

SPIS TREŚCI

1 Sprawność i efektywność a emendacja maszyn	3
1.1. Pojęcie sprawności	3
1.2. Pojęcie efektywności	6
1.2.1. Efektywność ekonomiczna	6
1.2.2. Efektywność diagnozowania	7
1.3. Pojęcie emendacji	9
1.4. Pojęcie maszyny	13
2 Sprawność maszyn i ich części	15
2.1. Sprawność maszyny o szeregowym i równoległym połączeniu mechanizmów	15
2.2. Sprawność maszyny o mieszanym połączeniu mechanizmów	18
2.3. Sprawność przekładni zębatej	20
2.4. Sprawność przekładni planetarnej	28
2.5. Sprawność przekładni ciernej	32
2.6. Sprawność mechanizmu śrubowego	38
2.6.1. Podstawowe informacje o gwintach	38
2.6.2. Przypadek tarcia ślizgowego	39
2.6.3. Przypadek tarcia tocznego	41
2.7. Sprawność silnika cieplnego	45
2.8. Sprawność silnika elektrycznego	46
3 Różnice w definicjach sprawności w różnych zespołach transformacji energii	49
3.1. Sprawność przy różnych kierunkach przepływu mocy	49
3.2. Sprawność przy obciążeniu częściowym	52

3.3. Sprawność przekładni w elektromechanicznym układzie napędowym _____	57
4 Sprawność mechanizmów składowych a efektywność maszyny _____	61
4.1. Problem maksymalizacji sprawności _____	61
5 Badanie sprawności elementów maszyn _____	63
5.1. Badanie sprawności przekładni _____	63
5.1.1. Badanie strat mocy na stanowisku mocy krążącej _____	63
5.1.2. Badanie strat mocy na stanowisku hamulcowym _____	64
5.1.3. Badanie strat mocy za pomocą pomiaru temperatury _____	65
5.2. Badanie sprawności przegubów Cardana _____	67
5.3. Stanowisko do pomiaru strat mocy w śrubowym mechanizmie podnoszenia _____	69
6 Analiza i badanie sprawności oraz efektywności środków transportu _____	71
6.1. Wyznaczenie sprawności _____	71
6.1.1. Samochód ciężarowy _____	71
6.1.2. Lokomotywa elektryczna _____	72
6.1.3. Statek śródlądowy _____	72
6.2. Określenie efektywności _____	73
6.3. Zasadność wykorzystania środków transportu w zależności od sytuacji technicznej _____	75
7 Literatura _____	78
8 Spis rysunków _____	80

1

SPRAWNOŚĆ I EFEKTYWNOŚĆ A EMENDACJA MASZYN

1.1. Pojęcie sprawności

Sprawność mechaniczna maszyn jest określana jako stosunek energii wykorzystanej w maszynie do energii doprowadzonej do tej maszyny w tym samym czasie. Zwiększenie sprawności jest równoznaczne ze zmniejszeniem zużycia energii. Dążenie do jak najwyższej sprawności wymaga redukcji strat. Jest to realizowane poprzez dobór odpowiednich charakterystyk (parametrów) konstrukcyjnych maszyny, takich jak np. kąt pochylenia linii śrubowej mechanizmu śrubowego, stopnia sprężania silnika spalinowego, warunków pracy urządzenia (temperatura, wilgotność) i innych. Dodatkowo niezbędne jest zapewnienie małej chropowatości trących elementów maszyny, dobór właściwych do zastosowania materiałów i czynników smarujących. Próby zwiększania sprawności w ten sposób prowadzą zazwyczaj do zwiększenia kosztów produkcji i eksploatacji. Sprawność można także podnosić poprzez właściwe dobieranie układów roboczych, ograniczanie okresów pracy na biegu jałowym, akumulację i rekuperację energii itp.

Na sprawność maszyny wpływ ma duża liczba czynników, przykładowo prędkość ruchu i obciążenia. Wzrost prędkości np. wału względem czopu przy danej wielkości obciążenia powoduje zmniejszenie sprawności, natomiast wzrost obciążenia, czyli pracy użytecznej, przy danej prędkości doprowadza do wzrostu sprawności.

Ilościową stronę zagadnienia sprawności uwzględnia bezwymiarowy współczynnik sprawności. Wyraża się go w następujący sposób:

$$\eta = \frac{W_o}{W_d},$$

gdzie:

η – sprawność mechaniczna;

W_d – praca dostarczona;

W_o – praca użyteczna.

W czasie ruchu maszyny wyodrębnia się trzy podstawowe fazy:

- rozruch;
- ruch ustalony;
- hamowanie.

Podczas rozruchu maszyny zwiększa się jej prędkość, ponieważ praca sił napędowych jest większa od pracy oporów. Powoduje to wzrost energii kinetycznej maszyny.

W fazie ruchu ustalonego, po zakończeniu każdego cyklu praca sił napędowych wynosi dokładnie tyle co suma pracy użytecznej i pracy wykonanej na pokonanie oporów użytecznych. W obrębie każdego cyklu ruchu ustalonego następują mniejsze lub większe zmiany sił napędowych, co powoduje w konsekwencji wahania prędkości.

W czasie hamowania występuje sytuacja, w której praca sił napędowych jest mniejsza od sumy pracy użytecznej i przeznaczonej na pokonanie oporów. następuje zmniejszanie prędkości maszyny a w efekcie jej zatrzymanie.

Ruch maszyny jest możliwy tylko wtedy, gdy $\eta > 0$. W sytuacji, w której $\eta < 0$ oznacza brak ruchu, czyli samohamowność. Doświadczalne wyznaczenie współczynnika sprawności jest wykonalne, gdy istnieje możliwość zmierzenia dwóch z trzech następujących składników pracy (mocy) dostarczonej, użytecznej lub sił tarcia. Metody pomiaru tych wielkości i badania sprawności przedstawione zostaną w jednym z następnych rozdziałów tej pracy.

Pojęcie sprawności wiąże się ściśle z pojęciem tarcia. Tarcie obniża sprawność mechaniczną układów. Przez tarcie należy rozumieć szereg zjawisk

zachodzących między stykającymi się ciałami, wywołany działaniem siły normalnej P_n dociskającej te ciała i siły stycznej P przemieszczającej je względem siebie. Taki rodzaj tarcia nazywamy tarcie ruchowym. Gdy siła P próbuje przemieścić te ciała względem siebie tarcie nazywamy spoczynkowym [20].

Siła tarcia jest zależna od wielu czynników, między innymi:

- obciążenia normalnego;
- cech geometrycznych węzła tarcia;
- chropowatości współpracujących powierzchni;
- rodzaju materiału z jakiego są wykonane elementy trące;
- występowania środków smarujących;
- czynników zewnętrznych, takich jak zanieczyszczenia.

W przypadku tarcia niepożądanego dąży się do minimalizacji jego oporów. Dotyczy to w szczególności przekładni zębatych, łańcuchowych oraz łożysk, w których stosuje się szereg zabiegów takich jak:

- zastąpienie tarcia ślizgowego tocznym;
- dobór materiałów przeciwciernych;
- odpowiednią obróbkę powierzchni;
- dobór właściwych smarów.

Z maksymalizacją oporów tarcia spotyka się w przypadku tarcia pożądanego np. w sprzęgłach ciernych, hamulcach, kołach bieżnych czy napędach pasowych. Zwiększenie oporów tarcia osiągnąć można poprzez:

- zwiększenie kąta opasania cięgna na kole pędnym;
- stożkowe ukształtowanie powierzchni;
- wykorzystaniu w parach trących materiałów o dużym współczynniku tarcia;
- wyeliminowanie smarowania.

Ponadto wyróżnia się trzy podstawowe grupy rodzajów tarcia, tj. tarcie zewnętrzne, które występuje na styku dwóch ciał stałych, bez obecności warstw pośrednich i smarujących, tarcie wewnętrzne, które przeciwdziała przemieszczaniu się względem siebie części tego samego ciała oraz konstrukcyjne pomiędzy elementami jednolitej struktury konstrukcyjnej.

Tarcie dzieli się także na tarcie spoczynkowe i tarcie ruchowe, a ze względu na charakter ruchu i geometrię styku trących ciał wyróżnia się tarcie ślizgowe, toczne i wiertne. Tarcie ślizgowe zostanie bardziej szczegółowo omówione w rozdziale 2.6.2, natomiast tarcie toczne w rozdziale 2.6.3. niniejszej pracy.

1.2. Pojęcie efektywności

Wyróżnić można wiele rodzajów efektywności, np:

- efektywność ekonomiczna;
- efektywność informacyjna;
- efektywność diagnozowania;
- efektywność systemowa, itp.

Poniżej zostaną scharakteryzowane efektywność ekonomiczna i efektywność diagnozowania.

1.2.1. Efektywność ekonomiczna

Efektywność ekonomiczna to sposób pomiaru skuteczności i celowości danej działalności gospodarczej, wyrażający się porównaniem (relacją) wartości uzyskanych efektów do nakładu czynników użytych do ich uzyskania. Niska efektywność ekonomiczna powoduje zwykle wzrost cen, zwiększenie zapotrzebowania na energię, materiały i powierzchnie produkcyjne – bez wzrostu wyników produkcyjnych. Wyższa efektywność ekonomiczna stwarza możliwości obniżenia kosztów wytwarzania, zwiększa wyniki produkcyjne i zysk, co z kolei umożliwia inwestowanie albo wzrost indywidualnych wynagrodzeń. Efektywność ekonomiczna stanowi jeden z podstawowych sposobów oceny podejmowanych działań gospodarczych [19].

Na koszty pracy maszyny składają się:

- koszty eksploatacji;
- koszty pracy obsługi;
- amortyzacja.

Jako koszty eksploatacyjne przyjmuje się wartość materiałów niezbędnych do pracy maszyny takich, jak części zamienne, czynniki smarujące, elementy

ulegające zużyciu. Kosztem eksploatacyjnym będą również koszty związane z dostarczaniem energii oraz koszty samej energii.

Kosztami pracy obsługi będą wydatki związane z płacami i utrzymaniem miejsca pracowników. Amortyzacja zaś uwzględnia zmniejszenie wartości danej maszyny.

1.2.2. Efektywność diagnozowania

Ilość informacji w systemie diagnostycznym powinna być stała dla sytuacji stabilnych, lub dostosowywać się do wymogów w sytuacjach niestabilnych.

Ilość informacji $I(\theta)$ w systemie (obserwowanym lub diagnostycznym) jest określana (zgodnie z teorią informacji) jako logarytm stosunku prawdopodobieństwa P_k stanu obserwowanego obiektu (procesu) po przyjęciu i spożytkowaniu informacji do prawdopodobieństwa P_o tego stanu obserwowanego obiektu (procesu) przed przyjęciem informacji diagnostycznej [$I(\theta) = \lg(P_k / P_o)$].

Informacje w systemie diagnostycznym o obserwowanym obiekcie (o jego cechach, charakterystykach, stanie, itp.) różnią się od informacji przetworzonych, analizowanych, przekazywanych i potrzebnych obserwowanemu diagnostycznie obiektowi dla realizacji (kontynuacji, podtrzymania, rozwoju, itp.) swych celów.

Wystąpią dwie miary ilości informacji:

$I_{dg}(\theta) = \lg(P_{dgk} / P_{dgo})$ – diagnostera, oraz

$I_{ob}(\theta) = \lg(P_{obk} / P_{obo})$ – obiektu.

Na styku tych kategorii informacji kreowana będzie jej wartość, a zasadniczo wartość informacji pierwotnej, pozyskanej metodami diagnozy, przekształconej przez wiedzę analityczno – decyzyjną diagnostera w informację możliwą do wykorzystania przez obserwowany obiekt. Jeśli obiekt obserwacji diagnostycznej znajdować może się w pewnej liczbie l_s rozróżnianych stanów S_i (przyjmowanych autorytatywnie, przy czym ich

liczność przyjmowana jest w systemach technicznych wg różnych źródeł jako np. $l_s = 1, 2, 3, 5, 7, 10$, itd.), wtedy rozróżniany stan S_i :

$$S_i = f[F_i(e)],$$

przy czym $e = e \pm \Delta e$.

Stan taki posiada prawdopodobieństwo wystąpienia P_{ls} ; wtedy ilość informacji obiektu dla konkretnych informacji diagnostycznych o tych stanach wyniesie:

$$I_{dg}(\Theta) = \sum_{l_s=1}^{l_s=l_s} P_{l_s} \lg P_{l_s}$$

W granicach konkretnego i-tego stanu ($e \pm \Delta e$) obserwowanego obiektu diagnozer posiada pewną liczbę l_{ds} swych stanów pośrednich S_{di} :

$$S_{di} = f(S_i), \text{ przy } l_{ds} = k \cdot l_s$$

zaś ($k \geq 1$).

W przypadku ciągłości stanów, dla gęstości prawdopodobieństw stanów obiektu p_{obk} oraz p_{obo} :

$$I_{ob}(\Theta) = \lg(p_{obk} / p_{obo}),$$

lub w przypadku pewnej ilości sygnałów $s_1, s_2, s_3 \dots s_n$:

$$I_{ob}(\Theta) = \lg[p_{obk}(s_1, s_2, s_3 \dots s_n) / p_{obo}(s_1, s_2, s_3 \dots s_n)].$$

W granicach i-tego stanu ($e \pm \Delta e$) obserwowanego obiektu, który może być określony na ciągłym rozkładzie stanów w sposób arbitralny (lub inny), diagnozer posiada pewną liczbę l_{ds} swych stanów S_{di} , określaną jak w sytuacji dyskretnych, rozróżnialnych stanów ($S_{di} = f(S_i)$, przy $l_{ds} = k \cdot l_s, (k \geq 1)$).

Przedstawione rozważania można kontynuować w oparciu o teorię informacji, rozpatrując wartości oczekiwane – średnie ilości informacji.

Wszystkie te algorytmy prowadzą do przekształcania stanu(ów) rzeczywistego(ych) obiektu S_i do stanu(ów) modelowego(ych) S_{im} :

$$S_1 \rightarrow S_{1m},$$

$$S_2 \rightarrow S_{2m},$$

...

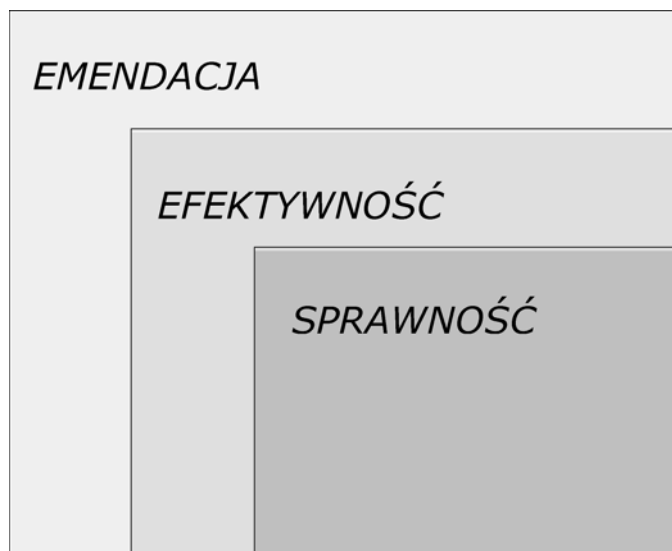
$$S_i \rightarrow S_{im},$$

zgodnych z decyzją decydenta, podejmującego działania w oparciu o informację pozyskaną z diagnozera. Na styku informacji o obiekcie i informacji przekształconej, przekazywanej do obiektu przez decydenta w oparciu o informację pozyskaną z diagnozera kreowana będzie *wartość informacji* pierwotnej, pozyskanej metodami diagnozy, możliwą do wykorzystania przez obserwowany obiekt.

1.3. Pojęcie emendacji

Czym jest emendacja? Jest najszerszym pojęciem z opisywanych w tej pracy i dotyczy sposobu wykorzystania maszyny w procesie. Sięga poza aspekt techniczny czy ekonomiczny danego procesu. Jest osadzona w przyjętym systemie wartości. Poprzez emendację można wyrazić swój stosunek do sposobu wykorzystania maszyny. Stosunek ten może być pozytywny (+) bądź negatywny (-).

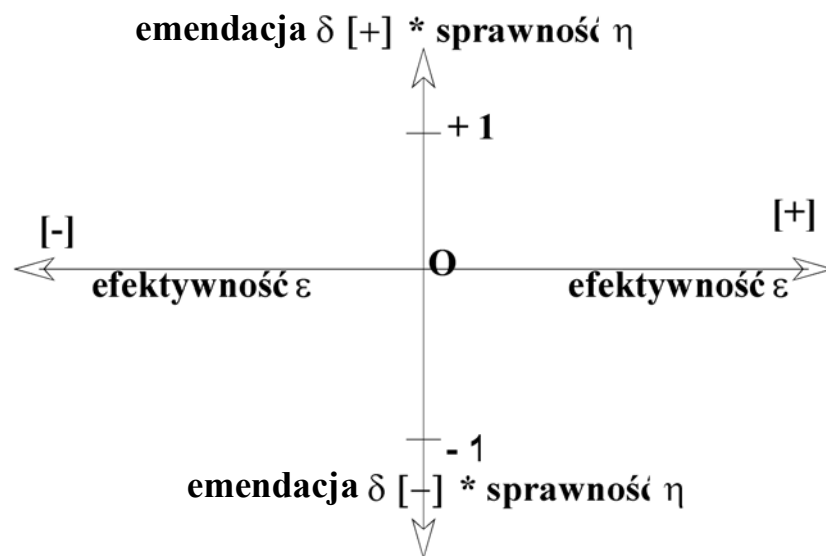
Najlepiej zobrazować sens tego pojęcia na przykładzie konkretnej maszyny jaką jest współczesny samolot pasażerski. Jego sprawność mechaniczna wynosi η , efektywność ekonomiczna ε , emendacja δ zaś będzie przyjmowała wartość -1 lub 1. Przyjmując, że samolot uczestniczy w procesie transportu ludzi, którzy dzięki temu zyskują szansę przemieszczania się między kontynentami możemy mu przypisać emendację 1. Jeśli natomiast samolot ten jest używany np. w atakach samobójczych czy w akcjach wojskowych jego emendacja wyniesie (-1).



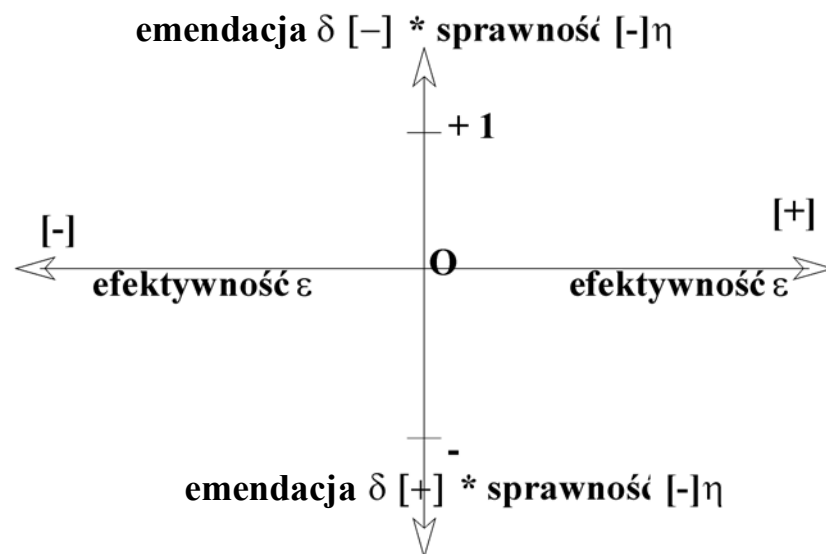
Rysunek 1.1 Emendacja, efektywność i sprawność – relacja między pojęciami

Istnieją systemy – bezpieczeństwa, ochrony zdrowia, itp., w których jedno z kryteriów staje się dominującym, zmierzając do wartości maksymalnych (w kierunku max lub min). Jednak i ono nie może osiągać swych wartości granicznych. Racjonalne kształtowanie tych granic przy braku ścisłych parametrów w zakresie konkretnych kryteriów staje się dużym wyzwaniem.

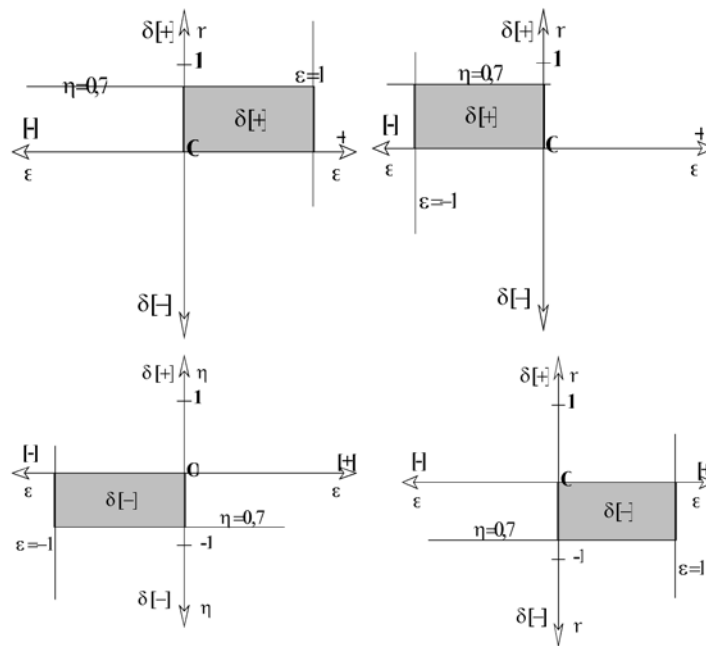
Koszty nakładów lub zyski zaniechań w obszarach ekologii, ponoszonych kosztem współczesnych pokoleń, na efekty dla pokoleń przyszłych to przykład najprostszy. Wartość zdrowia, życia ludzkiego, poświęcanie jednostek lub grup dla ratowania innych jednostek czy większych grup – to przykłady problemów z obszaru techniki. Odpowiedzi można szukać w obszarach etyki, moralności, religii, filozofii.



