

Rozdział 5

Przekładnie cięgnowe

W przekładniach cięgnowych ruch i energia przenoszona jest za pomocą cięgna, które ma postać paska, linki lub podobnego elementu, np. łańcucha. Cięgno jest dość sztywne w kierunku wzdłużnym (na rozciąganie), natomiast jest wiotkie na zginanie.

Przekładnia cięgnowa składa się co najmniej z trzech elementów konstrukcyjnych: członu czynnego, członu biernego i cięgna. Te dwa pierwsze mogą wykonywać ruch obrotowy, wahadłowy lub posuwisto-zwrotny. W tym trzecim przypadku możliwe jest wprowadzenie koła pośredniego (jak na rys. 5.1g), po to by umożliwić inne przełożenie przekładni niż jeden. Koło pośrednie może także służyć do zmiany płaszczyzny ruchu (jak na rys. 5.1h).

Istotny jest sposób przeniesienia siły z cięgna na koło czy suwak: to może być połączenie cierne, połączenie kształtowe (np. pasek zębaty lub łańcuch ogniwkowy) lub stałe utwierdzenie cięgna do koła. To ostatnie ogranicza kąt obrotu koła.

Przekładnia może być płaska (wszystkie ruchy wykonywane są w jednej płaszczyźnie) lub przestrzenna (np. jak na rysunku 1h).

Główne właściwości przekładni cięgnowych

Zalety przekładni cięgnowych (w porównaniu do zębatych) są następujące.

- Izolacja dynamiczna: gwałtowna zmiana momentu obciążenia (uderzeniowa zmiana momentu) jednego koła nie powoduje gwałtownej zmiany przyspieszenia drugiego koła;
- Przeniesienie ruchu na większą odległość¹;
- Brak luzów w przekładni;
- Łatwa realizacja konstrukcyjna zmiany płaszczyzny ruchu (jeśli kąt jest niewielki, to można nawet zrezygnować z koła pośredniego);
- Prostota konstrukcji, zatem mały koszt wykonania;

¹ Charakterystycznym przykładem jest narciarski wyciąg orczykowy i krzeselkowy

- W przypadku **ciernej** przekładni cięgnowej pełni ona dodatkową rolę sprzęgła przeciążeniowego (po przekroczeniu wartości maksymalnej dla danej przekładni następuje pełny poślizg).

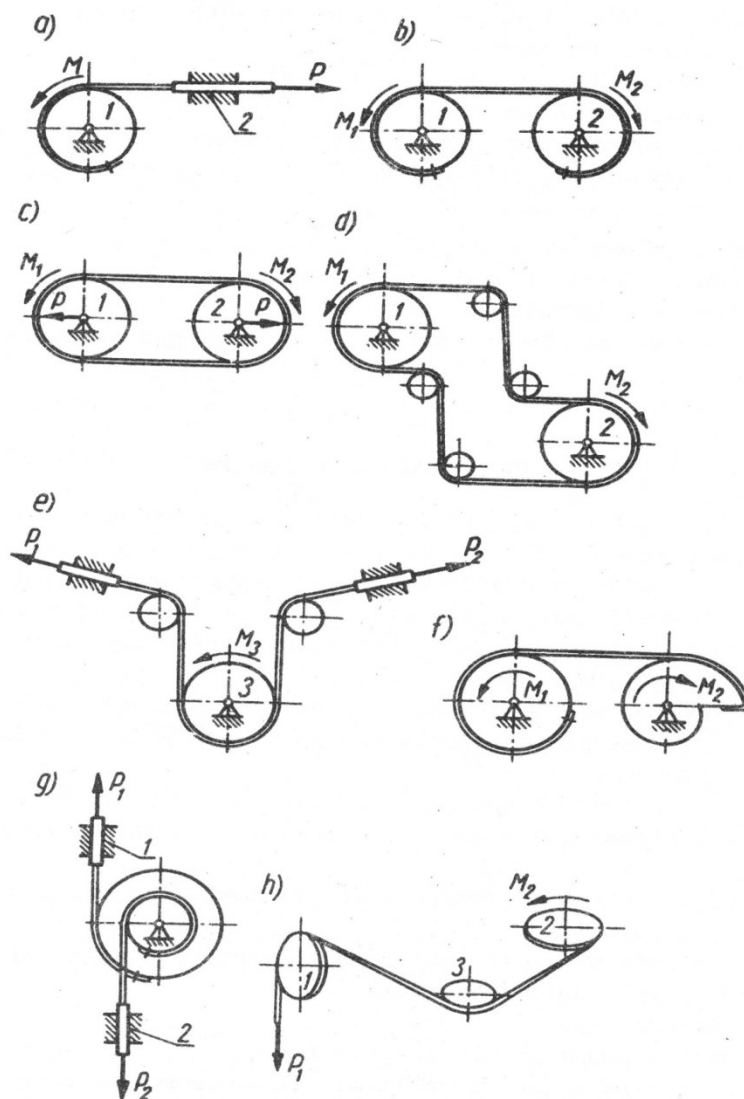
Niedostatki przekładni cięgnowych są następujące.

