

POLITECHNIKA LUBELSKA



J. Banaszek, J. Jonak

PODSTAWY KONSTRUKCJI MASZYN

**WPROWADZENIE DO PROJEKTOWANIA
PRZEKŁADNI ZĘBATYCH
I DOBORU SPRZĘGIEŁ MECHANICZNYCH**

Wydawnictwa Uczelniane
2008

Opiniodawca:
dr hab. inż. Stanisław Krawiec prof. Pol. Wrocławskiej

Przygotowanie do druku:
mgr inż. Jakub Gajewski
mgr inż. Łukasz Jedliński
mgr inż. Andrzej wójcik

Wydano za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

© Copyright by Politechnika Lubelska, Lublin 2008 r.

ISBN 978-83-7497-042-6

WYDAWCA

Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej
20-109 Lublin, ul. Bernardyńska 13
e-mail: wydawnictwo@pollub.pl

Druk:
PETIT S. K.
20-210 Lublin, ul. Tokarska 13
tel. 081 744 56 59

Spis treści

Wstęp.....	5
I. PRZEKŁADNIE ZĘBATE.....	7
Oznaczenia	8
1. PRZEKŁADNIE Z KOŁAMI WALCOWYMI.....	11
1.1 Siły w zazębieniu	11
1.1.1 Koła o zębach śrubowych	11
1.1.2. Koła o zębach prostych	13
2. OBLICZANIE WYTRZYMAŁOŚCIOWE WALCOWYCH KÓŁ ZĘBATYCH	17
2.1. Uwagi ogólne	17
2.2. Naprężenia na powierzchni styku zębów	17
2.2.1. Naprężenia dopuszczalne σ_{HP}	21
2.2.2. Współczynnik bezpieczeństwa przy obciążeniach stykowych	22
2.3. Naprężenia w stopie zęba.....	22
2.3.1. Naprężenia dopuszczalne σ_{FP}	24
2.3.2. Współczynnik bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe.....	26
2.4. Materiały stosowane na koła zębate.....	26
3. WSTĘPNE OBLICZENIA PROJEKTOWE	27
3.1. Dobór przełożenia	28
3.2. Inne parametry przekładni.....	29
4. OBLICZENIA SPRAWDZAJĄCE	30
5. PRZYKŁADY OBLICZEŃ	33
6. PRZEKŁADNIE Z KOŁAMI STOŻKOWYMI O ZĘBACH PROSTYCH.....	72
6.1. Podstawowe parametry przekładni.....	72
6.2. Parametry walcowych kół zastępczych.....	74
6.3. Obciążenie zębów kół	75
7. OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE KÓŁ PRZEKŁADNI	77
7.1. Dobór wstępny parametrów kół	77
7.2. Obliczenia sprawdzające kół.....	77
7.2.1. Wyznaczenie wartości współczynników.....	77
7.3. Warunek wytrzymałości dla zmęczenia powierzchniowego.....	78
7.4. Warunek wytrzymałości na złamanie zmęczeniowe.....	80
7.5. Sprawdzenie zębów na zatarcie.....	82
8. PRZYKŁAD OBLICZEŃ.....	83
9. TABELI I WYKRESY	95
10. LITERATURA.....	129

II. DOBÓR SPRZĘGIEŁ	131
Oznaczenia	132
1. REDUKCJA MAS I MOMENTÓW BEZWŁADNOŚCI	133
2. OBCIĄŻENIA SPRZĘGIEŁ	136
2.1 Rozruch bez obciążenia momentem oporów zewnętrznych	136
2.2 Rozruch pod obciążeniem momentem oporów zewnętrznych	137
3. UWAGI O DOBORZE SPRZĘGIEŁ	141
3.1 Sprzęgła sztywne	141
3.2 Sprzęgła kątowe	141
3.3 Sprzęgła zębate	143
3.4 Sprzęgła podatne	145
4. PRZYKŁAD OBLICZEŃ	148
5. RYSUNKI I TABELLE	155
6. LITERATURA	173

Wstęp

Zajęcia projektowe z Podstaw Konstrukcji Maszyn stanowią ważny etap w nauczaniu i przygotowaniu studentów do samodzielnej pracy w zakresie konstruowania elementów i zespołów powszechnie stosowanych w budowie maszyn. Opracowanie projektu przekładni zębatej, na studiach inżynierskich oraz fragmentu układu napędowego (przekładnia zębata i sprzęgło mechaniczne) na studiach magisterskich, wymaga nie tylko wiadomości jakie studenci posiadli po wysłuchaniu przedmiotu PKM. Obowiązująca obecnie norma międzynarodowa (PN-ISO 6336/1÷3) dotycząca obliczeń wytrzymałości kół zębatych zawiera głównie empiryczne modele obliczeniowe. Korzystanie z nich nastręcza słuchaczom określonych trudności. Brak zwięzłej literatury zawierającej aplikacje metod obliczeniowych opisanych w wymienionej normie, był inspiracją do opracowania materiałów, które ze względu na w miarę prosty i czytelny sposób ich przedstawienia jak i zamieszczone przykłady obliczeń, będą dla studentów znaczącą pomocą w realizacji wymienionych tematów.

Przedstawiona w opracowaniu metoda obliczenia (sprawdzania) wytrzymałości kół zębatych opiera się głównie na normie międzynarodowej ISO 6336/1-3. W obliczeniach wytrzymałości kół zębatych uwzględnia się wpływ takich czynników jak: dynamika systemu, niewspółosiowość i ugięcia podpór, odkształcenia zębów kół, wałów, łożysk, obudów, smarowanie przekładni, ślady przylegania zębów i inne.

Wpływ tych czynników ujmują wartości odpowiednich współczynników. Współczynniki te zostały opracowane na podstawie wyników badań i doświadczeń z eksploatacji. Dla niektórych z nich wartości podano w formie graficznej – wykresy. Współczynniki, które zostały określone na podstawie wielkości geometrycznych lub ustalone umownie są obliczane na podstawie równań (wzorów).

We wstępnym etapie projektowania dysponuje się najczęściej bardzo ograniczoną liczbą danych. Stąd, na tym etapie, w celu wyznaczenia pewnych współczynników trzeba posługiwać się wartościami przybliżonymi. Niekiedy dopuszcza się przyjęcie dla pewnych współczynników wartości równej jedności lub innej wartości stałej. Dokładniejsze obliczenia są możliwe po obliczeniu wymiarów przekładni, a właściwie po jej wykonaniu i sprawdzeniu.

Obciążenie przekładni wynika z obciążenia wejściowego i wyjściowego i właściwości samego zazębienia. W rzeczywistej przekładni rozkład obciążenia nominalnego nie jest w zazębieniu liniowo równomierny, jest bardziej złożony. Norma ISO 6336-1 wprowadza w związku z tym współczynniki obciążenia za pomocą których przelicza się obciążenia nominalne, tak aby uzyskać wartości naprężeń zbliżonych do rzeczywistych – maksymalne naprężenia stykowe oraz maksymalne naprężenia u podstawy zęba – przy obliczeniach odpowiednio: wytrzymałości boku zęba na wgłębienia zmęczeniowe i wytrzymałości na zginanie zmęczeniowe zęba. Współczynniki obciążenia uwzględniają:

- zmienność obciążenia zewnętrznego K_A ,
- wewnętrzne obciążenia dynamiczne K_v ,
- nierównomierność rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$,
- nierównomierność rozkładu obciążenia na pary zębów będących jednocześnie w przyporze $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$.

Wymienione współczynniki zależne między innymi od obciążenia, są również wzajemnie zależne. Jednak można je wyznaczyć (obliczyć) oddzielnie zachowując wyżej podaną kolejność.

W normie ISO 6336/1÷3 przewidziano kilka metod obliczenia wytrzymałości i współczynników obliczeniowych, oznaczonych wg malejącej dokładności, kolejnymi literami od A do D.

Przekazywanie momentu obrotowego z silnika do przekładni, czy z przekładni do urządzenia napędowego, odbywa się zwykle za pomocą zespołu elementów zwanych sprzęgłem. Sprzęgło może być projektowane lub częściej jest dobierane z katalogu. W obu przypadkach konieczna jest znajomość maksymalnych obciążeń jakie będą działać na sprzęgło w czasie przenoszenia momentu skręcającego.

Całość opracowania składa się z dwóch części. W części pierwszej omówiono obliczanie wytrzymałości kół zębatach wg zaleceń ISO. Podano przykłady obliczeń i sprawdzania wytrzymałości kół zębatach. Przy określaniu wartości współczynników obliczeniowych korzystano głównie z metod C i B. Zamieszczono również niezbędne obliczenia projektowe pozostałych elementów projektowanej przekładni.

W części drugiej omówiono obciążenia mechaniczne jakim podlega sprzęgło. Opisano metodę doboru sprzęgła dla typowych przemysłowych układów napędowych. W podanym przykładzie dla zaprojektowanej przekładni zębatej i przyjętego układu napędowego przeprowadzono niezbędne obliczenia w celu doboru sprzęgła.

W obu częściach zamieszczono wielkości (tabele, wykresy, rysunki) wymagane do prowadzenia obliczeń projektowych wymienionych zespołów maszynowych – przekładni zębatach i sprzęgieł.

Autorzy wyrazy wdzięczności składają Panu dr. hab. inż. Stanisławowi Krawcowi prof. Pol. Wrocławskiej, za wnikliwe zapoznanie się z niniejszym opracowaniem i cenne uwagi sformułowane w recenzji. Słowa podziękowania kierujemy do Panów mgr. inż. J. Gajewskiego, Ł. Jedlińskiego i A. Wójcika, pracowników Katedry PKM, za wkład pracy nad wykonaniem składu komputerowego.

Autorzy

Lublin 2008

I. PRZEKŁADNIE ZĘBATE

Oznaczenia

A	stała w obliczaniu współczynnika K_V , podpora wałka
A_1, A_2	stałe w obliczeniu współczynnika $K_{H\beta}$
a	odległość osi będąca sumą promieni podziałowych-podstawowa
a_w	odległość osi przyjęta-rzeczywista
a_p	odległość osi pozorna
a_v	odległość osi przekładni zastępczej walcowej
B	szerokość pierścieni łożyska tocznego poprzecznego, podpora wałka
b	szerokość wieńca zębatego
b_e	długość efektywna śladu przylegania
b_r	szerokość efektywna wieńca zębatego
C	nośność dynamiczna łożyska tocznego
c^*	współczynnik luzu wierzchołkowego
d	średnica podziałowa koła, średnica wałka
d_a	średnica wierzchołków koła
d_b	średnica zasadnicza koła
d_c	średnica czopa
d_f	średnica stóp koła-podstaw
d_m	średnica podziałowa średnia
d_v	średnica podziałowa koła zastępczego
d_{va}	średnica wierzchołków koła zastępczego
d_{vb}	średnica zasadnicza koła zastępczego
d_w	średnica toczna koła
E	moduł sprężystości wzdłużnej
F_a	siła wzdłużna
F_n	siła normalna do powierzchni stykających się zębów w przekroju normalnym (styczna do walca zasadniczego)
F_r	siła promieniowa
F_t	siła obwodowa
f	odległość krawędzi bocznej koła od wewnętrznej ściany korpusu
g_{va}	długość odcinka przyporu zastępczej przekładni walcowej
HB	twardość wg Brinella
HRC	twardość wg Rockwella
HV	twardość wg Vickersa
h	wysokość całkowita zęba
h_a	wysokość głowy zęba
h_{am}	wysokość głowy zęba w przekroju środkowym (koła stożkowe)
h_f	wysokość stopy zęba
K_A	współczynnik zastosowania
K_1, K_2	stałe w obliczaniu współczynnika K_V
K_F	współczynnik eksploatacyjny w odniesieniu do zginania zęba
K_{Fa}	współczynnik rozkładu obciążenia na pary zębów (naprężenia u podstawy zęba)
$K_{F\beta}$	współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości zęba (naprężenia u podstawy zęba)
K_H	współczynnik eksploatacyjny w odniesieniu do pittingu
$K_{H\alpha}$	współczynnik rozkładu obciążenia na pary zębów (naprężenia stykowe)
$K_{H\beta}$	współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości zęba (naprężenia stykowe)

K_v	współczynnik nadwyżek dynamicznych
k	współczynnik skrócenia głowy zęba, wykładnik we wzorze na $K_{F\beta}$
k_{go}	naprężenia dopuszczalne przy zginaniu w cyklu wahadłowym
k_{sj}	naprężenia dopuszczalne przy skręcaniu w cyklu odzerowo-tętniącym
L	odległość podpór wałka, długość złącza wielowypustowego
L_h	trwałość godzinowa
l_b	długość linii styku kół stożkowych
M_1, M_2	parametry do wyznaczania współczynników Z_B, Z_D
M_g, M_s	moment gnący, moment skręcający
M_z	moment zastępczy
m	moduł koła zębatego
m_n, m_t	moduł w przekroju normalnym i czołowym
m_m	moduł średni
N_L	liczba cykli obciążenia
n	prędkość obrotowa
P	moc przenoszona, równoważne obciążenie dynamiczne
P_t	moc tarcia
q_s	parametr karbu
R	reakcja podpory
R_e	długość tworzącej zewnętrznej stożka podziałowego, granica plastyczności
R_m	długość tworzącej średniej stożka podziałowego, doraźna wytrzymałość
R_z	wysokość chropowatości
r	promień podziałowy
r_a	promień koła wierzchołków
r_b	promień koła zasadniczego
S_F, S_H	współczynnik bezpieczeństwa ze względu na złamanie i naprężenia stykowe (pitting)
T	szerokość pierścieni łożyska stożkowego
u	iloraz liczby zębów ($u = z_1/z_2$ – przełożenie geometryczne)
u_v	iloraz liczby zębów przekładni zastępczej walcowej-przełożenie zastępcze
v	prędkość obwodowa na walcu podziałowym
W_x	wskaźnik przekroju na zginanie
X	współczynnik obciążenia promieniowego łożyska tocznego, płaszczyzna obciążenia
x, x_m	współczynnik przesunięcia zarysu zęba, współczynnik średni przesunięcia zarysu zęba (koła stożkowe)
x_t	współczynnik bezpieczeństwa na zatarcie
Y	współczynnik obciążenia wzdłużnego łożyska tocznego, płaszczyzna obciążenia
Y_{Fa}	współczynnik kształtu zęba
Y_{FS}	współczynnik głowy zęba
Y_K	współczynnik korekcyjny dla kół stożkowych (skrócenia linii styku zęba)
Y_{NT}	współczynnik trwałości
Y_{RrelT}	względny współczynnik chropowatości
Y_{Sa}	współczynnik korekcji naprężenia dla przypadku przyłożenia siły do wierzchołka zęba
Y_{ST}	współczynnik korekcji naprężenia w odniesieniu do wymiarów koła – próbki
Y_x	współczynnik wielkości zęba
$Y_{\delta relT}$	względny współczynnik wrażliwości na działanie karbu

Y_ε	współczynnik przyporu-wskaźnika zazębienia
y	współczynnik wysokości zęba
Z_B, Z_D	współczynnik jednoparowego przyporu zębów zębika i koła
Z_E	współczynnik materiałowy-sprężystości
Z_H	współczynnik strefy nacisku
Z_L	współczynnik środka smarowego
Z_{M-B}	współczynnik środka strefy styku
Z_{NT}	współczynnik trwałości
Z_R	współczynnik chropowatości
Z_V	współczynnik prędkości
Z_W	współczynnik umocnienia materiału przez zgmiot
Z_X	współczynnik wielkości zęba
Z_β	współczynnik kąta pochylenia linii zęba
Z_ε	współczynnik wskaźnika przyporu-stopnia pokrycia
z, z_v	liczba zębów koła, liczba wielowypustów wałka, zastępcza liczba zębów
α	kąt przyporu
α_n, α_t	kąt przyporu na walcu podziałowym w przekroju normalnym i czołowym
α_{tw}	kąt przyporu w przekroju czołowym na walcu tocznym
β	kąt pochylenia linii zęba na walcu podziałowym
β_b	kąt pochylenia linii zęba na walcu zasadniczym
Δu	błąd przełożenia
δ	półkąt rozwarcia stożka podziałowego
ε	wskaźnik zazębienia-liczba przyporu
ε_α	wskaźnik zazębienia czołowy-liczba przyporu czołowa
ε_β	wskaźnik zazębienia poskokowy-liczba przyporu skokowa
ε_γ	wskaźnik zazębienia całkowity-liczba przyporu całkowita
$\varepsilon_{v\alpha}$	wskaźnik zazębienia czołowy zastępczej przekładni (walcowej)
η	sprawność przekładni
v_a, v_f	kąty głowy i stopy zęba (koła stożkowe)
κ	iloraz szerokości wieńca i średnicy podziałowej ($\kappa = b/d_1$)
λ	iloraz szerokości wieńca i modułu ($\lambda = b/m$)
μ	współczynnik tarcia
ν	liczba Poissona
ρ	promień krzywizny ewolwenty w biegunie zazębienia
σ_F	obliczeniowe naprężenie u podstawy zęba
σ_{Flim}	umowna granica zmęczenia stykowego boku koła-próbki na zginanie
σ_{FP}	dopuszczalne naprężenie u podstawy zęba
σ_g	naprężenie normalne od zginania
σ_H	obliczeniowe naprężenie stykowe
σ_{Hlim}	umowna granica zmęczenia stykowego boku zęba koła-próbki
σ_{HO}	nominalne naprężenie stykowe
σ_{HP}	dopuszczalne naprężenia stykowe
σ_Z	naprężenia zastępcze
τ	naprężenia styczna
φ	współczynnik nierównomiernego rozkładu nacisków na roboczych powierzchniach wypustów
ω	prędkość kątowna

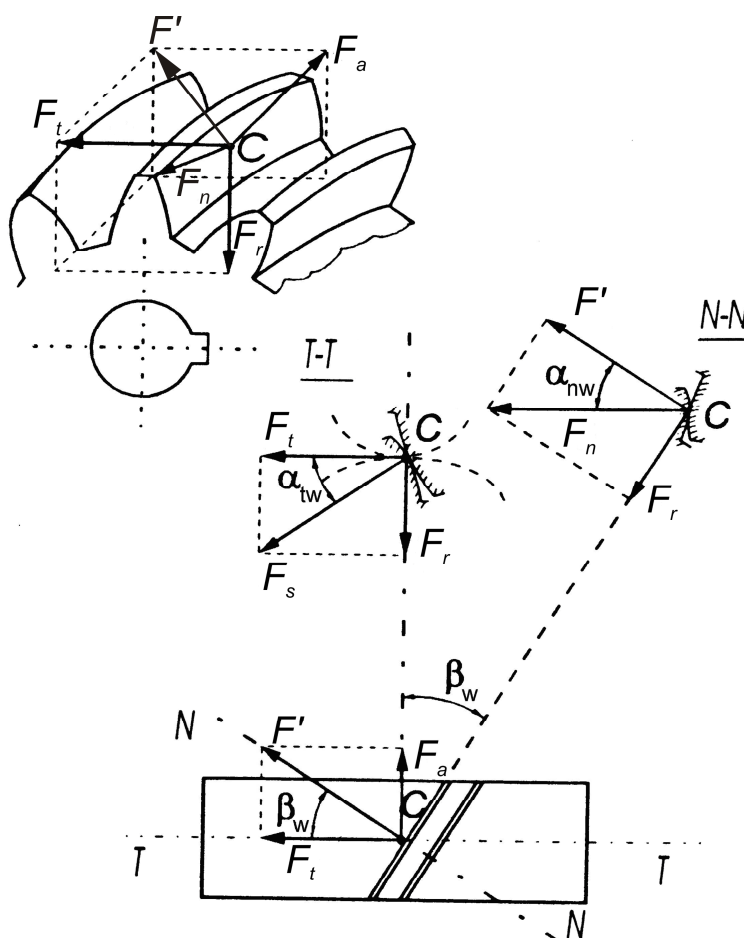
1. PRZEKŁADNIE Z KOŁAMI WALCOWYMI

1.1 Siły w zazębieniu

Przenoszenie momentu obrotowego z jednego wałka na drugi za pomocą kół zębatach powoduje powstanie w zazębieniu sił działających zawsze w chwilowym punkcie przyporu, przemieszczającym się wzdłuż odcinka przyporu. Działanie sił w dowolnym punkcie przyporu można sprowadzić do centralnego punktu przyporu- bieguna zazębienia. Przyjmując obciążenie statyczne przekładni, można wyznaczyć wartości nominalne sił.

W okresach rozruchu i zatrzymywania maszyny obciążenia na ogół wzrastają, również w ruchu ustalonym zmieniają się najczęściej w sposób losowy, zarówno pod względem wartości, jak i częstości występowania. Rzeczywiste obciążenia mają zatem charakter stochastyczny. Obciążenie równoważne (F , M_s) o stałej wartości wyznacza się na podstawie widma obciążeń, odpowiedniej hipotezy kumulacji uszkodzeń (np. hipotezy Palmgrena – Minera) i znajomości linii obciążalności obliczanego koła. Obciążenie równoważne oddziałuje na trwałość kół zębatach tak samo jak wyjściowe widmo (histogram) obciążeń. Zgodnie z normą ISO 6336 obciążenie równoważne można przedstawić jako iloczyn obciążenia nominalnego (F , M_s) i współczynnika zastosowania K_A .

1.1.1 Koła o zębach śrubowych



Rys. 1.1. Rozkład sił w przekładni z kołami o zębach śrubowych

Siła obwodowa F_t działająca na obwodzie koła tocznego w przekroju czołowym (T-T)

$$F_t = \frac{2M_{s1} \cdot 10^3}{d_{w1}} = \frac{2M_{s2} \cdot 10^3}{d_{w2}} \quad (1.1)$$

gdzie: M_s [Nm], d_w [mm]

$$M_{si} = \frac{P_i}{\omega_i} = \frac{30 \cdot P_i}{\pi \cdot n_i} \quad [Nm] \quad (1.2)$$

$i=1, 2,;$ P [W], n [obr/min]

Siła osiowa (wzdłużna) F_a

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_w \quad (1.3)$$

$$\operatorname{tg} \beta_w = d_{w1} \operatorname{tg} \beta / d_1 = a_w \operatorname{tg} \beta / a$$

Siła promieniowa F_r

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_{nw}}{\cos \beta_w} \quad (1.4)$$

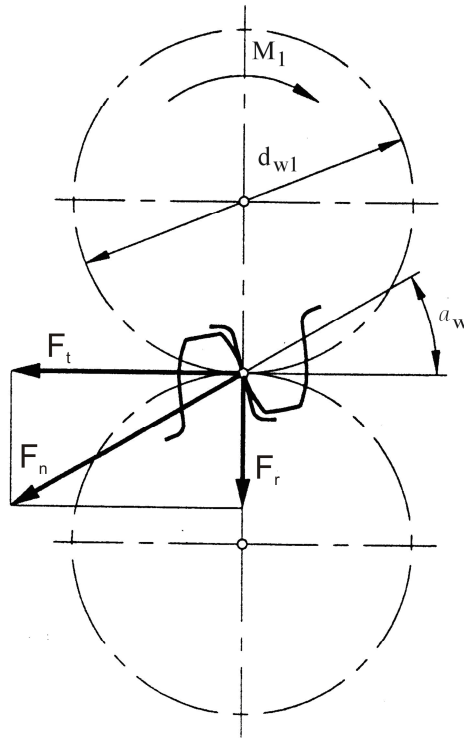
$$\cos \alpha_{tw} = \frac{d_{b1}}{d_{w1}} = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_t}{2a} = \frac{d_1 \cdot \cos \alpha_t}{d_{w1}}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{nw} = \operatorname{tg} \alpha_{tw} \cdot \cos \beta_w$$

Siła normalna F_n działająca na ząb w płaszczyźnie przekroju normalnego (N-N) stycznie do koła zasadniczego równa jest

$$F_n = \frac{F}{\cos \beta_w \cdot \cos \alpha_{nw}} \quad (1.5)$$

1.1.2. Koła o zębach prostych



Rys. 1.2. Rozkład sił w przekładni z kołami o zębach prostych

W przypadku zębów prostych ($\beta=0$) w punkcie przyporu działa siła normalna do powierzchni stykających się zębów

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha_w} \quad (1.6)$$

która ma składową obwodową działającą na obwodzie koła tocznego

$$F_t = \frac{2M_{s1} \cdot 10^3}{d_{w1}} = \frac{2M_{s2} \cdot 10^3}{d_{w2}} \quad (1.7)$$

oraz składową promieniową

$$F_r = F \tan \alpha_w \quad (1.8)$$

α_w - kąt przyporu na kole tocznym

Wartości sił obliczone na podstawie powyższych zależności są wartościami nominalnymi. Obciążenie obliczeniowe stosowane w wyznaczaniu wielkości charakterystycznych przekładni musi uwzględniać warunki eksploatacji, a więc współczynniki doświadczalne oraz wpływ różnych czynników tak by zostało uwzględnione rzeczywiste obciążenie eksploatacyjne (obciążenie zastępcze). Literatura tego tematu operuje najczęściej następującymi współczynnikami:

K_A -współczynnik zastosowania, uwzględnia nadwyżki dynamiczne zewnętrzne, zależy więc od silnika napędowego i charakteru pracy urządzenia napędzanego, jego wielkość (wg metody B) można określić korzystając z tabeli 4,

K_V -współczynnik nadwyżek dynamicznych, uwzględnia nadwyżki dynamiczne wewnętrzne, zależy od wielu czynników z których prędkość obwodowa kół ma ważne znaczenie.