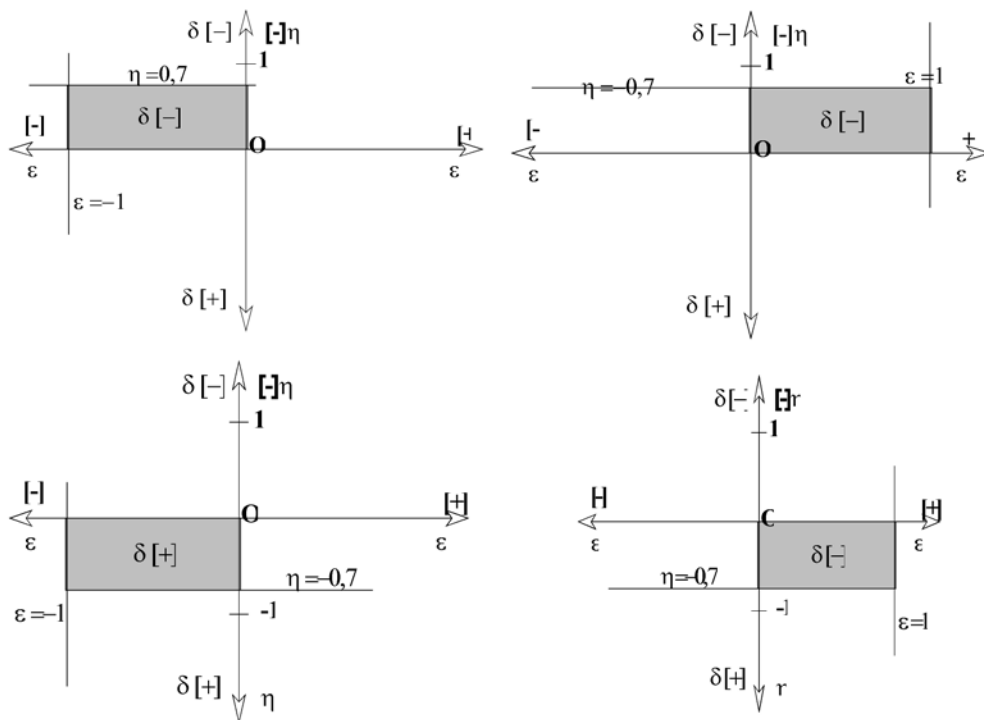
Rysunek 1.2 Współrzędne sprawności, efektywności i emendacji przy sprawności dodatniej



Rysunek 1.3 Współrzędne sprawności, efektywności i emendacji przy sprawności ujemnej



Rysunek 1.4 Ocena efektywności systemu przy uwzględnieniu emendacji i sprawności (dodatniej)



Rysunek 1.5 Ocena efektywności systemu przy uwzględnieniu emendacji i sprawności (ujemnej)

1.4. Pojęcie maszyny

Maszyną można nazwać zestaw połączonych elementów wśród, których przynajmniej jeden jest elementem ruchomym [5]. Elementy te są połączone w określonym celu np. przemieszczania, obrabiania, pakowania materiałów czy przetwarzania. Innymi słowy maszyną jest układ materialny, złożony z połączonych elementów wykonujących określony ruch, służący do wykonania pracy związanej z procesem wytwórczym lub przemianą energii [5]. W skład maszyny wchodzi następujące elementy:

- urządzenia robocze;
- układy zasilania;
- układy starowania i inne.

Maszyną może być także zespół wielu maszyn, które są odpowiednio rozmieszczone i wprawiane w ruch tak, aby działały jako jedna całość, przeznaczona do wykonania określonego zadania. Przykładem może być dźwignica, która może zawierać oddzielne maszyny do podnoszenia, obracania i przesuwania oraz wiele silników.

Mianem maszyny określa się także wymienny osprzęt zmieniający funkcje maszyny, wprowadzany na rynek z przeznaczeniem zamontowania do maszyny lub też serii różnych maszyn, pod warunkiem, że osprzęt ten nie stanowi części zamiennych lub narzędzi.

Maszyny dzieli się na:

- silniki, czyli maszyny służące do zamiany określonego rodzaju energii na pracę mechaniczną;
- maszyny robocze, czyli maszyny przy pomocy, których dokonuje się zmiany kształtu, położenia lub stanu materiału bądź przedmiotu.

Maszyny robocze można podzielić na:

- maszyny technologiczne służące do fabrykacji surowców lub półwyrobów w gotowe produkty lub półprodukt; do tych maszyn należą obrabiarki, walcarki, maszyny górnicze, maszyny do przeróbki materiałów budowlanych i drogowych, maszyny rolnicze;

- maszyny transportowe służące do zmiany położenia materiałów lub przedmiotów, do tych maszyn należą m.in.: dźwignice, przenośniki, pojazdy samochodowe i szynowe, statki oraz samoloty;
- maszyny energetyczne przetwarzają jedną postać energii na drugą; są to np.: pompy, sprężarki.

Konstrukcyjnie maszyny można podzielić na:

- elementy, które są wykonane z jednego lub kilku kawałków materiału połączonych w sposób nierozłączny; elementami są np.: śruby, nity, sworznie, ramy, obudowy, wały itp.;
- zespoły jest zbiorem elementów połączonych w celu wykonywania określonego zadania; zespołami są np.: przekładnie, sprzęgła, hamulce itp.

2

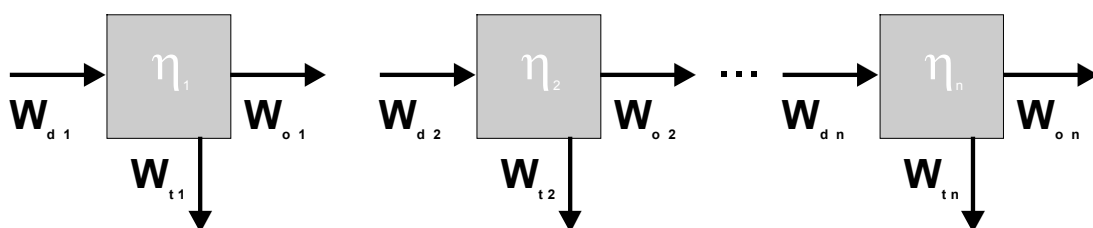
SPRAWNOŚĆ MASZYN I ICH CZĘŚCI

2.1. Sprawność maszyny o szeregowym i równoległym połączeniu mechanizmów

Jeśli maszyna składa się z n mechanizmów łączonych ze sobą szeregowo, to praca/moc użyteczna W_o każdego poprzedzającego mechanizmu jest pracą dostarczoną W_d dla mechanizmu następnego, co zapisuje się w postaci:

$$\eta_1 = \frac{W_{o1}}{W_d}; \quad \eta_2 = \frac{W_{o2}}{W_{o1}} \dots \eta_n = \frac{W_{on}}{W_{o(n-1)}};$$

Na poniższym rysunku przedstawiono schematycznie połączenie szeregowe elementów maszyny:



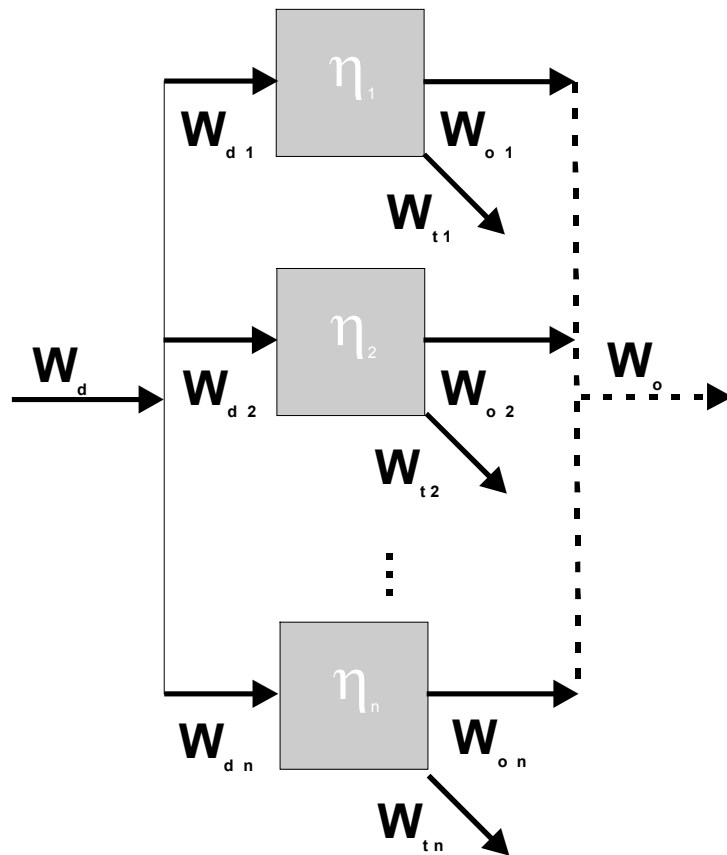
Rysunek 2.1 Połączenie szeregowe elementów maszyny

Praca użyteczna może być wyliczona z zależności:

$$W_o = W_d \prod_{i=1}^n \eta_i$$

W przypadku połączenia równoległego n elementów maszyny najważniejszy wpływ na sprawność układu ma sam rozdział strumieni mocy. Jak wyprowadzono w [9], otrzymujemy następujący wzór określający sprawność:

$$\eta = \frac{W_{o1} + W_{o2} + \dots + W_{on}}{\frac{W_{d1}}{\eta_1} + \frac{W_{d2}}{\eta_2} + \dots + \frac{W_{dn}}{\eta_n}}$$



Rysunek 2.2 Równoległe połączenie elementów maszyny

$$W_{d1} = \lambda_1 W_d$$

$$W_{d2} = \lambda_2 W_d$$

$$W_{d3} = \lambda_3 W_d$$

⋮

$$W_{dn} = \lambda_n W_d$$

gdzie:

λ_i – współczynnik rozdziału pracy/mocy wynoszący $\lambda = \frac{W_{di}}{W_d}$,

przy czym $\sum \lambda_i = 1$.

Wartość pracy użytecznej gałęzi określa się następująco:

$$W_{o1} = \frac{W_o}{\beta_1}$$

$$W_{o2} = \frac{W_o}{\beta_2}$$

$$W_{o3} = \frac{W_o}{\beta_3}$$

•
•
•

$$W_{on} = \frac{W_o}{\beta_n}$$

stąd

$$\eta_c = \sum_{i=1}^n (\beta_i \eta_i)^{-1}$$

gdzie:

β_i – współczynnik pracy/mocy użytecznej gałęzi $\beta = \frac{W_o}{W_{oi}}$, przy czym

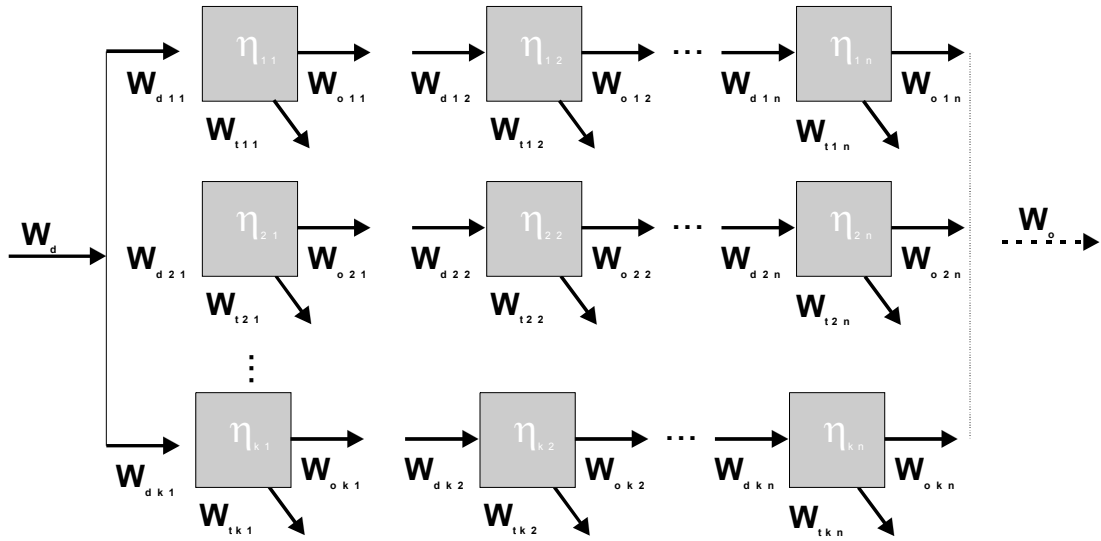
$$\sum \beta_i^{-1} = 1;$$

η_c – sprawność całkowita.

W przypadku, gdy $\lambda_i = \lambda_1 = \lambda_2 = \dots = \lambda_n = \lambda$ a także $\eta_i = \eta_1 = \eta_2 = \dots \eta_n = \eta_c$ wówczas $W_o = W_d \eta_c$.

2.2. Sprawność maszyny o mieszanym połączeniu mechanizmów

Najczęściej spotykaną formą układu napędowego jest struktura mieszana, szeregowo-równoległa, lub równoległe-szeregowa. Sprawność takich układów, lub wartości mocy w poszczególnych odcinkach określa się na podstawie poniżej przedstawionych zależności i rysunku.



Rysunek 2.3 Układ mieszany przepływu mocy

$$W_{d11} = W_d \lambda_1$$

$$W_{d12} = W_d \lambda_1 \eta_{11}$$

$$\vdots$$

$$W_{d1n} = W_d \lambda_1 \prod_{i=1}^n \eta_{1i}$$

$$W_{dk1} = W_d \lambda_k$$

$$W_{dk2} = W_d \lambda_k \eta_{k1}$$

$$\vdots$$

$$W_{dkn} = W_d \lambda_k \prod_{i=1}^n \eta_{ki}$$

Praca/moc użyteczna gałęzi, podobnie jak w przypadku układu równoległego, wynosi:

$$W_{o1} = \frac{W_o}{\beta_1}$$

$$W_{o2} = \frac{W_o}{\beta_2}$$

$$W_{o3} = \frac{W_o}{\beta_3}$$

•
•
•

$$W_{on} = \frac{W_o}{\beta_n}$$

Sprawność całkowitą można określić zależnością:

$$\eta_c = \frac{W_o}{W_d} = \frac{\sum W_{oi}}{W_d} .$$

W przypadku gdy

$$\sum W_{oi} = \sum W_{di} \prod_{j=1}^n \eta_{ij}$$

wówczas

$$\eta_c = \sum_{i=1}^k (\lambda_i \prod_{j=1}^n \eta_{ij})$$

natomiast gdy $\lambda_i = \lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$

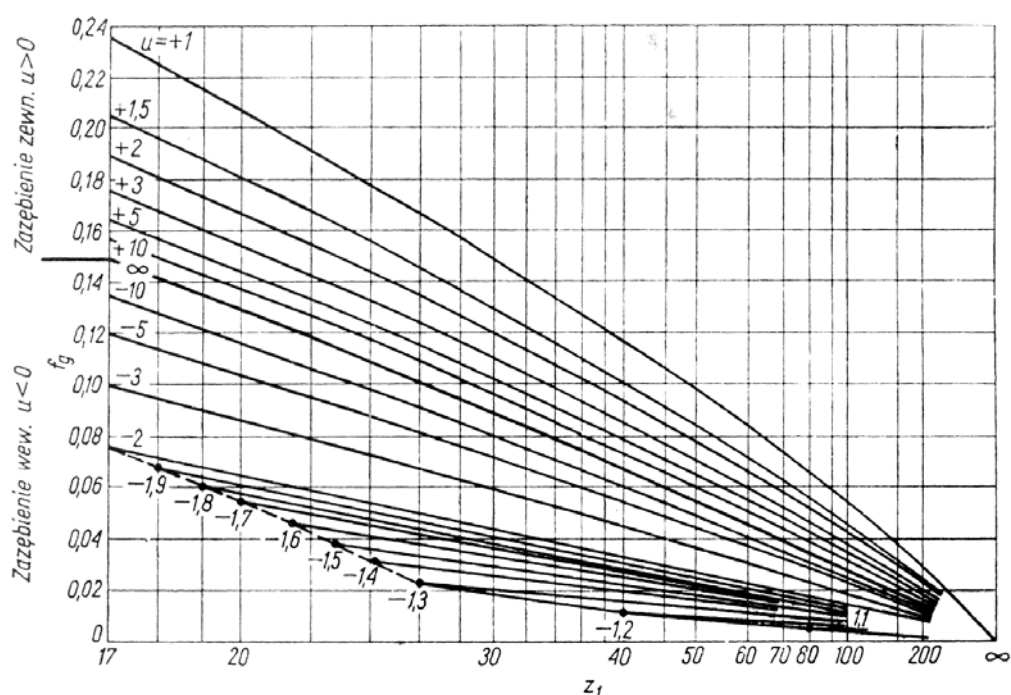
$$\eta_c = \prod_{j=1}^n \eta_{ij} .$$

2.3. Sprawność przekładni zębatej

Jednym z zespołów występujących w maszynach jest przekładnia zębata. W przekładni zębatej sprawność charakteryzowana jest jako stosunek mocy oddanej do mocy pobranej przez przekładnię. Moc oddana jest mierzona bezpośrednio. Może być także określona jako różnica mocy pobranej i strat mocy.

W przekładniach zębatych moc jest tracona na skutek:

- tarcia między zębami;
- rozbryzgiwania oleju;
- tarcia w łożyskach.



Rysunek 2.4 Wartość współczynnika strat f_g dla zębów prostych w funkcji liczby zębów z_1 i przełożenia $u[1]$

Straty mocy przy tarcia między zębami zależą m.in. od następujących parametrów:

- geometrii zazębienia;
- chropowatości powierzchni;
- prędkości poślizgu;
- nacisków powierzchniowych;
- właściwości oleju, w tym jego lepkości.

Straty tarcia między zębami określa się zarówno teoretycznie, jak i doświadczalnie. Wpływ geometrii zazębienia daje się ująć za pomocą współczynnika f_g , proporcjonalnego do współczynnika strat w zazębieniu s_z :

$$s_z = \mu f_g$$

gdzie f_g jest funkcją liczby zębów w obu współpracujących kołach i wskaźników częściowego zazębienia.

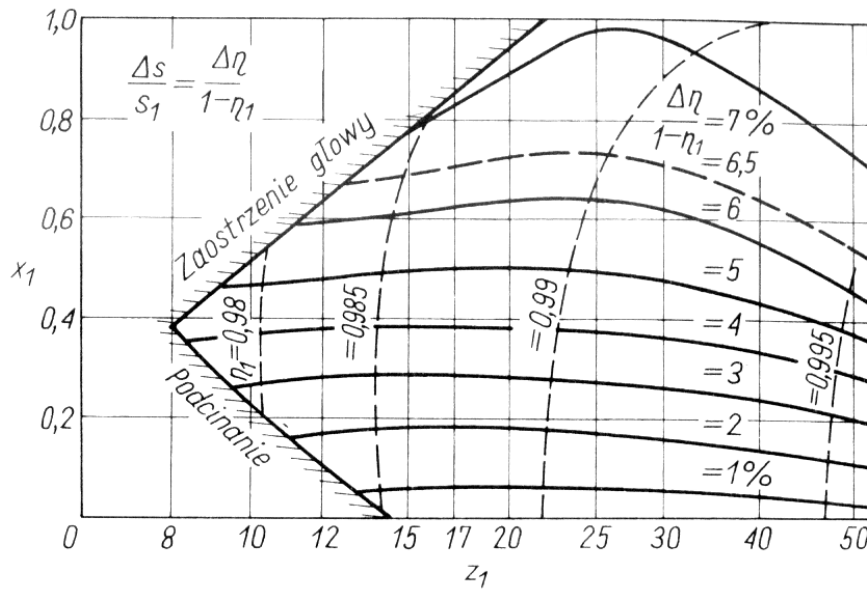
$$f_g = \pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) (F_1 + F_2)$$

Wartości funkcji F_1 i F_2 wyznacza się następująco:

Tabela 2.1 Wartości funkcji F

$0 \leq \varepsilon_{1,2} \leq 1$	$F_{1,2} = 0,5 - \varepsilon_{1,2} + \varepsilon_{1,2}^2$
$\varepsilon_{1,2} > 1$	$F_{1,2} = \varepsilon_{1,2} - 0,5$
$\varepsilon_{1,2} < 0$	$F_{1,2} = 0,5 - \varepsilon_{1,2}$

Wartości współczynnika strat geometrycznych dla kół bez przesunięć przedstawia rysunek 2.4. Analiza rysunku dowodzi, że w przypadku zazębienia wewnętrznego straty są mniejsze niż w przypadku zazębienia zewnętrznego kół przekładni.



