynnego na dowolnym kącie bieżącym w granicach kąta poślizgu

$$\mu = \frac{S_1 - S_2}{\alpha_p (m \cdot \alpha_b + n)}.$$

- Potwierdzono, że współczynnik tarcia posuwistego zależy jest od prędkości poślizgu, nie wykluczono jego zależności od nacisków pasa na koło.
- Spadek siły w cięgnię na kole czynnym jest liniowy, co można wytłumaczyć znacznie silnie zmiennym współczynnikiem tarcia posuwistego.
- Wzrost siły w cięgnię na kole biernym jest wykładniczy (eulerowski), co może być słuszne tylko przy praktycznie stałym współczynniku tarcia.
- Zmiana obciążenia przekładni odbywa się wyłącznie na kątach poślizgów kół.
- Stwierdzono, że na kole biernym współczynnik tarcia nie jest w pełni wykorzystywany, na kole czynnym zaś osiąga wartość maksymalną przy zejściu cięgna z łuku opasania.
- Nie stwierdzono zależności współczynnika tarcia od względnej grubości pasa δ/D .
- Opracowano metodę pomiaru siły w cięgnię oraz metodę pomiaru kątów poślizgów pasa na kołach.

Niezależnie od badań przeprowadzonych i opublikowanych przez wielu autorów dotychczasowe badania i rozważania teoretyków przekładni pasowych w pełni nie wyjaśniły jeszcze zjawiska fizyczne zachodzące pomiędzy pasem a kołami.

B.A.Pronin [22] udowodnił, że dotychczasowe próby określenia wartości poślizgów sprężystych obarczone były szeregiem błędów, co w konsekwencji prowadziło do mylnych wyników. Do podstawowych błędów autor zaliczył:

- sumowanie strat na obu kołach,
- określanie poślizgu sprężystego jako stosunku prędkości poślizgu do bliżej nieokreślonej prędkości bez poślizgu lub "prędkości średniej".

Do tej pory nie jest jeszcze dostatecznie wyjaśniona zależność współczynnika tarcia od prędkości poślizgu. Niektórzy autorzy twierdzą, że współczynnik tarcia rośnie ze wzrostem prędkości, inni podają, że dla większości pasów płaskich współczynnik tarcia nie zależy od prędkości poślizgu.

3. Przegląd metod badawczych określania poślizgu

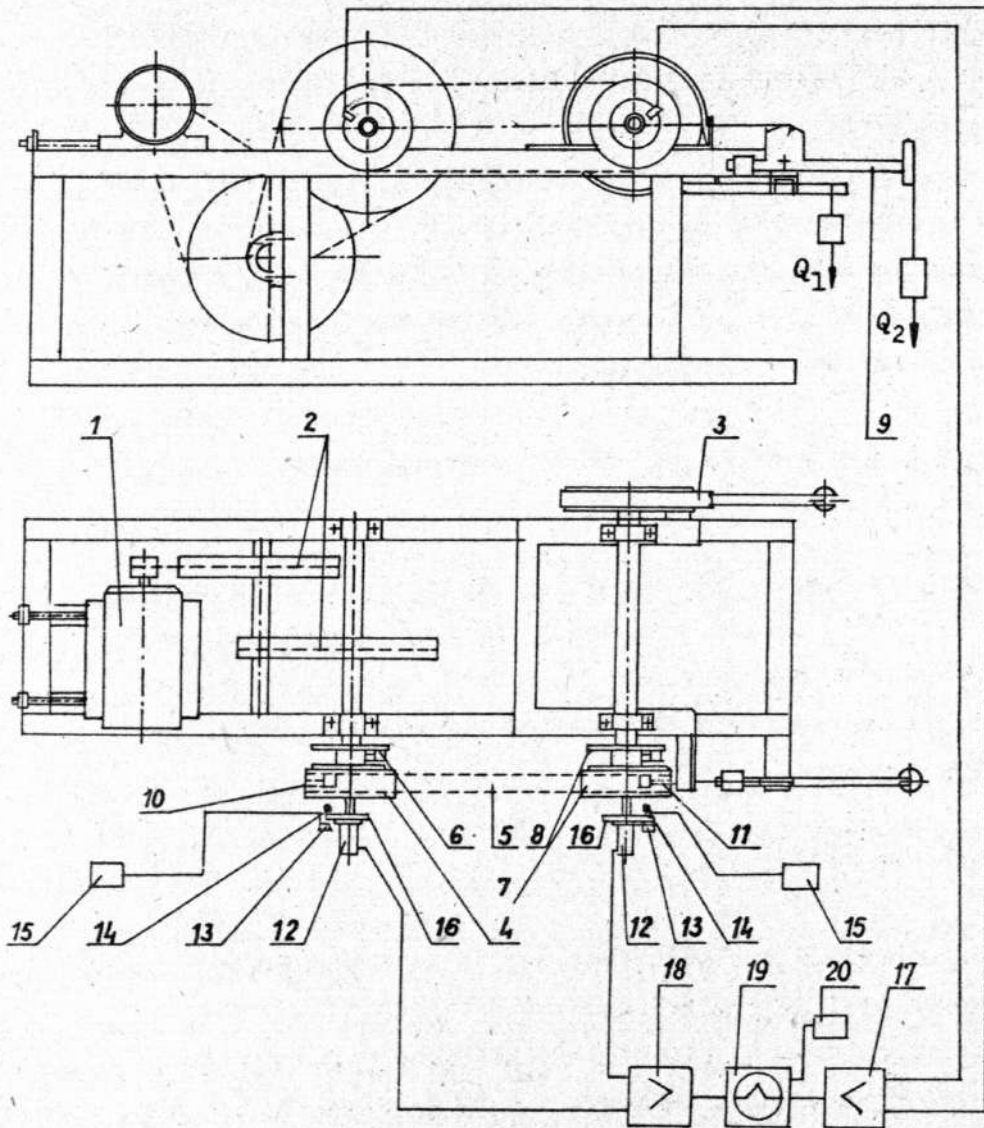
Zjawisko poślizgu można określić na podstawie zmierzenia prędkości V_{1p} i V_{2p} ruchu czynnego i biernego cięgna pasa zarejestrowanej na taśmie oscylografu. Metoda ta gwarantuje bardzo dużą dokładność określenia poślizgu sprężystego według następującej zależności:

$$\varepsilon = \frac{V_{1p} - V_{2p}}{V_{1p}} = 1 - \frac{V_{2p}}{V_{1p}}.$$

Inną metodą mierzenia poślizgu jest metoda stroboskopowa.

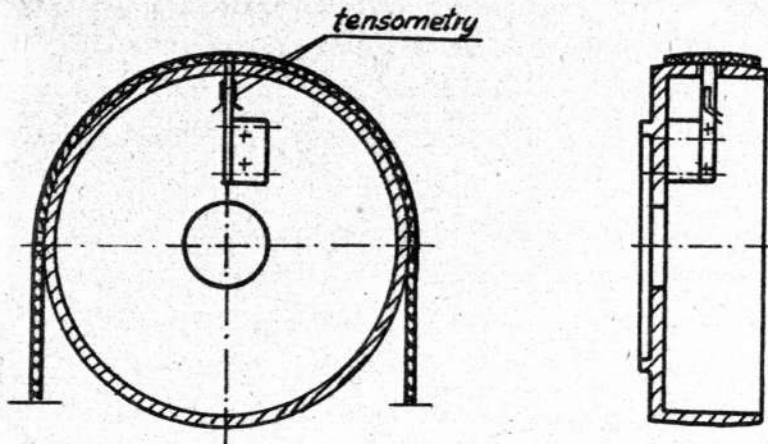
T.A.Rogoziński [23] przeprowadził badania na stanowisku przedstawionym na rys. 8, gdzie: 1 - silnik, 2 - przekładnia pośrednicząca, 3 - hamulec taśmowy, 4 - koła napędowe, 5 - pas badany, 6 - momentomierz koła napędowego, 7 - koło pędzone, 8 - momentomierz koła pędzonego, 9 - układ napinania pasa, 10 - czujnik poślizgu koła napędowego, 11 - czujnik poślizgu koła

pędzonego, 12 - kolektor rtęciowy PRUK-1, 13 - fotodioda,
14 - żarówka, 15 - bateria 6 V, 16 - tarcza rejestracji obrotów,
17 - wzmacniacz tranzystorowy, 18 - mostek tensometryczny ZPT-
147/II, 19 - oscylograf pętlicowy H102, 20 - wyłączniki.



Rys. 8.

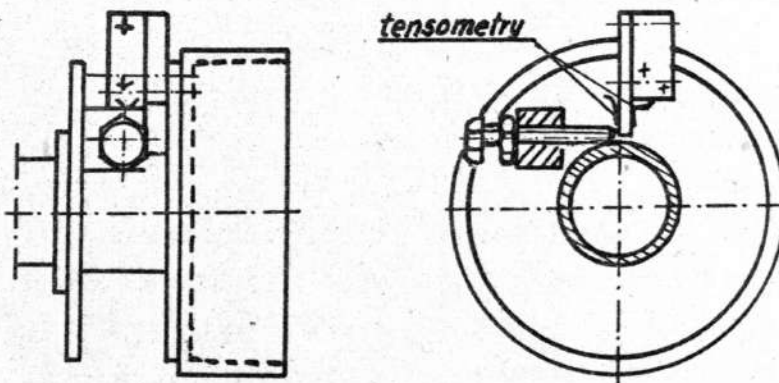
Poślizg pasa po powierzchni wału rejestrowano za pośrednictwem czujnika poślizgu przedstawionego na rys. 9, składającego się



Rys. 9.

z płaskiej sprężyny z naklejonymi dwoma foliowymi tensometrami elektrooporowymi FK-3. Czujnik po zamontowaniu wystawał około 0,1 mm ponad powierzchnię koła. Pas przesuwając się po powierzchni koła, odkształcał sprężynę z tensometrami.

Do badań użyto momentomierza przedstawionego na rys. 10.