Odnosnie zakresu podkrytycznego prędkości obrotowych w którym pracuje większość przekładni przemysłowych, dla wszystkich rodzajów kół walcowych gdy

$(v \cdot z_1 / 100) \sqrt{u^2 / (1+u)} < 3 \text{ m/s}$ współczynnik K_V należy obliczać z zależności:

- przekładnie walcowe o zębach prostych i śrubowych o $\varepsilon_\beta \geq 1$ (również w przybliżeniu dla $\varepsilon_\beta > 0,9$)

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A (F_t / b)} + K_2 \right) \frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \quad (1.9)$$

Wartość K_1 i K_2 podaje tabela 5a . Jeśli obciążenie $(K_A \cdot F_t)/b < 100 \text{ N/mm}$, to wartość tę należy przyjąć jako równą 100 N/mm .

- przekładnie walcowe o zębach śrubowych i $\varepsilon_\beta < 1$

Wartość K_V wyznacza się przez interpolację liniową pomiędzy wartościami dla przekładni o zębach prostych ($K_{V\alpha}$) i o zębach śrubowych ($K_{V\beta}$) korzystając z równania

$$K_V = K_{V\alpha} - \varepsilon_\beta (K_{V\alpha} - K_{V\beta}) \quad (1.10)$$

Wartość K_V , przy założeniu pracy przekładni poza zakresem rezonansu, można określić (mniej dokładnie) na podstawie wzoru Henriota

$$K_V = 1 + \frac{\sqrt{v}}{A} \quad (1.11)$$

Wartość stałej A podaje tabela 5.

K_β - współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż linii zęba,

K_α - współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu.

Iloczyn tych współczynników nazywany jest współczynnikiem eksploatacyjnych obciążeń dodatkowych, lub współczynnikiem eksploatacyjnym i oznaczany jest:

K_F – w odniesieniu do zginania zęba

K_H – w odniesieniu do nacisków

$$K_F = K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (1.12)$$

$$K_H = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \quad (1.13)$$

Obciążenie eksploatacyjne zęba zapisujemy odpowiednio przy obliczeniu na zginanie i naciski

$$F_{ZF} = F \cdot K_F \quad (1.14)$$

$$F_{ZH} = F \cdot K_H \quad (1.15)$$

Współczynnik $K_{H\beta}$ uwzględnia nierównomierny rozkład obciążenia wzdłuż linii styku (szerokość wieńca) na naprężenia stykowe. Dla kół ze stali konstrukcyjnej, stali ulepszonej cieplnie oraz żeliwa sferoidalnego, przy ustalaniu jego wielkości wg metody D przewidziano dwa przypadki: a) brak regulacji po montażu, docieranie lub docieranie w eksploatacji oraz b) możliwość regulacji kół po montażu i docieraniu w procesie wytwarzania. Wartości współczynnika, można obliczyć z zależności

$$K_{H\beta} = A_1 + 0,18 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + A_2 \cdot 10^{-3} \cdot b \quad (1.16)$$

Wartości A_1 i A_2 podaje tabela 6.

Nierównomierny rozkład obciążenia wzdłuż linii styku w mniejszym stopniu oddziałuje na naprężenia u podstawy zęba niż na naprężenia stykowe. Zatem współczynnik $K_{F\beta}$ będzie mniejszy niż $K_{H\beta}$.

Wartość współczynnika $K_{F\beta}$ oblicza się ze wzoru

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^k \quad (1.17)$$

gdzie:

$$k = \frac{\left(\frac{b}{h} \right)^2}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h} \right)^2}$$

b- szerokość wieńca, h - całkowita wysokość zęba.

Jeżeli stosunek ten jest różny dla współpracujących kół, przyjmujemy wartość wyższą. Rozkład obciążenia na pary zębów będącej w przyporze wg normy ISO 6336 uwzględnia się za pomocą dwóch współczynników:

przy obliczeniach naprężeń stykowych - $K_{H\alpha}$ i Z_ϵ , przy obliczeniu naprężeń u podstawy zęba - $K_{F\alpha}$ i Y_ϵ . Współczynnik nierównomierności obciążenia na pary zębów $K_{H\alpha}$ i $K_{F\alpha}$ w wyższych (bardziej dokładnych) klasach wykonania zbliża się do wartości 1.

W kołach hartowanych powierzchniowo lub na wskroś normalnie lub mocno obciążonych, wykonanych w klasach wyższych (dokładniejszych) niż 7 (zęby proste) lub wyższych (dokładniejszych) jak 6 (zęby skośne) przyjmuje się

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1$$

Wartości współczynników $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$ podaje tabela 5b., lub można wyznaczyć ze wzoru:

zęby proste

$$K_{H\alpha} = \frac{1}{Z_{\varepsilon}^2} \quad (1.18)$$

gdzie:

$$Z_{\varepsilon} = \left(\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3} \right)^{\frac{1}{2}}$$

2. OBLICZANIE WYTRZYMAŁOŚCIOWE WALCOWYCH KÓŁ ZĘBATYCH

2.1. Uwagi ogólne

Siły obciążające zęby wywołują w materiale koła pewne stany naprężeń, które przez odpowiedni dobór wymiarów kół powinny być utrzymane na poziomie zapewniającym kołom zębatym wymaganą trwałość.

Stwierdzono, że największa koncentracja naprężeń w czasie współpracy zębów występuje w okolicy punktu styku zębów oraz na stopie zęba w pobliżu linii przejściowych w pobliżu dna wrębu. Jeśli wartości tych zmiennych w czasie naprężeń przekroczą naprężenia dopuszczalne dla danego materiału koła, to po pewnym czasie wystąpi zniszczenie zmęczeniowe zębów, objawiające się na boku zęba lokalnymi ubytkami materiału, a na stopie zęba szczeliną zmęczeniową propagującą w głąb materiału, co w konsekwencji prowadzi do złamania zęba. Lokalne ubytki materiału na boku zęba tworzą obraz mniej lub bardziej gęsto rozłożonych kraterów. Zjawisko to nosi nazwę zmęczenia powierzchniowego (tzw. pittingu).

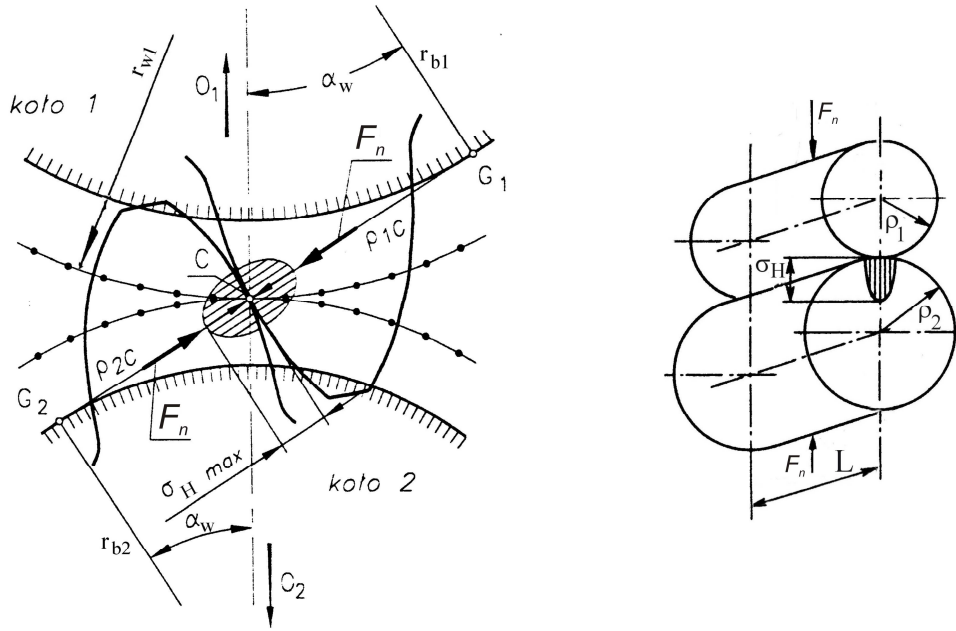
Zniszczenie zębów może być skutkiem nie tylko wymienionych procesów zmęczeniowych, ale również procesów cieplnych występujących w strefie styku zębów.

Po przekroczeniu pewnych wartości obciążeń i prędkości, temperatury powierzchni bocznych zębów mogą osiągnąć poziom wywołujący utratę przez olej wartości smarnych. Powoduje to gwałtowny wzrost temperatury prowadzący do zatarcia zębów. Objawami tego rodzaju zniszczenia zębów są bruzdy występujące na powierzchni zęba mające kierunek zgodny z kierunkiem prędkości poślizgów.

Opisanym trzem rodzajom zniszczenia zębów (zmęczeniu powierzchniowemu, złamaniu zmęczeniowemu i zatarciu) zapobiega się na etapie projektowania przez taki dobór parametrów geometrycznych i materiałowych, aby spełnione zostały odpowiednie warunki wytrzymałościowe.

2.2. Naprężenia na powierzchni styku zębów

Naprężenia normalne na powierzchni styku zębów σ_H wyznacza się przyjmując model hertzowski dwóch walców o promieniach krzywizn ρ_1 oraz ρ_2 obciążonych siłą P_n i stykających się ze sobą wzdłuż tworzących na długości L .



Rys. 2.1. Naprężenia kontaktowe na powierzchni zębów kół współpracujących i model przyjmowany do wyznaczania naprężeń σ_H

Zgodnie z teorią Hertza na wspólnej powierzchni styku walców występują naprężenia normalne

$$\sigma_{H \max}^2 = \frac{2F_n}{L \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)} \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \cdot \frac{1}{2\pi(1-\nu^2)} \quad (2.1)$$

Przyjmując w centralnym punkcie przyporu C (biegunie zazębienia) wartości promieni krzywizny

$$\rho_1 = \frac{d_{w1}}{2} \cdot \frac{\sin \alpha_{tw}}{\cos \beta_b}, \quad \rho_2 = \frac{d_{w2}}{2} \cdot \frac{\sin \alpha_{tw}}{\cos \beta_b}$$

oraz uwzględniając, że

$$u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}, \quad L = \frac{b}{\cos \beta_b}$$

i oznaczając $\sigma_{H \max}$ przez σ_H , otrzymuje się wzór do obliczenia naprężeń na powierzchni styku współpracujących zębów

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_B \cdot Z_H \sqrt{\frac{F}{d_1 b} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}} \quad (2.2)$$

gdzie:

Z_E - współczynnik materiałowy uwzględniający własności materiałów współpracujących kół określony jest wzorem

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (2.3)$$

Wartości liczb Poissona, modułów Younga oraz współczynnika Z_E dla typowych skojarzeń materiałów podano w tabeli 7.

Z_B i Z_D dla $\varepsilon_\alpha \leq 2$ – współczynniki jednoparowego przyporu zęba pozwalają przeliczać naprężenia stykowe w biegunie zazębienia na maksymalne naprężenie w wewnętrznym punkcie B jednoparowego przyporu zęba zębnika lub wewnętrznym punkcie D jednoparowego przyporu zęba koła, jeśli $Z_B > 1$ lub $Z_D > 1$. zaleca się aby współczynnik był wyznaczony dla kół jeśli $u < 1,5$. Jeśli $u > 1,5$ wówczas zwykle $M_2 < 1,0$ (2,5) i $Z_D = 1$.

Parametry do wyznaczania Z_B i Z_D obliczamy ze wzorów:

$$M_1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}{\sqrt{\left[\sqrt{(d_{a1}/d_{b1})^2 - 1} - \frac{2\pi}{z_1} \right] \left[\sqrt{(d_{a2}/d_{b2})^2 - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2} \right]}} \quad (2.4)$$

$$M_2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}{\sqrt{\left[\sqrt{(d_{a2}/d_{b2})^2 - 1} - \frac{2\pi}{z_2} \right] \left[\sqrt{(d_{a1}/d_{b1})^2 - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1} \right]}} \quad (2.5)$$

Współczynniki Z_B i Z_D przyjmują wartości:

a) Przekładnia walcowa o zębach prostych

$$Z_B = 1, \text{ jeśli } M_1 \leq 1 \quad Z_D = 1, \text{ jeśli } M_2 \leq 1$$

$$Z_B = M_1, \text{ jeśli } M_1 > 1 \quad Z_D = M_2, \text{ jeśli } M_2 > 1$$

b) Przekładnia walcowa o zębach skośnych; $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_B = Z_D = 1$$

c) Przekładnia walcowa o zębach skośnych; $\varepsilon_\beta < 1$

Z_B i Z_D wyznacza się za pomocą liniowej interpolacji między wartościami dla zazębienia prostego i uzębienia skośnego dla $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_B = M_1 - \varepsilon_\beta(M_1 - 1) \text{ i } Z_B \geq 1$$

$$Z_D = M_2 - \varepsilon_\beta(M_2 - 1) \text{ i } Z_D \geq 1$$

Z_H - współczynnik strefy styku zależy od geometrii powierzchni stykających się zębów. Uwzględnia wpływ krzywizny boków zęba w biegunie zazębienia na naprężenia stykowe i przeliczenie siły obwodowej na walcu podziałowym na siłę normalną do powierzchni zęba na walcu tocznym i wynosi

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}} \quad (2.6)$$

Naprężenia na powierzchni styku zębów σ_H obliczone są wg wzoru opartego na założeniach teorii Hertza. Założenia te nie w pełni odpowiadają specyficznym warunkom współpracy kół zębatych. W celu zbliżenia się do tych warunków wprowadzone zostały dodatkowe współczynniki Z_ε oraz Z_β przez które, mnoży się σ_H , uwzględniające wpływ stopnia pokrycia oraz kąta pochylenia zębów na wytrzymałość zmęczeniową powierzchni zębów. Współczynniki powyższe to:

Z_ε - współczynnik wskaźnika przyporu (efektywnej długości linii styku), uwzględnia wpływ czołowego i poskokowego stopnia przyporu na obciążenie powierzchni zęba

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{b}{b_r}} \quad (2.6a)$$

gdzie:

- b - szerokość rzeczywista wieńca koła,
- b_r - szerokość efektywna wieńca koła.

Współczynnik Z_ε oblicza się

- dla zębów prostych

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad (2.7)$$

- dla zębów śrubowych

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad dla \quad \varepsilon_\beta < 1 \quad (2.8)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad dla \quad \varepsilon_\beta \geq 1 \quad (2.8a)$$

Wartości $Z_\varepsilon = f(\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta)$ odczytać można z wykresu 9.2.

Z_β -współczynnik kąta pochylenia zębów uwzględnia wpływ kąta pochylenia zęba na naprężenia stykowe – dodatkowe zwiększenie wytrzymałości kół o zębach śrubowych (nie ujęte we wzorze na naprężenia stykowe biegunie zazębienia).

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (2.9)$$

Wartość Z_β zależnie od kąta β odczytać można z wykresu 9.3.

Uwzględniając wpływ stopnia pokrycia oraz kąta pochylenia zębów naprężenie σ_H zapisujemy jako

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}} = Z_E Z_B Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F}{b d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}} \quad (2.10)$$

Warunek wytrzymałości stykowej zębów - niewystąpienia zmęczenia powierzchniowego

$$\sigma_H = Z_E Z_B Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F}{bd_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}} \leq \sigma_{HP} \quad (2.11)$$

gdzie:

σ_{H0} - nominalne naprężenie hertzowskie (stykowe),

σ_{HP} - naprężenie dopuszczalne na docisk na powierzchni styku zębów.

2.2.1. Naprężenia dopuszczalne σ_{HP}

Naprężenie dopuszczalne określa wzór

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{H \min}} Z_{NT} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X \quad (2.12)$$

Wartości wytrzymałości zmęczeniowej na naciski stykowe $\sigma_{H \lim}$ dla różnych gatunków stali stosowanych na koła zębate podano w tabeli 20.

Pozostałe współczynniki to

Z_{NT} - współczynnik trwałości dla zmęczenia powierzchniowego. Dla nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej (jak to ma miejsce w ogromnej większości kół) $Z_{NT} = 1$.

W przypadku pracy w zakresie ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej można przyjąć (zgodnie z krzywą Wöhlera) większe wartości naprężeń dopuszczalnych, czyli $Z_{NT} > 1$. Współczynnik ten zależy od liczby cykli ($N_L = 60 n_{Lh}$) i rodzaju materiału wyznacza się z wykresu rys.9.4. lub oblicza się ze wzorów podanych w tabeli 8.

Współczynniki Z_L , Z_R , Z_V , uwzględniają odpowiednio: wpływ lepkości oleju (tab.9, wykres rys. 9.5.), chropowatości powierzchni (rys. 9.6.), prędkości obwodowej (rys. 9.7.) na wartość wytrzymałości zmęczeniowej $\sigma_{H \lim}$. W przypadku oleju syntetycznego obliczone lub odczytane z wykresu wartości Z_L należy mnożyć przez 1,1 – koła hartowane lub 1,4 – koła ulepszone cieplnie.

Jeśli w parze kół jedno koło jest wykonane z twardszego materiału, a drugie z bardziej miękkiego to współczynniki Z_L , Z_V , Z_R powinny być wyznaczone dla koła z miększego materiału.

W obliczeniach wstępnych iloczyn współczynników $Z_L Z_R Z_V$ można przyjmować:

- koła frezowane dłutowane lub walcowane $Z_L Z_R Z_V = 0,85$,
- koła docierane, szlifowane lub wiórkowane gdy $R_z > 4 \mu m$ lub dla pary kół w której jedno koło jest frezowane a drugie szlifowane lub docierane $Z_L Z_R Z_V = 0,92$,
- koła szlifowane lub docierane, gdy $R_z \leq 4 \mu m$ $Z_L Z_R Z_V = 1$.

Z_W - współczynnik umocnienia powierzchni przez zgmiot ujmuje wpływ powierzchni zębów na wytrzymałość zmęczeniową na naciski, uwzględniając wzrost wytrzymałości na wgłębienia zmęczeniowe miękkiego stalowego koła zębatego współpracującego z utwardzonym kołem zębatym.

$$Z_W = 1,2 - \frac{HB - 130}{1700} \quad (2.13)$$

HB- twardość powierzchni bocznej zęba koła miększego, wzór obowiązuje w zakresie

130≤HB≤470. Dla HB<130 przyjmuje się $Z_w=1.2$; dla HB>470, $Z_w=1$. Wykres współczynnika $Z_w(HB)$ pokazano na rysunku 9.8.

Z_X - współczynnik wielkości przy obciążeniach stykowych, uwzględnia wpływ wymiarów zęba na dopuszczalne naprężenie stykowe. Zależy od modułu m_n i rodzaju obróbki cieplnej. Wartość jego obliczamy:

- dla kół stalowych hartowanych powierzchniowo

$$Z_X = 1.05 - 0.005m_n \quad (2.14)$$

z ograniczeniem $0.9 \leq Z_X \leq 1$

- dla kół stalowych azotowanych

$$Z_X = 1.08 - 0.011m_n \quad (2.15)$$

z ograniczeniem $0.75 \leq Z_X \leq 1$

- dla kół wykonanych ze stali konstrukcyjnej lub ulepszanej cieplnie oraz dla wszystkich rodzajów materiałów i obróbki cieplnej przy obciążeniach statycznych

$$Z_X = 1$$

lub można odczytać z wykresu rys. 9.9. w zależności od modułu, materiału i obróbki cieplnej.

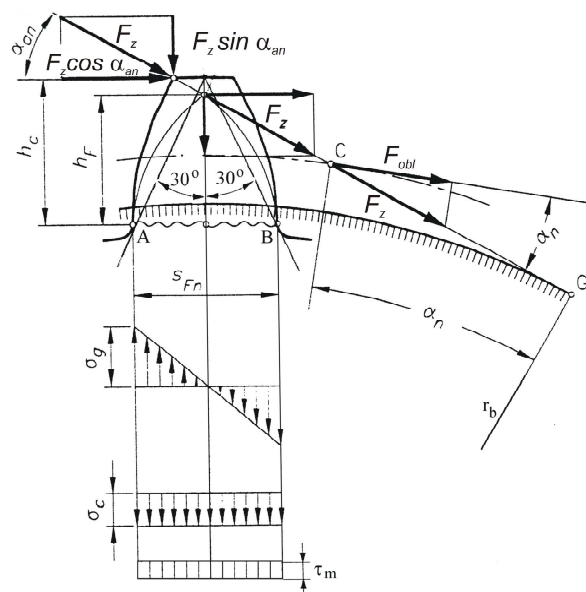
2.2.2. Współczynnik bezpieczeństwa przy obciążeniach stykowych

Wielkość współczynnika bezpieczeństwa odzwierciedla stopień niezawodności i prawdopodobieństwo zniszczenia powierzchni zęba. Zbyt mała wartość współczynnika bezpieczeństwa zwiększa ryzyko uszkodzenia, zbyt duża – zwiększy masę przekładni, a tym samym koszty wykonania i eksploatacji. Proponowane przez międzynarodowe grupy specjalistów wartości minimalne współczynnika bezpieczeństwa przy obliczaniu zębów na naprężenia stykowe sprowadzają się do zakresu

$$S_{Hmin} = 1 \div 1,3$$

2.3. Naprężenia w stopie zęba

Największe naprężenia występują w stopie zęba na linii przejściowej w pobliżu dna wrębu międzyzębnego. Na rys.2.2. przedstawiono przyjmowany model obciążenia zęba w chwili wejścia jego w przypór. Wg zaleceń ISO największe naprężenia występują w obszarach punktów styczności A i B zarysu z liniami prostymi tworzącymi kąt 30° z osią symetrii zęba.



Rys. 2.2. Naprężenia w podstawie zęba i model zęba do ich wyznaczenia

Siła P_z przyłożona do wierzchołka zęba wywołuje w prostokątnym przekroju podstawy zęba ($s_{Fn} \times b$) naprężenia gnące σ_g , ściskające σ_c , ścinające τ_m . W złożonym stanie naprężeń występującym w przekroju obliczeniowym miarą wyężenia materiału jest naprężenie zastępcze σ_z które jest funkcją naprężeń σ_g , σ_c , τ_m liczonych po stronie rozciąganej zęba (obciążenie zmienne) w okolicy punktu A. Funkcja ta ma różne postacie zależnie od przyjętej metody. Wg ISO (jak również normy DIN) przyjmuje się $\sigma_z = \sigma_g$ czyli

$$\sigma_z = \sigma_g = \frac{M_g}{W_x} = \frac{F_z \cdot 6 \cos \alpha_{an} h_F}{b s_{Fn}^2} = \frac{F}{b m_n} Y_{Fa} \quad (2.16)$$

gdzie:

$$Y_{Fa} = \frac{6 \frac{h_F}{m_n} \cos \alpha_{an}}{\left(\frac{s_F}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$$

jest współczynnikiem kształtu zależnym wyłącznie od cech geometrycznych zęba, a więc od liczby zębów (zastępczej liczby dla kół o zębach śrubowych) i współczynników wysokości zęba oraz przesunięcia zarysu.