Rysunek 2.5 Wpływ geometrii zazębienia (z_1, x_1) na sprawność przekładni zębatej [1]

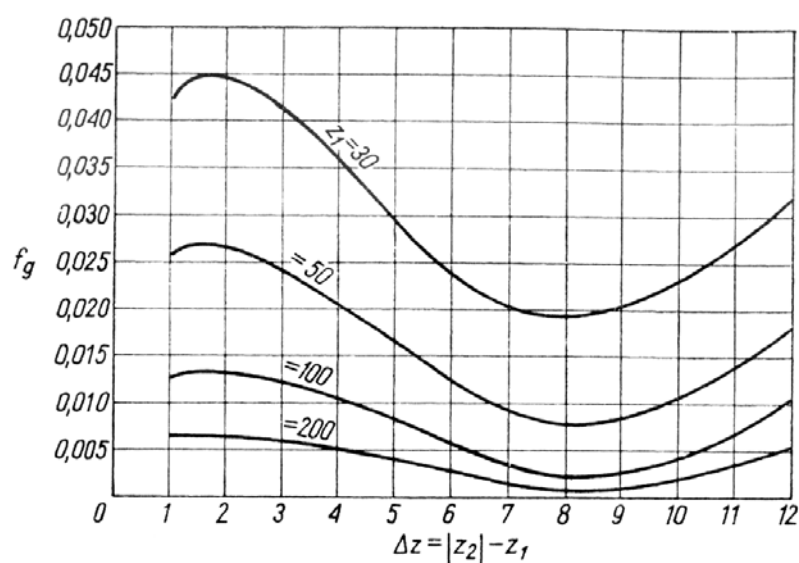
Na rysunku 2.5 przedstawiono względną zmianę strat wywołaną zmianą kierunku przepływu mocy w funkcji liczby zębów w zębniku i wartości współczynnika przesunięcia zarysu. Obliczenia przeprowadzono dla następujących przypadków:

- $u = \frac{z_2}{z_1} = 8$
- $\mu_A = \mu_B = 0,07$
- $\alpha = 20^\circ$
- $x_1 + x_2 = 0$

Z wykresu wynika jednak, że w przypadku gdy x_1 zbliża się do 0, to różnica strat jest największa i wynosi ponad 7%. Z tego samego rysunku wynika, że w miarę wzrostu liczby zębów w zębniku rośnie ogólna sprawność przekładni. Podczas gdy przy $z_1=10$ i czynnym zębniku wynosi ona ok. 98% to przy $z_1=50$ osiąga wartość 99,5%. Mogłoby się wydawać, że dalszy wzrost sprawności jest bez praktycznego znaczenia, gdyż i tak nie osiągnie się jedności. Lepszy obraz korzyści wynikający z dużej sprawności uzyskuje się, gdy bierze się pod uwagę nie sprawność lecz straty. Tak np. przy założeniu mocy $N=1000\text{kW}$ otrzymuje się w przypadku sprawności 98% straty mocy 20kW, a w przypadku sprawności 99,5% straty tylko 5kW. Często różnica 15kW może nie mieć znaczenia, ale w przypadku strat 20kW konieczne będzie już sztuczne

chłodzenie oleju, natomiast dla 5kW nie potrzeby stosowania takiego chłodzenia. Z tego względu zagadnienie strat mocy w przekładniach wymaga szczegółowej analizy, zwłaszcza w przypadku przekładni dużych mocy, w których stosunek mocy traconej na jednostkę powierzchni chłodzenia jest znacznie wyższy niż w małych przekładniach o małej mocy.

Na rysunku 2.6 podano przykładowo zależność współczynnika f_g od parametrów zazębienia wewnętrznego przy małej różnicy zębów Δz , odpowiedni do potrzeb zazębienia z przesunięciem zarysu.



Rysunek 2.6 Wartość współczynnika strat f_g w funkcji różnicy liczby zębów w przypadku kół wewnętrznie uzębionych przy odpowiednio dobranych równych przesunięciach zarysu [1]

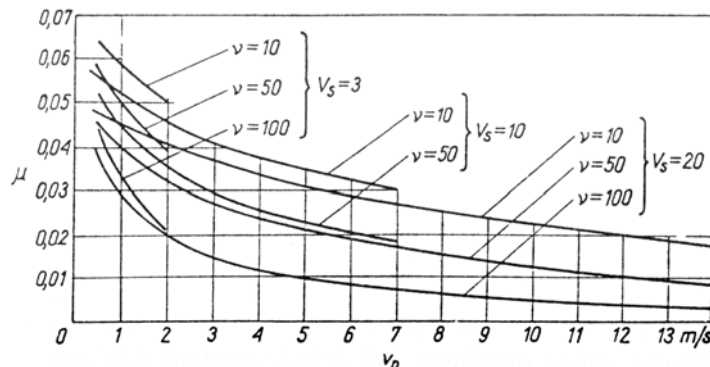
Ze wzoru (tu wstawić numer) wynika również, że straty zależą od wartości współczynnika tarcia między zębami, który określany był doświadczalnie. Mimo, iż wartości liczbowe uzyskiwane przez różnych autorów odbiegają od siebie, to jednak kierunki oddziaływania poszczególnych parametrów zostały na ogół określone. Współczynnik tarcia w tych wzorach jest uzależniony od następujących parametrów:

- chropowatości powierzchni;
- prędkości poślizgu;
- nacisków powierzchniowych;

- lepkości oleju i współczynników określających wpływ ciśnienia na lepkość;
- parametrów określających grubość warstwy oleju między zębami.

Wzory, zgodnie z intuicją, wskazują najczęściej na:

- korzystny wpływ nacisków oraz grubości filmu olejowego;
- niekorzystny wpływ chropowatości, zwiększonej lepkości i prędkości poślizgu.



Rysunek 2.7 Zależność współczynnika tarcia między zębami od lepkości oleju i warunków kinematycznych, tj. prędkości poślizgu v_p oraz prędkości sumarycznej v_s [1]

Jednoznaczna analiza jest jednak utrudniona ze względu na fakt, że lepkość oleju wpływa z jednej strony niekorzystnie z uwagi na tarcie hydrauliczne, z drugiej zaś strony korzystnie, bo powoduje powiększenie grubości warstwy oleju i zamienia tarcie półpłynne na płynne.

Straty wskutek rozbryzgiwania oleju dają się bardziej jednoznacznie określić. Dla koła zębatego zanurzonego na głębokości H w oleju współczynnik strat na rozbryzg oleju s_o oblicza się z zależności [1]:

$$s_o = \frac{vbH\sqrt{\nu}}{7 \cdot 10^5 N}$$

dla $H < 25$ mm oraz $v < 10$ m/s;

$$s_o = \frac{\nu^{1,5}bH}{20 \cdot 10^5 N}$$

dla H od 25 do 50 mm niezależnie od prędkości;

$$s_0 = \frac{v^2 b H \sqrt{v}}{70 \cdot 10^5 N}$$

dla $H > 50$ mm niezależnie od prędkości.

gdzie:

v – prędkość obwodowa;

b – szerokość koła;

H – głębokość zanurzenia;

v – lepkość kinematyczna;

N – moc przenoszona.

Gdy olej jest doprowadzany za pomocą pompy bezpośrednio w okolice zazębienia, współczynnika strat określa się z zależności:

$$s_0 = \frac{0,11 v^{1,5} b}{10^5 N} \sqrt{v \frac{200}{z_1 + z_2}}$$

W przekładniach szybkobieżnych straty zależą bardzo silnie od odległości pomiędzy kołem a korpusem obudowy.

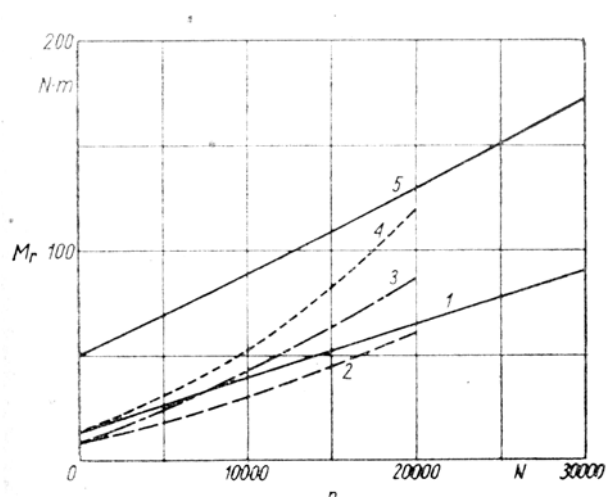
Straty występujące w łożyskach są najłatwiejsze do wyznaczenia, o ile łożyska zostaną prawidłowo dobrane i zamontowane.

Tabela 2.2 Współczynnik tarcia tocznego w łożyskach tocznych

Typ łożyska	$f[-]$ wsp. tarcia
Kulkowe, promieniowe przy obciążeniu promieniowym	0,002
Kulkowe, promieniowe przy obciążeniu osiowym	0,004
Kulkowe sferyczne dwurzędowe	0,0015

Rolkowe z krótkimi rolkami	0,003
Rolkowe z długimi rolkami	0,006
Igielkowe	0,008
Baryłkowe dwurzędowe	0,004
Promieniowe oporowe	0,004
Stożkowe przy obciążeniu promieniowym	0,004
Stożkowe przy obciążeniu osiowym	0,020

W łożyskach tocznych, podczas wyznaczania strat mocy zamiast współczynnika tarcia używa się momentu oporowego. Zależność pokazana na rysunku 2.6 przedstawia moment oporowy w funkcji obciążenia. Charakterystyczny jest fakt, że gdy wartość obciążenia spadnie do zera moment oporowy pozostanie.



Rysunek 2.8 Moment oporowy łożyska tocznego [1]

Operowanie współczynnikiem tarcia sprawić może kłopoty, ponieważ spada on do zera, gdy wartość obciążenia dąży do zera.

Z tego względu zaleca się stosowanie następującej zależności do określania momentu oporowego łożyska:

$$M_t = md^e \frac{C}{1000}$$

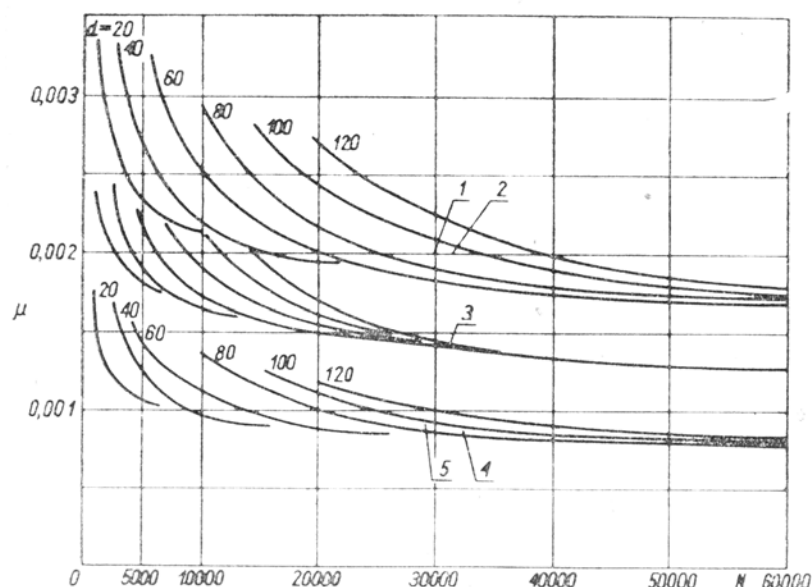
gdzie:

m – współczynnik zależny od stosunku P/C wg rys. 2.10;

d – średnica wałka;

e – wykładnik potęgowy zależny od geometrycznych cech łożyska, zgodnie z rys. 2.9 $e = 0,75$;

C – stała łożyska wg danych katalogowych.



Rysunek 2.9 Tarcie w łożysku tocznym [1]

Znając moment i prędkość obrotową oblicza się moc tarcia poszczególnych łożysk, a następnie ewentualny współczynnik strat s_t , jako stosunek mocy tarcia do mocy przenoszonej przez przekładnię.

W przypadku łożysk ślizgowych, w których panują warunki tarcia płynnego, moc tracona w łożysku na skutek tarcia wyraża się wzorem:

$$N_t = 1,5\sqrt{R\eta ld^3\omega^3}$$

w którym:

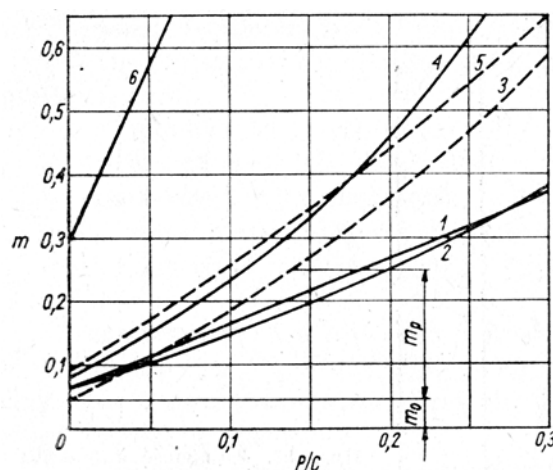
R – promieniowe obciążenie łożyska;

η – lepkość dynamiczna oleju;

l – długość czopa w łożysku;

d – średnica łożyska;

ω – prędkość kątowna czopa w łożysku.



Rysunek 2.10 Wartość współczynnika m w zależności od względnego obciążenia [2]

Wszystkie wielkości pojawiające się we wzorze muszą być przedstawione w jednostkach tego samego układu miar.

2.4. Sprawność przekładni planetarnej

Straty mocy w przekładniach planetarnych składają się, podobnie jak w przypadku innych przekładni zębatych, z trzech składników:

- strat w zazębieniu;
- strat w łożyskach;
- strat hydraulicznych związanych z mieszeniem i rozbryzgiwaniem oleju przekładniowego.

Straty w zazębieniu są stosunkowo łatwe do określenia, ze względu na dużą liczbę doświadczeń w tej dziedzinie. Z dostateczną dla praktyki dokładnością można również ocenić straty w łożyskach (rozdz. 2.3). Najtrudniejsze do

wyznaczenia są straty na mieszanie i rozbryzgiwanie oleju ze względu na liczbę wariantów konstrukcyjnych ruchomych i stałych elementów przekładni. Ponad to straty na mieszanie i rozbryzgiwanie oleju nie zależą od przenoszanej mocy, ale zazwyczaj od prędkości obrotowej. Częściowo problem ten został omówiony w rozdziale 2.3.

Dalej, za [3], przedstawione zostaną sposoby wyznaczania sprawności przekładni planetarnych bez uwzględniania strat w łożyskach i strat hydraulicznych.

Sprawność odniesiona do mocy dostarczonej wyraża się zależnością:

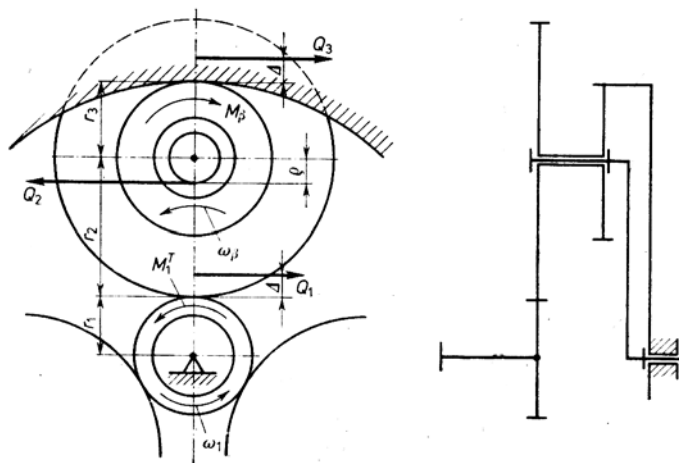
$$\eta = \frac{-N_{wy}}{N_{we}} = \frac{N_s + \eta_0 N_z}{N_s + N_z}$$

w odniesieniu do mocy wyjściowej sprawność wyraża się następująco:

$$\eta = \frac{-N_{wy}}{N_{we}} = \frac{N_s + N_z}{N_s + \frac{N_z}{\eta_0}}$$

W obu przypadkach mocy zazębienie towarzyszą starty mocy wyrażone przez sprawność bazową η_0 . Główna trudność obliczeniowa polega na prawidłowym wyznaczeniu mocy sprzężenia N_s i mocy zazębienia N_z , ponieważ sprawność bazową oblicza się jak dla przekładni o stałych osiach, tj. tworzy się iloczyn sprawności poszczególnych par zazębienia. Do wstępnych obliczeń przyjmuje się dla pary kół zewnętrznie uzębionych $\eta_{xy} = 0,985$, zaś dla zazębienia wewnętrznego $\eta_{xy} = 0,995$.

Sprawność w przekładni planetarnej określić można również poprzez analizę zmian kierunków sił międzyzębnych, wywołanych tarciem. Metoda postępowania polega na przemieszczaniu sił obwodowych o wielkość Δw kierunku straty momentu obrotowego, natomiast siły działające na łożyska kół obiegowych przesuwane są o wielkość ρ w odpowiednim kierunku.



Rysunek 2.11 Przemieszczenie sił w przekładni planetarnej pod wpływem sił tarcia [3]

$$M_1 = 3Q_1(r_1 + \Delta)$$

co oznacza, że siła obwodowa Q_1 działająca na koła obiegowe będzie na skutek strat nieco mniejsza, niż to wynika z przyłożonego momentu obrotowego i promienia koła.

Moment działający na jarzmo wyraża się zależnością:

$$M_h = 3Q_2(r_1 + r_2 - \rho),$$

co wynika z założenia, że siła wypadkowa działająca na oś kół obiegowych jest przesunięta o wielkość ρ . Stosunek obu momentów:

$$\frac{M_h}{M_1} = \frac{Q_2}{Q_1} \frac{r_1 + r_2 - \rho}{r_1 + \Delta}.$$

Z warunku równowagi koła obiegowego (moment ze względu na punkt zaczepienia siły Q_3) otrzymuje się zależność:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{r_2 + r_3}{r_3 + \rho + \Delta}$$

którą następnie podstawia się do wzoru określającego stosunek momentów, otrzymując ostatecznie:

$$\frac{M_h}{M_1} = \frac{r_2 + r_3}{r_3 + \rho + \Delta} \frac{r_1 + r_2 - \rho}{r_1 + \Delta} = i_M$$

W przekładni pozbawionej tarcia powyższy stosunek przybiera postać:

$$i_K = \frac{r_2 + r_3}{r_2} \frac{r_1 + r_2}{r_1}$$

określając jednocześnie przełożenie kinematyczne.

Sprawność jest stosunkiem tych przełożeń:

$$\eta = \frac{i_M}{i_K} = \frac{r_1}{r_1 + \Delta} \frac{r_1 + r_2 - \rho}{r_1 + r_2} \frac{r_3}{r_3 + \rho + \Delta}$$

Każdy z powyższych ułamków jest mniejszy od 1, co oznacza, że każdy element wniósł pewne straty. Podaną wcześniej zależność na sprawność można zapisać w prostszej postaci:

$$\eta = \frac{1}{1 + \alpha} (1 - \beta) \frac{1}{1 + \gamma}$$

Ponieważ współczynniki α, β, γ są znacznie mniejsze od jedności, uzyskany wzór można zastąpić wartością przybliżoną;

$$\eta = 1 - (\alpha + \beta + \gamma) = 1 - \left(\frac{\Delta}{r_1} + \frac{\Delta + \rho}{r_3} + \frac{\rho}{r_1 + r_2} \right)$$

gdzie wyrażenie w nawiasach jest miarą strat w zazębieniu.

W przekładniach obiegowych zachodzi zjawisko samohamowności, które objawia się ujemną wartością sprawności. Jeżeli układ jest samohamowny, to zwiększanie momentu napędowego nie wywołuje ruchu, lecz tylko zwiększa siły hamowania.

Można sobie wyobrazić uszeregowanie przekładni według malejącej sprawności. Dopóki sprawność jest dodatnia, pewną część mocy można wyprowadzić na wale zdawczym i użyć jej do wykonania pracy. Można założyć teoretyczny przypadek zerowej sprawności, której towarzyszyć może ruch

elementów przekładni, ale bez możliwości wykonania jakiejkolwiek pracy. Najmniejszy moment hamujący na wyjściu spowoduje zatrzymanie ruchu. Odpowiada to przypadkowi równi pochyłej, w której kąt pochylenia równy jest kątowi tarcia.

W przypadku gdy sprawność osiągnie wartość ujemną, przekładnia nie tylko nie przenosi mocy, ale w ogóle jest nieruchoma, pomimo przyłożenia dowolnie dużego momentu na wejściu.