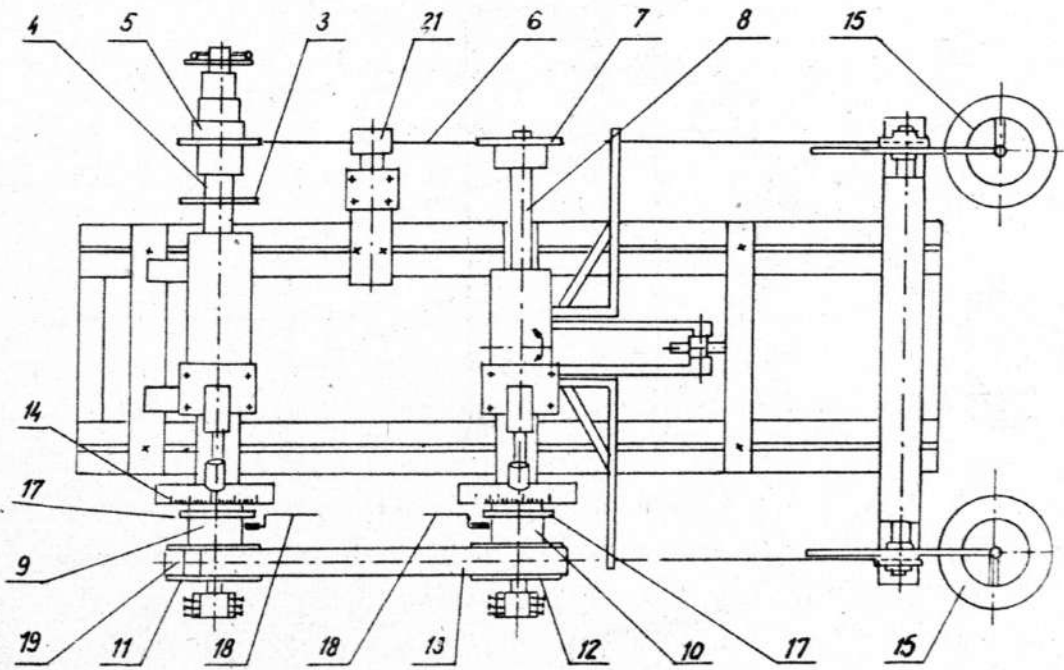
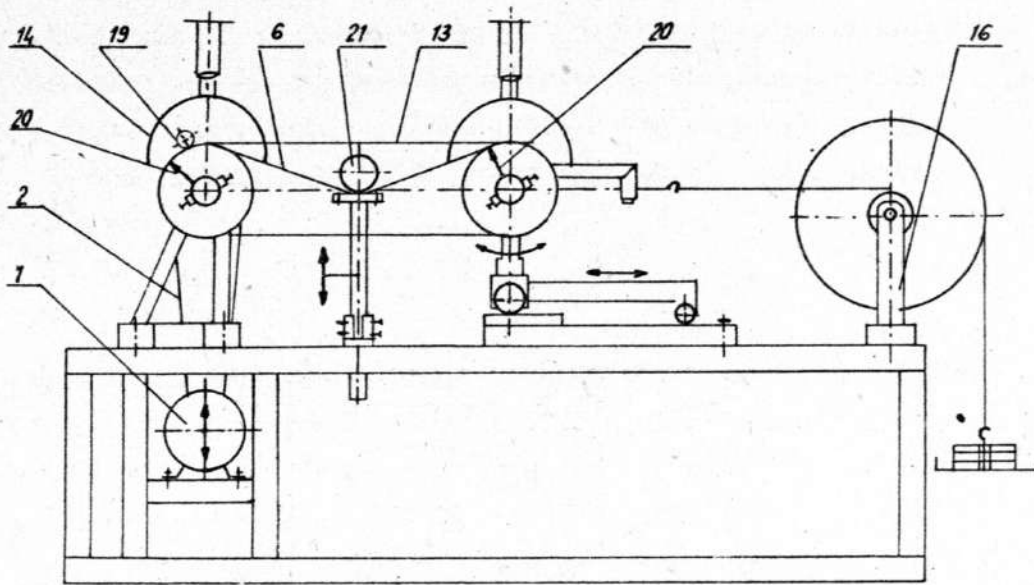


Rys. 10.