Naprężenia σ_z określone zostały dla siły przyłożonej do wierzchołka zęba. Uwzględniając wzrost naprężeń w zewnętrznym punkcie jednoparowego przyporu, gdzie występuje maksimum naprężeń, (zmiana h_F i kąta α_{an}) wprowadzono współczynnik przyporu Y_ϵ (stopnia pokrycia), którego wartość dla $\alpha_n = 20^\circ$ i $\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \leq 2$ obliczyć można ze wzoru

$$Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_\alpha} \cos^2 \beta_b \quad (2.17)$$

Tak więc dla siły przyłożonej w zewnętrznym punkcie jednoparowego przyporu wzór na naprężenia zastępcze przybiera postać

$$\sigma_z = \frac{F_t}{bm_n} Y_{Fa} Y_\varepsilon \quad (2.18)$$

We wzorze tym nie uwzględniono, działania karbu wywołanego promieniem przejściowym stopy zęba oraz kąta pochylenia linii zęba, na wartość naprężeń. Łączny wpływ kształtu zęba Y_{Fa} i karbu w stopie zęba Y_{sa} ujmuje współczynnik Y_{FS} , ($Y_{FS} = Y_{Fa} \cdot Y_{sa}$).

Jego wartość odczytać można z wykresu rys. 9.12. w zależności od liczby zębów w przekroju normalnym i współczynnika przesunięcia zarysu, zaś kąt pochylenia linii zęba uwzględnia współczynnik Y_β obliczany ze wzoru

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} \quad (2.19)$$

Jeżeli $\varepsilon_\beta > 1$, przyjmuje się $\varepsilon_\beta = 1$, jeśli $\beta > 30^\circ$, przyjmuje się $\beta = 30^\circ$. Wartość Y_β odczytać można z wykresu - rysunek 9.10.

Po wprowadzeniu współczynników Y_{FS} i Y_β i zastąpieniu siły nominalnej obwodowej jej wartością obliczeniową, otrzymamy ostatecznie w punkcie największego wyężenia naprężenia obliczeniowe

$$\sigma_F = \frac{F}{bm_n} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (2.20)$$

które nie mogą przekroczyć naprężeń dopuszczalnych σ_{FP} dla złamania zmęczeniowego.

2.3.1. Naprężenia dopuszczalne σ_{FP}

Naprężenia dopuszczalne określamy wzorem

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{F \min}} Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_x \quad (2.21)$$

gdzie:

- $\sigma_{F \lim}$ - granica zmęczenia materiału koła na zginanie,
 - Y_{ST} - współczynnik spiętrzenia naprężeń w kołach modelowych,
 - Y_{NT} - współczynnik trwałości dla złamania zmęczeniowego,
 - $Y_{\delta rel T}$ - współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu,
 - $Y_{R rel T}$ - współczynnik względnej chropowatości powierzchni,
 - Y_x - współczynnik wielkości przy złamaniu zmęczeniowym,
 - $S_{F \min}$ - współczynnik bezpieczeństwa dla złamania zmęczeniowego.
- Współczynniki te wyznacza się wg podanych niżej zasad.

Współczynnik Y_{ST} uwzględnia spiętrzenie naprężeń przy wyznaczaniu granicy zmęczenia dla kół modelowych. Jeśli naprężenia $\sigma_{F \lim}$ zostały wyznaczone dla kół

modelowych o standardowych parametrach to wartość współczynnika $Y_{ST} = 2$.

Współczynnik trwałości Y_{NT} odgrywa tę samą rolę w obliczeniach na zginanie co współczynnik Z_{NT} w obliczeniach wytrzymałości stykowej (na nacisk). Za pomocą $Y_{NT} > 1$ zwiększa się wartość naprężeń dopuszczalnych w odniesieniu do kół pracujących w zakresie ograniczonej wytrzymałości.

W większości zastosowań liczba cykli obciążeń mieści się w zakresie wytrzymałości trwałej (nieograniczonej). W tym przypadku $Y_{NT} = 1$

Liczbę cykli obciążeń N_L można określić znając liczbę godzin pracy L_h i obroty n (obr/min), ($N_L = 60nL_h$).

Wartość współczynnika Y_{NT} dla różnych materiałów w zależności od liczby cykli obciążeń zęba N podano w tabeli 10 oraz na wykresie 9.13.

Wartość współczynnika względnej wrażliwości na działanie karbu przyjmuje się w zależności od wartości parametru q_S

$$\begin{aligned} Y_{\delta rel T} &= 1 & \text{dla } q_S &\geq 1,5 \\ Y_{\delta rel T} &= 0,95 & \text{dla } q_S &< 1,5 \end{aligned} \quad (2.22)$$

Na rys.9.12. służącym do określenia współczynnika Y_{FS} pokazano linię odpowiadającą wartości $q_S = 1,5$ oraz pokazano kierunek zmian jego wartości.

Względny współczynnik stanu powierzchni Y_{RelT} podany w tabeli (2.1.) uwzględnia wpływ chropowatości powierzchni zęba (chropowatość powierzchni w obszarze największego wyężenia). Dla $R_z = 10 \mu m$ wartość $Y_{RelT} = 1$.

Przy innych wartościach chropowatości jego wartości można obliczyć z zależności

Tabela 2.1.

Materiał koła	$R_z < 1 \mu m$	$1 \mu m \leq R_z \leq 40 \mu m$
- stal hartowana na wskroś lub powierzchniowo	$Y_{RelT} = 1,12$	$Y_{RelT} = 1,647 - 0,529 (R_z + 1)^{1/10}$
- stal w stanie miękkim	$Y_{RelT} = 1,07$	$Y_{RelT} = 5,306 - 4,203 (R_z + 1)^{1/100}$
- żeliwo szare oraz stal azotowana lub cyjanowana	$Y_{RelT} = 1,025$	$Y_{RelT} = 4,299 - 3,259 - (R_z + 1)^{1/200}$

W zakresie $1 \mu m \leq R_z \leq 40 \mu m$ można Y_{RelT} też odczytać z wykresu rys. 9.14.

Wpływ wielkości zęba na wytrzymałość zmęczeniową na złamanie uwzględnia współczynnik Y_x , którego wartość można odczytać z wykresu rys. 9.15. w zależności od wielkości modułu, materiału i obróbki cieplno-chemicznej. Dla modułu $m_n < 5$ mm niezależnie od rodzaju materiału i obróbki cieplnej $Y_x = 1$. Dla modułów $m_n > 5$ mm współczynnik Y_x wyznacza się z wzorów:

- stale konstrukcyjne zwykłej jakości ($R_m < 800 \text{ N/mm}^2$),
 - stale do ulepszania cieplnego po ulepszeniu ($R_m > 800 \text{ N/mm}^2$),
 - żeliwa sferoidalne (perlityczne, ferrytyczne i bainityczne),
 - żeliwa czarne ciągliwe (perlityczne)
- $$\begin{aligned} Y_x &= 1,03 - 0,006 m_n & \text{dla } 5 < m_n < 30 \\ Y_x &= 0,85 & \text{dla } 30 \leq m_n \end{aligned} \quad (a)$$

- stale do nawęglania po nawęglaniu i hartowaniu,
- stale konstrukcyjne hartowane indukcyjnie lub płomieniowo,
- stale konstrukcyjne do nawęglania i ulepszania cieplnego cyjanowane,
- stale do azotowania i ulepszania cieplnego azotowane,

$$\begin{array}{ll} Y_x = 1,05 - 0,01 m_n & \text{dla } 5 < m_n < 25 \\ Y_x = 0,8 & \text{dla } 25 \leq m_n \end{array} \quad (b)$$

- żeliwo szare i żeliwo sferoidalne (ferrytyczne)

$$\begin{array}{ll} Y_x = 1,075 - 0,015 m_n & \text{dla } 5 < m_n < 25 \\ Y_x = 0,7 & \text{dla } 25 \leq m_n \end{array} \quad (c)$$

2.3.2. Współczynnik bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe

Projekt normy ISO nie podaje minimalnej wartości S_F jednakże autorzy norm zalecają przyjmowanie minimalnej wartości współczynnika bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe zęba S_F z przedziału.

$$S_{Fmin} = 1,4 \div 1,6$$

Zaleca się aby iloraz współczynników bezpieczeństwa S_F/S_H zawierał się w przedziale $1,5 \div 2,5$. Zwiększenie S_F/S_H uzyskuje się przez zmniejszenie ilości zębów z_{v1} i na odwrót przy dużych wartościach S_F/S_H korzystną zmianę uzyskuje się zwiększając z_{v1} .

2.4. Materiały stosowane na koła zębate

Wybór materiału na koła zębate zależy od wielu czynników, między innymi od charakteru obciążenia, zwartości konstrukcji, przeznaczenia przekładni, względów ekonomicznych itp. W tabeli 20 zestawiono najczęściej stosowane materiały wraz z podaniem stanu obróbki cieplnej, twardości powierzchni bocznej zęba oraz wartościami wytrzymałości zmęczeniowej stykowej σ_{Hlim} i wytrzymałości zmęczeniowej na wyłamanie zęba σ_{Flim} . Ponadto wartości graniczne można odczytać z wykresów σ_{Hlim} rys.9.21. ÷ 9.25. i σ_{Flim} rys. 9.26.÷ 9.30. Przy odczytywaniu granicy zmęczenia z podanych wykresów należy korzystać z tabel 22 ÷ 27.

3. WSTĘPNE OBLICZENIA PROJEKTOWE

Z analizy warunków wytrzymałości koła zębatego wynika, że wielkość koła czyli iloczyn bd_1 określający pole obszaru zębniaka (koła mniejszego) można wyznaczyć z warunku wytrzymałości zębów na naprężenia stykowe (naciski). Wartość modułu m_n zazębienia uzyskać można z warunku wytrzymałości zębów na złamanie.

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b m_n} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta \leq \sigma_{FP} \quad (3.1)$$

lub

$$\sigma_F = \frac{2 M_{s1} K_F}{b d_1 m_n} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta \leq \sigma_{FP} \quad (3.2)$$

Wprowadzając do tych warunków współczynnik szerokości wieńca do modułu $\lambda = b/m_n \approx (8 \div 35)$, zależny od dokładności wykonania oraz sposobu łożyskowania wałków tabela 12., (w specjalnych zastosowaniach: skrzynki posuwów obrabiarek $b/m_n < 6$ - koła wąskie, w przekładniach turbin przenoszących duże moce $b/m_n < 35$) otrzymamy wyrażenia na moduł zazębienia

$$m_n = \sqrt{\frac{F_t K_F}{\lambda \sigma_{FP}} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta} \quad \text{mm} \quad (3.3)$$

gdzie: $F_t [\text{N}]$, $\sigma_{FP} = [\text{N/mm}^2]$

lub

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 M_{s1} K_F \cos \beta}{\lambda z_1 \sigma_{FP}} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta} = 1,26 \sqrt[3]{\frac{M_{s1} K_F \cos \beta}{\lambda z_1 \sigma_{FP}} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta} \quad \text{mm} \quad (3.4)$$

Przyjmując $M_{s1} = P_1 / \omega_1$ [Nmm] otrzymamy wyrażenie

$$m_n = 267 \sqrt[3]{\frac{P_1 K_F \cos \beta}{\lambda z_1 n_1 \sigma_{FP}} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta} \quad \text{mm} \quad (3.5)$$

P_1 [kW], n_1 [obr/min]

Jeśli założymy iloraz $b/d_1 = \kappa$ (tabela 11.) to uzyskamy wzór

$$m_n = 267 \sqrt[3]{\frac{P_1 K_F \cos \beta}{\kappa z_1^2 n_1 \sigma_{FP}} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta} \quad \text{mm} \quad (3.6)$$

Wartość naprężeń dopuszczalnych na zmęczeniowe złamanie zęba w obliczeniach wstępnych przyjmujemy

$$\sigma_{FP} = 0,6\sigma_{F \lim}$$

Granice zmęczenia na złamanie dla materiału zęba $\sigma_{F \lim}$ określamy wg wskazówek podanych w punkcie 2.4.

Przekształcając warunek wytrzymałości na naprężenia stykowe obliczymy wartość średnicy podziałowej zębika. Przyjmując wartość współczynnika $\kappa = b/d_1$ (tabela 11.) oraz $d_{w1}=d_1$, $\alpha_w = \alpha$ uzyskamy wyrażenie

$$d_1 = \sqrt{\frac{F_t K_H}{\kappa \sigma_{HP}^2} \frac{u+1}{u} Z_E Z_B Z_H Z_\epsilon Z_\beta} \text{ mm} \quad (3.7)$$

lub

$$d_1 = 1,26 \sqrt[3]{\frac{M_{S1} K_H}{\kappa \cdot \sigma_{HP}^2} \frac{u+1}{u} (Z_E Z_B Z_H Z_\epsilon Z_\beta)^2} \text{ mm} \quad (3.8)$$

$$\begin{matrix} M_{S1} [\text{Nmm}] \\ \sigma_{HP} [\text{N/mm}^2] \end{matrix}$$

Wstępnego obliczenia średnicy zębika można dokonać też z zależności

$$d_1 = A \sqrt[3]{\frac{M_{S1} K_H}{\kappa \cdot \sigma_{HP}^2} \frac{u+1}{u}} \text{ mm} \quad (3.9)$$

gdzie:

$A = 770$ dla zębów prostych oraz $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ i $\alpha=20^\circ$,

$A = 690$ dla zębów śrubowych ,

$M_{S1}[\text{Nm}]$.

Do obliczeń wstępnych można przyjąć naprężenia dopuszczalne $\sigma_{HP}=0,8 \sigma_{H \lim}$.

Szerokość wieńca b ustalamy przy pomocy współczynników κ i λ , tabela 11 i 12.

Liczba zębów koła małego (zębika) nie może być zbyt mała gdyż pogarsza to warunki pracy przekładni, zmniejsza stopień pokrycia. Dla zębów skośnych należy brać pod uwagę zastępczą liczbę zębów z_v . Należy również unikać zbyt dużej wartości liczby zębów zębika, zwłaszcza przy dużych przełożeniach. Powoduje to nadmierny wzrost liczby zębów koła z_2 .

3.1. Dobór przełożenia

W przypadku przekładni wielostopniowych istotną sprawą jest podział przełożenia całkowitego na poszczególne stopnie. Przeprowadza się go na podstawie różnych kryteriów. Najczęstszym jest kryterium minimalnej masy kół. Wykres na rysunku 9.1a. pozwala na dobór przełożeń pośrednich przekładni 2 i 3 stopniowych w zależności od przełożenia całkowitego. Należy raczej przyjmować wartości z dolnego lub środkowego zakresu obszaru zakresowanego. Unika się w ten sposób przypadku kiedy koła nie mieszczą się między osiami wałków przekładni.

Na rysunku 9.1b. przedstawiono wykres umożliwiający rozkład przełożenia

całkowitego na poszczególne stopnie w przekładni współosiowej, zapewniający wykorzystanie wytrzymałości stykowej dla obydwu stopni. Przyjęcie wartości u_1 pozwala ustalić zależność pomiędzy d_1 i d_2 gdy zębniaki są wykonane z materiałów nieróżniących się istotnie właściwościami wytrzymałościowymi i mają zbliżone wartości współczynnika $\kappa = b/d_1$

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{u + u_1}{u_1(1 + u_1)} \quad (3.10)$$

Błąd przełożenia powinien spełniać warunek

$$\Delta_u = \frac{u_{rz} - u}{u} \cdot 100\% \leq 2,5\%$$

3.2. Inne parametry przekładni

Po wstępnym określeniu średnicy podziałowej d_1 - zębniaka można wyznaczyć odległość osi kół

$$a = 0,5d_1(u + 1) \quad (3.11)$$

W miarę możliwości powinno się przyjmować w projektowanych przekładniach odległości osi znormalizowane - tabela 3.

Wartości modułów są znormalizowane. W tabeli 1 podano wartości modułów nominalnych w zakresie najczęściej stosowanym w przekładniach ogólnego przeznaczenia.

4. OBLICZENIA SPRAWDZAJĄCE

W projektowaniu wstępnym przekładni wymiary jej przyjmuje się na podstawie przybliżonych współczynników eksploatacyjnych i materiałowych. Tak wyznaczone wymiary należy poddać obliczeniom sprawdzającym. Obliczenia te obejmują sprawdzenie zębów na:

- naprężenia stykowe z uwzględnieniem naprężeń zmęczeniowych (pitting),
- naprężenia gnące zmęczeniowe w podstawie zęba,
- zatarcie.

Tak więc sprawdzić należy warunek wytrzymałościowy dla zmęczenia powierzchniowego, złamania zmęczeniowego i zatarcia zębów. Jak podano wcześniej warunkiem nie występowania zmęczenia powierzchniowego (pittingu) jest, aby maksymalne naprężenia występujące na powierzchni styku zębów σ_H w punkcie obliczeniowym

$$\sigma_H = \sigma_{HP} \sqrt{K_H} = Z_E Z_B Z_H Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b d_1} \frac{u+1}{u}} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (4.1)$$

nie przekroczyły dopuszczalnej wartości tego naprężenia zależnej od właściwości materiału kół σ_{HP}

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{H \min}} Z_{NT} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X \quad (4.2)$$

czyli powinna być spełniona nierówność

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (4.3)$$

Występujący we wzorze na naprężenia dopuszczalne współczynnik bezpieczeństwa S_H nie powinien mieć wartości mniejszej od wartości minimalnej zawierającej się w przedziale

$$S_{H \min} = 1 \div 1,3$$

Wartość współczynnika bezpieczeństwa S_H w projektowanych kołach można wyznaczyć z ogólnego warunku wytrzymałości ($\sigma_H \leq \sigma_{HP}$) po wstawieniu do niego wartości naprężeń. Po przekształceniach warunek ten można zapisać w postaci

$$S_H = \frac{S_{H \lim}}{Z_E Z_B Z_H Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b d_1} \frac{u+1}{u}} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}} \frac{Z_{NT} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X}{\sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}} \geq S_{H \min} \quad (4.4)$$

Warunek ten powinien być spełniony dla obu kół współpracujących. Na ogół koła z_1 i z_2 współpracującej pary są wykonane z różnych materiałów. W związku z tym wielkości wytrzymałości zmęczeniowej na naprężenia stykowe $\sigma_{H \lim}$ oraz współczynników Z_{NT} , Z_L , Z_R , Z_V , Z_W i Z_X mogą mieć różne wartości dla obu kół. Pozostałe wartości są jednakowe w obu współpracujących kołach.

Złamanie zmęczeniowe zębów nie wystąpi jeśli maksymalne naprężenie obliczeniowe σ_F w stopie zęba w miejscu największego wyętwienia

$$\sigma_F = \sigma_{FO} K_F = \frac{F_t}{b m_n} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (4.5)$$

nie przekroczy wartość dopuszczalnej tego naprężenia σ_{FP}

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{F \min}} Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X \quad (4.6)$$

Powinien być spełniony warunek

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad (4.7)$$

Współczynnik bezpieczeństwa dla złamania zmęczeniowego S_F (występujący we wzorze na σ_{FP}) wg założeń autorów norm dotyczących tego zagadnienia, nie powinien być mniejszy od jego wartości minimalnej określonej przedziałem $S_{F \min} = 1.4 \div 1.6$. Wartość ta może być wystarczająca pod warunkiem, że istnieje pewność, iż przyjęte w obciążeniach projektowych założenia będą spełnione w rzeczywistych warunkach eksploatacji. Jeśli pewności tej nie ma, należy przyjmować wartości większe.

Podobnie jak przy sprawdzaniu nie wystąpienia zmęczenia powierzchniowego zęba, wartości współczynnika bezpieczeństwa S_F można wyznaczyć z warunku wytrzymałości $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$. Wstawiając wartości naprężeń oraz przekształcając do postaci warunku na współczynnik bezpieczeństwa, warunek wytrzymałości można zapisać w formie

$$S_F = \frac{\sigma_{F \lim}}{\frac{F_t}{b m_n} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}} \frac{Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X}{Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta} \geq S_{F \min} \quad (4.8)$$

Warunek ten powinien być spełniony w obu współpracujących kołach, które zwykle różnią się materiałem i wymiarami geometrycznymi.

W związku z tym w każdym z tych kół wielkości wytrzymałości zmęczeniowej przy zginaniu $\sigma_{F \lim}$ oraz współczynników Y_{FS} , Y_{NT} , $Y_{\delta rel T}$, $Y_{R rel T}$, Y_X mogą mieć różne wartości.

Sprawdzanie warunku zatarcia zębów

Podawane w literaturze informacje dotyczące warunków, w których należy się liczyć ze zjawiskiem zatarcia, są dość ogólnikowe i sprowadzają się do stwierdzenia, że prawdopodobieństwo zatarcia rośnie wraz ze wzrostem obciążenia, modułu i prędkości obrotowej. Według Wellaura w kołach hartowanych powierzchniowo lub na wskroś, pracujących przy maksymalnym obciążeniu, prawdopodobieństwo zatarcia jest duże w obszarze powyżej linii pokazowej na wykresie rys.9.16.

Obliczanie kół na zatarcie jest zagadnieniem złożonym, w piśmiennictwie technicznym można spotkać różne sformułowania kryteriów zatarcia kół zębatych. Przybliżonego sprawdzenia warunku zatarcia kół można dokonać obliczając współczynnik pewności na zatarcie x_t

$$x_t = \frac{z_1 m_n b}{1836 P_t} \geq 1 \quad (4.9)$$

gdzie:

P_t - moc tarcia w kW.

Dla kąta $\alpha = 20^\circ$, P_t obliczana jest z zależności:

$$P_t = P 6 y^2 \mu \frac{1}{z_1} \left(1 + \frac{1}{u} \right) \quad (4.10)$$

Jeżeli założymy $\mu=0,025$ oraz $y=1$ - zęby normalne, to otrzymamy

$$P_t = \frac{P \left(1 + \frac{1}{u} \right)}{7 z_1} \quad (4.11)$$

Przy szczególnie korzystnych rozwiązaniach chłodzenia można dopuścić $x_t = 0,7$.

5. PRZYKŁADY OBLICZEŃ

Przykład 5.1

Przeprowadzić obliczenia wytrzymałości kół zębatych walcowych o zębach śrubowych współpracujących w przekładni o następujących danych: $P=40\text{kW}$, $n_1 = 960 \text{ obr/min}$, trwałość przekładni $L_h = 10000$ godzin, przełożenie $u = 3,15$. Przekładnia przenosi moc od silnika elektrycznego do mechanizmu jazdy suwnicy.

Zakładamy materiał koła z_1 41Cr4 (40H), (HV610 $\approx$ 570HB) - stal hartowana powierzchniowo dla której z tabeli 20 $\sigma_{Hlim}=1280 \text{ MPa}$, $\sigma_{Flim}= 310 \text{ MPa}$.

Napężenia dopuszczalne na zginanie do obliczeń wstępnych

$$\sigma_{FP} = 0,6\sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 310 = 186 \text{ MPa}$$

Liczba cykli obciążeń

$$N_L = 60 n_1 L_h = 60 \cdot 960 \cdot 10000 = 5,76 \cdot 10^8 \text{ cykli}$$

Przekładnia pracować będzie w zakresie nieograniczonej (trwałej) wytrzymałości zmęczeniowej, czyli współczynnik trwałości $Y_{NT} = Z_{NT} = 1$. Z tabeli 4. przyjmujemy wartość współczynnika $K_A = 1,5$. Do wstępnych obliczeń przyjmujemy $K_F = K_A$

Wstępne obliczenia modułu dla $z_1 = 19$ i kąta $\beta = 15^\circ$ wzór (3.5)

$$m_n = 267 \sqrt[3]{\frac{P_1 K_F \cos \beta}{\lambda z_1 n_1 \sigma_{FP}} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta}$$

Przyjmujemy $\lambda = b / m_n = 20$

Współczynnik $Y_{FS}=Y_{Fa} \cdot Y_{sa}$ przyjmujemy z wykresu rysunek 9.12. dla $x=0$ i

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{19}{\cos^3 15^\circ} = 21 \quad Y_{FS} = 4,31$$

Współczynnik kąta pochylenia zębów Y_β obliczmy ze wzoru

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} \quad (\text{dla } \varepsilon_\beta > 1 \text{ przyjmujemy } \varepsilon_\beta = 1)$$

czyli

$$Y_\beta = 1 - \frac{15}{120} = 0,875$$

Przyjmujemy wstępnie współczynnik stopnia pokrycia $Y_\varepsilon = 0,8$.