W przypadku przekładni obiegowej o ujemnej wartości przełożenia bazowego i_o sprawność ogólna przekładni we wszystkich przypadkach ruchu [3] jest wielkością dodatnią, co wyklucza zjawisko samohamowności. Gdy zaś wartość przełożenia bazowego jest większa od zera oraz gdy $i_o \approx 1$ może wystąpić zjawisko samohamowności lub sprawność może być bliska zera. Szczegółowa analiza wzorów określających sprawność prowadzi do wniosku, że przekładnia jest samohamowna, gdy przełożenie bazowe zawarte jest w granicach:

$$\eta_0 < i_o < \frac{1}{\eta_0}$$

wówczas jedynym odbiorcą mocy jest jarzmo h . W innych przypadkach mogą wystąpić częściowe zahamowania.

2.5. Sprawność przekładni cierniej

W przekładniach ciernych powstają straty mocy z powodu występowania następujących zjawisk:

- tarcia powstającego w wyniku poślizgu geometrycznego;
- tarcia spowodowanego poślizgiem sprężystym;
- histerezy odkształceniowej przy toczeniu się elementów ciernych po sobie;
- tarcia powstałego wskutek poślizgu trwałego, który nie powinien występować w normalnie pracującej przekładni;
- tarcia w łożyskach;
- oporu ośrodka, w którym obracają się koła (olej, powietrze).

Największe straty mocy powstają z powodu poślizgu geometrycznego i mogą przewyższać wszystkie pozostałe, a w wielu rozwiązaniach konstrukcyjnych wariatorów są jedyną praktycznie znaczącą wartością.

Moment tarcia M_T wywołany poślizgiem geometrycznym w przypadku liniowego styku kół można wyrazić zależnością:

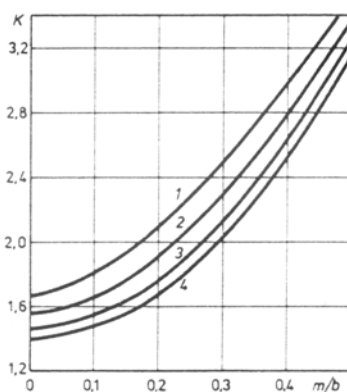
$$M_T = M_1' - \frac{M_2'}{i}$$

Po przekształceniu, za [6], otrzymano zależność:

$$M_{T1} = \frac{P_n \mu e \sin \alpha_1}{b l_2 \pm m} \left(\frac{b^2}{4} - m^2 \pm 2m^2 \right)$$

Strata mocy zużytej na pokonanie oporów tarcia wywołanych poślizgiem geometrycznym wynosi:

$$N_{T1} = \frac{M_{T1} \omega_1}{1000} = \frac{P_n \mu e \sin \alpha_1}{1000 b l_2 \pm m} \left(\frac{b^2}{4} - m^2 \pm 2m^2 \right) \omega_1$$



Rysunek 2.12 Wartość współczynnika K w zależności od stosunku a/b oraz m/b ; 1 - $a/b = 1$; 2 - $a/b = 0,75$; 3 - $a/b = 0,50$; 4 - $a/b = 0,25$ [6]

Sprawność η_1 uwzględniającą tylko straty mocy na opory tarcia wynikające z poślizgu geometrycznego współpracującej pary ciernej można wyrazić w postaci następującego wzoru:

$$\eta_1 = \frac{M_1'}{M_2'} = \frac{l_1 \pm m}{l_2 \pm m} \frac{2ml_2 \pm (m^2 - \frac{1}{4}b^2)}{2ml_1 \pm (m^2 - \frac{1}{4}b^2)}$$

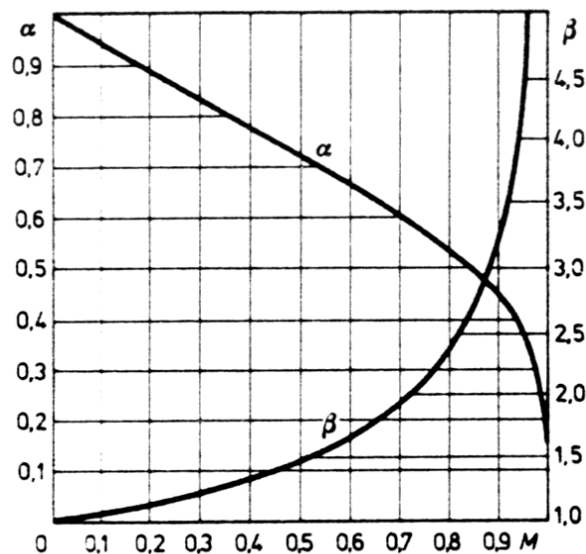
Gdy styk współpracujących elementów ciernych jest punktowy, strata mocy tarcia wywołana poślizgiem geometrycznym jest mniejsza niż w przypadku styku liniowego i wyraża się wzorem:

$$N_{T'} = \frac{P_n \mu b e \sin \alpha_1}{2000(l_2 \pm m)} K \omega_1$$

gdzie:

b – wielka oś elipsy rzeczywistego pola styku;

K – współczynnik zależny od stosunku m/b oraz a/b wg rysunku 2.11.



Rysunek 2.13 Wartość współczynników α i β w zależności od współczynnika M [6]

Długość osi elipsy a (małej) i b (wielkiej) można obliczyć z technicznie dostateczną dokładnością przy użyciu wzorów:

$$a = 2,8\alpha \sqrt{\frac{P_n}{E(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_3} + \frac{1}{\rho_4})}}$$

$$b = 2,8\beta \sqrt{\frac{P_n}{E\left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_3} + \frac{1}{\rho_4}\right)}}$$

gdzie:

α, β - współczynniki z rysunku 2.12;

P_n – normalna siła dociskająca w miejscu styku kół ciernych;

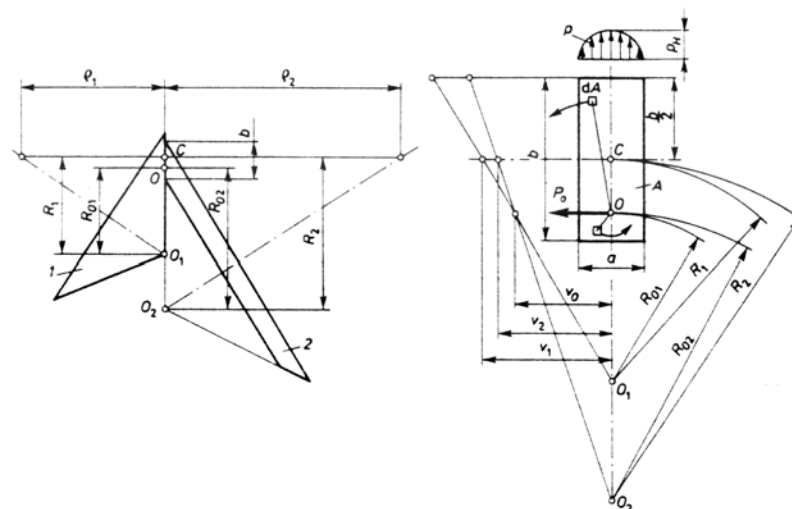
$E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ – zastępczy moduł sprężystości materiałów o modułach E_1 i E_2 ;

$\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4$ - promienie krzywizny kół ciernych.

Współczynnik M z rysunku 2.12 oblicza się ze wzoru:

$$M = \frac{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_3} - \frac{1}{\rho_4}}{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_3} + \frac{1}{\rho_4}}$$

Stratę mocy zużywanej na tarcie wywołane poślizgiem geometrycznym łatwo jest określić, analizując zjawiska zachodzące na powierzchni styku współpracujących kół ciernych.



Rysunek 2.14 Szkic pomocniczy do obliczania mocy użytej na pokonanie oporów tarcia w poślizg geometrycznym [6]

Punkt toczy O jest chwilowym środkiem obrotu, w którym prędkości obwodowe obu kół są jednakowe. Poślizg geometryczny w tym punkcie nie istnieje ($v_o = v_1 = v_2$). W pozostałych punktach powierzchni styku prędkości obwodowe są różne, zatem występuje poślizg geometryczny.

Elementarne wycinki dA powierzchni styku kół obciążone naciskami p podlegają poślizgowi dookoła środka obrotu O z prędkością kątową $\omega_0 = \frac{v_0}{R_0}$, gdzie:

$$R_0 = \frac{1}{\frac{1}{R_{01}} + \frac{1}{R_{02}}}$$

jest chwilowym promieniem zastępczym.

Siła tarcia dT na elementarnej powierzchni dA wyniesie

$$dT = \mu p dA$$

gdzie:

μ - współczynnik tarcia;

p – nacisk powierzchniowy.

Moment tarcia elementarnej powierzchni dA względem punktu O wyniesie:

$$dM_T = x dT = x \mu p dA$$

gdzie:

x – chwilowa odległość powierzchni dA od chwilowego środka obrotu O .

Moment tarcia na całej powierzchni styku A względem punktu O wyraża się następująco:

$$M_T = \int dM_T = \int x \mu dA = P_0 b q_T$$

gdzie:

P_0 – siła obwodowa w punkcie O ;

q_T – współczynnik długości powierzchni styku.

Wartość współczynnika q_T zależy od kształtu powierzchni styku i jej proporcji wymiarowych, rozkładu nacisku p i współczynnika nadmiaru przyczepności

$$\beta = \frac{P_n \mu}{P_T}$$

Strata mocy N_T na pokonanie oporów tarcia wywołanego poślizgiem geometrycznym wynosi:

$$N_T = \frac{M_T \varpi_0}{1000} = \frac{P_0 b q_T v_0}{1000 R_0} \approx \frac{P v}{1000} q_T \frac{b}{R_z} = N_1 q_T \frac{b}{R_z}$$

gdzie:

N_1 – moc na wale koła 1;

$$R_z = \frac{1}{\frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}} \text{ promień zastępczy.}$$

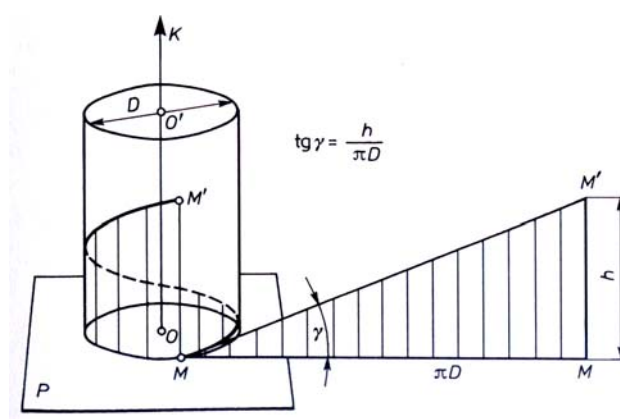
Znak w mianowniku zależy od tego, czy wierzchołki stożków O_1 i O_2 są po jednej stronie punktu tocznego (-) lub po przeciwnej (+).

2.6. Sprawność mechanizmu śrubowego

Do dokładniejszej analizy sprawności wybrano mechanizm śrubowy, ponieważ na jego przykładzie istnieje możliwość prostego porównania wpływu tarcia tocznego i ślizgowego na ogólną sprawność mechanizmu.

2.6.1. Podstawowe informacje o gwintach

Gwint uzyskuje się poprzez wykonanie na walcowej lub stożkowej powierzchni element jednego lub kilku rowków, o określonym kształcie i przekroju. Linie śrubową walcową uzyskuje się przez nawijanie na walec o średnicy D , równi pochyłej o podstawie πD i wysokości równej skokowi linii śrubowej h .



Rysunek 2.15 Powstawanie linii śrubowej poprzez nawijanie równi pochyłej na walec [5]

W zależności od kierunku nawinięcia rozróżnia się gwinty o prawym lub lewym skręcie. Kąt pochylenia linii śrubowej γ określa się ze wzoru:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{h}{\pi D}$$

W zależności od tego, czy gwint jest wykonany na zewnętrznej, czy wewnętrznej powierzchni, wyróżnia się gwinty zewnętrzne i wewnętrzne,

a w zależności od zarysu rozróżnia się gwinty trójkątne, trapezowe, symetryczne, niesymetryczne, prostokątne i kołowe. W mechanizmach śrubowych zastosowanie znajdują tylko elementy o gwintach prostokątnych i trapezowych, a w przypadku wykorzystywania kulek jako elementu pośredniczącego stosuje się gwinty kołowe.

2.6.2. Przypadek tarcia ślizgowego

Tarciem ślizgowym nazywa się taki rodzaj tarcia, przy którym różnica prędkości obu ciał w punktach styku jest większa od zera [20]. Siłę tarcia ślizgowego oblicza się ze wzoru:

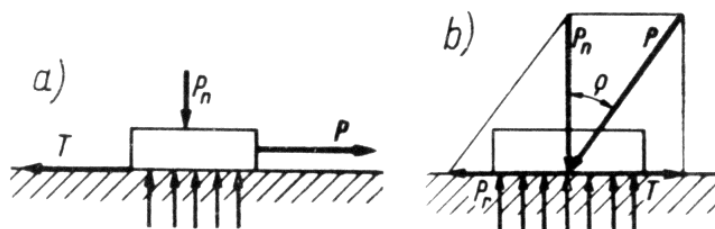
$$T = \mu P_n$$

gdzie:

T - siła tarcia ślizgowego;

P_n – obciążenie normalne;

μ - współczynnik tarcia ślizgowego.



Rysunek 2.16 Zależności pomiędzy siłą tarcia T a obciążeniem normalnym P_n (a) oraz siłą P i kątem tarcia ρ (b) [20]

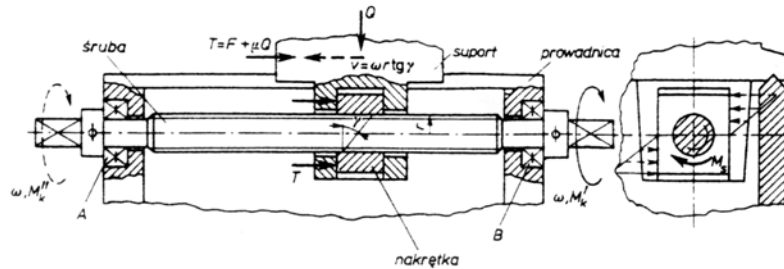
Gdy siła nacisku P (rysunek 2.12) na ciało jest skierowana pod kątem ρ do powierzchni styku, ruch ciała może nastąpić dopiero wówczas, gdy kąt ρ przekroczy odpowiednią wielkość. Ponieważ:

$$T = \operatorname{tg} \rho P_n$$

więc

$$\operatorname{tg} \rho = \mu$$

kąt ρ zaś nazywa się kątem tarcia.



Rysunek 2.17 Schemat konstrukcyjny mechanizmu śrubowego [6]

Zależność określająca sprawność mechanizmu śrubowego została wyprowadzona w pozycji [6].

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}$$

gdzie:

γ - kąt pochylenia linii śrubowej;

ρ - kąt tarcia wyznaczany wg wzoru przedstawionego na początku niniejszego rozdziału.

Na podstawie powyższych zależności sporządzono zależności pomiędzy kątem nachylenia gwintu γ a sprawnością mechanizmu η .

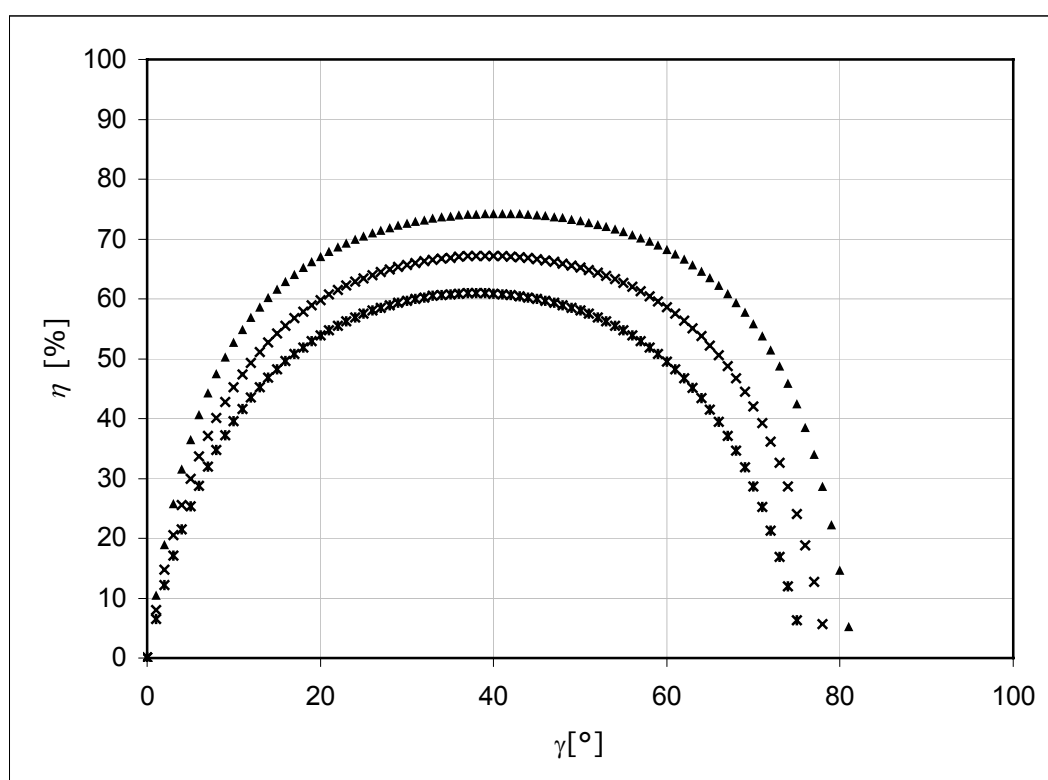
Przykłady obliczeń:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 41^\circ}{\operatorname{tg}(41^\circ + \operatorname{arctg}(0,15))} \cdot 100\% = 72\%$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 39^\circ}{\operatorname{tg}(39^\circ + \operatorname{arctg}(0,20))} \cdot 100\% = 67\%$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 38^{\circ}}{\operatorname{tg}(38^{\circ} + \operatorname{arctg}(0,25))} \cdot 100\% = 61\%$$

Przy współczynniku tarcia $\mu = 0,15$ mechanizm osiąga najwyższą sprawność $\eta = 72\%$ dla kąta nachylenia linii śrubowej $\gamma = 41^{\circ}$. Dla współczynnika tarcia $\mu = 0,20$ mechanizm osiąga najwyższą sprawność $\eta = 67\%$ dla kąta nachylenia linii śrubowej $\gamma = 39^{\circ}$, natomiast gdy współczynnik tarcia $\mu = 0,25$ mechanizm osiąga najwyższą sprawność $\eta = 61\%$ dla kąta nachylenia linii śrubowej $\gamma = 39^{\circ}$.



Rysunek 2.18 Sprawność mechanizmu śrubowego w przypadku tarcia ślizgowego występującego między śrubą a nakrętką; wykres wykonano dla wartości współczynnika tarcia $\mu_1 = 0,15$, $\mu_2 = 0,20$ oraz $\mu_3 = 0,25$ (odpowiednio na wykresach górnym, środkowym i dolnym);

2.6.3. Przypadek tarcia tocznego

Tarciem tocznym nazywany jest taki rodzaj tarcia, w którym prędkości obu ciał w punktach wzajemnego styku są równe, a czas trwania styku dąży do zera. W technice przypadek czystego tarcia tocznego nie występuje często,

ponieważ strefa styku dwóch ciał się odkształca i powstają w tym miejscu mikropoślizgi.

Siłę tarcia tocznego określa się ze wzoru:

$$T_t = f \frac{P_n}{r}$$

po przyjęciu:

$$\mu_t = \frac{f}{r}$$

otrzymuje się:

$$T_t = \mu_t P_n$$

gdzie:

T_t – siła tarcia tocznego;

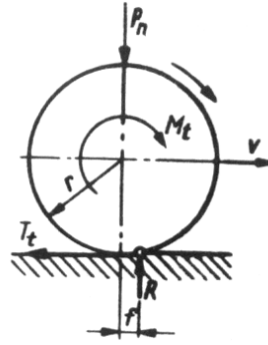
P_n – obciążenie normalne;

f – ramię momentu tarcia;

μ_t - obliczeniowy współczynnik tarcia tocznego.

Najważniejszą zaletą tarcia tocznego jest niezmienność współczynnika jego współczynnika, co skutkuje przede wszystkim łatwym rozruchem mechanizmów, w których ten rodzaj tarcia występuje.

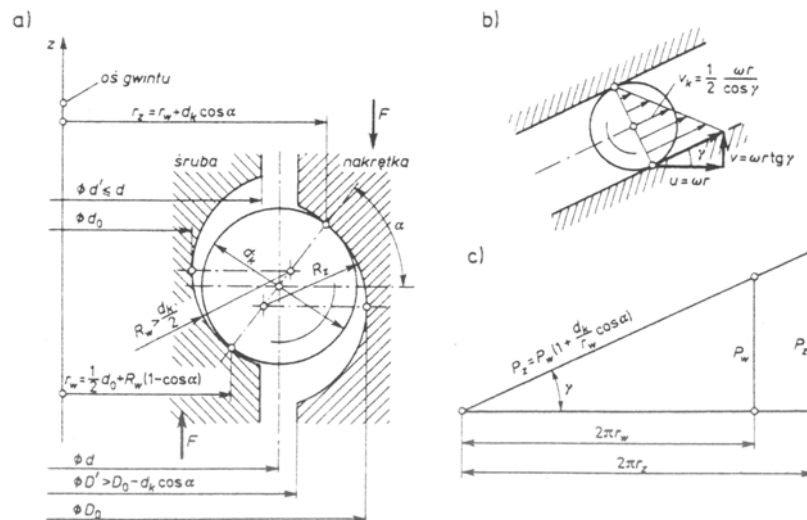
Idea łożyska tocznego może być wykorzystana w mechanizmie śrubowym w postaci gwintu tocznego. Opory ruchu na powierzchni gwintowej zostaną zmniejszone do poziomu w jakim występują w łożysku tocznym.