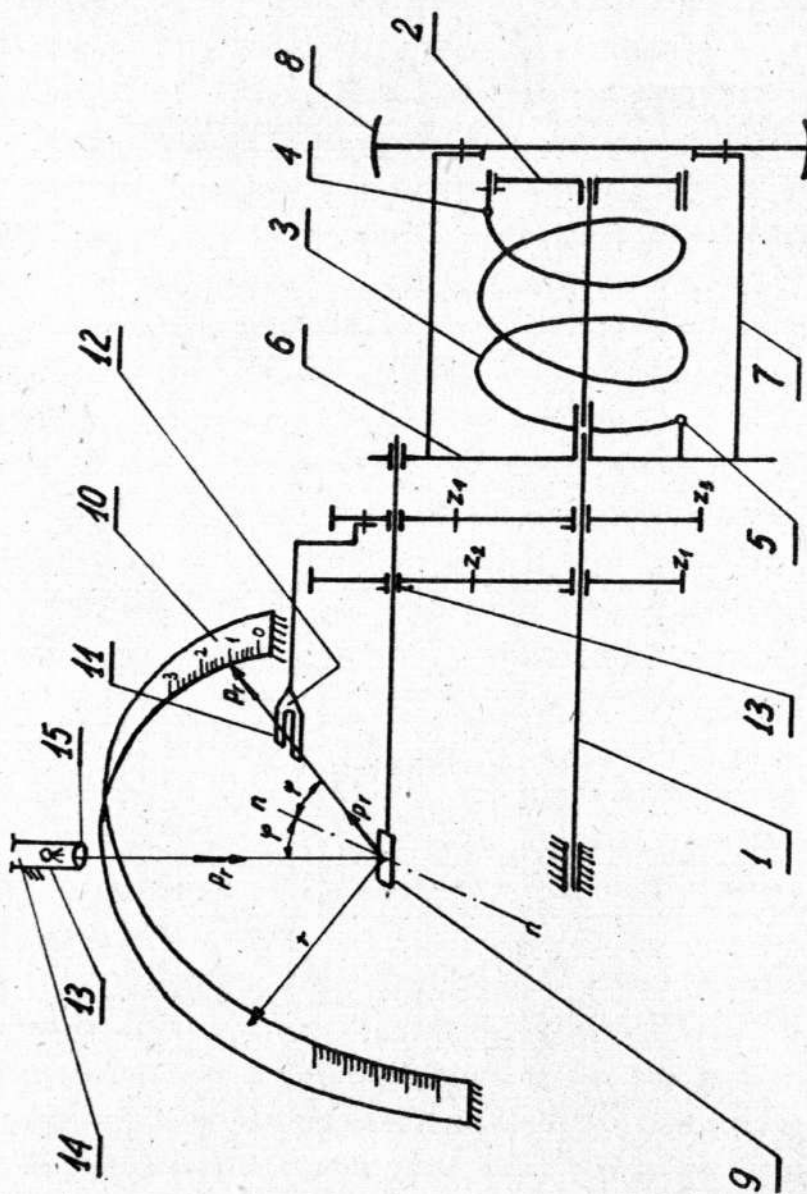
Nieco odmienną metodę pomiaru poślizgu przedstawił w swojej

pracy R. Szczurowski [25]. Badania przeprowadzone zostały na stanowisku, którego schemat przedstawiono na rys. 11, gdzie: 1 - motoreduktor, 2 - przekładnia pasowa, 3 - koło klinowe, 4 - wał, 5 - koło rozsuwne, 6 - pas klinowy, 7 - koło, 8 - wał, 9,10 - momentomierz, 11,12 - koła płaskie, 13 - badany pas, 14 - skala momentomierza, 15 - obciążniki, 16 - układ napinający, 17 - tarcza fotokomórki, 18 - fotokomórki, 19,20 - czujniki.

Schemat poglądowy momentomierza przedstawiono na rys. 12. Momentomierz zaprojektowany został przez E. Gossa, pracownika naukowego Zakładu Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Poznańskiej. Moment z wałka (1) przenoszony jest przez sprzęgło (2) o uzębieniu wewnętrznym na walcową sprężynę (3). Sprężyna jednym końcem oparta jest o zderzak (4) wykonany w sprzęgle (2), drugim o zderzak (5) przymocowany do tarczy zabierakowej (6). Do tarczy (6) poprzez obudowę (7) zamocowane jest koło pasowe (8). Moment przyłożony do koła pasowego lub wału (1) przechodzi poprzez sprężynę walcową (3). Wartość ugięcia sprężyny proporcjonalna jest do kąta skręcenia wału (1) względem tarczy zabierakowej (6). Kąt skręcenia wału względem tarczy określony jest kątem obrotu zwierciadła (9), które osadzone jest obrotowo na tarczy (6) oraz sprzężone jest poprzez koła zębate z_1 i z_2 z wałem (1). Obrót wirującego zwierciadła (9) określa się za pomocą promienia świetlnego "pr", który padając na zwierciadło, odbija się od niego pod takim samym kątem i trafia na przezroczysty ekran (10) z podziałką milimetrową. Zwierciadło winno być tak ustawione, aby przy nieobciążonym przez moment kole wskazania odbitego promienia były bliskie wartościom początkowym podziałek ekranu (10) i aby promień odbity przechodził całkowicie przez szczelinę (11) przysłony (12). Takie ustawienie zwierciadła jest możliwe przy zwolnieniu naciśku (13), który unieruchamia koło z_2 względem zwierciadła. Zadaniem przysłony (12) jest obcięcie rozproszonych po odbiciu



Rys. 11.



Rys. 12.

promieni świetlnych i przepuszczenie przez szczelinę tylko ich równoległej wiązki, co ułatwia odczyt. Kąt odbitego promienia jest dwukrotnie większy od kąta padania (kąta położenia normalnej $n - n$ zwierciadła), ponieważ zastosowano koło zębate o przełożeniu