Wobec tego wartość modułu wynosi

$$m_n = 267 \sqrt[3]{\frac{40 \cdot 1,5 \cdot \cos 15^\circ}{20 \cdot 19 \cdot 186 \cdot 960}} \cdot 4,31 \cdot 0,8 \cdot 0,875 = 3,66 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $m_n = 3,5 \text{ mm}$

Średnica podziałowa

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3,5 \cdot 19}{\cos 15^\circ} = 68,84 \text{ mm}$$

Liczba zębów koła drugiego

$$z_2 = z_1 u = 19 \cdot 3,15 = 59,85 \approx 60 \text{ zębów}$$

Przełożenie rzeczywiste

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{60}{19} = 3,158$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{3,5 \cdot 60}{\cos 15^\circ} = 217,40 \text{ mm}$$

błąd przełożenia

$$\Delta_u = \frac{u_{rz} - u}{u} \cdot 100\% = \frac{3,158 - 3,15}{3,15} \cdot 100\% = 0,25\% < 2,5\%$$

odległość osi

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{68,84 + 217,4}{2} = 143,12 \text{ mm}$$

Przyjmijmy znormalizowaną odległość osi $a_w = 140 \text{ mm}$. Odległość tą uzyskamy przez zmianę kąta β

$$a_w = \frac{m_n}{\cos \beta} \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) \Rightarrow \cos \beta = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 a_w} = \frac{3,5 (19 + 60)}{2 \cdot 140} = 0,9875$$

$$\beta = 9,0687^\circ = 9^\circ 04'$$

Wielkości średnic podziałowych

$$d_1 = \frac{3,5 \cdot 19}{\cos 9^\circ 04'} = 67,34 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{3,5 \cdot 60}{\cos 9^\circ 04'} = 212,66 \text{ mm}$$

Szerokość wieńca

$$\lambda = \frac{b}{m_n} = 20 \Rightarrow b = \lambda \cdot m_n = 20 \cdot 3,5 = 70 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $b=70$ mm.

Liczba przyporu (stopień pokrycia)

skokowa

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{70 \sin 9^\circ 4'}{\pi \cdot 3,5} = 1,00$$

czołowa

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \sin \alpha_t}{\pi m_t \cos \alpha_t}$$

Czołowy kąt przyporu

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 9^\circ 4'} = 0,36857 \Rightarrow \alpha_t = 20,233^\circ \approx 20^\circ 14'$$

moduł czołowy

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3,5}{\cos 9^\circ 4'} = 3,54 \text{ mm}$$

Promienie głów i promienie zasadnicze

$$\begin{aligned} r_{a1} &= \frac{d_{a1}}{2} = \frac{\frac{m_n}{\cos \beta} (z_1 + 2)}{2} = \frac{\frac{3,5}{\cos 9^\circ 4'} (19 + 2)}{2} = 37,2 \text{ mm} \\ r_{a2} &= \frac{d_{a2}}{2} = \frac{\frac{m_n}{\cos \beta} (z_2 + 2)}{2} = \frac{\frac{3,5}{\cos 9^\circ 4'} (60 + 2)}{2} = 109,74 \text{ mm} \\ r_{b1} &= r_1 \cos \alpha_t = \frac{d_1}{2} \cos \alpha_t = \frac{67,34}{2} \cos 20^\circ 14' = 31,6 \text{ mm} \\ r_{b2} &= r_2 \cos \alpha_t = \frac{d_2}{2} \cos \alpha_t = \frac{212,66}{2} \cos 20^\circ 14' = 99,77 \text{ mm} \\ \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{37,2^2 - 31,6^2} + \sqrt{109,74^2 - 99,77^2} - 140 \sin 20^\circ 14'}{\pi \cdot 3,54 \cos 20^\circ 14'} = 1,62 \end{aligned}$$

Całkowity stopień pokrycia

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,62 + 1,00 = 2,62$$

Współczynnik stopnia pokrycia ($\varepsilon_{\beta} \geq 1$)

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}} = \sqrt{\frac{1}{1,62}} = 0,785$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}} \cos^2 \beta_b = 0,25 + \frac{0,75}{1,62} \cos^2 8^{\circ} 31' = 0,702$$

Kąt pochylenia zęba na kole zasadniczym

$$\operatorname{tg} \beta_b = \operatorname{tg} \beta \cos \alpha = \operatorname{tg} 9^{\circ} 4' \cos 20^{\circ} = 0,149988 \Rightarrow \beta_b = 8,53^{\circ} = 8^{\circ} 31'$$

Wyznaczenie brakujących wartości do obliczeń sprawdzających (współczynników bezpieczeństwa S_H S_F) koła z_1 .

Zakładając pracę przekładni poza zakresem rezonansu (w zakresie podkrytycznym) współczynnik nadwyżek dynamicznych obliczamy z zależności

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{(K_A \cdot F_t)/b} + K_2 \right) \frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}}$$

$K_1 = 34,8$; $K_2 = 0,0087$; 8 klasa dokładności wykonania - tab 5a.

$$(F_t \cdot K_A)/b = (11818 \cdot 1,5)/70 = 253,2 \text{ N/mm} > 100 \text{ N/mm}$$

$$K_v = 1 + \left(\frac{34,8}{(1,5 \cdot 11818)/70} + 0,0087 \right) \frac{3,38 \cdot 19}{100} \sqrt{\frac{3,158^2}{1 + 3,158^2}} = 1,089 \approx 1,09$$

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi 67,34 \cdot 960}{60000} = 3,38 \text{ m/s}$$

Współczynnik nierównomierności rozkładu obciążeń wzdłuż szerokości koła dla 8 klasy dokładności, bez regulacji po montażu, docieranie w eksploatacji (tab.6.)

$$K_{H\beta} = A_1 + 0,18 \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + A_2 \cdot 10^{-3} b = 1,23 + 0,18 \left(\frac{70}{67,34} \right)^2 + 0,61 \cdot 10^{-3} \cdot 70 = 1,47$$

$$k = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2} = \frac{8,88^2}{1 + 8,88 + 8,88^2} = 0,898 \approx 0,9$$

$$\frac{b}{h} = \frac{b}{2,25m_n} = \frac{70}{2,25 \cdot 3,5} = 8,88$$

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^k = 1,47^{0,9} = 1,41$$

Współczynnik nierównomiernego rozkładu obciążeń w przekroju czołowym dla zębów hartowanych powierzchniowo wykonanych w 8 klasie dokładności przyjmujemy $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1,2$ – tab. 5.b..

Współczynnik bezpieczeństwa na nacisk powierzchniowy

$$S_H = \frac{\sigma_{H\lim}}{Z_E Z_B Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b d_1} \frac{u+1}{u}}} \frac{Z_{NT} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X}{\sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}}$$

Wartości pozostałych współczynników

Współczynnik materiałowy $Z_E = 189,8$ - tabela 7.

Współczynnik jednoparowego przyporu zęba $Z_B = Z_D = 1,0$; $\varepsilon_\beta = 1$

Współczynnik strefy styku

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_t}} = \frac{1}{\cos 20^\circ 14'} \sqrt{\frac{2 \cos 8^\circ 31'}{\operatorname{tg} 20^\circ 14'}} = 2,47$$

Współczynnik kąta pochylenia zębów

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 9^\circ 4'} = 0,99$$

Wartość współczynników uwzględniających lepkość oleju, chropowatość powierzchni zębów i prędkość obwodową, na wytrzymałość zmęczeniową $\sigma_{H\lim}$ przyjmujemy dla kół szlifowanych z parametrem chropowatości $R_z = 4 \mu\text{m}$, prędkości obwodowej $v = 3,38 \text{ m/s}$, smarowanych olejem Transol 170 o lepkości kinematycznej $\nu_{50} = 170 \div 195 \text{ mm}^2/\text{s}$, $\sigma_{H\lim} = 1200 \text{ MPa}$, wobec tego

$$Z_L Z_R Z_V = 1,04 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 0,97; \text{ rys. 9.5.} \div \text{9.7.} - \text{tab. 9.}$$

Współczynnik zależny od twardości dla kół hartowanych $Z_W = 1$. Współczynnik wielkości dla kół stalowych hartowanych o module $m_n = 3,5 \text{ mm}$, $Z_X = 1$ - rys. 9.9.

Nominalna siła obwodowa

$$F_t = \frac{2 M_{S1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 30 P_1}{\pi_1 n_1 d_1} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 40 \cdot 10^6}{\pi 960 \cdot 67,34} = 11818 \text{ N}$$

Współczynnik bezpieczeństwa na naprężenia stykowe

$$S_{H1} = \frac{1280}{189,8 \cdot 1 \cdot 2,47 \cdot 0,785 \cdot 0,99 \sqrt{\frac{11818}{67,34 \cdot 70} \frac{3,15+1}{3,15}}} \frac{1 \cdot 1,04 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 1}{\sqrt{1,5 \cdot 1,09 \cdot 1,47 \cdot 1,2}} = 1,11$$

Otrzymana wartość współczynnika jest zadawalająca - mieści się w przedziale dopuszczalnych wartości minimalnych.

Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe zębów S_F , wymaga określenia wartości brakujących współczynników

$$S_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{\frac{F_t}{b m_n} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}} \frac{Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X}{Y_{FS} Y_\epsilon Y_\beta}$$

Z wykresu 9.12. odczytujemy wartość współczynnika $Y_{FS} = Y_{FA} Y_{SA}$ dla

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{19}{\cos^3 9^\circ 4'} = 19,73$$

i $x=0$, otrzymujemy $Y_{FS}=4,37$. Wartość ta leży w polu gdzie $q_s > 1,5$; wobec tego współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu wynosi $Y_{\delta rel T} = 1$.

Wartość współczynnika względnej chropowatości odczytujemy z wykresu rys. 9.14., dla przyjętej chropowatości powierzchni zębów $R_z=4\mu\text{m}$, $Y_{\delta rel T} = 1,05$.

Współczynnik wielkości dla $m_n = 3,5 < 5 \text{ mm}$, $Y_X = 1$, rys. 9.15.

Współczynnik spiętrzenia naprężeń przyjmujemy $Y_{ST} = 2$

Współczynnik kąta pochylenia zębów obliczamy ze wzoru

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120} = 1 - \frac{9,07}{120} = 0,92$$

Wartość współczynnika S_F wynosi

$$S_{F1} = \frac{310}{\frac{11818}{70} \frac{1}{3,5} 1,5 \cdot 1,09 \cdot 1,41 \cdot 1,2} \frac{2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1}{4,37 \cdot 0,702 \cdot 0,92} = 1,73$$

Wartość współczynnika bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe jest wystarczająca, nieznacznie wychodzi poza przedział wartości minimalnych (1,4 ÷ 1,6).

Na koło duże przyjęto stal konstrukcyjną węglową wyższej jakości C45 (45), przewidując hartowanie powierzchniowe łącznie z dnem wrębu ($HV560 \approx 525 \text{ HB} \approx 53 \text{ HRC}$), której wytrzymałość zmęczeniowa wynosi $\sigma_{Hlim} = 1100 \text{ MPa}$ i $\sigma_{Flim} = 270 \text{ MPa}$.

Przechodząc do sprawdzania współczynników bezpieczeństwa S_H i S_F koła z_2 należy określić nowe wartości niektórych współczynników. W przypadku współczynnika bezpieczeństwa na naprężenia stykowe dotyczy to współczynników: Z_{NT} , Z_L , Z_R , Z_V , Z_W i Z_X .

Liczba cykli obciążeń koła z_2 wynosi

$$N_L = 60 n_2 L_h = 60 \cdot 305 \cdot 10000 = 1,83 \cdot 10^8 \text{ cykli}$$

z wykresu 9.4., $Z_{NT} = 1$

Pozostałe współczynniki przyjmują wartości;

$Z_L = 1,060$ - przekładnia smarowana olejem Transol 170 o lepkości kinematycznej $v_{50} = 170 \div 195 \text{ mm}^2/\text{s}$ (wykres rysunek 9.5., tabela 9.),

$Z_R = 0,975$ - $R_z = 4 \mu\text{m}$, wykres rysunek 9.6.,

$Z_V = 0,975$ - wykres, rysunek 9.7.,

$Z_W = 1,000$ - dla $HB = 525 > 470$ - wykres rysunek 9.8.,

$Z_X = 1,000$ - dla $m_n = 3,5 \text{ mm}$ - wykres rysunek 9.9.

$$S_{H2} = \frac{1100}{1898 \cdot 1 \cdot 2,47 \cdot 0,785 \cdot 0,99 \sqrt{\frac{11818}{67,34 \cdot 70} \frac{3,15 + 1}{3,15}}} \frac{1 \cdot 1,06 \cdot 0,98 \cdot 0,975 \cdot 1 \cdot 1}{\sqrt{1,5 \cdot 1,09 \cdot 1,47 \cdot 1,2}} = 1,006 \approx 1,01$$

Jest to wartość wystarczająca, z przedziału wartości minimalnych ($1 \div 1,3$) współczynnika bezpieczeństwa na naprężenia stykowe.

Przy sprawdzaniu współczynnika bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe koła z_2 mogą ulec zmianie wartości współczynników Y_{FS} , Y_{NT} , $Y_{\delta relT}$, $Y_{R relT}$ oraz Y_X (w stosunku do ich wartości dla zębniaka) ze względu na inną wartość – σ_{Flim} .

Z wykresu rysunek 9.12. dla $z_{v2} = 62,3$ ($x=0$) odczytujemy $Y_{FS} = Y_{Fa}$ $Y_{Sa} = 3,88$; wartość ta leży w polu $q_s > 1,5$; wobec tego przyjmujemy $Y_{\delta relT} = 1$ Dla przyjętych wartości $R_z = 4 \mu\text{m}$ powierzchni zębów $Y_{R relT} = 1,02$ - wykres rysunek 9.14. Współczynnik wielkości dla $m_n = 3,5$ wynosi $Y_X = 1$ - wykres rysunek 9.15.

Współczynnik trwałości na złamanie zmęczeniowe dla $N_L = 1,83 \cdot 10^8$ cykli obciążeń

$Y_{NT} = 1$ - oba koła pracują w zakresie trwałej wytrzymałości zmęczeniowej.

Wartość współczynnika S_F wynosi

$$S_{F2} = \frac{270}{\frac{11818}{70} \frac{3,15}{3,5} 1,5 1,09 1,41 1,2} \frac{2 1 1 1,02 1}{3,88 0,702 0,92} = 1,65$$

Jest to wartość wystarczająca, nieznacznie wykracza poza zakres ($1,4 \div 1,6$), zalecanych minimalnych wartości współczynnika S_F .

Iloraz współczynników S_F / S_H dla obu kół przekładni wynosi odpowiednio:

$$\frac{S_{F1}}{S_{H1}} = \frac{1,73}{1,11} = 1,56 \quad \frac{S_{F2}}{S_{H2}} = \frac{1,65}{1,01} = 1,63$$

i zawiera się w zalecanym przedziale $(1,5 \div 2,5)$.

Sprawdzenie zębów na zatarcie

Moc tarcia ($\mu = 0,025$, $y = 1$)

$$P_t \approx \frac{P \left(1 + \frac{1}{u} \right)}{7 z_1} = \frac{40 \left(1 + \frac{1}{3,5} \right)}{7 \cdot 19} = 0,396 \approx 0,4 \text{ kW}$$

współczynnik pewności na zatarcie

$$x_t = \frac{z_1 m_n b}{1836 N_t} = \frac{19 \cdot 3,5 \cdot 70}{1836 \cdot 0,4} = 6,3 > 1$$

Warunek nie wystąpienia zatarcia kół jest spełniony.

Przykład 5.2

Zaprojektować przekładnię zębatą walcową jednostopniową o zębach prostych. Przekładnia o przełożeniu $u=3,55$ napędzana silnikiem elektrycznym o mocy $P=20$ kW i prędkości obrotowej $n=1470$ min⁻¹, pracuje w układzie napędowym mechanizmu suwnicy. Przewidywany okres trwałości przekładni $L_h=10000$ godz.

Dane	Szkice i obliczenia	Wyniki
1	2	3
41Cr4 (40 H) $\sigma_{Hlim} = 1280\text{MPa}$ $\sigma_{Flim} = 310\text{MPa}$ $z_1=21$ $\lambda=18$	Przyjmujemy na koło z_1 stal 41Cr4 (wg PN-EN, dawniej wg PN-H: 40H), przewidując hartowanie powierzchniowe zębów łącznie z dnem wrębu. Przyjęty materiał charakteryzują (tab. 20): $\sigma_{Hlim} = 1280\text{MPa}, \sigma_{Flim} = 310\text{MPa}, (H_v 610 \approx 570\text{HB})$. Napężenia dopuszczalne, na zginanie zmęczeniowe zęba, do obliczeń wstępnych przyjmujemy $\sigma_{FP} = 0,6\sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 310 = 186\text{MPa}$ Liczba cykli obciążeń koła z_1 wynosi $N_L = 60n_1 \cdot L_h = 60 \cdot 1470 \cdot 10000 = 8,82 \cdot 10^8$ cykli Koło z_1 pracuje w zakresie nieograniczonej (trwałej) wytrzymałości zmęczeniowej. Zatem współczynnik wzrostu wytrzymałości $Y_{NT} = Z_{NT} = 1$. Z tab. 4. przyjmujemy dla podanego układu napędowego, wartość współczynnika $K_A = 1,5$. Ponadto przyjmujemy $K_F = K_A$. Wstępne obliczenie modułu $m = 276 \sqrt[3]{\frac{P_1 K_F}{\lambda \cdot n_1 \cdot \sigma_{FP}} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta}$ Przyjmujemy $z_1=21$ oraz $\lambda=b/m=18$ Współczynnik $Y_{FS} = Y_{Fa} \cdot Y_{sa}$ ujmujący łączny wpływ kształtu zęba (Y_{Fa}) i karbu w stopie zęba (Y_{sa}) przyjmujemy z wykresu (rys. 9.12 dla $z_1=21$ i $x=0$) $Y_{FS}=4,64$. Współczynnik kąta pochylenia zębów $Y_B=1$ ($\beta=0$, $\varepsilon_\beta=0$, rys.9.10). Współczynnik stopnia pokrycia – wstępnie przyjęto $Y_\varepsilon=0,65$. Wartość modułu wynosi $m = 276 \sqrt[3]{\frac{20 \cdot 1,5}{18 \cdot 21 \cdot 1470 \cdot 186} \cdot 4,64 \cdot 0,65 \cdot 1} = 2,55\text{mm}$ Przyjmujemy $m=2,5$ mm Średnica podziałowa $d_1 = m \cdot z_1 = 2,5 \cdot 21 = 52,5$ mm Liczba zębów koła z_2 $z_2 = u \cdot z_1 = 3,55 \cdot 21 = 74,55$	$\sigma_{FP} = 186\text{MPa}$ $N_L = 8,82 \cdot 10^8$ cykli $Y_{NT} = 1$ $K_A = 1,5$ $m = 2,5$ mm $d_1 = 52,5$ mm $z_2 = 74$

Przyjęto $z_2=74$ jako, że z_1 i z_2 nie powinny mieć wspólnego podzielnika. Średnica podziałowa $d_2 = m \cdot z_2 = 2,5 \cdot 74 = 185 \text{ mm}$ Przełożenie rzeczywiste przekładni $u_{rz} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{74}{21} = 3,52$ Błąd przełożenia $\Delta u = \frac{ u_{rz} - u }{u} = \frac{ 3,52 - 3,55 }{3,55} \cdot 100\% = 0,84\%$ $\Delta u = 0,84\% < 2,5\%$ Szerokość wieńca $b = \lambda \cdot m = 18 \cdot 2,5 = 45 \text{ mm}$ Odległość osi $a = \frac{z_1 + z_2}{2} m = 2,5 \frac{21 + 74}{2} = 118,75 \text{ mm}$ Przyjmujemy odległość osi kół $a_w = 120 \text{ mm}$ Przy zmianie odległości osi kół z $a = 118,75$ na $a_w = 120 \text{ mm}$ następuje zmiana kąta przyporu. Powstaje nowy toczny kąt przyporu α_{wt}. Jego wartość wynosi $\cos \alpha_{tw} = \frac{a}{a_w} \cos \alpha = \frac{118,75}{120} \cos 20^\circ = 0,929904$ czyli $\alpha_{wt} = 21,58^\circ = 21^\circ 35'$ Rozsuniecie odległości osi wymaga przesunięcia zarysów współpracujących kół. Suma współczynników przesunięcia zarysów wynosi $x_1 + x_2 = \frac{\text{inv} \alpha_{tw} - \text{inv} \alpha}{2 \text{tg} \alpha} (z_1 + z_2) = \frac{\text{inv} 21^\circ 35' - \text{inv} 20^\circ}{2 \text{tg} 20^\circ} (21 + 74)$ $x_1 + x_2 = \frac{0,018891 - 0,014904}{2 \cdot 0,36397} (21 + 74) = 0,520$ Dla koła z_1 przyjmujemy $x_1 = 0,3$; na koło drugie pozostaje $x_2 = 0,22$. Przy współczynniku przesunięcia $x_1 = 0,3$ grubość zęba u wierzchołka koła z_1 przekracza wartość $0,55 \text{ m}$ (wykres 9.1c.). Jest to wartość gwarantująca, że nie wystąpi zaostrenie wierzchołka zęba ($0,55 \text{ m} > 0,4 \text{ m}$) Współczynnik skrócenia głów $k \cdot m = a_p - a_w$ $a_p = a + (x_1 + x_2)m = 118,75 + (0,3 + 0,52)2,5 = 120,05 \text{ mm}$ $k = \frac{a_p - a_w}{m} = \frac{120,05 - 120}{2,5} = 0,02 < 0,1$	$d_2 = 185 \text{ mm}$ $u_{rz} = 3,52$ $\Delta u = 0,84\%$ $b = 45 \text{ mm}$ $a_w = 120 \text{ mm}$ $\alpha_{wt} = 21^\circ 35'$ $x_1 = 0,3$ $x_2 = 0,22$
--	--

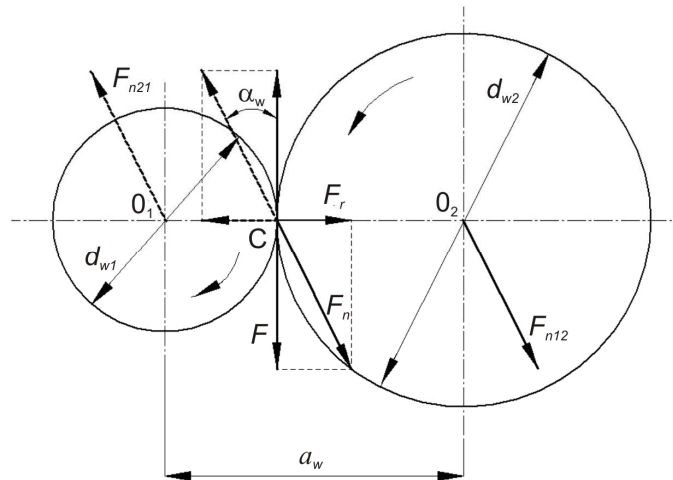
	W dalszych obliczeniach nie uwzględniamy współczynnika k, gdyż jego wartość jest mniejsza od współczynnika luzu wierzchołkowego ($c^*=0,1 \div 0,35$) Średnice toczne i średnica stóp ($c^*=0,25$) $d_{w1} = d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{tw}} = 52,5 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21^\circ 35'} = 53,05 mm$ $d_{w2} = d_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{tw}} = 185 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21^\circ 35'} = 186,95 mm$ $d_{f1} = m(z_1 - 2y - 2c^* + 2x_1) = 2,5(21 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,3) = 47,75 mm$ $d_{f2} = m(z_2 - 2y - 2c^* + 2x_2) = 2,5(74 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,22) = 180,25 mm$ Liczba przyporu $\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \cdot \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$ Brakujące wielkości Promienie głów i promienie zasadnicze $r_{a1} = \frac{d_{a1}}{2} = \frac{m(z_1 + 2y + 2x_1)}{2} = \frac{2,5(21 + 2 + 2 \cdot 0,3)}{2} = 29,5 mm$ $r_{a2} = \frac{d_{a2}}{2} = \frac{m(z_2 + 2y + 2x_2)}{2} = \frac{2,5(74 + 2 + 2 \cdot 0,22)}{2} = 95,55 mm$ $r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha = \frac{d_1}{2} \cos \alpha = \frac{52,5}{2} \cos 20^\circ = 24,67 mm$ $r_{b2} = r_2 \cdot \cos \alpha = \frac{d_2}{2} \cos \alpha = \frac{185}{2} \cos 20^\circ = 86,92 mm$ $\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{29,5^2 - 24,67^2} + \sqrt{95,55^2 - 86,92^2} - 120 \sin 21^\circ 35'}{\pi \cdot 2,5 \cdot \cos 20^\circ} = 1,59$ Współczynnik stopnia pokrycia $Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} = 0,25 + \frac{0,75}{1,59} = 0,72$ Współczynnik wskaźnika przyporu $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,59}{3}} = 0,896$ Obliczenia sprawdzające Sprawdzamy współczynniki bezpieczeństwa na naprężenia stykowe S_H i złamanie zmęczeniowe S_F.	$d_{w1} = 53,05 mm$ $d_{w2} = 186,95 mm$ $d_{f1} = 47,75 mm$ $d_{f2} = 180,25 mm$ $r_{a1} = 29,5 mm$ $r_{a2} = 95,55 mm$ $r_{b1} = 24,67 mm$ $r_{b2} = 86,92 mm$ $\varepsilon_\alpha = 1,59$ $Y_\varepsilon = 0,72$ $Z_\varepsilon = 0,896$
--	--	---