- Mała sprawność, szczególnie w przypadku paska klinowego (o przekroju trapezowym);
- Przełożenie chwilowe zależy od wartości przenoszonego momentu – w przypadku pasków zębatych i łańcuchów ten wpływ jest jednak pomijalny.

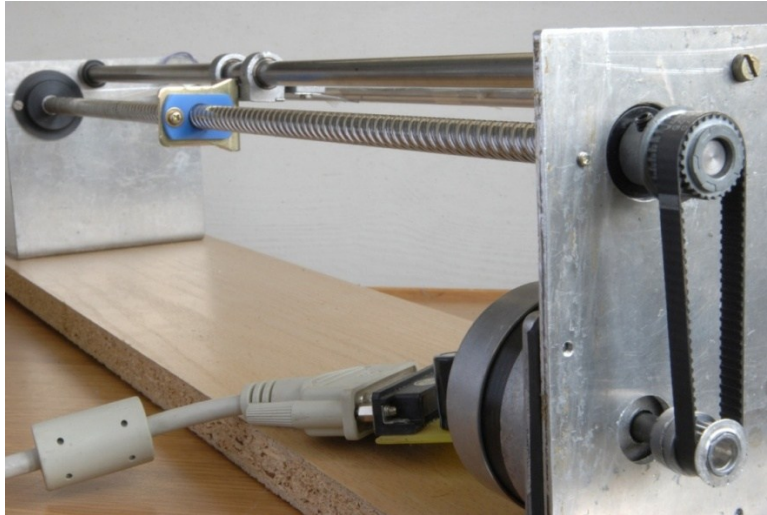
Te dwie wady powodują, że przekładnie cięgnowe nie są stosowane w torach pomiarowych. Wyjątkiem jest przekładnia z paskiem zębatym do przenoszenia obrotu silnika krokowego, na przykład w napędzie wałka rejestratora, lub przekładnia z cięgnem metalowym.

Oto dalsze wady:

- Gorsza niezawodność (poślizg, spadanie cięgna);
- Mniejsza trwałość (zużywanie się cięgna);
- Praca w wysokich temperaturach jest możliwa tylko w przypadku zastosowania metalowego łańcucha;
- Samoistna zmiana napięcia wstępnego cięgna przy zmianie temperatury;
- Dodatkowe obciążenie łożysk wynikające z napięcia wstępnego (tylko dla przekładni ze sprzężeniem ciernym pasa z kołem);
- Potrzebna okresowa korekta napięcia wstępnego cięgna.



Rys. 5.1. Schematy konstrukcyjne przekładni cięgowych: cięgno utwierdzone, zamiana ruchu obrotowego na przesunięcie liniowe (a) lub obrotu na obrót (b), cięgno cienne wstępnie napięte (c), dalekie przeniesienie ruchu (d), napęd dwóch suwaków z jednego silnika obrotowego (e), zmienne przełożenie, cięgno utwierdzone do krzywki (f), zmiana przesunięcia liniowego na liniowe o przełożeniu różnym od jedności (g), przekładnia przestrzenna (h).



Rys. 5.2. Przykład pozycjonującego układu napędowego: połączenie silnika skokowego, przekładni ściągowej z paskiem zębatym i przekładni śrubowej. Celem przekładni ściągowej jest złagodzenie znacznych przyspieszeń wytwarzanych przez silnik skokowy oraz przeniesienie ruchu na znaczną odległość.