Rysunek 2.19 Zależność tarcia tocznego T_t i momentu tarcia M_t od promienia kulki oraz ramienia f momentu tarcia [20]

Zasadę tworzenia gwintu toczonego przedstawiono na rysunku 2.18. Średnica elementów toczonech jest stała i wynosi d_k . Elementy toczone poruszają się po bieżniach gwintowych o specjalnym profilu.

Nominalny kąt nachylenia linii śrubowej mierzy się na promieniach toczonej śruby r_w i nakrętki r_z wyznaczonych przez kąt α działania kulek, średnicę kulek d_k , promień profilu R_w i R_z oraz średnicę profilu d_o , D_o . Oznacza to, że skoki gwintu śruby P_w i nakrętki P_z są różne jak przedstawiono to na rysunku 2.18c.



Rysunek 2.20 Budowa gwintu toczonego [6]



Rysunek 2.21 Cyrkulacja kulek w mechanizmie śrubowym z pośredniczącymi elementami kulkowymi [16]

Wprowadzenie elementów tocznych, jako pośredniczących w oddziaływaniu między zwojami śruby i nakrętki, zmienia tarcie ślizgowe na toczne. Powstaje mechanizm o zwiększonej trwałości i niezawodności. Dzięki eliminacji luzów między zwojami gwintu zwiększa się precyzja ruchu i przemieszczeń oraz powstaje możliwość stosowania większych prędkości.

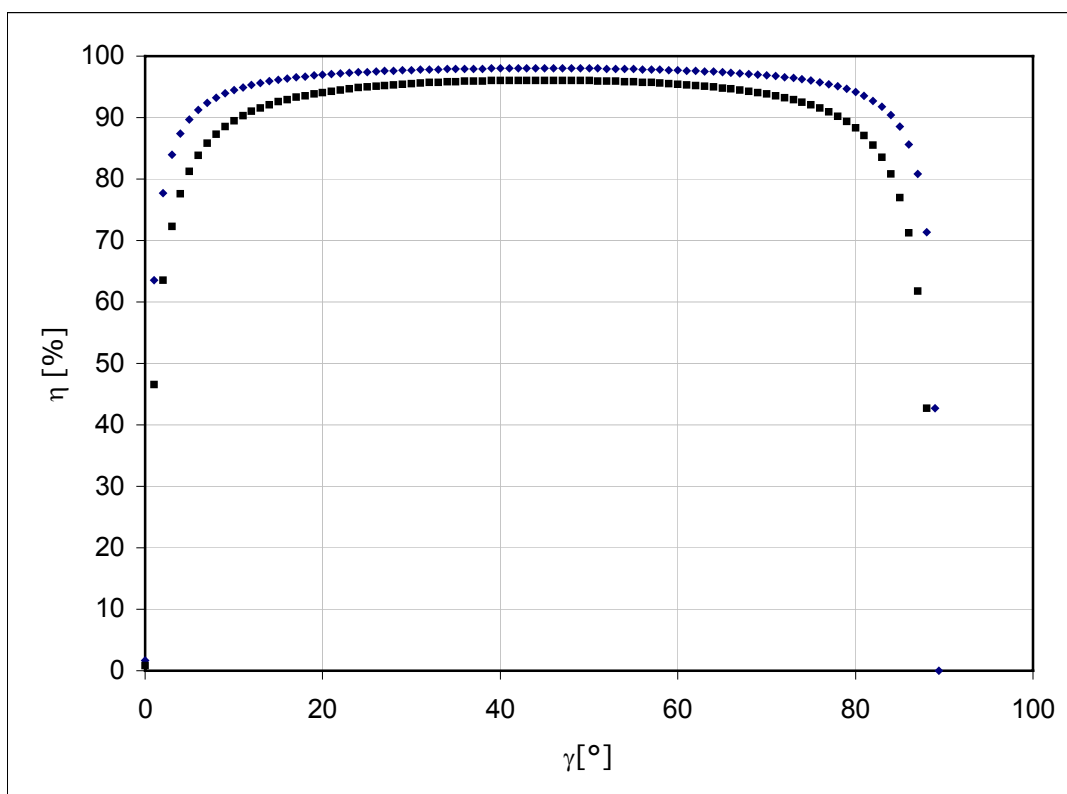
Na podstawie zależności wyprowadzonych w poprzednim rozdziale sporządzono wykresy $\eta(\gamma)$. Do wyznaczenia współczynnika ρ posłużono się wartościami współczynnika tarcia f z tabeli 2.2 i wzorem analogicznym jak w podpunkcie poprzednim.

Przykłady obliczeń:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 45^{\circ}}{\operatorname{tg}(45^{\circ} + \operatorname{arctg}(0,01))} \cdot 100\% = 98\%$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 5^{\circ}}{\operatorname{tg}(5^{\circ} + \operatorname{arctg}(0,01))} \cdot 100\% = 90\%$$

Dla współczynnika tarcia wynoszącego $\mu = 0,01$ maksymalną sprawność $\eta = 98\%$ mechanizm osiąga przy kącie pochylenia gwintu wynoszącym $\gamma = 45^{\circ}$, a sprawności rzędu 90% jest osiągana przy kącie $\gamma = 5^{\circ}$.



Rysunek 2.22 Wykres sprawności mechanizmu śrubowego w przypadku zastosowania kulek jako elementu pośredniczącego między śrubą a nakrętką (współczynniki tarcia $\mu_1 = 0,01$ oraz $\mu_2 = 0,02$ odpowiednio wykres górny oraz dolny)

W przypadku gdy przyjęty zostanie współczynnik tarcia $\mu = 0,02$ sprawność maksymalna $\eta = 96\%$ jest osiągana przy kącie nachylenia linii śrubowej $\gamma = 44^\circ$. Sprawność rzędu 90% osiągana jest przy kącie $\gamma = 10^\circ$.

Przedstawione wyniki pokazują, że zastąpienie w tarcia ślizgowego tocznym powoduje zmniejszenie oporów i wzrost sprawności mechanizmu. Wynik ten jest zgodny z intuicyjnym pojmowaniem zjawiska tarcia i jego wpływu na sprawność mechanizmów.

2.7. Sprawność silnika cieplnego

Sprawność silnika zależy od jego konstrukcji, przeznaczenia i warunków pracy. Osiąga maksimum dla warunków bliskich znamionowym i równa jest z założenia zero przy pracy na biegu jałowym. Sprawność zależy również od lepkości stosowanych olejów silnikowych oraz rodzaju osprzętu i urządzeń pomocniczych napędzanych przez silnik oraz od tego, czy praca zużywana na

ten napęd jest zaliczana do oporów mechanicznych własnych lub do pracy użytecznej (np. napęd alternatora i sprężarki hamulcowej w silniku samochodu ciężarowego).

W obliczeniach wykonywanych w tej pracy przyjęto, że sprawność silnika cieplnego wykorzystywanego w pojazdach mechanicznych nie przekracza 50%.

2.8. Sprawność silnika elektrycznego

Jako silnik trakcyjny często stosuje się silnik bocznikowy obcowzbudny prądu stałego, z e względu na sztywność charakterystyki mechanicznej naturalnej i efektywną pracę prądnicową. Charakterystyka mechaniczna silnika szeregowego w większej mierze odpowiada charakterystyce oporów ruchu silnika przyspieszonego pojazdu, ale – dzięki stosowaniu regulacji tyrystorowej – charakterystyki robocze silnika bocznikowego można łatwo upodobnić do odpowiednich charakterystyk silnika szeregowego. Współczynnik sprawności wymienionych silników prądu stałego wyraża się jako funkcję mocy lub prądu. Napięcie znamionowe maszyny ma znikomy wpływ na sprawność w granicach praktycznej stosowalności w napędzie pojazdów; ma jednak duży wpływ na moc właściwą $N_m m_M^{-1}$, (gdzie N_m jest mocą znamionową silnika, a m_M jego masą), która zwiększa się przy zastosowaniu wyższego napięcia nominalnego. Wartości η_{max} i $N_m m_M^{-1}$ dla silników szeregowych i bocznikowych są mniej więcej jednakowe. Maksymalny współczynnik sprawności dla tych silników występuje przy mocy silnika $N_s < N_n$. Współczynnik sprawności dla mocy znamionowej silnika η_{Nn}

jest niewiele mniejszy od η_{max} . Wówczas na podstawie danych konstrukcyjnych można określić zależność pomiędzy η_{max} i N_n . Odpowiednie wartości liczbowe zamieszczono w tabeli 2.3.

Moc mechaniczna uwzględniona w tablicy jest opisana (przy pominięciu strat w żelazie i strat mechanicznych) zależnością:

$$N_n = U_n I - I^2 R$$

gdzie

U_n - napięcie;

I – prąd twornika;

R – rezystancja uzwojeń silnika .

Tabela 2.3 Zależność liczbową pomiędzy sprawnością maksymalną, a mocą nominalną silnika prądu stałego [17]

W	[kW]	0,1	1,0	10	100	1000
η_{max}	-	0,517	0,725	0,807	0,910	0,950
$C \frac{N_1}{N_n}$	-	0,934	0,375	0,193	0,099	0,053

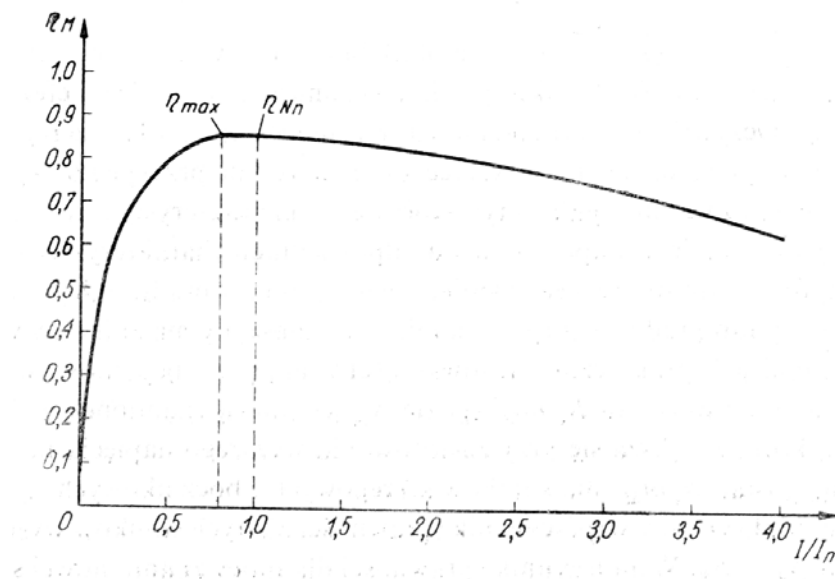
Wyrażenie $c N_1 N_n^{-1}$ określa straty mocy na ciepło wydzielane w uzwojeniach, odniesione do mocy znamionowej. Współczynnik c jest względną stratą mocy dla $N_1=1$ kW i wyznacza się go z zależności:

$$c = 0,379(N_1 N_n^{-1})^{0,292}$$

Maksymalną sprawność można wyznaczyć stosując następującą zależność:

$$\eta_{max} = 0,952 \tanh(N_1 N_n^{-1})^{0,14}$$

Wyznaczenie zmian sprawności w określonym cyklu obciążenia jest możliwe po wyznaczeniu średniego napięcia zaciskowego oraz średniego prądu twornika dla odpowiadających tym zmianom mocy oporów ruchu pojazdu.



Rysunek 2.23 Charakterystyka sprawności silnika prądu stałego o mocy znamionowej 10 kW w funkcji względnego prądu twornika [17]

W przypadku innych silników elektrycznych można osiągnąć lepszą sprawność. Porównanie trzech typów silników przedstawiono w tabeli 2.3.

Tabela 2.4 Porównanie wybranych typów silników elektrycznych [17]

Typ silnika	Masa względna	Sprawność przeciętna	Koszt względny
Konwencjonalny prądu stałego	1,0	0,840	1,0
Indukcyjny prądu przemiennego	0,45	0,935	0,26
Tarczowy z magnesami stałymi	0,35	0,960	0,20

3

RÓŻNICE W DEFINICJACH SPRAWNOŚCI W RÓŻNYCH ZESPOŁACH TRANSFORMACJI ENERGII

3.1. Sprawność przy różnych kierunkach przepływu mocy

W celu ustalenia zależności występującej między sprawnościami przy różnych kierunkach przepływu strumienia mocy należy wziąć pod uwagę, że dla pojedynczej idealnej przekładni pozbawionej start tarcia $\omega_2 M_2 = \omega_1 M_1$.

Jeżeli podobnie jak poprzednio uwzględnić starty występujące w przekładni rzeczywistej iloczynem $\omega_2 \Delta M_2$ i założyć, że są one niezależne od kierunku przepływu strumienia mocy, to przy napędzie wału pierwszego sprawność wyniesie:

$$\eta = \frac{\omega_2 M_2}{\omega_1 (M_1 + \Delta M_1)} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta M_1}{M_1}}$$

a przy hamowaniu wału pierwszego:

$$\eta_h = \frac{\omega_1 (M_1 + \Delta M_1)}{\omega_2 M_2} = 1 - \frac{\Delta M_1}{M_1}$$

Po uproszczeniu wyrażenia otrzymuje się:

$$\eta_h = 2 - \frac{1}{\eta}$$

Z powyższej zależności wynika, że o ile w układzie szeregowym kinematycznych par przenoszących kolejno strumień mocy sprawność przy napędzie pierwszego wału wynosi:

$$\eta_m = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_k$$

zaś w tym samym układzie przy odwrotnym przepływie strumienia mocy:

$$\eta_{mh} = (2 - \frac{1}{\eta_1})(2 - \frac{1}{\eta_2})(2 - \frac{1}{\eta_3}) \dots (2 - \frac{1}{\eta_k})$$

W układach niektórych zespołów podstawowych często występuje dwukierunkowy, równoległy rozpływ strumienia mocy. Przypadki takie są typowe dla wielokrążków zdwojonych, mechanizmów jazdy suwnic przy napędzie jednym silnikiem itp. Jeżeli oznaczyć przez N_1 i N_2 moce pobrane z każdej gałęzi układu równoległego, a przez η_1 i η_2 sprawność takiej gałęzi, to całkowita sprawność η_r takiego układu określa zależność:

$$\eta_r = \frac{N_1 + N_2}{N}$$

przy czym moc dostarczona do układu $N = \frac{N_1}{\eta_1} + \frac{N_2}{\eta_2}$, czyli:

$$\eta_r = \frac{(N_1 + N_2)\eta_1\eta_2}{N_1\eta_2 + N_2\eta_1}$$

Jeżeli zaś $\eta_1 = \eta_2 = \eta$, to:

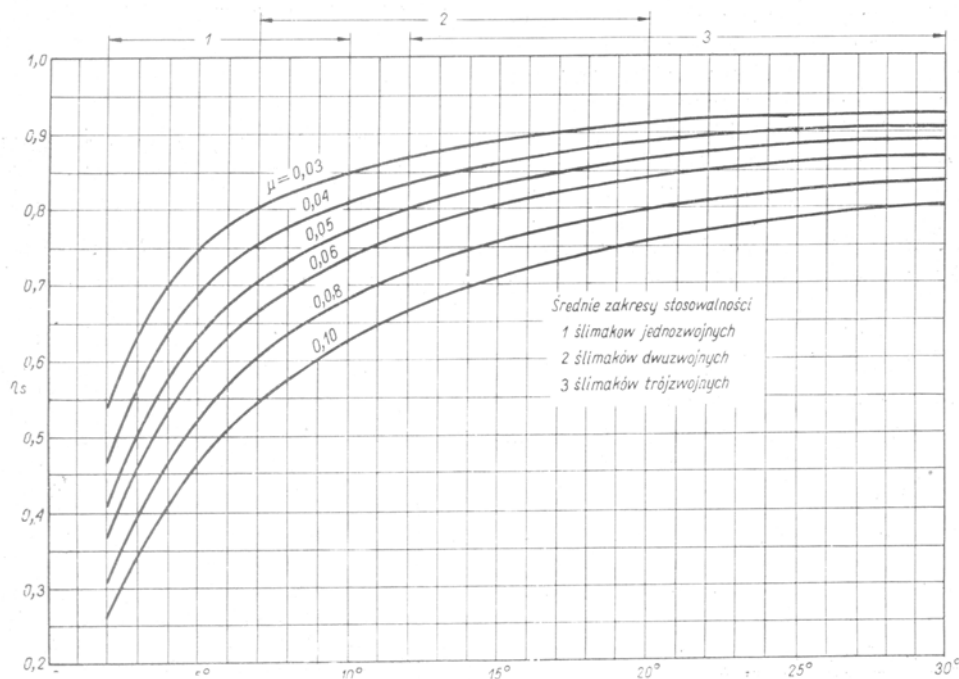
$$\eta_r = \eta$$

co oznacza, że w takim przypadku sprawność układu zdwojonego z równoległym rozplywem strumienia mocy staje się równa sprawności jednej gałęzi. W tabeli 3.1, podano przeciętne wartości współczynników sprawności członów podstawowych zespołów transformacji energii – w tym przypadku za [11] dla elementów dźwignic.

Tabela 3.1 Sprawność przekładni zębatych

Lp.	Rodzaj elementu lub zespołu	Sprawność przy ułożyskowaniu	
		ślizgowym	tocznym
1.	Pojedyncza, otwarta przekładnia zębata z kołami walcowymi	0,93-0,95	0,95-0,97
2.	Pojedyncza przekładnia z kołami walcowymi, umieszczonymi w skrzyni olejowej	0,96-0,97	0,97-0,98
3.	Stożkowa przekładnia zębata otwarta	0,92-0,94	0,94-0,95
4.	Stożkowa przekładnia zębata umieszczona w skrzyni olejowej	0,94-0,96	0,96-0,98
5.	Przekładnia palczasta otwarta	0,90-0,93	0,93-0,95
6.	Przekładnia obiegowa przy zazębieniu zewnętrzno-wewnętrznym o liczbie zębów koła środkowego z_a i liczbie zębów wieńca o zazębieniu wewnętrznym z_b - przy nieruchomym wieńcu - przy nieruchomym kole środkowym przy czym przy tocznym ułożyskowaniu tylko satelitów $k=0,05-0,08$, przy tocznym ułożyskowaniu całej przekładni $k=0,03-0,06$	$1 - \left(\frac{z_a}{z_a + z_b} \right) k$ $1 - \left(\frac{z_b}{z_a + z_b} \right) k$	
7	Przekładnia ślimakowa - przy napędzie ślimakiem	$\frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \vartheta)} \eta_t$	

- przy napędzie ślimacznicą przy czym w przypadku łożyska tocznego osiowego $\eta_t = 0,92$, przy wszystkich łożyskach tocznych $\eta_t = 0,97$ β - kąt pochylenia podziałowej linii śrubowej ślimaka $\vartheta = \arctg \mu$ kąt tarcia zależny od materiałów ślimaka i ślimacznicy, prędkości poślizgu i smarowania.	$\frac{\operatorname{tg}(\beta - \vartheta)}{\operatorname{tg} \beta} \eta_t$
---	---



Rysunek 3.1 Sprawność przekładni ślimakowej [11]

3.2. Sprawność przy obciążeniu częściowym

Przy przenoszeniu strumienia mocy N_x w dowolnym układzie powstają straty składające się z dwóch części:

- niezależnej od przenoszonego strumienia mocy, czyli strat biegu jałowego N_j ;
- części proporcjonalnej do chwilowego strumienia mocy równej kN_x .