	Wyliczenie brakujących wartości Współczynnik nadwyżek dynamicznych (zakładamy pracę przekładni poza zakresem rezonansu) obliczamy ze wzoru $K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot F_1 / b} + K_2 \right) \frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}}$ Przyjmujemy z tabeli 5a. dla 8 klasy dokładności wykonania kół $K_1 = 39,1$; $K_2 = 0,193$ $v = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 53,05 \cdot 1470}{60 \cdot 100} = 4,08 \text{ m/s}$ $K_v = 1 + \left(\frac{39,1}{(1,5 \cdot 4950) / 45} + 0,0193 \right) \frac{4,08 \cdot 21}{100} \sqrt{\frac{3,52^2}{1 + 3,52^2}} = 1,21$ Współczynniki nierównomierności obciążenia wzdłuż szerokości koła obliczamy (przekładnia ogólnego przeznaczenia pracująca przy średnim obciążeniu) ze wzoru $K_{H\beta} = A_1 + 0,18(b/d_1)^2 + A_2 \cdot 10^{-3} \cdot b$ $A_1 = 1,23$; $A_2 = 0,61$ tab.6. (bez regulacji, docieranie w eksploatacji) $K_{H\beta} = 1,23 + 0,18(45/52,5)^2 + 0,61 \cdot 10^{-3} \cdot 45 = 1,39$ $K_{F\beta} = (K_{H\beta})^k = (1,39)^{0,877} = 1,33$ $k = (b/h)^2 / (1 + b/h + (b/h)^2) = \frac{8^2}{1 + 8 + 8^2} = 0,877$ $b/h = \frac{b}{2,25m} = \frac{45}{2,25 \cdot 2} = 8,00$ Współczynnik nierównomierności obciążenia w przekroju czołowym (koła hartowane, normalnie obciążone, klasa dokładności wykonania 8) przyjmujemy z tab. 5b dla $(F_1 \cdot K_A) / b = (4950 \cdot 1,5) / 45 = 165 \text{ N/mm} > 100 \text{ N/mm}$ $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,1$ Współczynnik bezpieczeństwa na zmęczenie powierzchniowe (naprężenia stykowe) $S_H = \frac{\sigma_{H \lim}}{Z_E Z_B \cdot Z_W \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \sqrt{\frac{F}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}}} \cdot \frac{Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X}{\sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}}$ Wartości pozostałych współczynników Współczynnik materiałowy $Z_E = 189,8$ - tab.7. Współczynnik jednoparowego przyporu $Z_B = 1,04 = M_1 > 1$ $Z_D = 1,0$; $M_2 = 0,94 < 1$	$K_v = 1,21$ $K_{H\beta} = 1,39$ $K_{F\beta} = 1,33$ $K_{F\alpha} = 1,1$ $Z_B = 1,04$ $Z_D = 1,0$
--	--	---

	Współczynnik strefy styku $Z_H = \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}} = \frac{1}{\cos 20^\circ} \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} 21^\circ 31'}} = 2,39$ Współczynnik pochylenia linii zębów $Z_\beta=1$ (rys.9.3) Współczynniki uwzględniające lepkość oleju - Z_L, chropowatość powierzchni - Z_R i prędkość obwodową - Z_v przyjmujemy dla kół szlifowanych o chropowatości $R_Z=4\mu\text{m}$, przekładni smarowanej olejem Transol 170 (wykresy rys. 9.5 do 9.7) $Z_L=1,045$ ($v=170 \div 195 \text{ mm}^2/\text{s}$; $\sigma_{Hlim}=1200 \text{ MPa}$) , $Z_R=0,975$ ($R_Z=4 \mu\text{m}$; $\sigma_{Hlim}=1200 \text{ MPa}$), $Z_v=0,975$ ($v=4,08 \text{ m/s}$; $\sigma_{Hlim}=1200 \text{ MPa}$) . Współczynnik zależny od twardości, dla kół hartowanych $Z_w=1$ ($m=2,5\text{mm}$, koła hartowane). Nominalna siła obwodowa $F = \frac{2Ms_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 30P_1}{\pi \cdot n_1 d_1} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 20 \cdot 10^6}{\pi \cdot 1470 \cdot 52,5} = 4950 \text{ N}$ $F = 4950 \text{ N}$ $S_{H1} = \frac{1280}{1898 \cdot 1,04 \cdot 2,39 \cdot 0,896 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{4950}{45 \cdot 52,5} \cdot \frac{3,52+1}{3,52}}} \cdot \frac{1 \cdot 1,045 \cdot 0,975 \cdot 0,975 \cdot 1}{\sqrt{1,5 \cdot 1,21 \cdot 1,39 \cdot 1,1}} = 1,14$ $S_{H1} = 1,09$ Otrzymana wartość współczynnika bezpieczeństwa jest zadawalająca, mieści się w przedziale wartości minimalnych ($S_{Hmin}=1,0-1,3$). Współczynnik bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe zębów $S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\frac{F}{b \cdot m} K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} \cdot \frac{Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_x}{Y_{Fs} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta}$ Sprawdzenie współczynnika S_F wymaga określenia wartości wielkości występujących we wzorze Wartość współczynnika $Y_{Fs}=4,04$ ($z_1=21$, $x=0,3$; rys. 9.12.) leży w polu gdzie $q>1,5$, wobec tego współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu $Y_{\delta relT}=1$. Współczynnik chropowatości powierzchni (w obszarze największego wyężenia) odczytujemy z wykresu rys. 9.14. $Y_{\delta relT}=1,05$ ($R_Z=4\mu\text{m}$) Współczynnik wielkości wymiarów rys 9.1. $Y_x=1$ ($m=2,5\text{mm} < 5\text{mm}$)	$Z_H=2,39$ $F=4950\text{N}$ $S_{H1}=1,09$
--	---	---

C45 (45) $\sigma_{Hlim} = 1100 \text{ MPa}$ $\sigma_{Flim} = 270 \text{ MPa}$	Współczynnik spiętrzenia naprężeń przyjmujemy - $Y_{ST}=2$. Współczynnik kąta pochylenia zębów (zęby proste) $Y_{\beta}=1$. Współczynnik trwałości na złamanie zmęczeniowe Y_{NT} na zginanie odgrywa tę samą rolę co współczynnik Z_{NT} w obliczeniach wytrzymałości stykowej, $Y_{NT}=1$. Wartość współczynnika wynosi $S_{F1} = \frac{310}{\frac{4950}{45 \cdot 2,5} \cdot 1,5 \cdot 1,21 \cdot 1,33 \cdot 1,1} \cdot \frac{2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1}{4,04 \cdot 0,69 \cdot 1} = 1,99$ Wartość współczynnika bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe zębów koła z_1 jest wystarczająco duża, wychodzi poza przedział jego wartości minimalnych ($1,4 \div 1,6$). Koło napędzane z_2 Na koło z_2 przyjmujemy stal konstrukcyjną węglową wyższej jakości C45 (wg PN-EN, dawniej wg PN-H: 45), przewidując hartowanie powierzchniowe zębów łącznie z dnem wrębów ($HV560 \approx 525 \text{ HB}$). Wytrzymałość zmęczeniowa stali C45 wynosi $\sigma_{Hlim}=1100 \text{ MPa}$ i $\sigma_{Flim} = 270 \text{ MPa}$. Sprawdzając współczynniki bezpieczeństwa S_H i S_F koła z_2 należy określić nowe wartości niektórych wielkości współczynników. W przypadku zmęczenia powierzchniowego są to: Z_{NT}, Z_L, Z_R, Z_V, Z_W, i Z_X (spowodowane jest to zastosowaniem innego materiału jak i liczbą obrotów, $n_2 = n_1 / u = 1470/3,52 = 417,6 \text{ min}^{-1}$) Liczba cykli obciążeń koła z_2 $N_L = 60 \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 417,6 \cdot 10^4 = 2,5 \cdot 10^8 \text{ cykli}$ Koło z_2 pracuje również w zakresie trwałej wytrzymałości zmęczeniowej, z wykresu rys.9.4 przyjmujemy $Z_{NT} = 1$. Pozostałe współczynniki przyjmują wartości $Z_L = 1,065$ rys. 9.5 - tab. 9 ($v = 170 \div 195 \text{ mm}^2/\text{s}$, $\sigma_{Hlim} = 1100 \text{ MPa}$), $Z_R = 0,974$ rys. 9.6 - ($R_Z = 4 \mu\text{m}$, $\sigma_{Hlim} = 1100 \text{ MPa}$), $Z_V = 0,074$ rys. 9.7 ($v = 4,08 \text{ m/s}$, $\sigma_{Hlim} = 1100 \text{ MPa}$), $Z_W = 1,000$ rys. 9.8 ($HB525 > 500$), $Z_X = 1,000$ rys. 9.9 ($m = 2,5$). Wartość współczynnika $S_{H2} = \frac{1100}{1898 \cdot 1,239 \cdot 0,8961 \sqrt{\frac{4950}{45 \cdot 525} \cdot \frac{3,52+1}{3,52}}} \cdot \frac{1,065 \cdot 0,974 \cdot 0,974 \cdot 1 \cdot 1}{\sqrt{1,5 \cdot 1,21 \cdot 1,39 \cdot 1,1}} = 1,0007 \approx 1,00$ $S_{H2} = 1,0007 \approx 1,00$. Jest to wartość, mieszcząca się w przedziale wartości minimalnych współczynnika bezpieczeństwa na naprężenia stykowe (zmęczenie powierzchniowe).	$S_{F1} = 1,99$ $n_2 = 417,6 \text{ min}^{-1}$ $N_L = 2,5 \cdot 10^8 \text{ cykli}$ $S_{H2} = 1,00$
--	--	---

	Przy obliczeniu współczynnika bezpieczeństwa na złamania zmęczeniowe zęba koła z_2 mogą ulec zmianie, w stosunku do ich wartości dla koła z_1, wartości współczynników : $Y_{FS}, Y_{NT}, Y_{\sigma relT}, Y_{RrelT}$ oraz Y_X. $Y_{FS} = Y_{FA} \cdot Y_{SA} = 3,93$ - rys. 9.12. ($z_2 = 74$, $x = 0,22$), $Y_{\sigma relT} = 1$ - rys.9.12. ($Y_{FS} = 3,93$ leży w polu $q_s > 1,5$), $Y_{RrelT} = 1,05$ rys. 9.14. ($R_z = 4 \mu m$), $Y_X = 1$ - rys. 9.15. ($m = 2,5 \text{ mm} < 5 \text{ mm}$), $Y_{NT} = 1$ - oba koła pracują w zakresie trwałej wytrzymałości zmęczeniowej. Wartość współczynnika wynosi $S_{F2} = \frac{270}{\frac{4950}{45 \cdot 2,5} \cdot 1,5 \cdot 1,21 \cdot 1,33 \cdot 1,1} \cdot \frac{2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1}{3,93 \cdot 0,69 \cdot 1} = 1,79$ Jest to wartość wystarczająca, nieznacznie wykracza poza jego zakres wartości minimalnych. Iloraz współczynników S_F/S_H dla obu kół przekładni wynosi odpowiednio: $S_{F1}/S_{H1} = 1,99/1,09 = 1,83$; $S_{F2}/S_{H2} = 1,79/1,00 = 1,79$ i zawiera się w zalecanym przedziale (1,5 do 2,5). Sprawdzenie warunku na zatarcie przekładni Moc tarcia $P_t = \frac{P(1+u)}{7z_1} = \frac{20(1+3,52)}{7 \cdot 21} = 0,61 \text{ KW}$ Koło z_2 nie ulegnie zatarciu jeśli $x_t = \frac{z_1 \cdot m \cdot b}{1836 P_t} \geq 1 \quad \text{czyli} \quad x_t = \frac{21 \cdot 2,5 \cdot 45}{1836 \cdot 0,61} = 2,1 > 1$ Warunek jest spełniony. Koło mniejsze nie ulegnie nagrzanemu prowadzącemu do zadzierania boków zębów w wyniku tarcia w podwyższonej temperaturze. Rozkład sił w przekładni Siły wynikające ze współpracy kół zębatych obciążają wały na których są osadzone, a za ich pośrednictwem przenoszą się na podpory - czyli łożyska. Przy obliczaniu wartości sił obciążających wały uwzględniono rodzaj napędu w którym pracuje przekładnia - silnik oraz urządzenie napędzane.	$S_{F2} = 1,79$ $x_t = 2,1$
--	--	---



Rys. 5.1. Oddziaływanie sił na zęby i wałki przekładni

Wartości momentów skręcających obciążających wały

$$M_{S1} = \frac{P_1 K_A}{\omega_1} = \frac{30 \cdot N_1 K_A}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 20 \cdot 1,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1470} = 194,9 Nm$$

$$M_{S2} = \frac{P_2 K_A}{\omega_2} = \frac{30 \cdot N_2 K_A}{\pi \cdot n_2} = \frac{30 \cdot N_1 \eta K_A}{\pi \cdot n_2} = \frac{30 \cdot 20 \cdot 0,98 \cdot 1,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 416,7} = 673,7 Nm$$

$\eta=0,98$

Wartość momentu M_{S2} obliczono z uwzględnieniem sprawności przekładni. Sprawność jednego stopnia przekładni zębatej przyjmuje się $\eta=0,97 \div 0,99$.

Siła obwodowa

$$F = \frac{2M_{S1}}{d_{w1}} = \frac{2M_{S2}}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 194,9 \cdot 10^3}{53,05} = 7348 N$$

Siła promieniowa $F_r = P \tan \alpha_{tw} = 7348 \cdot \tan 21^\circ 35' = 2907 N$

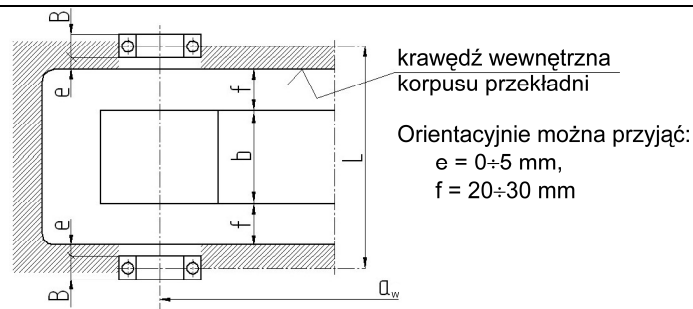
Siła nacisku normalnego $F_N = \frac{F}{\cos \alpha_{tw}} = \frac{7348}{\cos 21^\circ 35'} = 7902 N$

41Cr4
 $k_{go}=108$
 N/mm^2
 $k_{sj}=118$
 N/mm^2

Obliczenia średnic czopów wałka wejściowego i wyjściowego

Zęby koła z_1 będą nacięte na wałku wejściowym (zębnik). Materiał wałka 41Cr4 (40H) w stanie ulepszonym charakteryzują parametry: $k_{go}=108 N/mm^2$, $k_{sj}=118 N/mm^2$

C60 (60) $k_{go}=90$ N/mm² $k_{sj}=105$ N/mm²	Średnica czopa wejściowego $d_{c1} \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{s1}}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 194,9 \cdot 10^3}{\pi \cdot 118}} = 20,33mm$ Uwzględniając osłabienie czopa rowkami pod wpust , przyjmujemy średnicę $d_{c1}=25mm$. Ta wartość średnicy czopa wskazuje, że średnica wałka w miejscu osadzenia łożyska nie może być mniejsza niż 30mm. Średnicę wałka pod uszczelniacz łożyska przyjmujemy $d=28mm$. Dalsze stopniowanie wałka wejściowego ustalamy konstrukcyjnie , po wyliczeniu (sprawdzeniu) średnicy w przekroju najbardziej obciążonym, czyli w środku szerokości zębniaka. Przyjmowane średnice kolejnych stopni wałka muszą spełniać warunek : $d_{(i+1)}/d_i \leq 1,2.$ Zakładamy że wałek wyjściowy na którym osadzone jest koło z_2 będzie wykonane ze stali C60, którą w stanie ulepszonym charakteryzują wielkości: $k_{go}= 90 \text{ N/mm}^2$, i $k_{sj}= 105 \text{ N/mm}^2$. Średnica czopa wyjściowego $d_{c2} \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{s2}}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 673,7 \cdot 10^3}{\pi \cdot 105}} = 31,97mm$ Przyjmujemy czop wyjściowy z wielowypustem o średnicy wewnętrznej $d=32 \text{ mm}$ i średnicy zewnętrznej $D=36mm$ (PN-ISO 14, tab.28.). Czop pod łożysko będzie miał średnicę 40mm. Średnicę wałka wyjściowego w miejscu współpracy z pierścieniem uszczelniającym łożysko ustala się na 38 mm. Obliczenie średnic wałów Średnice wałów obliczamy w przekrojach najbardziej obciążonych tj. w środku szerokości kół zębatych. Obciążenie wałów stanowią znane już wartości momentów skręcających M_{s1} i M_{s2} oraz momenty gnące. W celu obliczenia wartości tych ostatnich, w danym przekroju wałka , należy znać wymiar jego długości, czyli ramię działania sił. Wymiar długości wałka ustalamy na podstawie jednego z rzutów projektowanej przekładni (najkorzystniej wykonanego w podziale 1:1) przyjmując niektóre wartości konstrukcyjnie.	$d_{c1}=20,33$ mm 8x32x36
--	--	--



Rys. 5.2. Odległość podpór wałka z łożyskami poprzecznymi

B – szerokość łożyska zależna od typu i średnicy wewnętrznej,

b - szerokość koła lub zębniaka,

$L = 2e + 2f + b + B$ - odległość podpór.

Walek wejściowy

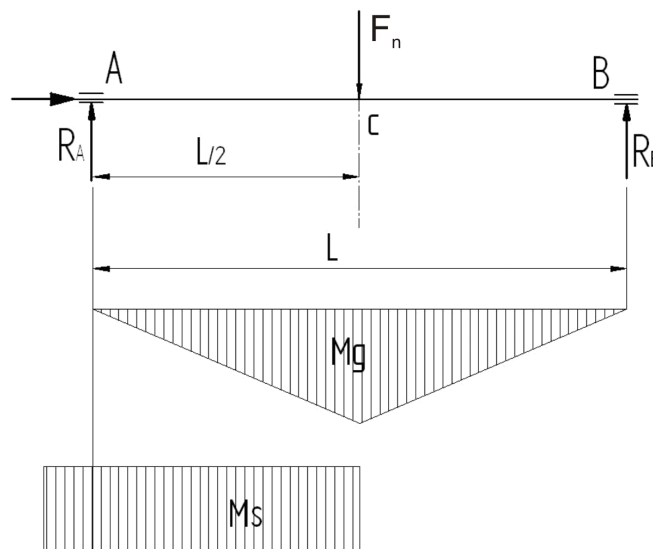
Przewidując zastosowanie łożysk wałeczkowych jednorzędowych na średnicę $d = 30 \text{ mm}$, przyjmujemy z katalogu łożysk $B = 16 \text{ mm}$.

Pozostałe wymiary przyjęto: $e = 3 \text{ mm}$, $f = 25 \text{ mm}$, $b = 45 \text{ mm}$.

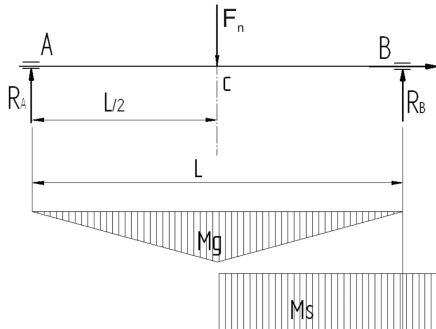
Odległość podpór wynosi:

$$L = 2e + 2f + b + B = 2 \cdot 3 + 2 \cdot 25 + 45 + 16 = 117 \text{ mm}$$

Schemat obciążenia wałka



Rys. 5.3. Obciążenie wałka czynnego przekładni

	Reakcje $\Sigma M_A = F_N \cdot L / 2 - R_B \cdot L = 0$ $R_B = \frac{F_N \cdot L}{2L} = \frac{F_N}{2}$ $R_A = R_B = \frac{7902}{2} = 3951 N$ Moment gnący $M_{gmax} = M_{gc} = R_A \cdot L / 2 = 3951 \cdot 117 / 2 = 231133 Nmm = 231,1 Nm$ Moment zastępczy $M_{zc} = \sqrt{M_{gc}^2 + \left(\frac{k_{go}}{2k_{sj}} M_s \right)^2} = \sqrt{231,1^2 + \left(\frac{108}{2 \cdot 118} 194,9 \right)^2} = 247,71 Nm$ Średnica wałka w przekroju C $d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{32 M_{zc}}{\pi \cdot k_{go}}} = \sqrt[3]{\frac{10 M_{zc}}{k_{go}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 247,71 \cdot 10^3}{108}} = 27,6 mm$ Obliczona średnica wałka w środku szerokości zębniaka (przekrój C) d_{w1} jest mniejsza od średnicy stóp uzębienia $d_{f1} = 47,75 mm$ $d_{w1} = 27,6 mm < d_{f1} = 47,75 mm$ Walek wyjściowy Przewidując, jak poprzednio, łożyskowanie wałka w łożyskach walcowych jednorzędowych o średnicy wewnętrznej $d=40 mm$, przyjmujemy z katalogu łożysk $B=18 mm$. Pozostałe wymiary przyjęto jak w wałku wejściowym. Odległość podpór wynosi $L=2e+2f+b+B=2 \cdot 3+2 \cdot 25+45+18=119 mm$ Schemat obciążenia wałka  Rys. 5.4. Obciążenie wałka biernego przekładni	$R_A = R_B = 3951 N$ $M_{gc} = 231,1 Nm$ $M_{zc} = 247,71 Nm$ $d_{w1} = 27,6 mm$
--	---	--

	Reakcja podpór $R_a = R_b = \frac{F_n}{2} = \frac{7902}{2} = 3951N$ Moment gnący $M_{g \max} = M_{gc} = R_A \cdot L / 2$ $M_{gc} = 235,1Nm$ Moment zastępczy redukowany do momentu skręcającego $M_{zs} = \sqrt{\left(\frac{2k_{sj}}{k_{go}} M_g\right)^2 + M_s^2} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 105}{90} \cdot 235,1\right)^2 + 673,7^2} = 868,79Nm$ Średnica wałka w środku szerokości koła (przekrój C) $d_w \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{zs}}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 868,79 \cdot 10^3}{\pi \cdot 105}} = 34,8mm$ Średnicę wałka pod koło z_2 przyjmujemy $d_w = 45mm$. Jest to podyktowane względami konstrukcyjnymi (średnica czopa wyjściowego $d_{c2} = 36mm$, średnica czopa łożyskowego $40mm$). Średnice pozostałych stopni wałka wyjściowego ustalamy konstrukcyjnie, nie dopuszczając do nadmiernego spiętrzenia naprężeń w przekroju między kolejnymi stopniami, a więc zachowując warunek $d_{(i+1)}/d_i \leq 1,2$. Dobór łożysk Jak podano wcześniej wałek łożyskowany będzie w łożyskach walcowych jednorzędowych typu NU i NUP. Łożysko ustalające wał w kierunku wzdłużnym (NUP) będzie założone na czop leżący po przeciwnej stronie wejścia momentu M_s. Pierścienie łożyska NUP w korpusie przekładni i na czopie ustalone będą pierścieniami sprężystymi. Wałek wejściowy Dobieramy łożyska na średnicę $d=30mm$. Równoważne obciążenie dynamiczne $P = XF_r + YF_a$ $P_1 = F_r = R_A$ czyli $P_1 = F_r = R_A = 3951N$ Żądana nośność dynamiczna $\left(\frac{C_1}{P_1}\right) = \left(\frac{L_n \cdot n_1 \cdot 60}{10^6}\right)^{\frac{3}{10}} = \left(\frac{10^4 \cdot 1470 \cdot 60}{10^6}\right)^{\frac{3}{10}} = 7,67$	$R_A=R_B=$ 3951N $M_{gc}=$ 235,1Nm $M_{zs}=$ 868,79Nm $d_w=45$ mm
--	---	---

	Zatem $C_1 = 7,67 \cdot P_1 = 7,67 \cdot 3951 = 30304 \text{ N} = C_2$ Przyjmujemy dwa łożyska walcowe jednorzędowe podpora A - NU 206EC i podpora B - NUP206EC o nośności dynamicznej 38000 N, ($C_0 = 36500\text{N}$) i wymiarach $D=62\text{mm}$, $B = 16\text{mm}$. Walek wyjściowy Do łożyskowania wałka dobieramy łożyska kulkowe zwykłe jednorzędowe. Podyktowane jest to dużą nośnością dynamiczną łożysk walcowych (ponad 2 razy przewyższającą żądaną). Równoważne obciążenie dynamiczne $P = XF_r + YF_a$ $P = F_r \text{ gdy } F_a / F_r \leq e, \text{ czyli } P_2 = F_{r2} = R_A = 3951\text{N}$ Żądana nośność dynamiczna $\left(\frac{C_2}{P_2} \right) = \left(\frac{L_n \cdot n_2 \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{10^4 \cdot 417,6 \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 6,3$ $C_2 = P_2 \cdot 6,3 = 3951 \cdot 6,3 = 24891\text{N}$ Dobrano dwa łożyska kulkowe zwykłe jednorzędowe 6208 o nośności dynamicznej $C = 30700\text{N}$ ($C_0=1900 \text{ N}$) i wymiarach $D = 80\text{mm}$, $B=18 \text{ mm}$. Łożysko ustalające walek w kierunku wzdłużnym zakładane jest na podporę A a pierścienie jego ustalane są jak w przypadku łożyska podpory B wałka wejściowego.	NU 206EC NUP 206EC
--	--	--

Przykład 5.3

Zaprojektować przekładnię zębatą walcową jednostopniową o zębach śrubowych, napędzaną silnikiem elektrycznym o mocy $P=28\text{KW}$ i prędkości obrotowej $n=1470 \text{ obr/min}$. Przełożenie przekładni $u=3,55$, a przewidywany czas pracy $L_h=10000 \text{ godz}$. Przekładnia pracuje w układzie napędowym pompy zębatej.