Rys. 5.3. Przykład przekładni ściągowej; zamiana ruchu obrotowego na posuwisto zwrotny o dużym skoku

Przełożenie przekładni

Załóżmy, że cięgno współpracuje z obydwoma kołami bez poślizgu, wówczas prędkość obwodowa obydwu kół jest taka sama jak prędkość cięgna v (rys. 5.4), zatem:

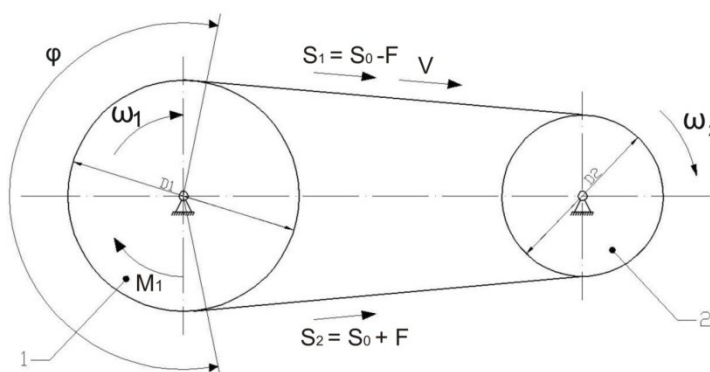
$$v = \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} = \omega_2 \cdot \frac{D_2}{2} \quad (5.1)$$

gdzie D jest średnicą a ω jest prędkością kątową kół.

Jeśli napędowym jest koło 1, to przełożenie przekładni jest:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (5.2)$$

Jest to przełożenie średnie, geometryczne. Dalej pokażemy, że na skutek zmiany wydłużenia paska (spowodowanego np. zmianą przenoszonego momentu) przełożenie chwilowe zmienia nieco swoją wartość.



Rys. 5.4. Schemat przekładni cięgnowej: 1- koło czynne (napędzające), 2 – koło bierne (napędzane), S_0 – siła napięcia wstępnego cięgna, S_2 – siła po stronie ciągnącej, S_1 – siła po stronie biernej, φ – kąt opasanania na kole czynnym

Przeniesienie sił i momentów

W przypadku gładkiego paska (cięgna) koło napędowe przekazuje siłę do paska dzięki sile tarcia T ; z kolei pasek w ten sam sposób przekazuje siłę do koła biernego². Aby wywołać tarcie potrzebna jest siła normalna między kołem i cięgnem, czyli siła docisku paska do koła. Tę siłę uzyskuje się przez wstępny naciąg pasa siłą S_0 . Po przyłożeniu momentu napędowego M_1 do koła napędowego (1)

² Paski zębate i łańcuchy przekazują siłę poprzez kształt a nie dzięki tarcia

(rys. 5.4) w cięgle po stronie ciągnącej pojawia się dodatkowa siła $F = \frac{M_1}{\frac{D_1}{2}}$, zatem łączna siła w cięgle po stronie ciągnącej będzie $S_2 = S_0 + F$, a po stronie biernej $S_1 = S_0 - F$. Zbyt wielka różnica między siłami S_2 i S_1 powoduje pełny poślizg cięgna. Warunkiem poprawnej pracy bez poślizgu jest spełnienie następującej nierówności (podanej tutaj bez wyprowadzenia):

$$S_2 \leq S_1 \cdot e^{\mu\varphi} \quad (5.3)$$

gdzie S_2 jest największą możliwą siłą po stronie czynnej, S_1 jest siłą napięcia cięgna po stronie biernej, μ jest współczynnikiem tarcia między paskiem i kołem, natomiast φ jest kątem opasania w radianach (rys. 4). Ze wzoru wynika, że do koła można przyłożyć moment zewnętrzny o wartości nie większej niż:

$$(M_1)_{max} = (S_2 - S_1) \cdot \frac{D_1}{2} = S_1 \cdot (e^{\mu\varphi} - 1) \cdot \frac{D_1}{2} \quad (5.4)$$

Po przekroczeniu tej wartości zaczyna się pełny poślizg pasa względem koła.

W przypadku cięgna kształtowego (tzn. łańcucha lub paska zębatego) niewielki naciąg wstępny jest potrzebny tylko po to aby utrudnić jego spadanie z koła zębatego, oraz aby zmniejszyć drgania poprzeczne cięgna w stanach nieustalonych ($M_1(t) = \text{var}$). W przypadku paska płaskiego zabezpieczenie przed spadaniem uzyskuje się to przez wypukły profil wieńca koła (jak na rys. 5.7a).