$$\frac{z_3}{z_4} = 2 \frac{z_1}{z_2}.$$

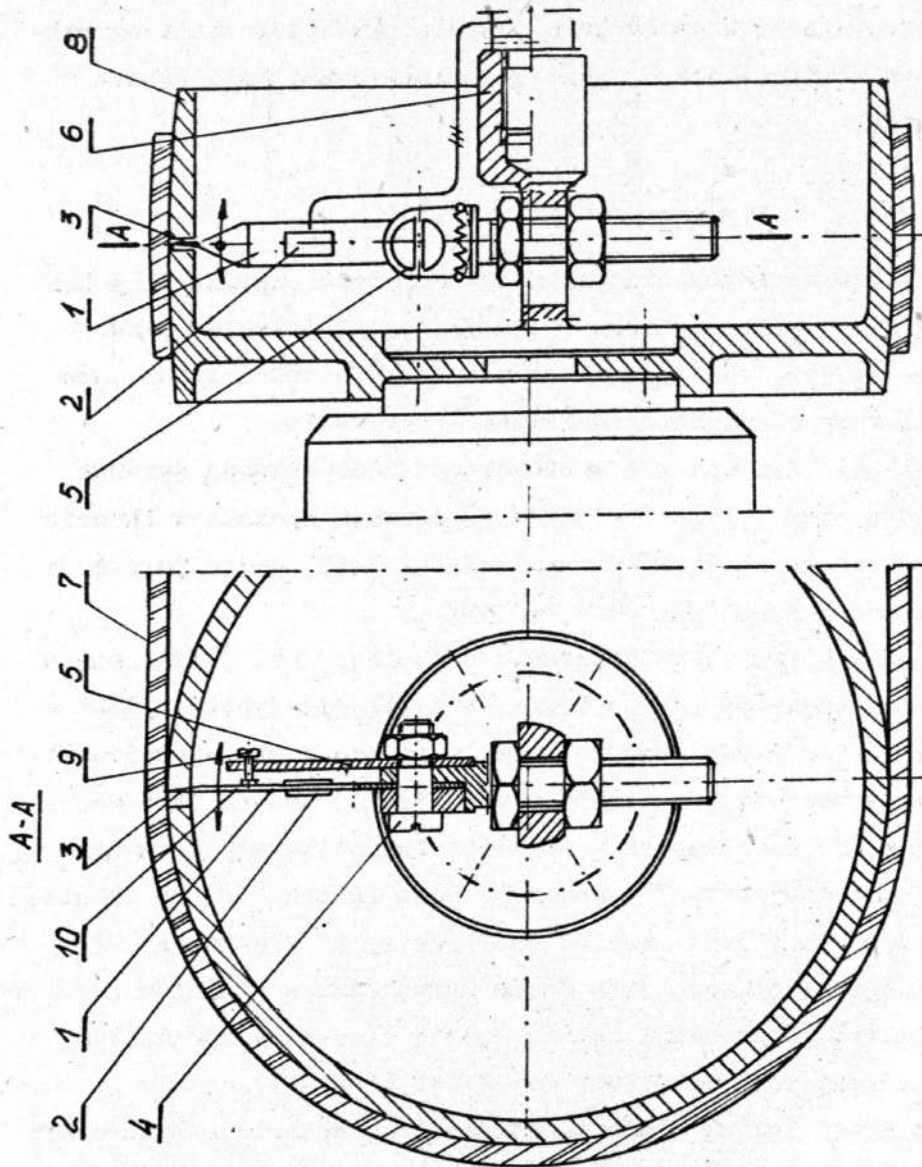
Wartość i kierunek momentu narzucone są przez odpowiedni dobór średnicy drutu sprężyny oraz kierunek jej nawinięcia (prawy - lub lewo- zwojne). Gdy moment obraca koło pasowe w prawo, wówczas dobieramy sprężynę lewoskrętną i odwrotnie.

Do oświetlenia zwierciadła zastosowano jednowłóknową żarówkę samochodową (13) (12V/21W), która zamocowana została w lunecie (14). Promień świetlny z żarówki pada na zwierciadło po przejściu przez obiektyw typu $f_{mar} 4,5/105$.

Czujnik (rys. 13) przedstawiony w pracy [25] składa się z elementu sprężystego (1) (blaszka ze stali sprężynowej 50HSA o grubości 0,5 mm i szerokości 11 mm) oraz tensometrów oporowych (2) (tensometry wężykowe papierowe 10/120, stała tensometrów $K = 2,15$) połączonych w układzie półmostkowym. Element sprężyny z jednej strony zakończony jest iglicą (3), z drugiej strony zamocowany jest obrotowo na śrubie (4) w oprawce (5). Oprawka (5) utwierdzona jest dwoma nakrętkami w łączniku (6). Dzięki takiej konstrukcji iglica wraz z elementem sprężystym może wykonywać ruch wahadłowy wokół osi śruby (4).

Przy pomiarach iglica elementu sprężystego wysunięta była około 0,5 ÷ 0,7 mm ponad płaszczyznę koła, tak aby pas po wbiciu się w iglicę unieruchamiał ją.