Dane	Szkice i obliczenia	Wyniki
1	2	3
42CrMo4 (40 HM) $\sigma_{H\text{lim}} = 1360\text{MPa}$ $\sigma_{F\text{lim}} = 350\text{MPa}$	Przyjmujemy na koło z_1 materiał stal 42CrMo4 (40HM), przewidując hartowanie powierzchni zębów wraz z dnem wrębów. Przyjęty materiał charakteryzują parametry (tab.20) $\sigma_{H\text{lim}}=1360 \text{ MPa}$, $\sigma_{F\text{lim}}=350 \text{ MPa}$ ($\text{HV}650 \approx 600 \text{ HB}$) Do obliczeń wstępnych przyjęto naprężenia dopuszczalne na zginanie zmęczeniowe $\sigma_{FP} = 0,66 \sigma_{H\text{lim}} = 0,6 \cdot 350 = 210 \text{ N/mm}^2$ Liczba cykli obciążeń koła z_1 $N_L = 60nL_h = 60 \cdot 1470 \cdot 10^4 = 8,82 \cdot 10^8 \text{ cykli}$	$\sigma_{FP} = 210\text{MPa}$ $N_L=8,82 \cdot 10^8 \text{ cykli}$

$z_1=21$ $\lambda=20$	Materiał koła z_1 będzie pracował w zakresie trwałej wytrzymałości zmęczeniowej. Współczynnik wzrostu wytrzymałości $Y_{NT}=Z_{NT}=1$. Wartość współczynnika zastosowania $K_A=1,35$ (tab.4.) . Do obliczeń wstępnych przyjmujemy $K_F=K_A$. Ponadto przyjmujemy liczbę zębów $z_1=21$ oraz kąt pochylenia linii zęba $\beta=10^\circ$ Wstępne obliczenie modułu $m_n = 267 \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K_F \cos \beta}{\lambda \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot \sigma_{FP}}} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$ Przyjmujemy $\lambda = b/m_n = 20$. Współczynnik $Y_{FS}=Y_{Fa} \cdot Y_{sa}$ ujmujący łączny wpływ kształtu zęba (Y_{Fa}) i karbu w stopie zęba (Y_{sa}) wyznaczamy dla zastępczej liczby zębów $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 10^\circ} = 21,98 = 22$ $Y_{FS}=4,3$ – rys.9.12. ($z_v=22$, $x=0$) Współczynnik kąta pochylenia zębów obliczamy ze wzoru $Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} \quad (\text{dla } \varepsilon_\beta \geq 1 \text{ przyjmujemy } \varepsilon_\beta = 1)$ $Y_\beta = 1 - \frac{10}{120} = 0,917$ Wstępnie przyjmujemy współczynnik stopnia pokrycia $Y_\varepsilon=0,8$. Wartość modułu wynosi $m_n = 267 \sqrt[3]{\frac{28 \cdot 1,35 \cos 10^\circ}{20 \cdot 21 \cdot 1470 \cdot 210}} \cdot 4,3 \cdot 0,8 \cdot 0,917 = 2,58 \text{ mm}$ Przyjmujemy znormalizowaną wartość modułu $m_n=2,5$ mm Średnica podziałowa zębnika $d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 21}{\cos 10^\circ} = 53,31 \text{ mm}$ Liczba zębów koła z_2 $z_2 = z_1 \cdot u = 21 \cdot 3,55 = 74,55$ Przyjmujemy $z_2=76$ – liczby zębów kół współpracujących powinny być względem siebie liczbami pierwszymi.	$Y_{NT}=1$ $K_A=1,35$ $m_n= 2,5$ mm $z_2=76$
---	--	--

	Średnica podziałowa koła z_2 $d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 76}{\cos 10^\circ} = 192,93 \text{ mm}$ Odległość osi $a = \frac{m_n}{\cos \beta} \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) = \frac{2,5}{\cos 10^\circ} \left(\frac{21 + 76}{2} \right) = 123,12 \text{ mm}$ Przyjmujemy odległość osi $a_w = 125 \text{ mm}$. Odległość tą uzyskamy przez zmianę kąta pochylenia zębów β $\cos \beta = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2} = \frac{2,5(21 + 76)}{2 \cdot 125} = 0,97$ $\beta = 14,07^\circ = 14^\circ 04'$ Wielkości średnic podziałowych $d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 21}{\cos 14^\circ 04'} = 54,12 \text{ mm}$ $d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 76}{\cos 14^\circ 04'} = 195,87$ Szerokość wieńca $b = \lambda m_n = 20 \cdot 2,5 = 50 \text{ mm}$ Przełożenie rzeczywiste przekładni $u_{rz} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{76}{21} = 3,619 \approx 3,62$ Błąd przełożenia $\Delta u = \frac{u_{rz} - u}{u} = \frac{3,62 - 3,55}{3,55} \cdot 100\% = 1,97\% < 2,5\%$ Liczba przyporu Skokowa $\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{50 \cdot \sin 14^\circ 04'}{\pi \cdot 2,5} = 1,54$ Czołowa $\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \sin \alpha_t}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t}$	$a_w = 125 \text{ mm}$ $\beta = 14^\circ 04'$ $d_1 = 54,12 \text{ mm}$ $d_2 = 195,87 \text{ mm}$ $b = 50 \text{ mm}$ $u_{rz} = 3,62$ $\Delta u = 1,97\%$ $\varepsilon_\beta = 1,54$
--	---	---

$\alpha_n = 20^\circ$	Czołowy kąt przyporu $tg \alpha_t = \frac{tg \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{tg 20^\circ}{\cos 14^\circ 04'} = 0,37522$ $\alpha_t = 20^\circ 34'$ Moduł czołowy $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{2,5}{\cos 14^\circ 04'} = 2,58 mm$ Promienie głów i promienie zasadnicze $r_{a1} = \frac{d_{a1}}{2} = \frac{\frac{m_n}{\cos \beta} (z_1 + 2y)}{2} = \frac{\frac{2,5}{\cos 14^\circ 04'} (21 + 2)}{2} = 29,64 mm$ $r_{a2} = \frac{d_{a2}}{2} = \frac{\frac{m_n}{\cos \beta} (z_2 + 2y)}{2} = \frac{\frac{2,5}{\cos 14^\circ 04'} (76 + 2)}{2} = 100,51 mm$ $r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha_t = \frac{d_1}{2} \cos \alpha_t = \frac{54,12}{2} \cos 20^\circ 34' = 25,3 mm$ $r_{b2} = r_2 \cos \alpha_t = \frac{d_2}{2} \cos \alpha_t = \frac{195,87}{2} \cos 20^\circ 34' = 91,69 mm$ $\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{29,64^2 - 25,3^2} + \sqrt{100,51^2 - 91,69^2} - 125 \sin 20^\circ 34'}{\pi \cdot 2,58 \cdot \cos 20^\circ 34'} = 1,67$ Całkowity stopień pokrycia $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,67 + 1,54 = 3,2$ Współczynnik liczby przyporu ($\varepsilon_\beta \geq 1$) $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,67}} = 0,77$ $Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \cos^2 \beta = 0,25 + \frac{0,75}{1,67} \cos 14^\circ 04' = 0,673$ Kąt pochylenia linii zęba na walcu zasadniczym $tg \beta_b = tg \beta \cos \alpha = tg 14^\circ 04' \cos 20^\circ = 0,23545 \quad \beta_b = 13^\circ 14'$ Wyznaczenie brakujących wielkości do przeprowadzenia obliczeń sprawdzających Współczynnik nadwyżek dynamicznych (zakładamy, że praca przekładni odbywa się poza zakresem rezonansu), współczynnik K_v wynosi	$\alpha_t = 20^\circ 34'$ $m_t = 2,58 mm$ $\varepsilon_\alpha = 1,67$ $\varepsilon_\gamma = 3,2$ $\beta_b = 13^\circ 14'$
-----------------------	---	---

	Wartości pozostałych współczynników Współczynnik materiałowy $Z_E = 189,8$ - tab. 7. Współczynnik strefy styku $Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_t}} = \frac{1}{\cos 20^\circ 34'} \sqrt{\frac{2 \cos 13^\circ 14'}{\operatorname{tg} 20^\circ 34'}} = 2,43$ Współczynnik jednoparowego przyporu zęba $Z_B = Z_D = 1$; $\varepsilon_\beta = 1,54 > 1$ Współczynnik kąta pochylenia zębów $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 14^\circ 04'} = 0,98$ Współczynniki uwzględniające : lepkość oleju, chropowatość powierzchni zębów, prędkość obwodową na wytrzymałość zmęczeniową σ_{Hlim} , oraz współczynnik zależny od twardości materiału przyjmują odpowiednie wartości: $Z_L = 1,024$ – przekładnia smarowana olejem Transol 130 o lepkości kinematycznej $\nu_{50} = 130 \div 150 \text{ mm}^2/\text{s}$, $\sigma_{Hlim} = 1200 \text{ MPa}$ (rys.11.5. , tab.9.), $Z_R = 0,975$ – rys. 11.6. ($R_Z = 4 \mu\text{m}$, $\sigma_{Hlim} = 1200 \text{ MPa}$), $Z_v = 0,975$ - rys. 11.7. ($v = 4,16 \text{ m/s}$, $\sigma_{Hlim} = 1200 \text{ MPa}$) $Z_W = 1,000$ - rys. 11.8. (koła hartowane), $Z_X = 1,000$ - rys. 11.9. ($m_n = 2,5 \text{ mm}$), Nominalna siła obwodowa $F_t = \frac{2M_{s1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 30 P_1}{\pi \cdot n_1 \cdot d_1} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 28 \cdot 10^6}{\pi \cdot 1470 \cdot 54,12} = 6722 \text{ N}$ $S_{H1} = \frac{1360}{189,8 \cdot 1 \cdot 2,43 \cdot 0,77 \cdot 0,98 \sqrt{\frac{6722}{50 \cdot 54,12} \cdot \frac{3,62 + 1}{3,62}}} \cdot \frac{1 \cdot 1,024 \cdot 0,975 \cdot 0,975 \cdot 1 \cdot 1}{\sqrt{1,35 \cdot 1,17 \cdot 1,41 \cdot 1,2}}$ $S_{H1} = 1,30$ Jest to wartość wystarczająca z przedziału wartości minimalnych ($1 \div 1,3$) współczynnika bezpieczeństwa. Współczynnik bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe $S_F = \frac{\sigma_{F \lim}}{\frac{F_t}{bm_n} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} \cdot \frac{Y_{NT} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\sigma_{relT}} \cdot Y_{R_{relT}} \cdot Y_x}{Y_{Fs} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta}$ Sprawdzenie współczynnika S_F wymaga określenia wartości brakujących współczynników obliczeniowych	$Z_H = 2,43$ $Z_\beta = 0,98$ $F_t = 6722 \text{ N}$ $S_{H1} = 1,30$
--	--	--

C45 (45) $\sigma_{Hlim}=1100$ MPa $\sigma_{Flim}=270$ MPa	Współczynnik ujmujący łączny wpływ kształtu zęba i karbu w stopie zęba, określamy dla zastępczej liczby zębów $z_{1v} = z_1 / \cos^3 \beta = 21 / \cos^3 14^\circ 04' = 23$ $Y_{Fs} = 4,24$ – rys. 11.12. ($z_v = 23$, $x = 0$) wartość ta leży w polu gdzie $q_s > 1,5$, wobec tego współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu $Y_{\delta rel T} = 1$. Współczynnik wpływu chropowatości powierzchni zęba $Y_{R rel T} = 1,05$ rys.11.14 ($R_z = 4 \mu m$). Współczynnik wielkości $Y_x = 1$ - rys.11.15. ($m_n = 2,5 \text{ mm} < 5 \text{ mm}$). Współczynnik spiętrzenia naprężeń przyjmujemy $Y_{ST} = 2$. Współczynnik kąta pochylenia zębów obliczamy ze wzoru $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120} = 1 - \frac{14,07}{120} = 0,88$ Wartość współczynnika S_F wynosi $S_{F1} = \frac{350}{\frac{6722}{50 \cdot 2,5} \cdot 1,35 \cdot 1,17 \cdot 1,33 \cdot 1,2} \cdot \frac{1 \cdot 21 \cdot 1,05 \cdot 1}{4,24 \cdot 0,673 \cdot 0,88} = 2,16$ Wartość współczynnika bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe zęba jest wystarczająco duża, wychodzi wyraźnie poza przedział wartości minimalnych ($1,4 \div 1,6$). Na koło duże z_2 przyjęto stal konstrukcyjną węglową wyższej jakości C45 (45), przewidując hartowanie powierzchniowe zębów łącznie z dnem wrębu ($HV560 = 525HB$) Wytrzymałość zmęczeniowa stali wynosi $\sigma_{H lim} = 1100$ MPa, $\sigma_{F lim} = 270$ MPa. (tab.20.). W celu sprawdzenia współczynników bezpieczeństwa s_H i s_F koła z_2 należy określić nowe wartości niektórych wielkości. Wynika to głównie ze zmiany materiału. W przypadku współczynnika na naprężenia stykowe dotyczy to współczynników: Z_{NT}, Z_L, Z_R, Z_V, Z_W i Z_X. Liczba obrotów koła z_2 $n_2 = n_1 / u = 1470 / 3,62 = 406 \text{ min}^{-1}$ Liczba cykli obciążeń wynosi $N_L = 60 \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 406 \cdot 10^4 = 2,44 \cdot 10^4 = 2,44 \cdot 10^8$ cykli Koło z_2 pracuje również w zakresie trwałej wytrzymałości zmęczeniowej czyli $Z_{NT} = 1$ – rys. 9.4. Pozostałe współczynniki przyjmują wartości:	$Y_\beta = 0,88$ $S_{F1} = 2,16$ $n_2 = 406 \text{ min}^{-1}$ $N_L = 2,44 \cdot 10^8$ cykli
--	--	--

	$Z_L = 1,032$ – rys. 9.5. tab. ($v=130 \div 150$, $\sigma_{Hlim} = 1100$ MPa), $Z_R = 0,968$ - rys. 9.6. ($R_z = 4\mu m$, $\sigma_{Hlim} = 1100$ MPa), $Z_V = 0,968$ – rys. 9.7. ($v = 4,16$ m/s, $\sigma_{Hlim} = 1100$ MPa), $Z_W = 1,000$ - rys. 9.8. ($HB=525 > 500$), $Z_X = 1,000$ - rys.9.9. ($m_n = 2,5$mm). $S_{H2} = \frac{1100}{189,8 \cdot 1 \cdot 2,43 \cdot 0,77 \cdot 0,98 \sqrt{\frac{6722}{50 \cdot 54,12} \frac{3,62+1}{3,62}}} \cdot \frac{1 \cdot 1,032 \cdot 0,968 \cdot 0,968 \cdot 1 \cdot 1}{\sqrt{1,35 \cdot 1,17 \cdot 1,41 \cdot 1,2}}$ =1,05. Jest to wartość zadawalająca, mieści się w przedziale wartości minimalnych współczynnika bezpieczeństwa na nacisk powierzchniowy. Inny materiał koła z_2 w porównaniu z materiałem zębniaka powoduje zmianę wartości współczynników : Y_{FS}, Y_{NT}, $Y_{\delta relT}$, Y_{RrelT} oraz Y_X w stosunku do ich wartości dla z_1. Odczytane wartości tych współczynników to: $Y_{FS} = 3,91$ rys. 9.12 ($z_v = 83,2$; $x=0$), wartość ta leży w polu $q_s > 1,5$ wobec tego przyjmujemy $Y_{\delta relT} = 1$ – rys. 9.12. ($q_s > 1,5$), $Y_{RrelT} = 1,05$ - rys. 9.14. ($R_z = 4\mu m$), $Y_X = 1$ rys. 9.15. ($m_n = 2,5$mm < 5 mm), $Y_{NT} = 1$ (praca w zakresie trwałej wytrzymałości zmęczeniowej) Wartość współczynnika wynosi: $S_{F2} = \frac{270}{\frac{6722}{50 \cdot 2,5} \cdot 1,35 \cdot 1,17 \cdot 1,33 \cdot 1,2} \cdot \frac{1 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1}{3,91 \cdot 0,673 \cdot 0,88} = 1,80$ Jest to wielkość nieznacznie przekraczająca przedział wartości minimalnych współczynnika bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe zęba. Iloraz współczynników bezpieczeństwa s_F/s_H dla obu kół przekładni wynosi odpowiednio: $S_{F1}/S_{H1} = 2,16/1,30 = 1,66$ i $S_{F2}/S_{H2} = 1,80/1,05 = 1,71$ i zawiera się w zalecanym przedziale wartości (1,5 do 2,5). Sprawdzenie przekładni na zatarcie Koło z_1 nie ulegnie nagrzanemu prowadzącemu do zacierania boków zębów w wyniku tarcia w podwyższonej temperaturze jeśli $x_t = \frac{z_1}{P_t} \frac{m_n}{1836} b \geq 1$	$S_{H2}=1,05$ $S_{F2}=1,80$
--	--	---

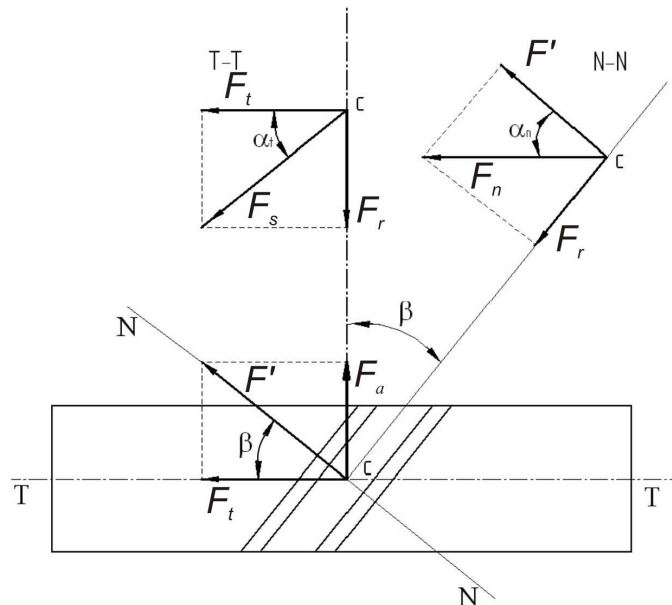
$$\text{Moc tarcia } P_t = \frac{P(1+u)}{7z_1} = \frac{28(1+3,62)}{7 \cdot 21} = 0,88 \text{ kW}$$

$$\text{Czyli } x_t = \frac{21 \cdot 2,5 \cdot 50}{0,88 \cdot 1836} = 1,62 > 1 \quad \text{Warunek jest spełniony.}$$

$$x_t = 1,62$$

Rozkład sił w przekładni

Siły wynikające ze współpracy kół zębatach obciążają wały na których osadzone są koła, za ich pośrednictwem obciążenie przenosi się na łożyska. Siły obciążające wały działają w dwóch płaszczyznach. W jednej działa siła promieniowa F_r i wzdłużna F_w , powodują one zginanie wału oraz jego rozciąganie lub ściskanie. W drugiej płaszczyźnie siła obwodowa P wywołująca zginanie i skręcanie wału. Płaszczyzny te są prostopadłe względem siebie.