Sprawność

W każdym mechanizmie³ występuje *poślizg*⁴ s między współpracującymi powierzchniami stykających się ciał. Siła tarcia T w miejscu poślizgu pomnożona przez poślizg s daje pracę tarcia, a pomnożona przez prędkość poślizgu ds/dt daje strumień energii tarcia, czyli moc rozpraszaną N_t . Drugim źródłem mocy rozpraszanej jest *tarcie wewnętrzne* w materiałach odkształcających się elementów konstrukcyjnych.

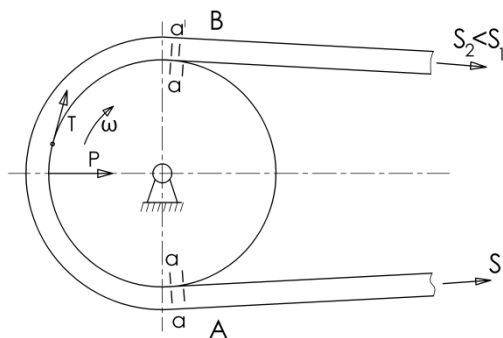
W przekładniach pasowych są dwa procesy powodujące rozpraszanie energii mechanicznej: 1) poślizg między paskiem i kołami i 2) tarcie wewnętrzne w pasku, który się cyklicznie rozciąga i kurczy oraz zgina i prostuje.

Mikropoślizg w przekładni cięgnowej

Teraz uzasadnimy, że nawet przy braku pełnego poślizgu (tzn. gdy przenoszony moment jest mniejszy od maksymalnego) (wzór 5.4), jeśli $S_1 \neq S_2$ to występują niewielkie poślizgi (można je określić *mikropoślizgami*) między paskiem i kołami.

³ *Mechanizmem* nazywa się układ materialny przetwarzający energię mechaniczną

⁴ Poślizg rozumiany jest jako wzajemne przesunięcie stykających się powierzchni



Rys. 5.5. Mikropoślizg paska względem wienca koła

Dla zrozumienia tego zjawiska przeprowadźmy następujący eksperyment myślowy (rysunek 5.5). Na pasku na części nabiegającej na koło napędowe (punkt A) narysujmy dwie poprzeczne kreski, w odległości a , takie same kreski dokładnie naprzeciw, na wienca koła. Pasek jest tu rozciągany siłą S_1 . Po chwili, zgodnie z obrotem koła i paska, kreski znajdą się w górnej części (punkt B), gdzie pasek kończy współpracę z kołem. Odległość kresek a narysowanych **na wienca** zmieniła się **niedostrzegalnie**, ponieważ wienca jest metalowy lub z twardego tworzywa sztucznego a siła obwodowa na wienca jest tylko stosunkowo niewielką siłą tarcia T . Natomiast w przeciwieństwie do wienca, pasek odkształcił się znacznie pod wpływem siły rozciągającej T : u góry jest S_2 , u dołu znacznie większa $S_1 = S_2 + T$. Zatem na odcinku obwodu AB (od wejścia do wyjścia) **musiał** nastąpić niewielki prześlizg powierzchni paska w stosunku do współpracującej powierzchni koła. Ten prześlizg (*mikropoślizg*) zależy od różnicy sił $S_1 - S_2$ i zgodnie z prawem Hooke'a wyniesie:

$$\Delta a = \frac{S_2 - S_1}{E \cdot F} a \quad (5.5)$$

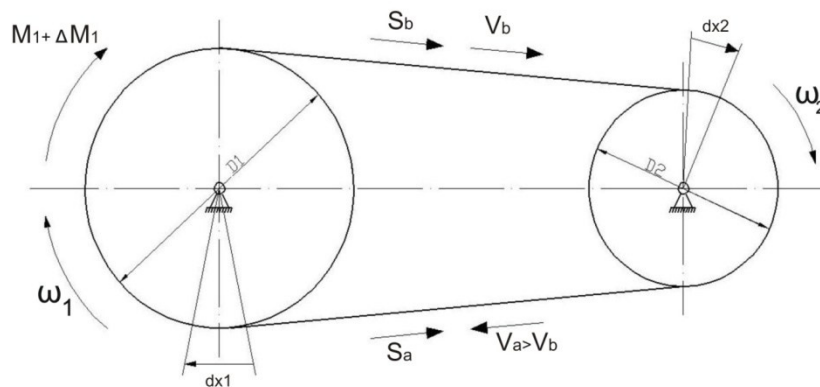
gdzie E jest modułem sprężystości, a jest długością łuku AB a F jest polem przekroju paska.