Pomiar poślizgu za pomocą opisanego wyżej wymienionego czujnika odbywał się następująco: w momencie przemieszczania się pasa (7) w stosunku do koła (8) pas pociągał za sobą wbity iglicę, wyginając element sprężysty, co powodowało zmianę spadku napięć prą-

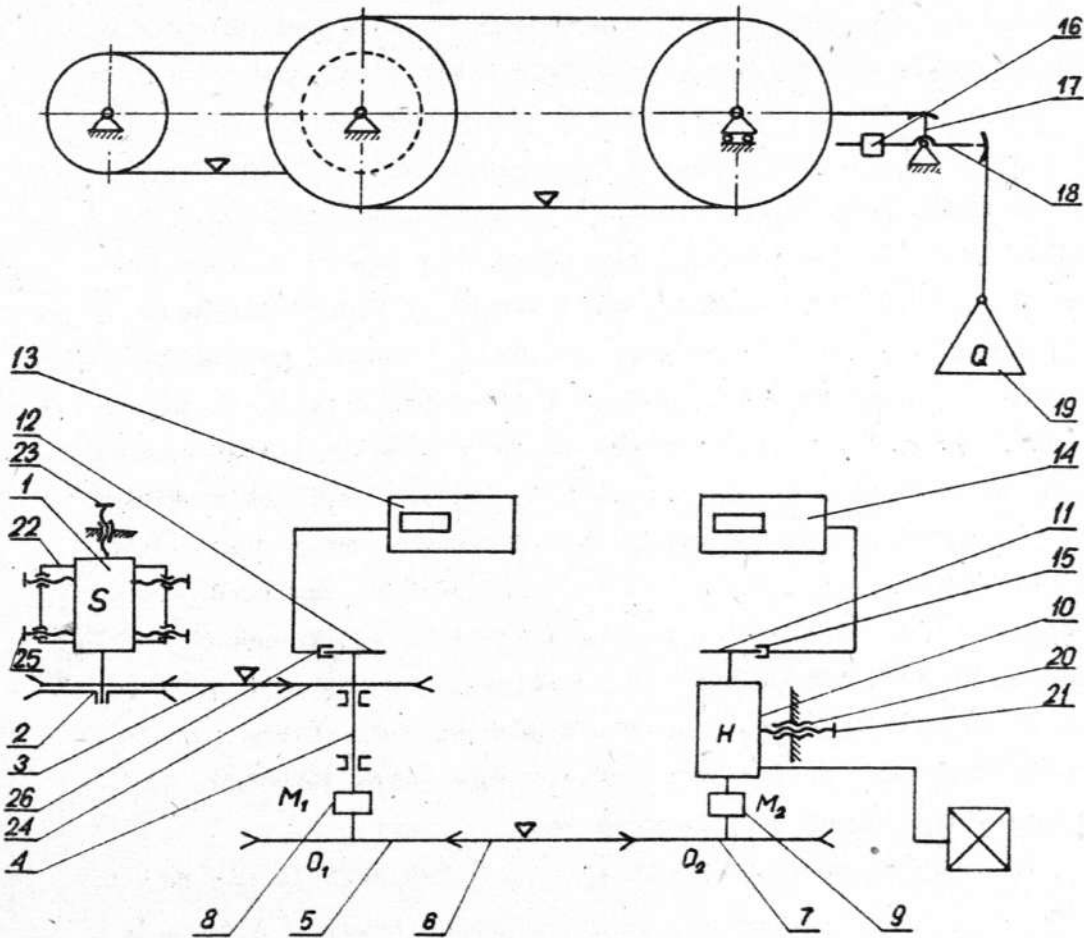


Rys. 13.

du przepływającego przez tensometry. Po wyjściu z łuku opasania element sprężysty powracał do pozycji zerowej (w dwóch płaszczyznach), a jego drgania własne stłumione zostały poprzez regulowany śrubą (9) tłumik drgań (10).

4. Przebieg badań przeprowadzonych na stanowisku uniwersalnym

Schemat stanowiska uniwersalnego przedstawiono na rys. 14.



Rys. 14 .

Silnik elektryczny (1) spoczywa na saniach (22), które przymocowane są do ramy za pomocą śrub. Ustawienie wstępne silnika odbywa się przez przesunięcie sań wzdłuż ramy i przymocowanie sań do ramy śrubami.

Do dokładnego ustawienia płaszczyzny koła (2), zamocowanego na silniku (1), z płaszczyzną pracy pasa (3) na drugim współpracującym kole (24) służy śruba (13) do przesuwu poprzecznego. Po prawidłowym ustawieniu płaszczyzny pracy kół pasowych (2) i (24) blokujemy górną część sań. W celu uzyskania odpowiedniego napięcia pasa napędowego (3) wykorzystuje się śruby (15), które przewidziane są do przesuwu silnika wzdłuż sań. Po odpowiednim ustawieniu silnika elektrycznego wszystkie śruby blokujemy.

Napęd z silnika przechodzi poprzez koła rozsuwne (2), pas (3) i koło (24) na wał pośredni (2), który jest utwierdzony. Następnie napęd jest przekazywany na badaną przekładnię (6). Obciążenie badanej przekładni realizowano za pomocą hamulca wodnego (10), a wielkość momentów odczytywano na momentomierzach mechanicznych (8) i (9). Pomiaru poślizgu w badanej przekładni dokonano przez rejestrację prędkości obrotowej koła (5) i (7). Obroty tarcz (12) i (11) mierzono czujnikiem fotoelektrycznym (25) i (26) sprzężonym z przekaźnikami (13) i (14). Naprężenie wstępne uzyskano za pomocą napinacza, który składa się: z połączonych sztywno ramion (17) i (18), obrotowo połączonego ramienia przeciwcieżaru (16) oraz z podstawy, za pomocą której mocowany jest napinacz do ramy stanowiska. Przeciwcieżar (16) służy do wyrównywania szalki (19) oraz ramienia napinacza (18). Śruba (21) z przeciwnakrętkami (20) służy do blokowania wózka jezdnego, do którego przymocowany jest hamulec.