Rys. 5.5. Siły w przekroju czołowym i normalnym przekładni

Wartości momentów skręcających wały

$$M_{s1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{30P_1 \cdot K_A}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 28 \cdot 1,35 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1470} = 245,57 \text{ Nm}$$

$$M_{s1} = 245,57 \text{ Nm}$$

$$M_{s2} = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{30P_2 \cdot K_A}{\pi \cdot n_2} = \frac{30 \cdot 28 \cdot \eta \cdot K_A}{\pi \cdot n_2} = \frac{30 \cdot 28 \cdot 0,98 \cdot 1,35 \cdot 10^3}{\pi \cdot 406} = 871,35 \text{ Nm}$$

$$M_{s2} = 871,35 \text{ Nm}$$

$$M_{s1} = 245,57 \text{ Nm}$$

$$M_{s2} = 871,35 \text{ Nm}$$

Wartość momentu M_{s2} obliczono z uwzględnieniem sprawności

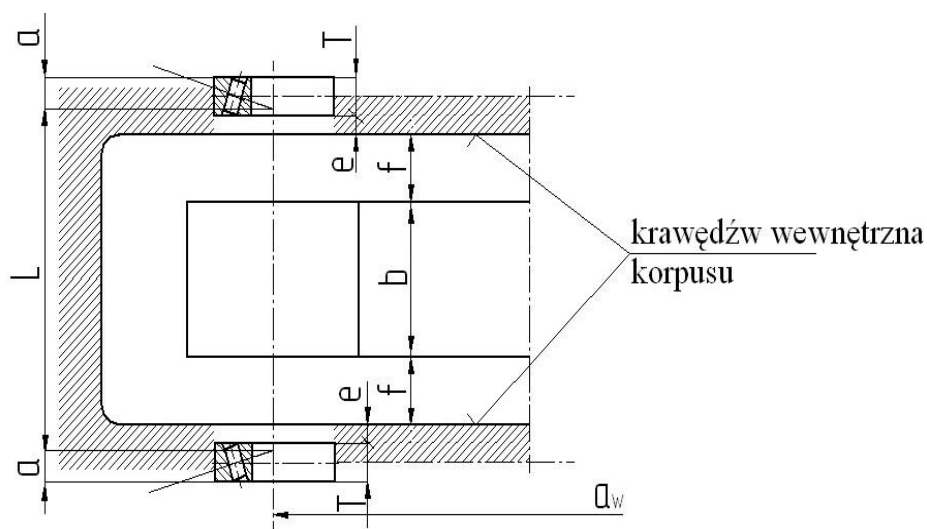
$\eta=0,98$	przekładni η, która dla jednego stopnia przekładni zawiera się w przedziale $0,97 \div 0,99$. Przy obliczaniu momentów uwzględniono przeciążenie wynikające z charakteru układu napędowego w którym pracuje przekładnia – K_A. Wartości sił Siła obwodowa $F_t = \frac{2M_{s1}}{d_1} = \frac{2M_{s2}}{d_2}$ $F_t = \frac{2M_{s1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 245,57 \cdot 10^3}{52,2} = 9355 N$ Siła promieniowa $F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 9355 \frac{\tan 20^\circ}{\cos 14^\circ 04'} = 3510 N$ Siła wzdłużna $F_a = F_t \tan \beta = 9355 \tan 14^\circ 04' = 2344 N$ Obliczenie średnic czopów Czop wejściowy Zęby koła z_1 będą nacięte na wałku wejściowym (zębnik) . Materiał wału stanowi więc stal 42CrMo4 (40 HM). W stanie ulepszonym charakteryzuje ją parametry $k_{go}=130 \text{ MPa}$ i $k_{sj}=135 \text{ MPa}$ Średnica czopa $d_{c1} = \sqrt[3]{\frac{16M_{s1}}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 245,57 \cdot 10^3}{\pi \cdot 135}} = 21,00 mm$ Uwzględniając osłabienie wału rowkami pod wpusty przyjmujemy średnicę czopa wejściowego $d_{c1}=28 \text{ mm}$. Przewiduje się średnicę czopa pod łożysko $d=30 \text{ mm}$. Pierścień uszczelniający łożysko będzie współpracował z częścią czopa łożyskowego.	$F_t=9355N$ $F_r=3510N$ $F_a=2344N$
42CrMo4 (40 HM) $k_{go}=130$ MPa $k_{sj}=135$ MPa C55 $k_{go}=85$ MPa $k_{sj}=102$ MPa	Czop wyjściowy Walek wyjściowy będzie wykonany ze stali C55 (55) dla której $k_{go}=85 \text{ N/mm}^2$ zaś $k_{sj}=102 \text{ N/mm}^2$. Średnica czopa wyjściowego wynosi $d_{c2} \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{s2}}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 871,35 \cdot 10^3}{\pi \cdot 102}} = 35,17 mm$ Przyjmujemy że czop wyjściowy będzie posiadał wpust o średnicach: wewnętrznej $d=36 \text{ mm}$ i zewnętrznej $D = 40 \text{ mm}$ (PN-ISO 14, tab.28.). Tym samym średnicę pod łożysko ustala się na 45 mm. Pierścień uszczelniający będzie współpracował z częścią wałka o średnicy 42 mm.	$d_{c1}=28 \text{ mm}$ 8x36x40

Obliczenie średnic wałków

Średnice wałków obliczamy w miejscach najbardziej obciążonych – w środku szerokości kół zębatych. Obciążenie wałków stanowią znane już momenty M_{s1} i M_{s2} oraz momenty zginające.

W celu obliczenia wartości M_g w danym przekroju wałka konieczna jest znajomość jego długości. Długość wałka ustalamy z jednego z rzutów projektowanej przekładni (najlepiej wykonanego w podziałce 1 : 1), przyjmując niektóre wielkości konstrukcyjne.

W przypadku kół o zębach śrubowych przewiduje się stosowanie łożysk kulkowych skośnych lub stożkowych. Zabudowuje się je najczęściej, ze względu na łatwość realizacji zacisku wstępnego w łożysku, w układzie „X”.



Rys. 5.6. Odległość podpór wałka z łożyskami skośnymi

Przy wykonywaniu rzutu projektowanej przekładni możemy orientacyjnie przyjąć,

$$e = 0 \div 5 \text{ mm},$$

$$f = 20 \div 30 \text{ mm},$$

T – szerokość łożyska zależna od jego typu i średnicy wewnętrznej (katalog),

a – wymiar określający przesunięcie obciążenia promieniowego łożyska (katalog),

b – szerokość koła lub zębniaka,

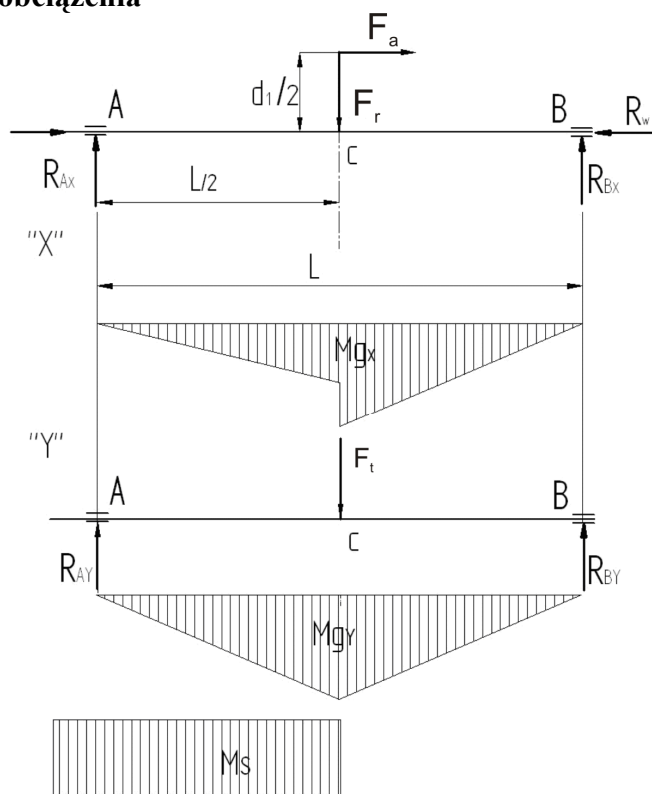
$$L = (2e + 2f + b + 2T - 2a) - \text{odległość podpór (dla układu „X”).}$$

Walek wejściowy

Przewidując łożyskowanie wałka w łożyskach stożkowych jednorzędowych, przyjmujemy z katalogu (Katalog Główny SKF): $T=25\text{mm}$, $a=16\text{mm}$. Pozostałe wymiary założono: $e=5\text{mm}$, $f=25\text{mm}$ (średnica czopa $d = 30\text{mm}$). Wówczas odległość podpór wynosi:

$$L=2e+2f+b+2T-2a=2\cdot 5+2\cdot 25+50+2\cdot 25-2\cdot 16=128\text{mm}$$

Schemat obciążenia



Rys. 5.7. Obciążenie wałka czynnego przekładni w dwóch płaszczyznach

Reakcje podpór i momenty gnące w płaszczyźnie „X”

$$\Sigma M_A = F_r \cdot \frac{L}{2} + F_a \cdot \frac{d_1}{2} - R_{BX} \cdot L = 0$$

$$R_{BX} = \frac{F_r \cdot \frac{L}{2} + F_a \cdot \frac{d_1}{2}}{L} = \frac{3510 \cdot 64 + 2344 \cdot 27,06}{128} = 2251\text{N}$$

$$\Sigma M_B = R_{Ax} \cdot L - F_r \cdot \frac{L}{2} + F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{F_r \cdot \frac{L}{2} - F_a \cdot \frac{d_1}{2}}{L} = \frac{3510 \cdot 64 - 2344 \cdot 27,06}{128} = 1259\text{N}$$

$$R_w = F_a = 2344\text{N}$$

	Momenty gnące $M_{gcx} = R_{Ax} \cdot L/2 = 1259 \cdot 64 = 80576 \text{ Nmm}$ $M_{gcx} = 80,6 \text{ Nm}$ $M_{gcx\max} = R_{Ax} \cdot L/2 + F_a \cdot d_1/2 = 1259 \cdot 64 + 2344 \cdot 27,06 = 144028 \text{ Nmm}$ $M_{gcx\max} = 144,03 \text{ Nm}$ Reakcje podpór i moment gnący w płaszczyźnie „Y” $R_{Ay} = R_{By} = \frac{F_t}{2} = \frac{9355}{2} = 4678 \text{ N}$ $M_{gcy} = R_{Ay} \cdot L/2 = 4678 \cdot 64 = 299392 \text{ Nmm} = 299,4 \text{ Nm}$ Reakcje wypadkowe $R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1259^2 + 4678^2} = 4844 \text{ N}$ $R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{2251^2 + 4678^2} = 5191 \text{ N}$ $R_w = F_a = 2344 \text{ N}$ Moment gnący wypadkowy w przekroju C (maksymalny) $M_{gc} = \sqrt{M_{gcx\max}^2 + M_{gcy}^2} = \sqrt{144,03^2 + 299,4^2} = 332,2 \text{ Nm}$ Moment zastępczy i średnica wałka w przekroju C $M_{zc} = \sqrt{M_{gc}^2 + \left(\frac{k_{go}}{2k_{sj}} M_s \right)^2}$ $M_{zc} = \sqrt{332,2^2 + \left(\frac{130}{2 \cdot 135} 245,57 \right)^2} = 352,6 \text{ Nm}$ $d_c \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{zc}}{\pi \cdot k_{go}}} = \sqrt[3]{\frac{10 M_{zc}}{k_{go}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 352,6 \cdot 10^3}{130}} = 30,04 \text{ mm}$ Obliczona średnica wałka w środku szerokości zębika jest mniejsza od średnicy stóp uzębienia, która wynosi $d_{f1} = m_n \left(\frac{z_1}{\cos \beta} - 2y - 2c^* \right) = 2,5 \left(\frac{21}{\cos 14^\circ} - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 \right) = 47,87 \text{ mm}$ $d_{f1} > d_c = 30,04 \text{ mm}.$ Średnice pozostałych stopni wałka wejściowego (które nie zostały ustalone wcześniej) przyjmujemy konstrukcyjnie. Nie dopuszczamy do niebezpiecznego spiętrzenia naprężeń w przekrojach między kolejnymi	$R_A = 4844 \text{ N}$ $R_B = 5191 \text{ N}$ $R_w = F_a = 2344 \text{ N}$ $M_{gc} = 332,2 \text{ Nm}$ $M_{zc} = 352,6 \text{ Nm}$
--	---	--

stopniami wałka, zachowując iloraz $d_{(i+1)}/d_i \leq 1,2$.

Walek wyjściowy

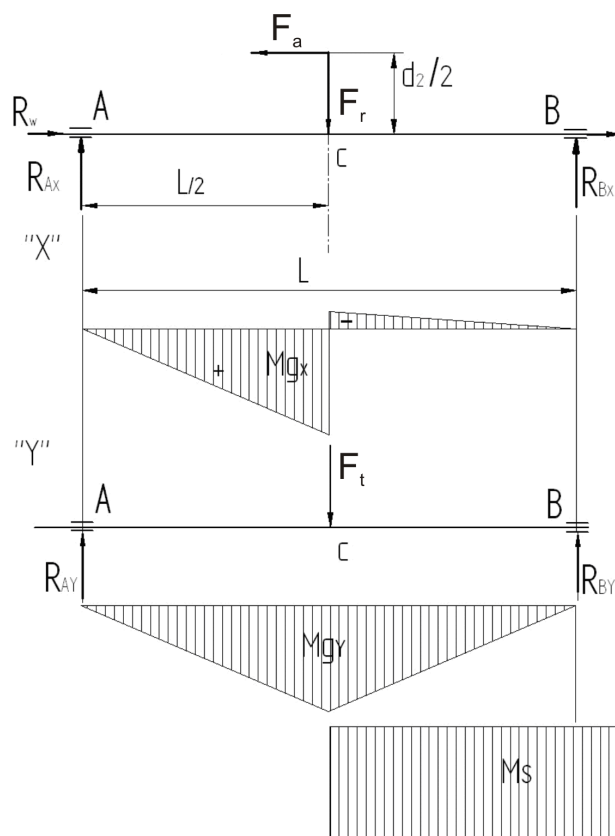
Przewidujemy, jak poprzednio, łożyska stożkowe jednorzędowe na średnicę 45mm. Przyjmujemy wg katalogu SKF wymiary: $T=20\text{mm}$, $a=16\text{mm}$. Pozostałe wymiary dobrano jak w przypadku obliczeń wałka wejściowego.

Zatem odległość podpór wynosi

$$L = 2e + 2f + b + 2T - 2a = 2 \cdot 5 + 2 \cdot 25 + 50 + 2 \cdot 20 - 2 \cdot 16 = 118\text{mm}.$$

$$\text{Promień podziałowy koła } z_2 \quad \frac{d_2}{2} = \frac{195,87}{2} = 97,94\text{mm}$$

Schemat obciążenia wałka



Rys. 5.8. Obciążenie wałka biernego przekładni w dwóch płaszczyznach

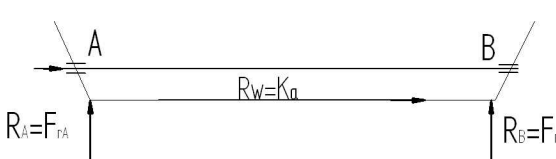
„X” Reakcje podpór

$$\Sigma M_A = R_{Bx} \cdot L + F_r \frac{L}{2} - F_a \frac{d_2}{2} = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{F_a \frac{d_2}{2} - F_r \frac{L}{2}}{L} = \frac{2344 \cdot 97,94 - 3510 \cdot 59}{118}$$

$$R_{Bx} = 190,5\text{N} = 191\text{N}$$

	$\Sigma M_B = R_{Ax} \cdot L - F_r \frac{L}{2} - F_a \frac{d_2}{2} = 0$ $R_{Ax} = \frac{F_r \frac{L}{2} + F_a \frac{d_2}{2}}{L} = \frac{3510 \cdot 59 + 2344 \cdot 97,94}{118}$ $R_{Ax} = 3700,5 N = 3701 N$ $R_w = F_a = 2344 N$ Momenty gnące $M_{g_{cx}} = -R_{Bx} \frac{L}{2} = -191 \cdot 59 = -11269 Nm = -11,3 Nm$ $M_{g_{cx} \max} = -R_{Bx} \cdot \frac{L}{2} + P_w \cdot \frac{d_2}{2} = -191 \cdot 59 + 2344 \cdot 97,94$ $M_{g_{cx} \max} = 218302 Nmm = 218,3 Nm$ „Y” Reakcje podpór $R_{AY} = R_{BY} = \frac{F_t}{2} = \frac{9355}{2} = 4678 N$ Moment gnący $M_{g_{cY}} = R_{AY} \cdot \frac{L}{2} = 4678 \cdot 59 = 276002 Nmm = 276 Nm$ Moment gnący wypadkowy $M_{gc} = \sqrt{M_{g_{cx} \max}^2 + M_{g_{cY}}^2} = \sqrt{218,3^2 + 276^2} = 315,9 Nm$ Reakcje wypadkowe $R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{3701^2 + 4678^2} = 5965 N$ $R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{191^2 + 4678^2} = 4682 N$ $R_w = F_w = 2344 N$ Moment zastępczy zredukowany do momentu skręcającego $M_{zs} = \sqrt{\left(\frac{2k_{sj}}{k_{go}} M_g \right)^2 + M_s^2} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 102}{85} 315,9 \right)^2 + 871,35^2} = 1155 Nm$	$M_{gc} =$ $315,9 Nm$ $R_A =$ $5965 N$ $R_B =$ $4682 N$ $R_w =$ $2344 N$ $M_{zs} =$ $1155 Nm$
--	---	---

$p_{dop}=80$ MPa $L=50mm$ $R_A=4844$ N $R_B=5191$ N $R_w=2344$ N $e=0,35$ $Y=1,7$ 33206	Średnica wałka w przekroju C $d_c \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{zs}}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1155 \cdot 10^3}{\pi \cdot 102}} = 38,64mm$ Koło z_2 będzie osadzone na wielowypuszcie o średnicy wewnętrznej $d=46mm$ i średnicy zewnętrznej $D = 50mm$ (PN-ISO 14 – tab.28.). Znając średnice czopów : wyjściowego, pod łożyska, w miejscu współpracy z pierścieniem uszczelniającym oraz średnicę wałka w miejscu osadzenia koła, kształtujemy wał konstrukcyjnie. Przyjmujemy średnice pozostałych stopni, tak by nie następowało niebezpieczne spiętrzenie naprężeń w przekrojach między kolejnymi stopniami, czyli był spełniony warunek $d_{(i+1)}/d_i \leq 1,2$. Sprawdzenie nacisków powierzchniowych złącza wielowypustowego wału i koła z_2 $p = \frac{8M_{s2}}{(D^2 - d^2) \cdot z \cdot L \cdot \varphi} = \frac{8 \cdot 871,35 \cdot 10^3}{(50^2 - 46^2) \cdot 8 \cdot 50 \cdot 0,75} = 60,5MPa$ $p = 60,5MPa < p_{dop} = 80MPa$ Dobór łożysk Wałki przekładni są krótkie, będą łożyskowane w łożyskach stożkowych jednorzędowych zabudowanych w układzie zbieżnym „X”. Każde z łożysk ustala wzdłużnie wał tylko w jednym kierunku. Walek wejściowy  Przewiduje się zastosowanie na podporach A i B dwóch jednakowych łożysk stożkowych 33206 o nośności dynamicznej $C=64400$ N dla których $e=0,35$; $Y=1,7$. Rys. 5.9. Obciążenie łożysk skośnych wałka czynnego przekładni Wartości reakcji wskazują że : $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B} \text{ czyli } \frac{4844}{1,7} < \frac{5191}{1,7} \quad \text{oraz}$	8x46x50
--	--	----------------

$R_A = 5965N$ $R_B = 4682N$ $R_w = 2344N$ $e = 0,45$ $Y = 1,5$ 32209	$P_A = F_{rA} = 4844N$ Żądana nośność dynamiczna $C_A = 7,67 \cdot P_A = 7,67 \cdot 4844$ $C_A = 37153N$ Przyjmujemy podobnie jak na podporę B łożysko stożkowe 33206 o nośności dynamicznej $C = 64400N$. Przy zmianie kierunku obrotów przekładni następuje zmiana obciążenia podpór, czyli łożysk A i B. Ponadto otwory w korpusie przekładni mają tę samą średnicę $D = 62mm$, co usprawnia proces technologiczny obróbki korpusu. Nie zastosowano łożysk serii 32306 o nośności dynamicznej $C = 76500N$ i średnicy zewnętrznej $D = 72mm$, gdyż jak widać jedno z łożysk wymaga nośności dynamicznej około 50% mniejszej w stosunku do drugiego. Zastosowanie tych łożysk zwiększyłoby niepotrzebnie koszt przekładni. Walek wyjściowy Przewiduje się zastosowanie dwóch łożysk stożkowych jednorzędowych 32009X o nośności dynamicznej $C = 58300N$; $e = 0,40$; $Y = 1,5$ Rys. 5.10. Obciążenie łożysk skośnych wałka biernego przekładni $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}, \frac{5965}{1,5} > \frac{4682}{1,5} \quad \text{oraz}$ $K_A = R_w = 2344 > 0,5 \left(\frac{5965}{1,5} - \frac{4682}{1,5} \right) = 428$ Powyższe nierówności wskazują, że zachodzi przypadek 2b. Siły wzdłużne obciążające łożyska A i B obliczamy wówczas wg wzorów (katalog) $F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B} = \frac{0,5 \cdot 4682}{1,5} = 1561N$ $F_{aA} = F_{aB} + K_a = 1561 + 2344 = 3905N$ Podpora A Równoważne obciążenie dynamiczne $\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{3905}{5965} = 0,65 > e = 0,4 \quad \text{czyli}$ $P_A = 0,4 F_{rA} + Y F_{aA} = 0,4 \cdot 5965 + 1,5 \cdot 3905 = 8244N$ Żądana nośność dynamiczna	$C_A = 37153N$ $F_{aB} = 1561N$ $F_{aA} = 3905N$
---	--	--

	$\frac{C_A}{P_A} = \left(\frac{L_n \cdot n_2 \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = \left(\frac{10^4 \cdot 406 \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = 5,21$ $C_A = 5,21 \cdot P_A = 5,21 \cdot 8244 = 42951N$ Przyjmujemy łożysko 32009X o nośności dynamicznej $C=58300N$ i wymiarach $D=75mm$, $T=20mm$, $a=16mm$ $C_A=42951N < C=58300N$ Podpora B Równoważne obciążenie dynamiczne $\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{1561}{4682} = 0,33 < e = 0,4 \quad \text{czyli} \quad P_B = F_{rB} = 4682N$ Żądana nośność dynamiczna $C_B = 5,21 \cdot P_B = 5,21 \cdot 4682 = 24393N$ Przy zmianie kierunku obrotów przekładni następuje zmiana obciążenia łożysk A i B. Łożysko które było mniej obciążone przejmuje rolę łożyska bardziej obciążonego. Z tego powodu, jak również ze względów technologicznych (jednakowe otwory w korpusie, mniejszy asortyment łożysk) stosujemy również tu łożysko 32009X – takie jak na podporę A. Jest to łożysko o najmniejszej nośności katalogowej C – dla średnicy czopa 45mm. Za zastosowaniem łożysk stożkowych przemawiały też względy wymiarowe – średnice zewnętrzne łożysk.	$C_A=$ 42951N $C_B=$ 24393N
--	--	---

6. PRZEKŁADNIE Z KOŁAMI STOŻKOWYMI O ZĘBACH PROSTYCH

6.1. Podstawowe parametry przekładni

Półkąty stożków podziałowych kół przy kącie przecięcia osi $\Sigma=90^\circ$

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{u}; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{z_2}{z_1} = u \quad \text{lub} \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1 \quad (6.1)$$

Średnica podziałowa (zewnętrzna)

$$d = m_t z \quad (6.2)$$

Zaleca się stosować moduł czołowy m_t znormalizowany wg tab.1.

Długość tworzących stożka podziałowego

- zewnętrznej

$$R_e = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{m_t z_1}{2 \sin \delta_1} \quad (6.3)$$

- średniej

$$R_m = R_e - \frac{b}{2} \quad (6.4)$$

Szerokość wieńca przyjmuje się

$$b = \left(\frac{1}{3} \div \frac{1}{4} \right) R_e \leq 10 m_t \quad (6.5)$$

Średnica średnia

$$d_m = d \frac{R_m}{R_e} \quad (6.6)$$

Moduł średni

$$m_m = m_t \frac{d_m}{d} \quad (6.7)$$

Długość tworzącej stożka czołowego równa promieniowi podziałowemu koła walcowego zastępczego wynosi

$$r_{t1} = r_{v1} = \frac{r_1}{\cos \delta_1} = \frac{m_t z_1}{2 \cos \delta_1} \quad (6.8)$$

Przełożenie rzeczywiste

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} \quad (6.9)$$

Wysokość zęba

$$h = h_a + h_f \quad (6.10)$$

gdzie:

$$h_a = (y + x)m_t$$

$$h_f = (y - x + c^*)m_t$$

Współczynnik luzu wierzchołkowego c^* przyjmuje się dla kół o zębach prostych $c^*=0,2$.
Średnica kół wierzchołków

$$d_a = d + 2h_a \cos \delta \quad (6.11)$$

Zastępcza liczba zębów

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta} \quad (6.12)$$

Graniczna liczba zębów

$$z_{gs} = z_g \cos \delta \quad (6.13)$$

gdzie:

$$z_g = y \frac{2}{\sin^2 \alpha} - \text{graniczna liczba zębów dla koła zębatego walcowego.}$$

W przekładniach kątowych z kołami stożkowymi najczęściej stosowana jest korekcja P-0 (wartości współczynników $x_1=-x_2$ przyjmuje się w zależności od przełożenia u i liczby zębów koła z_1) pod warunkiem, że spełniona jest zależność

$$z_{v1} + z_{v2} \geq 2z_{gs} \quad (6.14)$$

Wówczas stożki toczone pokrywają się ze stożkami podziałowymi. W przekładniach o zębach prostych stosuje się zęby normalne, $y=1$. Zęby kół są zbieżne zarówno na wysokości, jak i na grubości.