Z tego powodu sprawność przy obciążeniu częściowym wynosi:

$$\eta_x = \frac{N_x}{N_x + kN_x + N_j} = \frac{1}{1 + k + \frac{N_j}{N_x}}$$

i staje się tym mniejsza im mniejszy jest strumień mocy N_x , gdyż rośnie wówczas wartość stosunku $\frac{N_j}{N_x}$. Straty biegu jałowego N_j są zależne od rodzaju ułożyskowania, ciężarów własnych kół zębatach, bębnow, wałów, oporów kąpieli olejowej itp. Straty te mogą być uważane za stałe i proporcjonalne do momentu występującego na końcowym wale mechanizmu przy obciążeniu znamionowym. Wynika stąd, że straty biegu jałowego mogą być przyjęte jako proporcjonalne do znamionowego strumienia mocy. Jeżeli więc oznaczyć przez:

N – znamionowy strumień mocy;

$N_x = xN$ – chwilowy strumień mocy mniejszy od znamionowego;

$x \leq 1$ – stosunek obciążenia częściowego do znamionowego;

kN_x – straty proporcjonalne do chwilowego strumienia mocy;

sN – stałe straty biegu jałowego;

$s < 1$ – współczynnik strat biegu jałowego;

to sprawność przy obciążeniu znamionowym będzie określona związkiem:

$$\eta = \frac{N}{N + kN + sN} = \frac{1}{1 + k + s}$$

a sprawność przy obciążeniu częściowym związkiem:

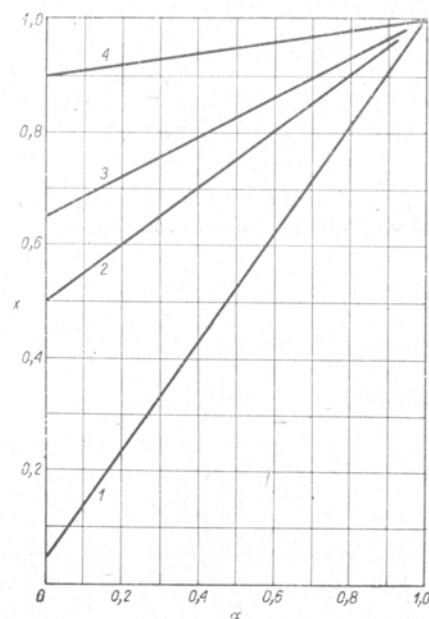
$$\eta_x = \frac{1}{\frac{1}{\eta} + \frac{s}{x} - s}$$

Powyższa zależność jest prawdziwa dla przekładni pojedynczej, ale może być użyta także w przypadkach przekładni wielostopniowej pod warunkiem, że zamiast wartości współczynnika strat biegu jałowego s zostanie wprowadzona zastępcza wartość współczynnika s_z właściwa dla całej przekładni wielostopniowej i sprawność η będzie sprawnością całej przekładni.

Tabela 3.2 Wartości zastępczego współczynnika strat dla przekładni z kołami walcowymi w przypadku ułożyskowania ślizgowego lub tocznego [11]

Lp.	Przekładnie z kołami walcowymi	Wartość s lub s_z	
		Ułożyskowanie ślizgowe	Ułożyskowanie toczne
1.	Pojedyncza, otwarta	0,04	0,035
2.	Pojedyncza w skrzyni olejowej	0,03	0,02
3.	Reduktor dwustopniowy w skrzyni olejowej	0,075	0,06
4.	Reduktor trójstopniowy w skrzyni olejowej	0,10	0,08

Przy obciążeniu częściowym wartość współczynnika obciążenia x jest różna dla każdej przekładni mechanizmu i przy ściślejszych ujęciach musi być wyznaczona dla każdego stopnia osobno. Często jednak postępuje się w ten sposób, że zakłada się dla całego układu wspólną wartość współczynnika obciążenia x równą względnemu obciążeniu zespołu podstawowego. Takie podejście jest uzasadnione stochastycznym charakterem zjawisk tarcia i wynikającą stąd trudnością dokładniejszych ujęć.



Rysunek 3.2 Zmiany współczynnika obciążenia [11]

Problem sprawności jest szeroko omówiony w pozycji [11]. Autor tej pracy koncentruje się na sprawności mechanizmów dźwignicowych. Właściwa praca każdego zespołu podstawowego mechanizmu dźwignicowego polega na poruszaniu nosiwa w pożądanym sposób. Względne obciążenie zespołu określa się zawsze w stosunku do obciążenia występującego przy pełnym obciążeniu, a więc przy poruszaniu ciężaru użytecznego równego udźwigowi. Dlatego też:

$$x = \frac{\alpha Q + \sum G}{Q + \sum G}$$

gdzie:

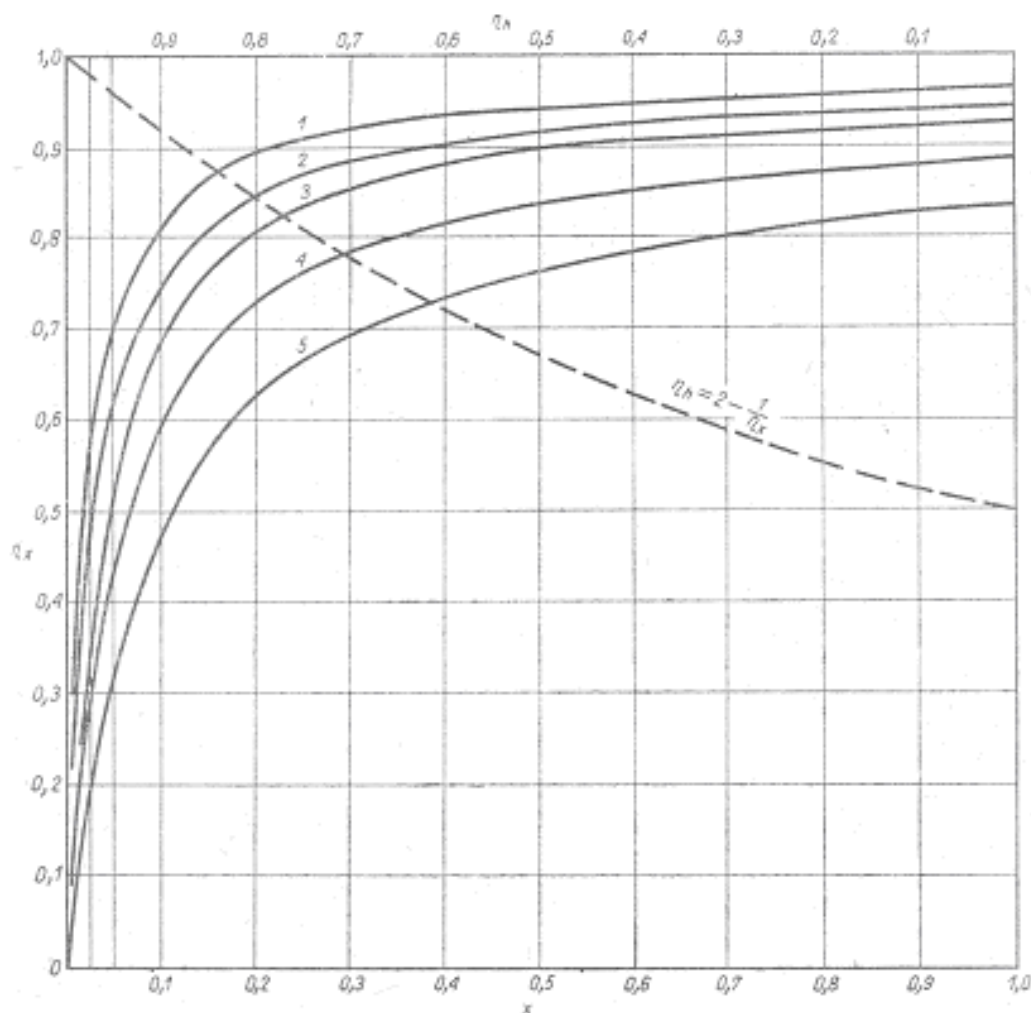
α – stopień wykorzystania udźwigu $\alpha \leq 1$;

Q – udźwig;

$\sum G$ – suma ciężarów własnych poruszanych części układu podtrzymującego nosiwo.

Przebiegi zmian współczynnika obciążenia x niektórych zespołów podstawowych w funkcji współczynnika wykorzystania udźwigu są przykładowo przedstawione na rysunku 3.3 [11].

Hakowe mechanizmy podnoszenia wykazują znaczniejszy spadek wartości współczynnika obciążenia x przy ruchach wykonywanych bez nosiwa. Pozostałe mechanizmy w miarę wzrostu ciężarów własnych poruszanych ustrojów wykazują coraz mniejszy wpływ nosiwa na wartość współczynnika obciążenia x . Przy wysokich sprawnościach można niekiedy dla takich mechanizmów przyjmować $\eta_{\alpha=0} \approx \eta$



Rysunek 3.3 Przebiegi zmian współczynnika obciążenia [11]

3.3. Sprawność przekładni w elektromechanicznym układzie napędowym

W napędach zawierających trakcyjny silnik elektryczny stosuje się przekładnie o stałym przełożeniu, dopasowujące maksymalne obroty silnika elektrycznego do maksymalnej prędkości. Przekładnie stałe konstruuje się z wykorzystaniem kół stożkowych, hipoidalnych lub walcowych. Niejednokrotnie używane są także przekładnie pasowe.

W pracy [17] podano wzór, w którym uzależniono wartość współczynnika sprawności przekładni stożkowej lub hipoidalnej od jej obciążenia:

$$\eta = \frac{100}{1,0 + \sqrt{T_{\max} T^{-1} (\mu \sec \alpha_n \sqrt{(\operatorname{tg} \beta_{m1} - \operatorname{tg} \beta_{m2})^2 + 0,0225 + 0,01})}}$$

gdzie:

T – moment na kole, przy którym wyznacza się sprawność przekładni;

$T_{\max}$ – moment maksymalny szczytowy na kole, przy czym pod obciążeniem należy rozumieć obciążenie, które powoduje naprężenie zginające 2,75 razy większe od granicy zmęczenia;

α_n – kąt przyporu normalny na napędzanej powierzchni;

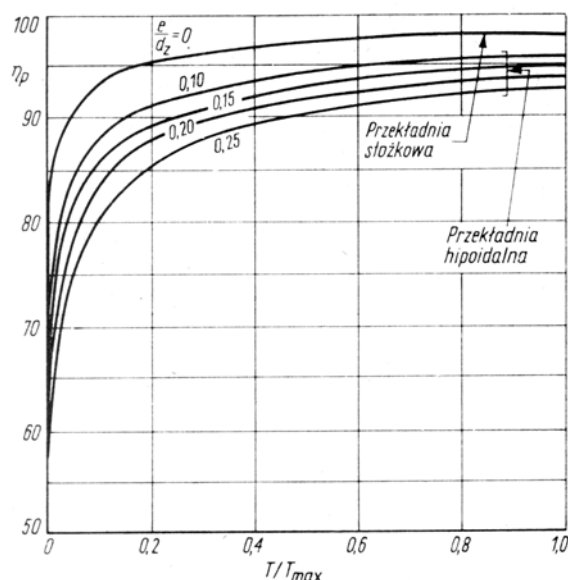
β_{m1} – średni kąt pochylenia linii zęba zębownika;

β_{m2} – średni kąt pochylenia linii zęba koła;

μ – współczynnik tarcia.

We wzorze nie uwzględniono czynników zależnych od konstrukcji zęba, ponieważ zdaniem różnych autorów [17] są one pomijalnie małe w stosunku do wpływu obciążenia oraz niepewności w ocenie współczynnika tarcia. Sprawność kół stożkowych o zębach prostych i łukowo-kołowych jest w przybliżeniu taka sama.

Na ogół sprawność przekładni zmienia się wraz z rodzajem łożysk, wykończeniem powierzchni zęba i osiowaniem współpracujących części. Przy obciążeniach szczytowych sprawność dokładnie wykonanych i montowanych kół stożkowych, osadzonych na łożyskach tocznych, wynosi od 98% do 99%. Przy mniejszych obciążeniach sprawność również jest nieco mniejsza. Na przykład [17] przy obciążeniach, równych granicy zmęczenia, sprawność przekładni wynosi ok. 96%. Poślizg wzdłużny na kołach hipoidalnych zmniejsza ich sprawność w stosunku do kół stożkowych, z wyjątkiem napędów o dużych przełożeniach (10:1). Koła te wykazują sprawność między 96% a 98%, przy obciążeniach szczytowych.



Rysunek 3.4 Sprawność przekładni stożkowej i hipoidalnej [17]

Również i w przypadku kół hipoidalnych jako obciążenia szczytowe należy rozumieć obciążenia, powodujące naprężenia zginające równe 2,75 granicy zmęczenia. Przy naprężeniach odpowiadających granicy zmęczenia sprawność przekładni hipoidalnej zawiera się w granicach 86,5% do 97%, zależnie od przesunięcia hipoidalnego. Na rysunku 3.4 pokazano interpretację graficzną sprawności przekładni stożkowej i hipoidalnej jako funkcję zmian stosunku momentu T na kole, przy którym wyznacza się sprawność przekładni do momentu T_{max} dla przekładni samochodowych o normalnym kącie przyporu $\alpha_n=20^\circ$ na napędzającej powierzchni zęba oraz współczynnik tarcia $\mu=0,05$.

Również w przypadku przekładni z walcowymi kołami zębatymi sprawność nie jest funkcją stałą lecz, zależy od wielu czynników, jak:

- parametry konstrukcyjne uzębienia;
- sposób zabudowy kół zębatych;
- rodzaj łożysk;
- właściwości oleju użytego do smarowania;
- wielkość i kierunek obciążenia.

Wpływ parametrów uzębienia określa się wzorem:

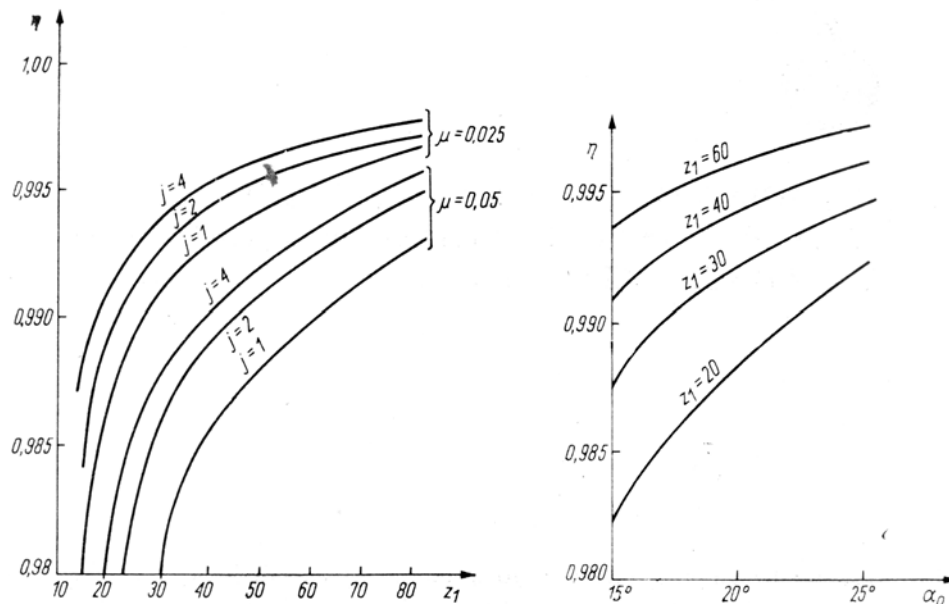
$$\eta = 1 - k\mu \frac{1}{z_1} (1 \pm j)$$

gdzie:

$$k = \frac{8}{\pi \sin^2 2\alpha};$$

z_1 – liczba zębów koła napędzającego;

j – przełożenie.



Rysunek 3.5 Sprawność przekładni walcowej jako funkcja z_1 (z lewej) oraz α_0 (z prawej) [17]

Z rysunku wynika, że sprawność dla kół walcowych waha się w dość małym przedziale od 97% do 99,5%. Taką sprawność można uzyskać przy starannym montażu i wykonaniu kół w piątej klasie dokładności ze stali do nawęglania hartowanych do ok. 50 – 62 HRC i szlifowanych w celu zmniejszenia współczynnika tarcia oraz polepszenia współpracy zębów.

Z cytowanych w [17] wyników badań wynika, że dopóki $\mu = \text{const}$, to sprawność jest niezależna od mocy i prędkości kątowej. Przełożenie j należy ograniczać z uwagi na fakt zwiększania wymiarów przekładni i momentów bezwładności kół zębatych.

Podobnymi właściwościami charakteryzuje się przekładnia z paskiem zębatym. Jej najważniejsze zalety to:

- prostota wykonania;
- stosunkowo niewielki ciężar;
- niski koszt wykonania;
- bezpośrednia praca;
- łatwość niwelowania luzów;
- długotrwała praca bez smarowania;
- odporność na przeciążenia;
- wysoka sprawność.

4

SPRAWNOŚĆ MECHANIZMÓW SKŁADOWYCH A EFEKTYWNOŚĆ MASZINY

4.1. Problem maksymalizacji sprawności

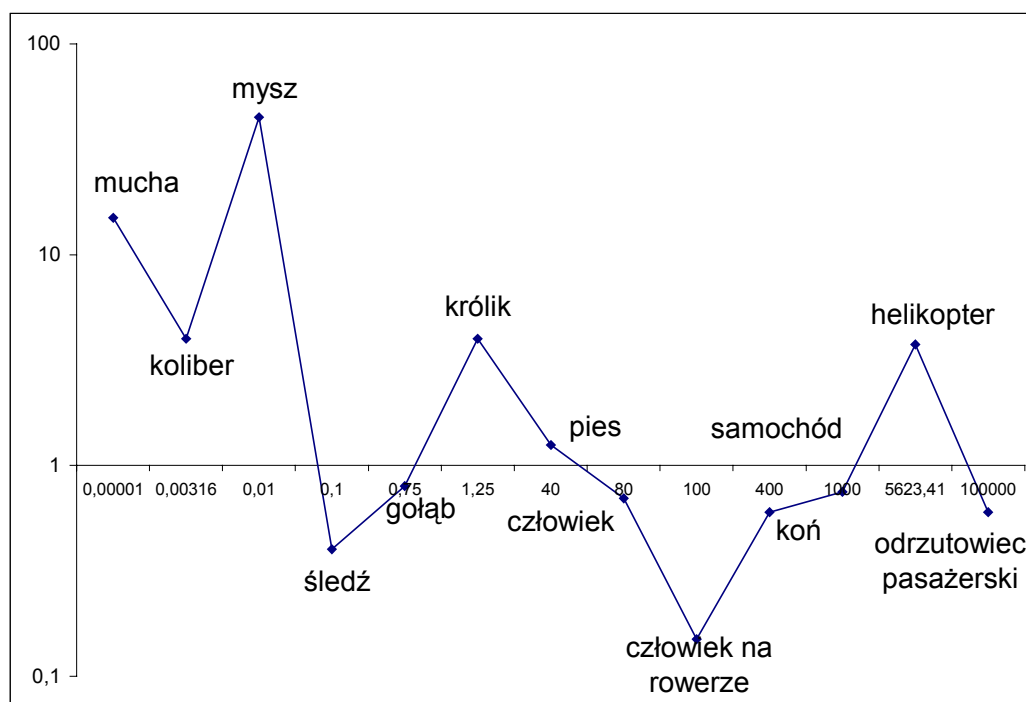
Maksymalizacja sprawności wydaje się bezsporna. Ale obowiązywać może ten postulat tylko w przypadku maszyn idealnych. W maszynach i mechanizmach rzeczywistych maksymalizacja sprawności nie jest bezsporna, gdyż jest uzyskiwana poprzez kosztowne podnoszenie jakości technicznej. Staje się przez to czynnikiem ekonomicznym i może być rozpatrywana przy uwzględnieniu efektywności. Wiadomym jest, że sprawności $\eta = 1$ nie można osiągnąć.

Przykład: łożysko toczne wykazuje wartość współczynnik tarcia $\mu = 0,0001$. Zmniejszenie tego współczynnika o rząd, do $0,00001$ wiąże się z 1000-krotnym zwiększeniem kosztów. Czyli konieczne jest tu porównanie kosztów zaoszczędzonej energii dzięki zmniejszeniu strat tarcia. W tym przypadku wiedza o przewidywanym czasie działania mechanizmu oraz ilości przenoszonych energii w jednostce czasu jest niezbędna.

Przykład: ładowarka wiezie ładunek 5 t. Sama waży 20 t. Czyli zewnętrzna sprawność procesu nie może przekroczyć $5/(5+20)=0,2$. Gdy uwzględnimy sprawność η silnika spalinowego oraz mechanizmu – sprawność ta będzie poniżej 0,1.

Przykład: ładowarka wiezie ładunek ot. Sama waży 20 t. Czyli zewnętrzna sprawność procesu nie może przekroczyć $0/(5+20)=0$. Gdy uwzględnimy η sprawność silnika spalinowego oraz mechanizmu – sprawność ta będzie zawsze 0.

Przykład: samochód osobowy wiezie pasażera o wadze 0,08t. Sam waży 2.0 t. Czyli zewnętrzna sprawność procesu nie może przekroczyć $0,08/2,08=0,03$. Gdy uwzględnimy η silnika spalinowego oraz mechanizmu – sprawność ta będzie poniżej 0,01.



Rysunek 4.1 Energochłonność środków transportu

Liczenie sprawności roweru czy wrotek można realizować zgodnie ze wskazaniem, ale dla oceny efektywności zakładać można koszt energii równy 0, czyli czasami sprawność $\eta = k$, efektywność $\varepsilon = \infty$. Co innego człowiek, koń w kieracie – wtedy efektywność $\varepsilon = e$.

Problemy te same w przestrzeni kosmicznej (pokonujemy tylko bezwładność lub opory strukturalno – materialne) niwelują niektóre z sił tarcia. Ruchy mechanizmów, rola przemienników ruchu obrót – liniowy. Tarcie w węzłach wynika z zacisku, zacisk służy raczej ochronie struktury i integralności niż realizacji transformacji mocy.