Najczęściej przy doświadczeniach poślizg określa się wg wzoru

$$\epsilon = \frac{v_c - v_b}{v_c} = 1 - \frac{D_b}{D_c} \cdot \frac{n_b}{n_c} = 1 - \frac{D_b}{D_c} \cdot \frac{I_b}{I_c},$$

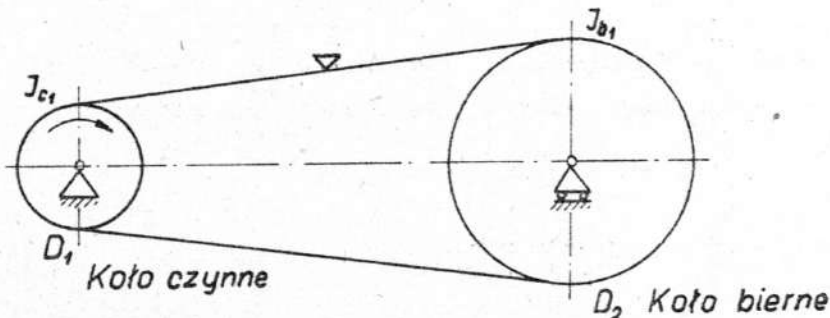
gdzie: I_c, I_b - liczba impulsów koła czynnego i biernego,
 D_c, D_b - średnica skuteczna koła czynnego i biernego.

5. Wyznaczenie wpływu naprężenia wstępnego σ_0 na stosunek średnic skutecznych $\frac{D_b}{D_c}$

O ile w przekładni z pasem płaskim wyznaczenie D_c i D_b nie przedstawia żadnej trudności, to w przekładni z pasem klinowym dokładne ich wyznaczenie jest w zasadzie niemożliwe.

Dlatego też często stosunek średnic skutecznych D_c/D_b przyrównuje się do stosunku D_b/D_c bez obciążenia przekładni momentem, a tylko obciążeniem wstępnym. Względny poślizg wg rys. 15 opisany jest przez wyrażenie

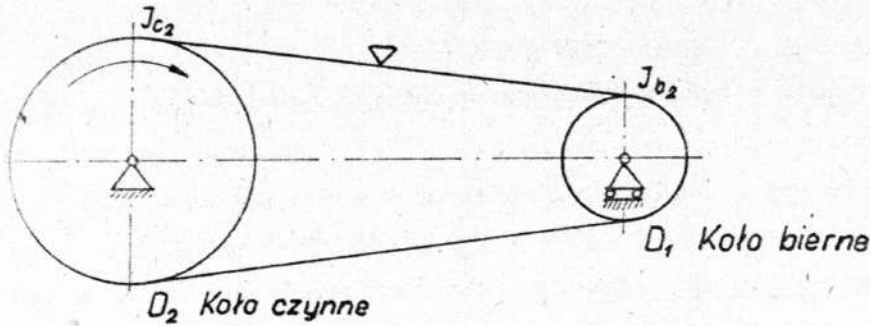
$$\varepsilon = 1 - \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{I_{b1}}{I_{c1}}$$



Rys. 15.

W celu wyznaczenia tej wartości odczytujemy liczby impulsów I_b, I_c , a następnie zamieniamy koła miejscami wg rysunku 16.

Dla otrzymania tych samych oporów tarcia stosujemy w przekładni przedstawionej na rysunku 16 wartości parametrów prędkości



Rys. 16.

i naprężenia wstępnego równe constans. Wówczas wartość względnego poślizgu wyznacza się z zależności

$$\epsilon_2 = 1 - \frac{D_1}{D_2} \cdot \frac{I_{b2}}{I_{c2}}$$

Zakładając $\epsilon_1 = \epsilon_2$, otrzymamy następującą zależność:

$$\frac{D_b}{D_c} = \frac{D_2}{D_1} = \sqrt{\frac{I_{c1}}{I_{b1}} \cdot \frac{I_{b2}}{I_{c2}}}$$

Ostatecznie otrzymamy wzór na poślizg. Stosunek D_b/D_c został zastąpiony tutaj wielkościami, których wyznaczenie nie nastęca trudności

$$\epsilon = 1 - \frac{I_b}{I_c} \sqrt{\frac{I_{c1}}{I_{b1}} \cdot \frac{I_{b2}}{I_{c2}}}$$

Wpływ naprężenia wstępnego σ_0 na stosunek D_b/D_c przedstawiono w tabelicy dla pasa o wymiarach 0,0017 x 0,011 x 1,06 [m]

σ_0 [MN/m ²]	2,5	2,2	1,9	1,6	1,3	1,0
D_b/D_c	0,99266	0,99266	0,99263	0,99264	0,99264	0,99264

6. W n i o s k i

Jak już wspomniamo, w praktyce stosunek średnic skutecznych D_b/D_c przyrównuje się do stosunku D_c/D_b tylko z obciążeniem wstępnym δ_o . Przeprowadzone pomiary (tablica) pozwalają na stwierdzenie, że dla zmieniających się wartości δ_o relacja D_b/D_c kształtuje się na niezmiennym poziomie (zmiana następuje dopiero na piątym miejscu po przecinku), zatem nie ma potrzeby wyznaczania wartości D_b/D_c dla kolejnych naprężeń δ_o .