Mikropoślizg powoduje ścieranie bieżni koła przez pasek. Widocznym znakiem tego procesu jest gładka błyszcząca powierzchnia bieżni, a także zużycie paska (typowe jest strzępienie, spowodowane także wyginaniem).

Elementarny poślizg da pomnożony przez siłę tarcia T daje elementarną pracę poślizgu; po jej scałkowaniu na łuku AB uzyskujemy traconą energię na poślizg, a po odniesieniu do czasu: moc tarcia N_t .

Zmiana przełożenia wywołana zmianą obciążenia

W poniższych rozważaniach pominiemy mikropoślizgi, o których była mowa powyżej.



Rys. 5.6. Zmiana przelozenia wywolana zmianą obciążenia

W stanie **ustalonym** obciążenia przekładni ($M_1(t) = \text{const}$) prędkość paska po stronie ciągnącej v_a jest taka sama jak po stronie biernej v_b (na rys. 5.6, część górna). Zatem łuk dx_1 na kole czynnym o średnicy D_1 jest taki sam jak łuk dx_2 na kole biernym. Wydłużenie względne ε paska (zgodnie z prawem Hooke'a dla strony czynnej) będzie:

$$\varepsilon_a = \frac{S_a}{EF} \quad (5.6a)$$

i odpowiednio dla strony biernej

$$\varepsilon_b = \frac{S_b}{EF} \quad (5.6b)$$

Załóżmy, że w niewielkim skończonym przedziale czasu Δt moment napędowy M_1 wzrósł o wartość ΔM_1 , zatem siła S_a wzrosła o wartość $\Delta P = \frac{\Delta M_1}{\frac{D_1}{2}}$ i odpowiednio

zmalą siła po stronie biernej o tę samą wartość ΔP . Zatem wydłużenie względne wzrośnie po stronie czynnej i zmaleje po stronie biernej. **Zmiana** wydłużenia względnego strony czynnej będzie

$$\Delta \varepsilon_a = \frac{\Delta P}{EF} \quad (5.7a)$$

i odpowiednio strony biernej:

$$\Delta \varepsilon_b = -\frac{\Delta P}{EF} \quad (5.7b)$$

stąd ich różnica jest: $\frac{2}{EF} \Delta P$

Zatem wartość łuku dx_1 wzrośnie i wyniesie:

$$dx_1 = dx_2 + dx_2(\Delta \varepsilon_a - \Delta \varepsilon_b) = dx_2 \left(1 + \frac{2}{EF} \Delta P \right) \quad (5.8)$$

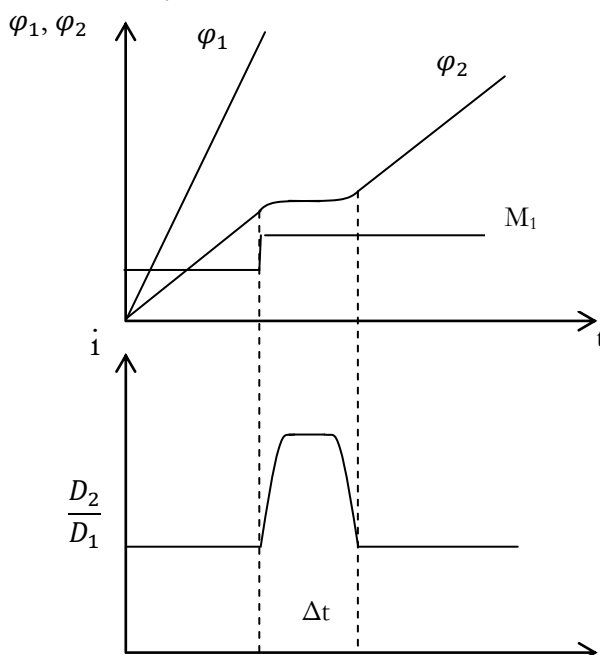
W związku z tym nowa wartość przelozienia przekladni w okresie przejsciowym (w niewielkim skończonym przedziale czasu Δt) będzie:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{dx_1 D_2}{D_1 dx_2} = \frac{D_2 dx_1}{D_1 dx_2} = \frac{D_2}{D_1} \left(1 + \frac{2}{EF} \Delta P \right) \quad (5.9)$$

Po tym okresie przelozenie będzie miało spowrotem wartość ustaloną:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (5.10)$$

Zjawisko to zilustrowano na rysunku 5.7.