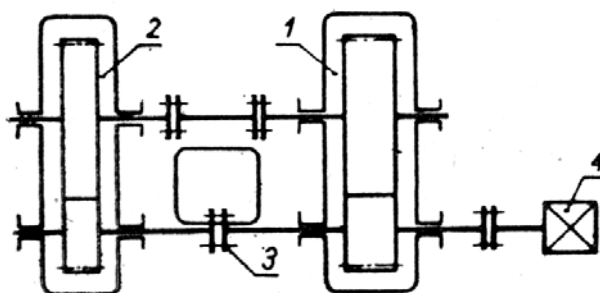
5

BADANIE SPRAWNOŚCI ELEMENTÓW MASZYN

5.1. Badanie sprawności przekładni

5.1.1. Badanie strat mocy na stanowisku mocy krążącej

Układ do pomiaru sprawności metodą mocy krążącej przedstawiono na rysunku 5.1. Silnik (4) dostarcza moc, która w całości pokrywa straty w obu przekładniach. Pomiar mocy silnika nie stanowi istotnego problemu, podobnie jak pomiar mocy doprowadzanych do poszczególnych przekładni, wynikającej z wielkości momentów skręcających wałki oraz kierunków obrotów poszczególnych wałków. Moc jest doprowadzana do przekładni, jeżeli kierunek obrotów jest zgodny z kierunkiem działania momentu.



Rysunek 5.1 Ustawienie przekładni podczas badań sprawności metodą mocy krążącej:
1 i 2 – badane przekładnie, 3 – sprzęgło napinające, 4 – silnik pokrywający straty
mocy w przekładniach [2]

Pewną trudność sprawia podział mocy doprowadzanej przez silnik na poszczególne przekładnie, czyli wyznaczenie strat poszczególnych przekładni przy znajomości ich sumarycznych wartości. Wynika to stąd, że jedna przekładnia pracuje jako reduktor, a druga jako multiplikator, tj. zwiększa

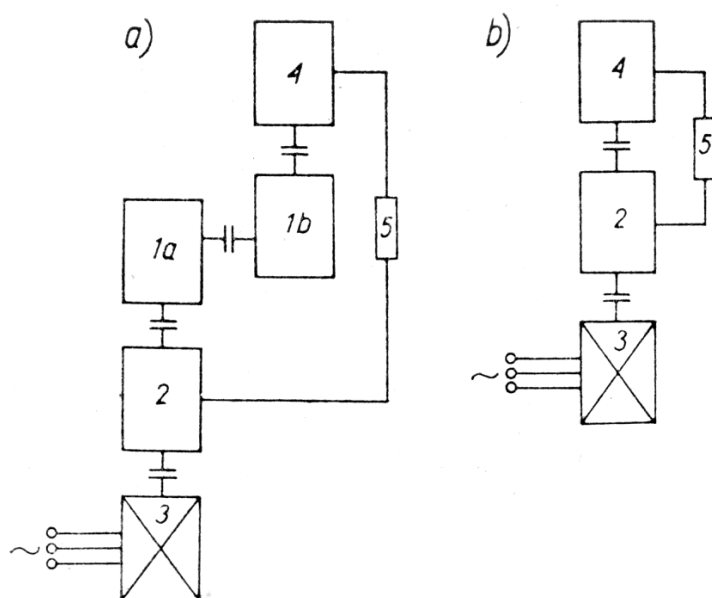
prędkości obrotowe wałów. Praktycznie jednak w większości przypadków ta asymetria strat jest bardzo mała. Na (rys. 23)

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = 1 - \frac{\Delta N}{N_1}$$

5.1.2. Badanie strat mocy na stanowisku hamulcowym

W badaniach laboratoryjnych stosuje się często przekładnie o przełożeniu $i=1$. W takim przypadku silnik napędowy oraz hamulec (generator elektryczny) mają jednakową prędkość obrotową. Analogiczna sytuacja występuje, gdy stosuje się dwie przekładnie o jednakowej budowie i tym samym przełożeniu. Jedna z tych przekładni pracuje jako reduktor, a druga zwiększa obroty w celu dostosowania ich do potrzeb hamulca.

W przypadku przedstawionym na rysunku 5.2 silnik asynchroniczny uzupełnia straty mocy w układzie, tj. w dwóch maszynach prądu stałego, z których jedna pracuje jako silnik, a druga jako prądnica, oraz w dwóch przekładniach zębatych.



Rysunek 5.2 Układ do badania strat mocy: a) przekładni, b) układu napędowego [2]

Krażenie mocy zależy od usytuowania silnika prądu stałego. Tak na przykład, gdy rolę silnika spełnia maszyna 2, a rolę generatora prądu stałego maszyna 4, przekładnia 1a przenosi większą moc niż przekładnia 1b. Za pomocą aparatury pomiarowej mierzy się napięcia i prądy w układzie prądu stałego. Po wyznaczeniu tych parametrów w czasie ustalonej pracy przekładni (jednej o przełożeniu $i=1$ lub dwóch o łącznym przełożeniu $i = 1$) wbudowuje się przekładnie i sprzęga bezpośrednio silnik 2 z generatorem 4, otrzymując układ z rysunku 5.2. W układzie tym zmniejszyły się straty mocy, mimo tego, że za pomocą aparatury pomiarowej ustala się te same parametry pracy maszyn 2 i 4. Mierząc ponownie moc dostarczoną przez silnik 3 otrzymuje się łączne straty maszyn elektrycznych. Pozwala to w prosty sposób wyznaczyć dość dokładnie straty w przekładniach i ich sprawność.

5.1.3. Badanie strat mocy za pomocą pomiaru temperatury

Badanie strat mocy poprzez pomiar temperatury dokonuje się na stanowiskach roboczych lub w specjalnie przygotowanych stanowiskach laboratoryjnych. Podczas badania mierzona jest temperatura przekładni przy pracy w obciążeniu nominalnym. W kolejnym kroku wyznacza się moc jaką należy dostarczyć grzałkami w celu otrzymania tej samej temperatury. Suma mocy dostarczonej przez grzałki oraz mocy mechanicznej biegu jałowego jest równa stratom przekładni pracującej przy nominalnym obciążeniu.

Szczegółowy program badań i obliczeń uzależniony jest od aktualnych możliwości aparaturowych. W zasadzie można wyróżnić dwa warianty.

Wariant pierwszy – stosowany wtedy, kiedy istnieje możliwość napędzenia przekładni w biegu jałowym za pomocą silnika o mocy nominalnej bliskiej mocy biegu jałowego.

Wariant drugi – stosowany jest przeważnie na stanowiskach fabrycznych, gdy nie ma możliwości łatwej wymiany silnika. W tym wariantcie zarówno do napędu przy obciążeniu nominalnym, jak również przy biegu jałowym używa się tego samego silnika. Istotna różnica polega na sposobie wyznaczania mocy dostarczonej przez silnik na biegu jałowym.

W pierwszym wariancie można dostatecznie dokładnie wyznaczyć moc dostarczoną przez silnik, znając jego charakterystykę i mierząc moc dostarczoną do silnika. Ponieważ moc dostarczone przez silnik na biegu jałowym jest i tak mała w porównaniu z dającą się łatwo określić mocą grzałek, więc ewentualny błąd oceny mocy biegu jałowego nie wpłynie w sposób istotny na wynik obliczeń.

W drugim wariancie wyznaczenie mocy oddanej przez silnik jest praktycznie niemożliwe wobec prawie jałowego biegu silnika i trudności zamocowania odpowiedni małych momentomierzy. W tym przypadku moc dostarczoną przez silnik na biegu jałowym wyznaczy się przez ekstrapolowanie funkcji określającej zależność między mocą grzałki a temperaturą przekładni.

W obu przypadkach warunkiem poprawnego pomiaru jest uzyskanie tego samego pola temperatur, zarówno podczas normalnej pracy, jak też podczas ogrzewania za pomocą grzałek. Sprawę ułatwia bieg jałowy, zapewniający podobny rozbryzg oleju wewnątrz przekładni, a także dobre odprowadzanie ciepła z grzałek. Grzałki muszą być tak rozmieszczone, aby uzyskać analogiczny rozkład temperatur na ściankach oraz w samym oleju.

Zgodnie z zasadą ruchu ciepła, zależność między temperaturą przekładni a natężeniem grzania jest nieliniowa i może być wyrażona wzorem:

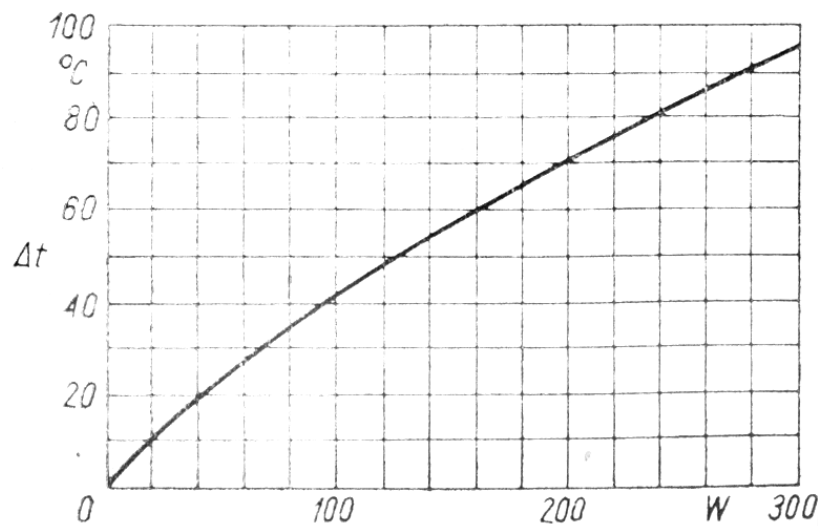
$$Q = C(\Delta t)^{1,25}$$

gdzie:

Q – natężenie grzania,

Δt – różnica temperatur przekładni i otoczenia

C – wielkość stała wyznaczona empirycznie.



Rysunek 5.3 Zależność temperatury przekładni od mocy grzania [2]

Przebieg tej funkcji przedstawiono na rys. 5.3. Biorąc pod uwagę, że całkowite natężenie grzania Q składa się z nagrzewania biegu jałowego Q_j oraz nagrzewania za pomocą grzałek Q_g , można na podstawie znajomości różnicy temperatur biegu jałowego i różnicy temperatur podczas pracy określić na podstawie pomiaru Q_g oraz innych parametrów ostatecznie wartość Q , tj. moc traconą w przekładni podczas normalnej pracy.

5.2. Badanie sprawności przegubów Cardana

Sprawność przegubów Cardana zbadać można na stanowisku mocy krążącej [21]. W przypadku badań przegubów Cardana wykazuje on większą dokładność pomiarów niż układ hamulcowy, gdyż mierzona jest jedynie momenty lub moc tarcia. W układzie hamulcowym, w którym mierzone są momenty i moce na wyjściu z wału. Przy sprawności przegubów ok. 95% i więcej, na stanowisku hamulcowym otrzymuje się wyniki sprawności porównywalne z błędami pomiarowymi. W rozdziale 5.1.2. przedstawiono sposób uniknięcia takich sytuacji.

Stanowisko zaproponowane w [21] składa się z dwóch identycznych przekładni o przełożeniu $i=1$, dwóch identycznych wałów przegubowych oraz dwóch identycznych wałków skrętnych, a także skrzynki łożyskowej, sprzęgła napinającego, przy pomocy, którego uzyskuje się moment krążący, dźwigni

i obciążników. Napęd stanowiska stanowi silnik prądu stałego o regulowanej prędkości obrotowej.

Zależność na sprawność przegubów wyprowadza się z warunku równowagi momentów zamkniętych obwodu mocy krążącej w postaci:

$$\eta_k = \frac{1}{2\eta_p} \sqrt{\frac{M_{s\gamma}}{M_K} (1 - \eta_p)^2 + 16} - \frac{M_{s\gamma}}{M_K} (1 - \eta_p)$$

gdzie:

η_k – sprawność pojedynczego przegubu;

η_p – sprawność przekładni zębatej;

$M_{s\gamma}$ - moment rozwijany przez silnik napędzający przy danym kącie γ pochylenia przegubów;

M_k – średni moment w układzie mocy krążącej.

Korzysta się także z przybliżonego doświadczalnego sposobu określenia sprawności. Sposób ten polega na ustawieniu badanych wałów tak, aby kąt pochylenia między nimi wynosił $\gamma_0 = 0$. Mierzy się sumę momentów tarcia w łożyskach i kołach zębatych. W następnym kroku zmienia się kąt nachylenia wałów względem siebie na znaną wartość γ_i i mierzy się sumę momentów tarcia w łożyskach, kołach zębatych i w przegubach poprzez pomiar momentu silnika. Stąd otrzymuje się:

$$M_{s\gamma i} - M_{s\gamma 0} = \sum_{i=0}^{i=4} M_i$$

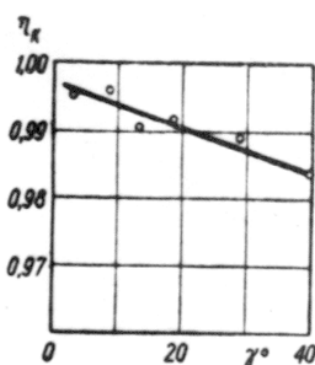
Przejmowane przez przeguby i przekładnie momenty M_i i momenty tarcia niewiele się od siebie różnią, przyjmuje się, że są one sobie równe, a ich wartość jest taka sama jak wartość momentu krążącego M_k , otrzymuje się zależność:

$$M_{s\gamma i} - M_{s\gamma 0} = 4M = 4(1 - \eta_k)M_k$$

a stąd dalej:

$$\eta_k = 1 - \frac{M_{s\gamma i} - M_{s\gamma 0}}{4M_k}$$

Moment krążący w zamkniętym obwodzie mierzono za pomocą układu dźwigniowego napinania sprzęgła, w którym znano długość dźwigni i wartość ciężaru. Stałość momentu w czasie kontrolowano za pomocą czujników oporowych. Moment na wale silnika określano z pomiaru mocy silnika o znanej charakterystyce, którą zbadano oddzielnie.



Rysunek 5.4 Sprawność przegubu Cardana w zależności od kąta pochylenia γ [21]

5.3. Stanowisko do pomiaru strat mocy w śrubowym mechanizmie podnoszenia

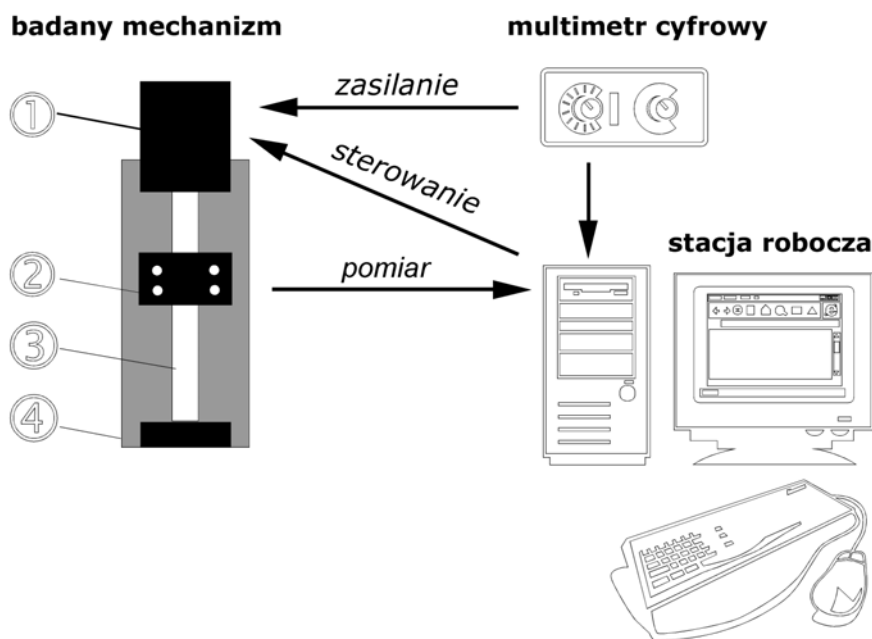
Przedstawiane poniżej stanowisko może mieć zastosowanie dydaktyczne. Pozwala na porównanie sprawności mechanizmów w przypadku występowania między ich elementami tarcia tocznego lub tarcia ślizgowego.

Stanowisko składa się z (rys. 5.5) :

- mechanizmu śrubowego napędzanego silnikiem prądu stałego (o znanej charakterystyce i sprawności η_z) z możliwością sterowania z poziomu stacji roboczej;
- multimetru cyfrowego;
- stacji roboczej;
- zasilacza silnika prądu stałego.

Schemat wyznaczania sprawności śrubowego mechanizmu podnoszenia jest następujący:

- obliczenie teoretycznej pracy W_t potrzebnej do podniesienia zadanej masy m_1 na określoną wysokość h_1 wg wzoru $W_t = m_1 g h_1$;
- zamocowanie i podniesienie masy m_1 z pomocą mechanizmu śrubowego na wysokość h_1 ;
- pomiar poboru prądu podczas podnoszenia masy m_1 przez silnik prądu stałego;
- wyznaczenie pracy W_z wykonanej przez silnik na podniesienie masy m_1 ;
- wyznaczenie pracy W_{st} potrzebnej na pokonanie sił tarcia w mechanizmie $W_z \eta_z - W_t = W_s$;
- wyznaczenie sprawności mechanizmu $\eta_c = 1 - \frac{W_s}{W_z \eta_z} \cdot 100\%$.



Rysunek 5.5 Schemat układu pomiarowego; 1 – silnik prądu stałego, 2 – mocowanie obciążenia, 3 – śruba, 4 – podstawa.

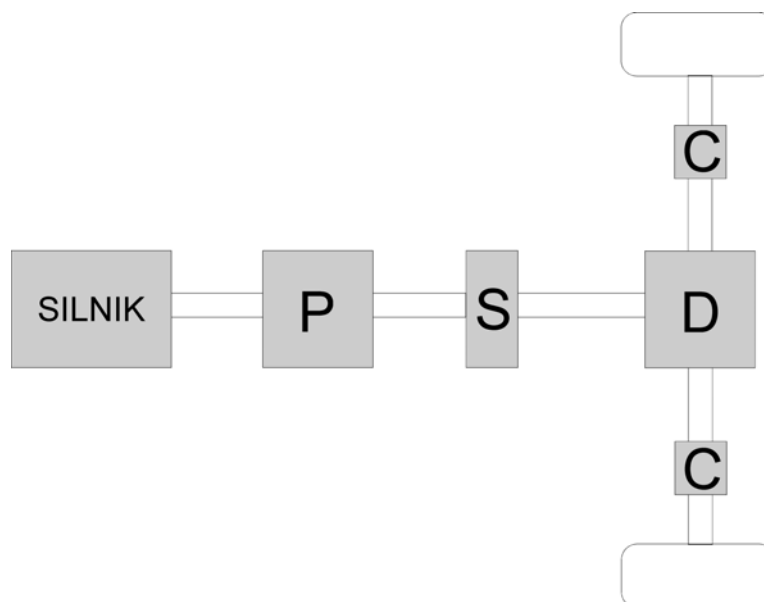
6

ANALIZA I BADANIE SPRAWNOŚCI ORAZ EFEKTYWNOŚCI ŚRODKÓW TRANSPORTU

6.1. Wyznaczenie sprawności

6.1.1. Samochód ciężarowy

Układ napędowy pojazdu ciężarowego w uproszczeniu przedstawiono na rysunku 6.1. Układ ten jest złożony z przekładni zębatej, sprzęgła ciernego, mechanizmu różnicowego oraz przegubów Cardana, poprzez które strumień mocy przekazywany jest na koła pojazdu. W obliczeniach zostaną pominięte opory w łożyskowaniu kół jezdnych.

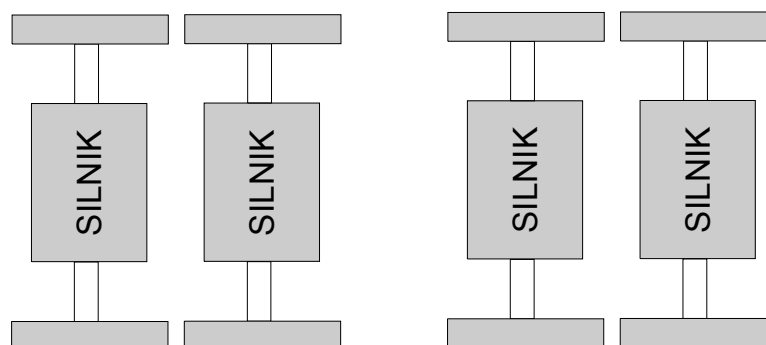


Rysunek 6.1 Układ napędowy samochodu ciężarowego; P - przekładnia, S - sprzęgło, D - mechanizm różnicowy, C - przeguby Cardana.

Przedstawiony układ ma charakter mieszany, szeregowo-równoległy.