B i b l i o g r a f i a

- [1] Andrejew A.W., Pieriedaczi trienijem. Maszgiz, Moskwa 1963.
- [2] Antoniak J., Wykładziny kół pędnych - badania i doświadczenia ruchowe. Referat wygłoszony na konferencji SIMP, 1963.
- [3] Bussman K.H., Probleme bei der Berechnung und der Gestaltung von Treibriemen und Riementrieben. Riementriebe, Kettentriebe, Kupplungen, Berlin, 1954.
- [4] Czukanow W.J., Utocniemyj rasczot pieriedaczi s gibkoj swiazju. Wiestnik Maszynostrojenija Nr 11, 1966.
- [5] Gerber P., Der Einfluss der elastischen Zwischenschichten auf die Kraftubertragung zwischen Trommel und Gurtzugelment bei Forderbandanlagen. Fortschritt Berichte VDI - Zeitschrift, Reiche 13 Nr 8, 1967.
- [6] Goss E., Popko H., Mazanek E., Badanie obciążalności przekładni z pasem płaskim lub klinowym produkcji krajowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, Zeszyt specjalny Nr 4/1965.
- [7] Goss E., Popko H., Badanie zdolności przenoszenia napędu oraz sprawności przekładni z pasem płaskim i pasami klinowymi. Referat na II Sympozjon Katedr Podstaw Konstrukcji Maszyn. Wrocław, wrzesień 1965, praca niepublikowana.
- [8] Grabański R., Sprzężenie cierne taśmy gumowej z bębnum napędowym przenośnika taśmowego, ze szczególnym uwzględnieniem przepięcia - praca doktorska, Poznań, 1973.
- [9] Gutiar I.M., Issliedowanije tiagowych swojstw riemnia po kriwym skolżienija. Wiestnik maszynostrojenija 7/1960.
- [10] Hajduk J., Sprzężenie cierne przeciwzwiętej liny stalowej z gumową wykładziną na tarczy napędowej. Z.N. Politechniki Warszawskiej Nr 6, 1960.
- [11] Hajduk J., Niektóre przypadki obliczenia napędów ciernoliniowych przy zmiennym współczynniku sprzężenia ciernego liny z wykładziną na tarczy. Z.N. Politechniki Warszawskiej, Mechanika Nr 14, 1965.
- [12] Hajduk J., Wykładziny elastyczne w napędach ciągnowych. Przegląd Mechaniczny Nr 4, 1969.
- [13] Korewa i inni, Podstawy konstrukcji maszyn część III. W.N.T. Warszawa, 1966.
- [14] Korewa W., Sprzężenie cierne w przekładniach pasowych. Przegląd Mechaniczny Nr 24, 1968.

- [15] Korewa W., Tarcie spoczynkowe w sprzężeniu pasa z kołami. Przegląd Mechaniczny Nr 18, 1970.
- [16] Martynow K.W., Tangencjonalnyje deformacji w klinoriemiennych pieredaczach. Wiestnik Maszynostrojenija Nr 3, 1970.
- [17] Maszynostrojenije - Encyklopediczeskij sprawocznik t. 2, Maszgiz, 1949.
- [18] Mazanek E., Sprzężenie płaskiego pasa z kołem i sprawność przekładni przy zastosowaniu różnych gatunków pasów i różnych sposobów ich napinania. Praca doktorska. Politechnika Łódzka, Łódź, 1967.
- [19] Popko H., Nowa metoda obliczeń przekładni pasowych. Przegląd Mechaniczny Nr 16, 1968.
- [20] Popko H., Analiza teorii i modyfikacja obliczeń przekładni pasowych. Z.N. Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Białymstoku. Praca habilitacyjna, 1971.
- [21] Pronin B.A., O skolżenii w płasko i klinoriemiennych pieredaczach. Wiestnik Maszynostrojenija Nr 19, 1956.
- [22] Pronin B.A., Klinoriemiennyje i frikcionnyje pieredaczi i wariatory. Maszgiz, 1960.
- [23] Rogoziński T.A., Weryfikacja doświadczna sprzężenia ciernego pasa z kołami wg teorii prof. W.Korewy. Praca doktorska, Łódź, 1971.
- [24] Swietlickij W.A., K teorii pieredacz s gibkoj swiazju. Izwiestija Wysszich Uctiebnich Zawiedienij - Maszynostrojenije 7/1959.
- [25] Szczurowski R., Analiza sprzężenia ciernego pasa z kołami w funkcji obciążenia pracującej przekładni. Praca doktorska. Politechnika Poznańska, Poznań, 1975.
- [26] Tarnowski W., Technika drobnych konstrukcji. WPW, Warszawa, 1971.
- [27] Żukowski N.E., O skolżenii riemnia po szkiwach. Pełnoje sóbranija soczinienij ONTJ, tom 8, 1937.