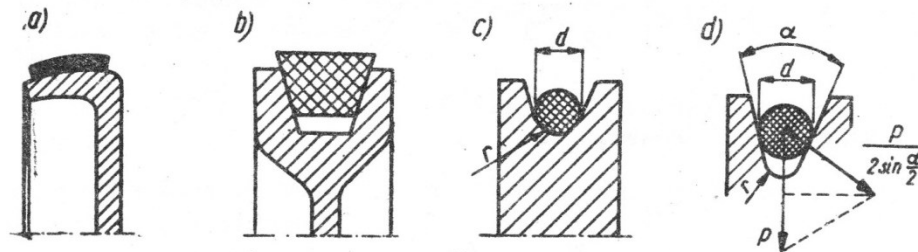


Rys. 5.7. a) Chwilowa zmiana przelozenia $i(t)$ wywołana zmianą obciążenia przekladni $M_1(t)$, przy założeniu że prędkość koła czynnego $\omega_1(t) = \text{const}$: a) zmiana kąta obrotu φ_2 b) zmiana przelozienia,

Analogiczne zjawisko obserwuje się w przekładniach ciernych.

Przekładnie pasowe

Cięgnem może być płaski pasek, pasek klinowy lub linka (struna) o przekroju kołowym (rysunek 5.8).



Rys. 5.8. Przekroje pasków i wieńców kół

Paski i linki wykonuje się ze skóry, gumy lub z tworzyw sztucznych. Najczęściej jest to struktura wielowarstwowa, ze wzmocnieniami z tkanin niemetalowych lub drutowych. Można spotkać także taśmy metalowe, które są utwierdzone do kół, albo linki plecione z cienkich drutów metalowych. Metalowe mają znacznie mniejsze poślizgi więc lepszą sprawność, ale mniejszy współczynnik tarcia powoduje konieczność dużego napięcia wstępnego lub dużego kąta opasania. Mniejszy współczynnik tarcia nie jest wadą w przypadku cięgna utwierdzonego.

Najpopularniejsze są **paski klinowe** (rys. 5.8b). Bierze się to stąd, że przy stosunkowo niewielkiej sile naciągu wstępnego S w pasku uzyskuje się odpowiednio zwiększoną siłę docisku paska do koła N (rys. 5.9). Załóżmy, że siła P jest zastępczą siłą normalną nacisku paska na wieńiec koła, powstającą na skutek wytworzenia siły napięcia wstępnego w płaskim pasku S_1 - S_2 (rys. 5.5). W przypadku paska klinowego ta siła P równoważona jest dwoma normalnymi rzeczywistymi siłami oddziaływania wieńca na pasek $N_1 = N_2 = N$. Z trójkąta sił wynika:

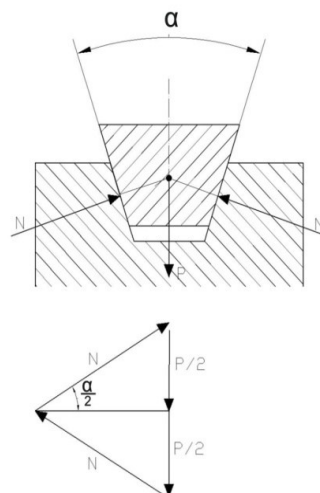
$$N = \frac{P}{2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (5.11)$$

gdzie α jest kątem profilu paska (jak na rys. 5.9). Zatem otrzymuje się odpowiednio zwiększoną siłę docisku N i odpowiednio zwiększoną siłę tarcia $T = \mu' \cdot N$

We wzorze (5.4) należy wstawić zastępczy współczynnik tarcia:

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin\frac{\alpha}{2}} \quad (5.12)$$

Pasek klinowy powoduje większe mikro-poślizgi paska względem koła, zatem mniejszą sprawność i nagrzewanie paska przy ciągłej pracy przekładni.