Sprawność sprzęgła ciernego:	0,998
Sprawność skrzyni biegów:	0,990
Sprawność mechanizmu różnicowego:	0,950
Sprawność wału przegubowego:	0,992
Sprawność całkowita układu:	0,930
Sprawność silnika cieplnego:	0,500
Całkowita sprawność mechaniczna pojazdu:	0,465

6.1.2. Lokomotywa elektryczna



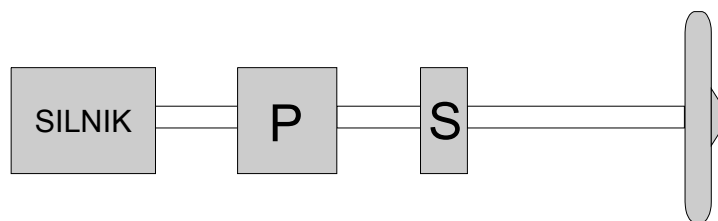
Rysunek 6.2 Schemat napędu lokomotywy elektrycznej

Strumień mocy w układzie napędowym lokomotywy elektrycznej jest przekazywany bezpośrednio z wału silnika na koła jezdne. W uproszczeniu można przyjąć, że sprawność układu napędowego wynosi w przybliżeniu tyle, ile sprawności silnika prądu stałego, czyli ok. **0,8**.

6.1.3. Statek śródlądowy

Na rysunku 6.3 przedstawiono schematycznie układ napędowy statku śródlądowego. Układ składa się z przekładni zębatej, sprzęgła ciernego lub kształtowego oraz elementu wykonawczego w postaci śruby.

Opisywany układ jest typowym układem szeregowym. Jego zasilaniem jest najczęściej silnik wysokoprężny.

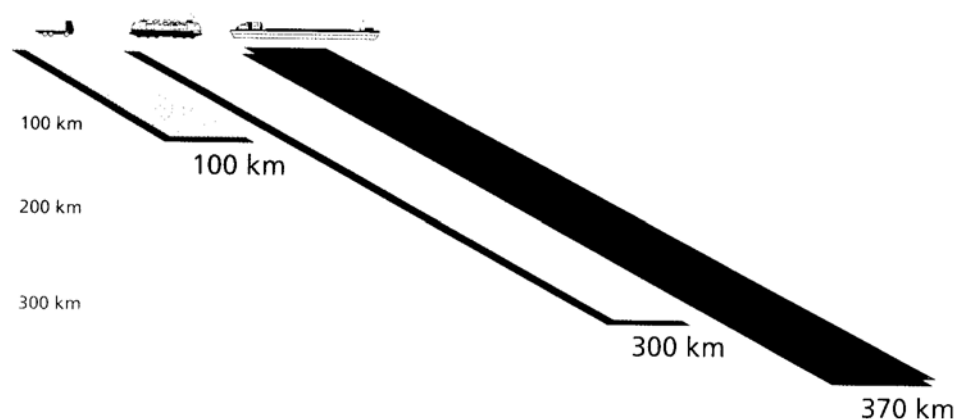


Rysunek 6.3 Schemat układu napędowego statku śródlądowego; P - przekładnia, S - sprzęgło

Sprawność przekładni:	0,990
Sprawność sprzęgła:	0,998
Sprawność całkowita układu:	0,988
Sprawność silnika cieplnego:	0,500
Całkowita sprawność pojazdu:	0,475

6.2. Określenie efektywności

Do określenia efektywności środków transportu posłużyły autorowi dane opublikowane przez niemieckie Ministerstwo Transportu, dotyczące wykorzystania poszczególnych środków transportu na terenie Niemiec w latach 1990–1996.

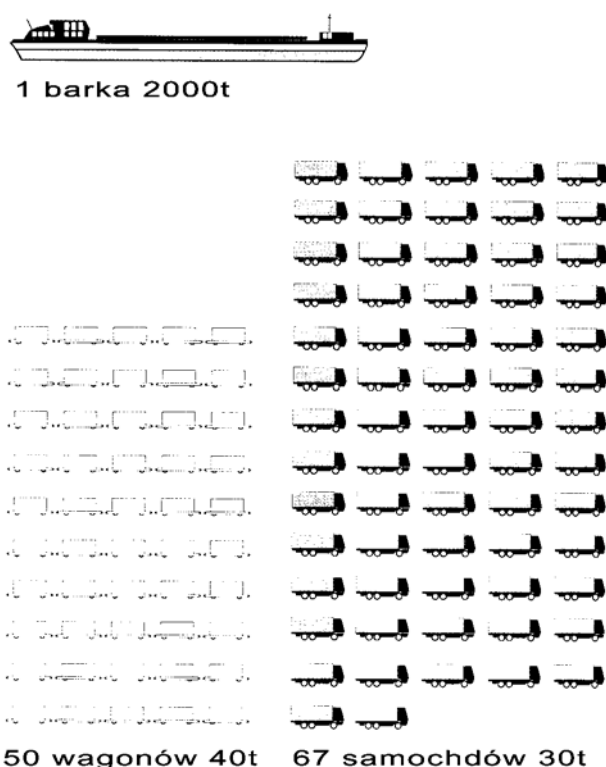


Rysunek 6.4 Zasięg poszczególnych środków transportu przy wykorzystaniu tej samej ilości energii na tonę ładunku [18]

Najmniej energochłonny środek transportu (z trzech opisywanych) stanowi statek śródlądowy. Przy zużyciu tej samej co samochód ciężarowy ilości energii na tonę ładunku, jest w stanie pokonać dystans blisko czterokrotnie dłuższy (rys. 6.4). Wykorzystanie kolei pozwala, przy użyciu tej samej ilości energii zwiększyć, w porównaniu z transportem samochodowym, zasięg trzykrotnie.

Biorąc pod uwagę możliwości transportowe jednego statku śródlądowego o ładowności 2000 t, jest on w stanie przewieźć ilość towarów, do transportu której wykorzystać trzeba 67 samochodów ciężarowych o ładowności 30 t lub 50 wagonów kolejowych o ładowności 40 t (rys.6.5).

Masa statku o ładowności 2000 t wynosi 500 t. Zewnętrzna sprawność procesu transportowego nie będzie mogła przekroczyć $2000/(2000+500)=0,8$, czyli 80%. Uwzględnienie sprawności mechanicznej pojazdu powoduje, że sprawność całkowita wyniesie 38%.



Rysunek 6.5 Zestawienie możliwości transportowych statku śródlądowego, kolei oraz samochodu ciężarowych [18]

Masa samochodu ciężarowego o ładowności 30 t wynosi 12 t. Zewnętrzna sprawność procesu transportowego nie przekroczy $30/(30+12)=0,71$, czyli 71%. Po uwzględnieniu sprawności mechanicznej pojazdu sprawność nie przekroczy 33%.

Masa pociągu, w którego skład wchodzi 25 wagonów wynosi ok. 300 t. Przewożony ładunek waży ok. 1000 t, a więc zewnętrzna sprawność procesu nie przekroczy $1000/(1000+300)=0,77$. Jeśli uwzględni się również sprawność mechaniczną lokomotywy całkowita sprawność nie będzie wyższa niż 62%.

O zasadności wykorzystania danego środka transportu nie zadecyduje tylko sprawność wykorzystanej maszyny, czy sprawność samego procesu. Kluczową rolę odegra sytuacja techniczna, w której środki te zostaną wykorzystane.

6.3. Zasadność wykorzystania środków transportu w zależności od sytuacji technicznej

Sytuację techniczną w przypadku procesu transportowego scharakteryzować można przy pomocy następujących zmiennych:

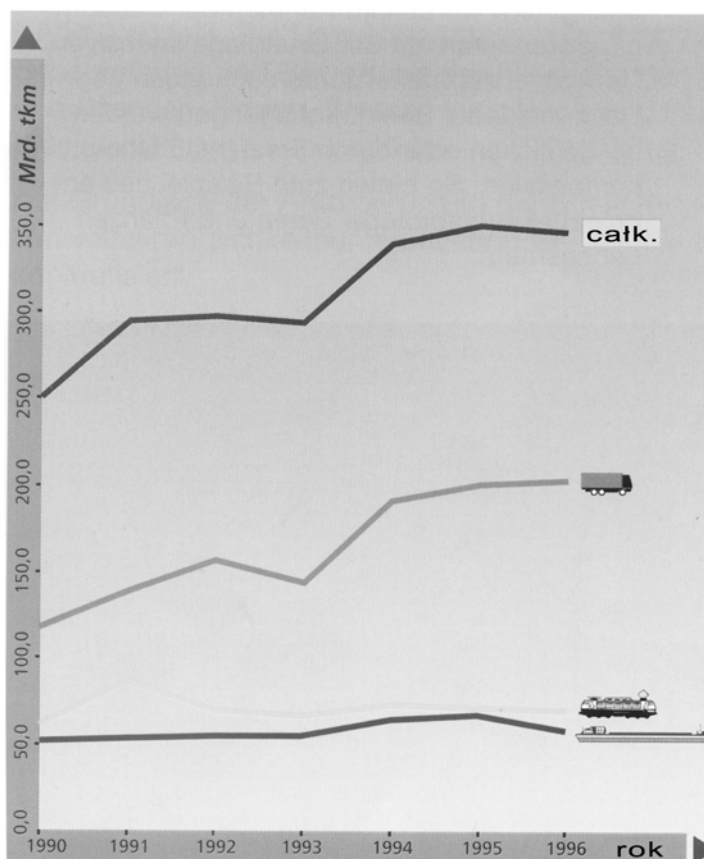
- dystans;
- rodzaj przenoszonego ładunku;
- ilość przenoszonego ładunku;
- pożądany czas trwania procesu;
- występowanie odpowiedniej infrastruktury (tory kolejowe, szlaki wodne itp.).

W zależności od tych zmiennych zastosowane zostaną różne środki transportu, ostateczny wybór któregoś z nich będzie zdeterminowany rachunkiem kosztów.

Przykład: transport samochodów osobowych z fabryki w Gliwicach do Wrocławia. Dystans między ośrodkami wynosi 150 km. Istniejąca na tym odcinku infrastruktura umożliwia transport samochodowy (autostrada), kolejowy i wodny (żeglowny fragment Odry). O wyborze odpowiedniego

środka transportu zadecyduje wymagany czas dostawy i ilość przewożonych samochodów. W przypadku kilku lub kilkunastu pojazdów skorzystać można z transportu drogowego (laweta). Gdy do przetransportowania będzie kilkadziesiąt aut rozważana będzie możliwość przewozu koleją. Przy kilkudziesięciu lub kilkuset pojazdach transport mógłby odbyć się drogą wodną. Można domniemywać (rys. 6.4), że przy ilości kilkuset pojazdów koszty transportu wodnego okażą się najniższe, mimo nominalnie wyższej sprawności mechanicznej pociągu w porównaniu z barką rzeczną.

Często również brany jest pod uwagę czynnik ekologiczny. Rozważa się, czy wykorzystać jako środek transportu kilkadziesiąt samochodów ciężarowych, czy też cały możliwy ładunek umieścić na barce lub w wagonach pociągu.



Rysunek 6.6 Ilość ładunków przewiezionych w latach 1990 – 1996 w Niemczech z wykorzystaniem transportu śródlądowego, transportu drogowego i kolei oraz łączna ilość przewiezionych ładunków [18]

Jak pokazano to na rysunku 6.5 największe znaczenie w gospodarce niemieckiej ma transport samochodowy. Efektywność procesu

transportowego z wykorzystaniem pojazdów samochodowych jest zwiększona poprzez doskonałą sieć autostrad, która pozwala w sposób płynny (bez zbędnych przestojów) a przez to tańszy, przewozić ładunki.

Dynamika wzrostu wykorzystania transportu śródlądowego jest najniższa. Wynikać to może z faktu, iż w Niemczech zostały wykorzystane wszystkie możliwości rozwoju dróg wodnych. Próby wykorzystania dróg wodnych do transportu towarów do Polski są sporadyczne i spowodowane niedostateczną infrastrukturą w naszym kraju. W zasadzie jedyną żeglowną rzeką jest Odra. Dotarcie do terenów położonych w innych częściach naszego kraju możliwe jest jedynie drogą lądową lub powietrzną, co często jednoznacznie determinuje sytuację techniczną, nie pozostawiając możliwości wyboru.

Na uwagę zasługuje fakt największego udziału transportu samochodowego w rynku przewozowym, pomimo najniższej sprawności tego procesu z omawianych w tej pracy. Czym to jest spowodowane? Odpowiedzi należy szukać poza dziedziną techniki, w obszarach ekonomii i polityki. Złożoność problemu została w tej pracy jedynie zasygnalizowana.

7

LITERATURA

- [1] Muller L.: *Przekładnie zębate – projektowanie*, WNT, Warszawa 1996;
- [2] Muller L.: *Przekładnie zębate – badania*, WNT, Warszawa 1984;
- [3] Muller L.: *Przekładnie obiegowe*, PWN, Warszawa 1983;
- [4] Jaśkiewicz Z.: *Projektowanie układów napędowych pojazdów samochodowych*, WKŁ, Warszawa 1982;
- [5] Osiński Z. (red.): *Podstawy konstrukcji maszyn*, PWN, Warszawa 1999;
- [6] Dietrych (red): *Podstawy konstrukcji maszyn t. I-III*, PWN, Warszawa.
- [6] *Leksykon naukowo techniczny*, WNT, Warszawa 1984;
- [7] *Łożyska toczne*, WPM „WEMA”, Warszawa 1989;
- [8] Drobiński W., Tall M.: *Napęd i urządzenia elektryczne*, PWr, Wrocław 1980;
- [9] Adamczyk E., Jucha J., Miller S.: *Teoria mechanizmów i maszyn*, PWr Wrocław 1977;
- [10] Duditza, F. *Kardangelangetriebe und ihre Anwendungen*, VDI-Verlag, Dusseldorf 1973;
- [11] Piątkiewicz, A., Sobolski, R.: *Dźwignice*, WNT Warszawa 1969;
- [12] Król, R.: *Wpływ długości drogi i wysokości wyrobiska na efektywność odstawy rudy miedzi ładowarkami łyżkowymi*, Transport Przemysłowy Nr 1(3)/2001, Wyd. Lektorium, Wrocław;
- [13] Przystupa, F.: *Informacyjne kryterium oceny procesu diagnozy*,
- [14] Przystupa, F.: *Valuation of diagnostic information*, Systems 1997 vol.2;
- [15] Przystupa F.: *Podniesienie poziomu niezawodności i gotowości eksploatacyjnej ładowarek – Rozdz. 4: Elementy metodyki diagnozowania na przykładzie ładowarki*, PW, Warszawa 1990;
- [16] Norton R.: *Machine Design. An Integrated Aproach*, Prentice-Hall Inc, Upper Saddle River, N.J. 1998;
- [17] Szumanowski, A.: *Teoria samochodu. Akumulacja energii w pojazdach*, WKŁ, Warszawa 1984;
- [18] Materiały informacyjne Bundesministerium für Verkehr, Berlin 1997;
- [19] Encyklopedia internetowa WIEM, <http://wiem.onet.pl>;

- [20] Praca zbiorowa, *Poradnik mechanika*, WNT, Warszawa 1994;
- [21] Morecki, A. *Badanie sprawności mechanicznej i siły wzdłużnej podwójnych przegubów uniwersalnych Cardana*, Przegląd Mechaniczny, Zeszyt 21, 1962.

8

SPIS RYSUNKÓW

Rysunek 1.1 Emendacja, efektywność i sprawność – relacja między pojęciami	10
Rysunek 1.2 Współrzędne sprawności, efektywności i emendacji przy sprawności dodatniej	11
Rysunek 1.3 Współrzędne sprawności, efektywności i emendacji przy sprawności ujemnej	11
Rysunek 1.4 Ocena efektywności systemu przy uwzględnieniu emendacji i sprawności (dodatniej).....	12
Rysunek 1.5 Ocena efektywności systemu przy uwzględnieniu emendacji i sprawności (ujemnej).....	12
Rysunek 2.1 Połączenie szeregowo elementów maszyny	15
Rysunek 2.2 Równoległe połączenie elementów maszyny	16
Rysunek 2.3 Układ mieszany przepływu mocy	18
Rysunek 2.4 Wartość współczynnika strat f_g dla zębów prostych w funkcji liczby zębów z_1 i przełożenia $u[1]$	20
Rysunek 2.5 Wpływ geometrii zazębienia (z_1, x_1) na sprawność przekładni zębatej [1]	22
Rysunek 2.6 Wartość współczynnika strat f_g w funkcji różnicy liczby zębów w przypadku kół wewnętrznie uzębionych przy odpowiednio dobranych równych przesunięciach zarysu [1]	23

Rysunek 2.7 Zależność współczynnika tarcia między zębami od lepkości oleju i warunków kinematycznych, tj. prędkości poślizgu v_p oraz prędkości sumarycznej v_s [1]	24
Rysunek 2.8 Moment oporowy łożyska tocznego [1]	26
Rysunek 2.9 Tarcie w łożysku tocznym [1]	27
Rysunek 2.10 Wartość współczynnika m w zależności od względnego obciążenia [2]	28
Rysunek 2.11 Przemieszczenie sił w przekładni planetarnej pod wpływem sił tarcia [3]	30
Rysunek 2.12 Wartość współczynnika K w zależności od stosunku a/b oraz m/b ; 1 - $a/b = 1$; 2 - $a/b = 0,75$; 3 - $a/b = 0,50$; 4 - $a/b = 0,25$ [6]	33
Rysunek 2.13 Wartość współczynników α i β w zależności od współczynnika M [6]	34
Rysunek 2.14 Szkic pomocniczy do obliczania mocy użytej na pokonanie oporów tarcia w poślizg geometrycznym [6]	36
Rysunek 2.15 Powstawanie linii śrubowej poprzez nawijanie równi pochyłej na walec [5]	38
Rysunek 2.16 Zależności pomiędzy siłą tarcia T a obciążeniem normalnym P_n (a) oraz siłą P i kątem tarcia r (b) [20]	39
Rysunek 2.17 Schemat konstrukcyjny mechanizmu śrubowego [6]	40
Rysunek 2.18 Sprawność mechanizmu śrubowego w przypadku tarcia ślizgowego występującego między śrubą a nakrętką; wykres wykonano dla wartości współczynnika tarcia $\mu_1 = 0,15$, $\mu_2 = 0,20$ oraz $\mu_3 = 0,25$ (odpowiednio na wykresach górnym, środkowym i dolnym);	41
Rysunek 2.19 Zależność tarcia tocznego T_t i momentu tarcia M_t od promienia kulki oraz ramienia f momentu tarcia [20]	43

Rysunek 2.20 Budowa gwintu tocznego [6].....	43
Rysunek 2.21 Cyrkulacja kulek w mechanizmie śrubowym z pośredniczącymi elementami kulkowymi [16]	44
Rysunek 2.22 Wykres sprawności mechanizmu śrubowego w przypadku zastosowania kulek jako elementu pośredniczącego między śrubą a nakrętką (współczynniki tarcia $\mu_1 = 0,01$ oraz $\mu_2 = 0,02$ odpowiednio wykres górny oraz dolny).....	45
Rysunek 2.23 Charakterystyka sprawności silnika prądu stałego o mocy znamionowej 10 kW w funkcji względnego prądu twornika [17].....	48
Rysunek 3.1 Sprawność przekładni ślimakowej [11].....	52
Rysunek 3.2 Zmiany współczynnika obciążenia [11]	55
Rysunek 3.3 Przebiegi zmian współczynnika obciążenia [11].....	56
Rysunek 3.4 Sprawność przekładni stożkowej i hipoidalnej [17].....	58
Rysunek 3.5 Sprawność przekładni walcowej jako funkcja z_1 (z lewej) oraz α_o (z prawej) [17]	59
Rysunek 4.1 Energochłonność środków transportu	62
Rysunek 5.1 Ustawienie przekładni podczas badań sprawności metodą mocy krążącej: 1 i 2 – badane przekładnie, 3 – sprzęgło napinające, 4 – silnik pokrywający straty mocy w przekładniach [2]	63
Rysunek 5.2 Układ do badania strat mocy: a) przekładni, b) układu napędowego [2].....	64
Rysunek 5.3 Zależność temperatury przekładni od mocy grzania [2].....	67
Rysunek 5.4 Sprawność przegubu Cardana w zależności od kąta pochylenia γ [21].....	69
Rysunek 5.5 Schemat układu pomiarowego; 1 – silnik prądu stałego, 2 – mocowanie obciążenia, 3 – śruba, 4 – podstawa.	70

Rysunek 6.1 Układ napędowy samochodu ciężarowego; P - przekładnia, S - sprzęgło, D - mechanizm różnicowy, C - przeguby Cardana.	71
Rysunek 6.2 Schemat napędu lokomotywy elektrycznej.....	72
Rysunek 6.3 Schemat układu napędowego statku śródlądowego; P - przekładnia, S - sprzęgło	73
Rysunek 6.4 Zasięg poszczególnych środków transportu przy wykorzystaniu tej samej ilości energii na tonę ładunku [18].....	73
Rysunek 6.5 Zestawienie możliwości transportowych statku śródlądowego, kolei oraz samochodu ciężarowych [18]	74
Rysunek 6.6 Ilość ładunków przewiezionych w latach 1990 – 1996 w Niemczech z wykorzystaniem transportu śródlądowego, transportu drogowego i kolei oraz łączna ilość przewiezionych ładunków [18]	76