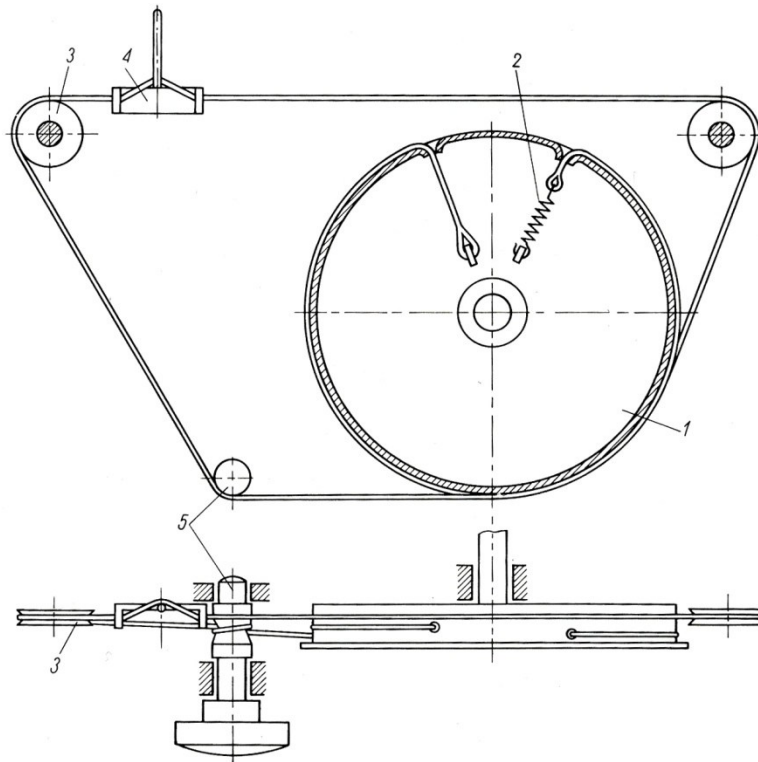
Rys. 5.9. W pasku klinowym siła docisku P paska do koła powoduje

powiększoną siłę normalną N

Cięgno współpracujące ciernie z kołem wymaga naciągu wstępnego, a to ma dwie wady: obciąża łożyska kół oraz wymaga obsługi podczas eksploatacji, ponieważ cięgna niemetalowe 'wyciągają się' i okresowo należy sprawdzać siłę napięcia ⁵.

Cięgna utwierdzone mają tę zaletę, że nie wymagają naciągu wstępnego, a dopuszczalny moment przenoszony przez przekładnię zależy od wytrzymałości paska na rozciąganie a nie od siły tarcia z kołem. Jako cięgna można użyć cienkiej taśmy metalowej, co rewelacyjnie zwiększa sprawność przekładni, ponieważ poślizg jest do pominięcia dzięki małemu wydłużeniu metalowego cięgna. Jednak wymagana byłaby bardzo wielka siła napięcia wstępnego (ze względu na mały współczynnik tarcia), dlatego cięgna metalowe stosowane są nie jako cierne lecz jako utwierdzone końcem do koła. Ponadto, jeśli cięgno nawija się na krzywkę (a nie na walec), można uzyskać przekładnię o żądanym zmiennym przełożeniu (np. w celu korekcji nieliniowej charakterystyki statycznej toru pomiarowego). Wadą jest ograniczony zakres ruchu przekładni. Zatem nie może być przekładnią napędową, ale chętnie bywa używana jako przekładnia ruchu w torze pomiarowym.

⁵ Jak na przykład w przypadku paska klinowego w silniku samochodowym



Rys. 5.10. Przykład przekładni z cięgnem (w postaci żyłki) utwierdzonym do koła, zastosowanej do strojenia kondensatora obrotowego w odbiorniku radiowym z modulacją amplitudy i przeuwania wskaźnika (4) względem skali

W przekładniach cięgowych z **ciągnem kształtowym** wykorzystuje się **paski zębate** i **łańcuchy**, współpracujące z kołami zębatymi. Są to elementy znormalizowane, wytwarzane handlowo.

Przekładnie pasowe z paskiem klinowym

Są najpowszechniejsze w budowie maszyn do przenoszenia większych mocy, także przy większych prędkościach. Wymagają dużego napięcia wstępnego, są cichobieżne.

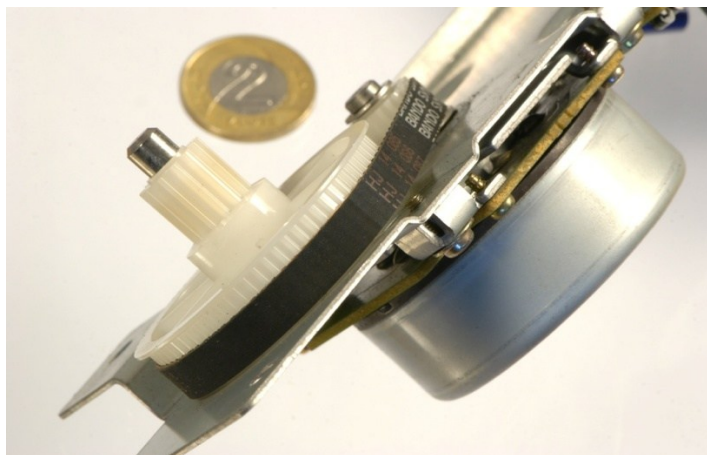
Przekładnie pasowe z paskiem zębatym

Zapewniają stałe przelozienie, bez poślizgu. Często stosowane w budowie maszyn, ale także w mechatronice. Stosowane do prędkości pasa do 80 m/s, do prędkości obrotowej do 1000 rad/s, o przelozieniu do 20 ... 30. Wyróżniają się cichobieżnością, trwałością i praktycznie nie wymagają obsługi. Wymagane jest

niewielkie napięcie wstępne paska po to, aby zabezpieczyć go przed spadaniem. Paski są znormalizowane. Mają dużą trwałość, na przykład 120 tys. km przebiegu samochodu dla paska rozrządu w silniku spalinowym, który przecież pracuje w dużej temperaturze i z dużą prędkością. W urządzeniach mechatronicznych trwałość jest praktycznie nieograniczona.



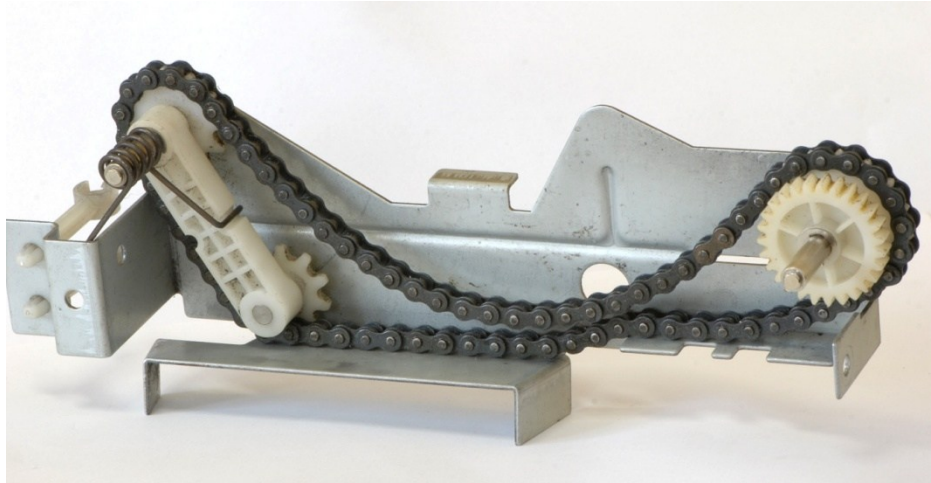
Rys. 5.11. Przykład przekładni z paskiem zębatym



Rys. 5.12. Przykład napędu, zawierającego silnik skokowy i przekładnię z paskiem zębatym; koła zębate z polietylenu, wykonane wtryskowo

Przekładnie łańcuchowe

Stosowane dla ciężkich warunków pracy, przy tym zapewniają dobrą sprawność. Przy większych prędkościach generują szum; wymagają smarowania.



Rys. 5.13. Przykład przekładni łańcuchowej (łańcuszek jest napinany przez obrót dźwigni pod wpływem sprężyny – na fotografii po lewej stronie)

Literatura

[Tryliński] Tryliński W.: Drobne Mechanizmy i Przyrządy Precyzyjne. WNT Warszawa 1978

[Poradnik] Oleksiuk W. (red): Konstrukcja przyrządów i urządzeń precyzyjnych. WNT Warszawa 1996

[Osiński] Osiński Z. (red): Podstawy Konstrukcji Maszyn. PWN W-wa 1999

[Hildebrandt] Hildebrandt S.: Feinmechanische Bauelemente. VEB Verlag Technik Berlin 1967

[Tarnowski] Tarnowski W.: Technika Drobnych Konstrukcji. Wydawn. Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1977