Kąty wysokości głowy i stopy zęba wynoszą

$$\operatorname{tg} \vartheta_a = \frac{h_a}{R_e} ; \quad \operatorname{tg} \vartheta_f = \frac{h_f}{R_e} \quad (6.15)$$

Półkął stożka wierzchołkowego

$$\delta_a = \delta + \vartheta_a \quad (6.16)$$

W celu zachowania jednakowego luzu wierzchołkowego na całej długości zęba półkąty stożków wierzchołkowych zaleca się obliczać ze wzoru

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_{f2} ; \quad \delta_{a2} = \delta_2 + \vartheta_{f1} \quad (6.17)$$

Półkąty stożka stóp

$$\delta_f = \delta - \vartheta_f \quad (6.18)$$

Liczbę przyporu przekładni oblicza się jak dla kół walcowych o zębach prostych przyjmując zastępcze liczby zębów.

6.2. Parametry walcowych kół zastępczych

Prawie wszystkie stosowane obecnie metody obliczeń wytrzymałościowych kół stożkowych (w tym metoda wg norm ISO) oparte są na koncepcji kół zastępczych. Istotą jej jest zastąpienie pary stożkowych kół zębatych równoważną wytrzymałościowo parą kół walcowych, do której można stosować w dużej mierze znane już algorytmy.

- przełożenie

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2} = u \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = u^2 \quad (6.19)$$

- średnice podziałowe

$$\begin{aligned} d_{v1} &= \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1} \frac{R_m}{R_e} \\ d_{v2} &= \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = \frac{d_2}{\cos \delta_2} \frac{R_m}{R_e} \end{aligned} \quad (6.20)$$

Wysokość głowy zęba w przekroju środkowym (zęby o zmiennej wysokości)

$$h_{am} = h_a - 0,5btg \vartheta_a \quad (6.21)$$

Średnice kół wierzchołkowych

$$d_{va} = d_v + 2h_{am} \quad (6.22)$$

Średnice kół zasadniczych

$$d_{vb} = d_v \cos \alpha_{vt} \quad \text{gdzie} \quad tg \alpha_{vt} = \frac{tg \alpha_n}{\cos \beta_m} \quad (6.23)$$

Średni współczynnik przesunięcia zarysu

$$x_{hm1} = \frac{h_{am1} - h_{am2}}{m_m} \quad x_{hm2} = \frac{h_{am2} - h_{am1}}{m_m} \quad (6.24)$$

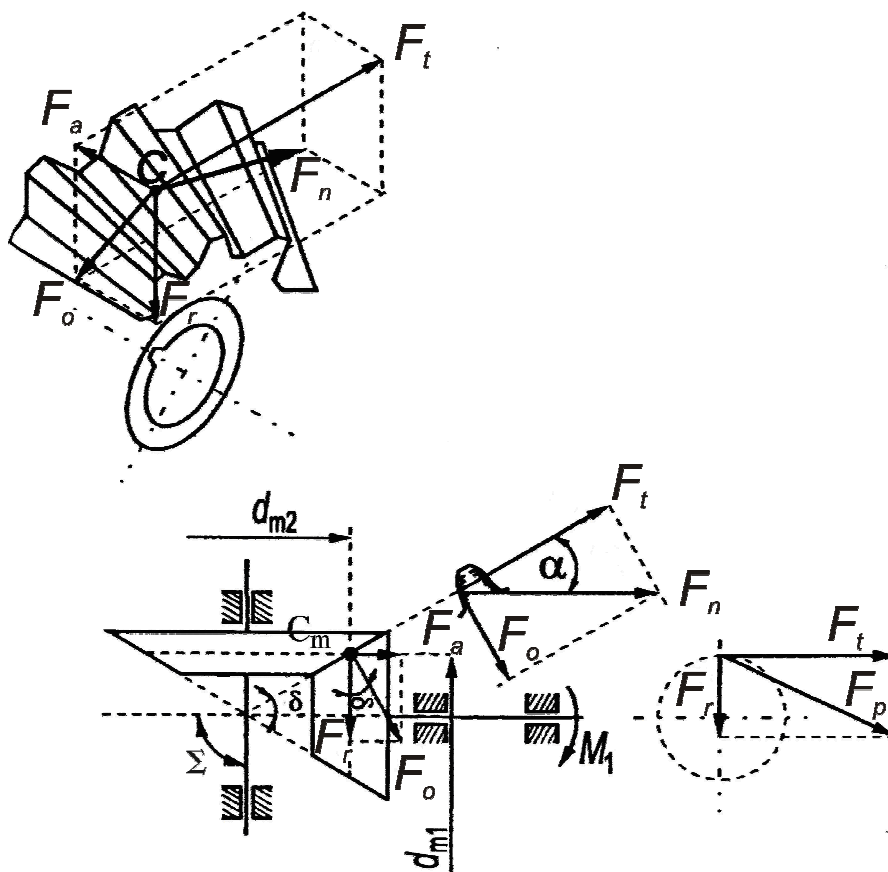
Długość odcinka przyporu

$$g_{v\alpha} = 0,5 \left(\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} \right) - a_v \sin \alpha_{vt} \quad (6.25)$$

Czołowa liczba przyporu (wskaźnik zazębienia)

$$\varepsilon_{\alpha v} = \frac{g_{v\alpha}}{\pi m_t} \quad (6.26)$$

6.3. Obciążenie zębów kół



Rys. 7.1. Rozkład sił w przekładni stożkowej o zębach prostych

- siła obwodowa

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 M_s}{d_m} \quad (6.27)$$

gdzie: M_s [Nm], d_m [mm]

- siła normalna

$$F_n = \frac{P}{\cos \alpha} \quad (6.28)$$

- siła promieniowa

$$F_r = P \operatorname{tg} \alpha \cos \delta \quad (6.29)$$

- siła wzdłużna

$$F_a = P \operatorname{tg} \alpha \sin \delta \quad (6.30)$$

7. OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE KÓŁ PRZEKŁADNI

7.1. Dobór wstępny parametrów kół

Wstępnego doboru parametrów kół stożkowych możemy dokonać korzystając z tabeli 14. Podano w niej podstawowe parametry przekładni: u , d_1 , d_2 , z_1 , b (dla kół ze stali nawęglanych i hartowanych) w zależności od przenoszanej mocy nominalnej i prędkości obrotowej. Jeśli w projektowanej przekładni występują przeciążenia, określone wartością współczynnika K_A , to dobór parametrów powinien być oparty na mocy nominalnej pomnożonej przez wartość K_A . Po przyjęciu tak dobranych parametrów oblicza się współczynnik bezpieczeństwa S_H i S_F . Jeśli zachodzi potrzeba, dokonujemy korekty wstępnie przyjętych cech konstrukcyjnych.

Do wstępnego projektowego obliczania wymiarów kół przekładni służą zależności ustalane doświadczalnie lub teoretycznie (odwrócenie wzorów do obliczeń sprawdzających). Wzory te ustala się dla warunków średnich – najczęściej występujących w praktyce ($v < 10$ m/s, $n \approx 1500$ obr/min, $d_1 \leq 125$ mm, $u \approx 3$, łożyskowanie wspornikowe, klasa dokładności $7 \div 8$, trwałość $L_h > 3000$ h).

Do obliczenia średnicy podziałowej zębika można korzystać ze wzoru

$$d_1 \geq 102 \sqrt[3]{\frac{M_{s1} K_H}{\psi(1-\psi) u \sigma_{HP}^2}} \quad (7.1)$$

gdzie:

M_{s1} [Nmm] – moment skręcający na zębniku,

$\psi = b/R_e$ – współczynnik szerokości wieńca,

$\sigma_{HP} = 0,8 \sigma_{Hlim}$ – naprężenia dopuszczalne na zmęczenie powierzchniowe.

W przypadku znacznych różnic między wymiarami średnic przyjętej wstępnie i wyliczonej, w szczególności jeśli parametry przekładni projektowanej (N , n , u) są większe od podanych w tabeli 14, lub zastosowano inny materiał-stal nie nawęglaną i nie hartowaną, do dalszych obliczeń możemy przyjąć wyliczoną lub trochę mniejszą wartość średnicy.

7.2. Obliczenia sprawdzające kół

Obliczenia te sprowadzają się do wyznaczenia wartości współczynnika bezpieczeństwa na zmęczenie powierzchniowe zębów, na złamanie zmęczeniowe zębów oraz na zatarcie. W tym celu należy określić wartość współczynników wchodzących do wzorów na S_H i S_F .

7.2.1. Wyznaczenie wartości współczynników

Współczynnik przeciążenia K_A .

Wartość tego współczynnika wyznacza się podobnie jak dla przekładni walcowych. Możemy korzystać z tabeli 4.

Współczynnik sił dynamicznych K_v .

Podana w kołach walcowych metoda wyznaczania współczynnika (zakładając również poza rezonansową prędkość) może być stosowana dla kół stożkowych. Operuje się tu

parametrami zastępczych kół walcowych.

Współczynnik nierównomierności rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości koła $K_{H\beta}$ i $K_{F\beta}$

Współczynniki te określone są wzorami

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1,5K_{H\beta be} \quad \text{dla } b_e \geq 0,85b$$

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1,275K_{H\beta be} \frac{b}{b_e} \quad \text{dla } b_e < 0,85b$$
(7.2)

gdzie:

$K_{H\beta be}$ – współczynnik łożyskowania - tabela 15.,

$b_e \approx 0,85b$ – efektywna długość śladu przylegania zębów.

Wartość współczynników $K_{H\beta} = K_{F\beta}$ wg podanych zależności odczytać można z wykresu rys. 11.17.

Współczynniki $K_{H\alpha}$ i $K_{F\alpha}$.

Współczynniki te uwzględniają podział wypadkowej siły międzyzębnej na współpracujące pary zębów. Przy obecnym stanie wiedzy przyjmuje się $K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$. Ich wartość można określić wg tabeli 16. Obowiązują one jednak dla przeciętnych warunków, gdy obciążenie zębów spełnia warunek

$$\frac{F_t K_A}{b_e} > 100 \text{ N/mm}$$
(7.3)

gdzie: $b_e = 0,85b$ – ekwiwalentna szerokość koła (równa długości śladu przylegania zębów).

Jeśli warunek nie jest spełniony, wartość współczynników $K_{H\alpha}$ i $K_{F\alpha}$ obliczamy z odpowiednich zależności jak dla kół walcowych

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{1}{Z_\varepsilon^2}$$
(7.4)

Po wyznaczeniu wartości wymienionych współczynników do obliczeń wytrzymałościowych przyjmuje się siłę:

- w obliczeniach na zmęczenie powierzchniowe

$$F_{Hobl} = F_t K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}$$
(7.5)

- w obliczeniach na złamanie zmęczeniowe

$$F_{Fobl} = F_t K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha}$$
(7.6)

7.3. Warunek wytrzymałości dla zmęczenia powierzchniowego

Zniszczenie zmęczeniowe powierzchni bocznej zębów (pitting) nie występuje jeśli naprężenia σ_H będą mniejsze od dopuszczalnych σ_{HP}

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_H \lim^Z_{NT}}{S_{H \min}} Z_X Z_L Z_R Z_V Z_W \quad (7.7)$$

Lub jeśli współczynnik bezpieczeństwa S_H nie będzie mniejszy od dopuszczalnego, czyli

$$S_H = \frac{\sigma_H \lim^Z_{NT}}{\sqrt{\frac{F_t}{d_{v1} b_e} \frac{u_v + 1}{u_v} Z_{M-B} Z_H Z_E Z_\beta Z_K}} \cdot \frac{Z_X Z_L Z_R Z_V Z_W}{\sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}} \geq S_{H \min} \quad (7.8)$$

Stykowa wytrzymałość zmęczeniowa $\sigma_{H \lim}$ wyznaczana jest tak jak dla kół walcowych. Orientacyjne wartości współczynnika S_H można przyjmować tak jak w kołach walcowych. Pozostałe współczynniki występujące we wzorze na wielkość S_H określamy następująco:

Współczynnik stopnia pokrycia (liczby przyporu) Z_ε .

Obliczamy tak jak dla kół walcowych

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{v\varepsilon}}{3}} \quad (7.9)$$

Współczynnik strefy wpływu Z_H (po dostosowaniu do walcowych kół zastępczych) obliczamy ze wzoru

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{2}{\tan \alpha}} \quad (7.10)$$

lub odczytujemy jego wartość z wykresu rys. 9.18. dla ($\beta_m=0$).

Współczynnik środka strefy styku Z_{M-B} .

Współczynnikiem tym przelicza się współczynnik Z_H z warunków występujących w punkcie tocznym do warunków występujących na linii styku zębów. Położenie linii styku zębów jest zależne od poskokowego wskaźnika zazębienia $\varepsilon_{v\beta}$ kół zastępczych. Jego wartość (dla $\varepsilon_{v\beta}=0$) obliczamy dla wzoru

$$Z_{M-B} = \frac{\tan \alpha_t}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}} \right)^2 - 1} - \frac{2\pi}{z_{v1}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}} \right)^2 - 1} - \frac{2\pi(\varepsilon_{va} - 1)}{z_{v2}} \right]}} \quad (7.11)$$

Współczynnik materiałowy Z_E .

Współczynnik dobierany jest z tabeli 7. Jeśli obydwa współpracujące koła są wykonane ze stali, to współczynnik $Z_E = 189,8 (\text{N/mm}^2)^{1/2}$.

Współczynnik podziału obciążenia Z_{LS} .

Współczynnikiem tym uwzględnia się podział obciążenia między dwie lub więcej

współpracujące pary zębów, jeśli całkowita liczba przyporu $\varepsilon_v > 2$.

Współczynnik kąta pochylenia zębów Z_β .

Uwzględnia wpływ kąta pochylenia linii zębów β_m na stykową wytrzymałość zmęczeniową. Dla zębów prostych $Z_\beta = 1$.

Współczynnik stożkowości kół Z_K .

Koryguje różnicę między obciążeniem kół stożkowych i walcowych. W obecnym stanie wiedzy przyjmuje się $Z_K = 0,8$.

Współczynnik wielkości Z_X .

Obecnie brak jest danych pozwalających wyznaczyć wiarygodną wartość tego współczynnika, dlatego przyjmuje się $Z_X = 1$.

Współczynniki wpływu: oleju Z_L , prędkości Z_V i chropowatości Z_R .

Uwzględniają odpowiednio wpływ lepkości oleju, prędkości obwodowej v_m , oraz chropowatości powierzchni bocznej zęba na stykową wytrzymałość zmęczeniową kół. Wartość współczynników można odczytać z wykresów podanych na rysunku 9.5., 9.6., 9.7.

Współczynnik umocnienia powierzchni przez zgmiot Z_W .

Współczynnik ten uwzględnia wzrost wytrzymałości zmęczeniowej spowodowany wzrostem trwałości powierzchni bocznej zęba wywołanej zgmiotem. Wartość tego współczynnika określamy podobnie jak w przypadku kół walcowych, przyjmując do obliczeń twardość HB boku zęba materiału miększego koła

$$Z_W = 1,2 - \frac{HB - 130}{1700} \quad (7.12)$$

lub odczytujemy z wykresu rysunek 9.8.

Współczynnik trwałości Z_{NT} .

Współczynnikiem tym zwiększa się wytrzymałość zmęczeniową w przypadku, gdy liczba cykli obciążenia zęba w wymaganym czasie eksploatacji jest mniejsza od granicznej liczby cykli odpowiadającej początkowej asymptotycznej części wykresu Wöhlera. Jego wartość wyznacza się tak jak w przypadku kół walcowych – tabela 8 i rysunek 9.4.

7.4. Warunek wytrzymałości na złamanie zmęczeniowe

Przyjęty tu model fizyczny zęba jest w dużym stopniu zbliżony do modelu przyjętego w obliczeniach kół walcowych. Warunek nie wystąpienia złamania zmęczeniowego, które zwykle ma swoje ognisko w stopie zęba, można napisać podobnie jak w przypadku kół walcowych w dwóch postaciach:

- warunek na naprężenia rozciągające w przekroju obliczeniowym

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_K K_A K_V K_{F\beta} K_{Fa} \leq \sigma_{FP} \quad (7.13)$$

gdzie:

σ_{FP} - naprężenia dopuszczalne wyrażone wzorem:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_F \lim^{Y_{ST} Y_{NT}}}{S_F \min} Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X \quad (7.14)$$

- warunek na współczynnik bezpieczeństwa

$$S_F = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F} = \frac{\sigma_F \lim^{Y_{ST} Y_{NT}}}{\frac{F_t}{b_e m_m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon} Y_K} \frac{Y_{\delta rel T} Y_{R rel T} Y_X}{K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}} \geq S_F \min \quad (7.15)$$

Zalecane minimalne wartości współczynnika S_F można przyjmować tam jak w kołach walcowych.

Brakujące we wzorze na S_F wielkości współczynników to:

Współczynnik kształtu Y_{Fa} .

Zależy wyłącznie od geometrii zęba. Wykres wartości współczynnika dla najczęściej spotykanych wymiarów ostrza narzędzia podano na rysunku 9.19. (koła nacinane metodą obwiedniową) w zależności od z_v i średniego współczynnika przesunięcia zarysu zęba – x_{hm} .

Współczynnik spiętrzenia naprężeń Y_{Sa} .

Współczynnikiem tym uwzględnia się spiętrzenie naprężeń w przekroju obliczeniowym wywołane działaniem karbu. Wyznacza się go tak samo jak w kołach walcowych (np. rysunek 9.11.).

Współczynnik wskaźnika zazębienia Y_{ε} .

Wartość jego zależy od poskokowego i czołowego wskaźnika zazębienia (liczby przyporu). Jego wartość (dla $\varepsilon_{v\beta}=0$) obliczamy ze wzoru:

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{v\alpha}} \quad (7.16)$$

Współczynnik korekcyjny dla kół stożkowych Y_K .

Współczynnikiem tym uwzględnia się skrócenie linii styku zębów kół stożkowych w porównaniu do linii styku zębów zastępczych kół walcowych. Współczynnik ten wyznacza się ze wzoru

$$Y_K = \left(1 + \frac{l_b}{b}\right)^2 \frac{b}{4l_b} \quad (7.17)$$

gdzie:

l_b – długość linii styku ($l_b \approx b_e = 0,85b$) równa efektywnej długości śladu przylegania zębów (ekwiwalentna szerokość koła).

Współczynnik spiętrzenia naprężeń w kołach modelowych Y_{ST} .

Wartość jego w kołach stożkowych jest taka sama jak w kołach walcowych, tak więc

$Y_{ST} = 2$.

Współczynnik trwałości Y_{NT} .

Znaczenie tego współczynnika i sposób jego wyznaczania są identyczne jak w kołach walcowych – tabela 10. i rysunek 9.13.

Współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu $Y_{\delta rel T}$.

Jest on zdefiniowany jako iloraz współczynnika wrażliwości kół obliczanych Y_{δ} i współczynnika wrażliwości Y_T kół modelowych. Jego wartość można odczytać z wykresu na rysunku 9.20., lub (dla przekładni ogólnego przeznaczenia) przyjąć:

$$Y_{\delta rel T} = 0,95 \quad \text{dla} \quad q_s < 1,5$$
$$Y_{\delta rel T} = 1,00 \quad \text{dla} \quad q_s \geq 1,5$$
(7.18)

gdzie parametr karbu $q_s = S_{Fn}/2\rho_F$ (q_s jest równy połowie ilorazu wyników otrzymanych w wierszach 5 i 6 tabeli 17.).

Współczynnik względnej chropowatości powierzchni $Y_{Rel T}$.

Uwzględnia on różnice chropowatości kół projektowanych i kół modelowych. Wyznacza się go identycznie jak dla dwu kół walcowych – rysunek 9.14.

Współczynnik wielkości Y_X .

Uwzględnia zjawisko zmniejszania się wytrzymałości zmęczeniowej elementu wraz ze wzrostem jego wymiarów. Jego wartość wyznacza się tak samo jak dla kół walcowych - rysunek 9.15., przyjmując za moduł normalny m_n moduł średni m_m .

7.5. Sprawdzenie zębów na zatarcie

Obliczenia na zatarcie przeprowadza się jak dla przekładni walcowych. Wzory po przystosowaniu ich do kół stożkowych przyjmują postać:

współczynnik pewności na zatarcie

$$x_t = \frac{d_{m1} b}{1836 P_t} \geq 1$$
(7.19)

moc tarcia

$$P_t \approx \frac{N \left(1 + \frac{1}{u^2} \right)}{7 z_{v1}}$$
(7.20)

8. PRZYKŁAD OBLICZEŃ

Przeprowadzić obliczenia wytrzymałości kół stożkowych o zębach prostych przeznaczonych dla przekładni o następujących danych: moc nominalna 7,5 kW, prędkość obrotowa $n_1 = 1470$ obr/min, przełożenie $u = 2,5$; kąt przecięcia osi wałów $\Sigma = 90^\circ$, trwałość $L_h = 7000$ h. Przekładnia pracuje w układzie napędowym przenośnika taśmowego ($K_A = 1,1$).

Przyjmujemy na zębnik materiał 42CrMo4 (40HM) w stanie ulepszonym (HV 280=265HB) o parametrach $\sigma_{Hlim}=670$ N/mm², $\sigma_{Flim}=290$ N/mm² - (tab.20.). Liczba cykli obciążeń zębника wynosi

$$N_L = 60n_1L_h = 60 \cdot 1470 \cdot 7000 = 6,17 \times 10^8 \text{ cykli}$$

Doboru wstępnego parametrów przekładni dokonujemy z tab. 14.

Dla

$$P_0 = PK_A = 7,5 \cdot 1,1 = 8,25 \text{ kW}$$

$$n_1 = 1470 \text{ obr/min}$$

$$u = 2,5$$

dobrano wielkości:

$d_1 = 50$ mm, $d_2 = 100$ mm, $z_1 = 20$, $b = 16$ mm (koła stalowe nawęglane i hartowane – tab. 14.) odpowiadające parametrom: $P = 8,16$ kW, $n_1 = 1750$ obr/min, $u = 2$.

Wstępną wielkość średnicy podziałowej zębника dodatkowo obliczamy ze wzoru

$$d_1 \geq 102 \sqrt[3]{\frac{M_{S1} K_H}{\psi(1-\psi)u\sigma_{HP}^2}}$$

gdzie:

$$M_{S1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{30P_1}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 7,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1470} = 48,721 \text{ Nm}$$

$$\psi = \frac{b}{R_e} = 0,3 \text{ (przyjęto)}$$

$$\sigma_{HP} = 0,8\sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 670 = 536 \text{ N/mm}^2$$

Przyjmujemy, że koło napędzane jest łożyskowane dwustronnie, zaś zębnik łożyskowany jest z jednej strony (przekładnia ogólnego przeznaczenia), jakość wykonania średnia. Wartość współczynnika łożyskowania $K_{H\beta be}=1,32$ -(tab.15.). Wobec tego współczynniki nierównomierności rozkładu obciążenia wzdłuż szerokości koła wynoszą

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1,5K_{H\beta be} = 1,5 \cdot 1,32 = 1,98$$

Przyjmujemy 8 klasę dokładności wykonania. Do wstępnych obliczeń przyjmujemy (tab. 16.) współczynnik podziału wypadkowej siły międzyzębnej na współpracujące pary zębów $K_{H\alpha}=1,1$.

Wstępnie przyjęta wartość współczynnika K_H równa jest

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,1 \cdot 1,98 \cdot 1,1 = 2,396$$

Obliczona wielkość średnicy podziałowej zębniaka wynosi

$$d_1 \geq 102 \sqrt[3]{\frac{48721 \cdot 2,396}{0,3(1-0,3) \cdot 2,5 \cdot 536^2}} = 93,65 \approx 94 \text{ mm}$$

Ponieważ wymiary przekładni dobrano (tab.14.) dla mniejszych parametrów (N, u) od zadanych, a różnica wymiarów d_1 dobranej i wstępnie wyliczonej jest duża (**ze względu na zastosowany materiał-stal w stanie ulepszonym**), więc do dalszych obliczeń przyjmujemy wartość średnicy $d_1=80$ mm.

Zakładamy

$$z_1=27, \quad \text{stad} \quad m_t = \frac{d_1}{z} = \frac{80}{27} = 2,97 \text{ mm}$$

Przyjmujemy

$$\begin{aligned} m_t &= 3 \text{ mm}, \quad \text{czyli} \quad d_1 = m_t z = 3 \cdot 27 = 81 \text{ mm} \\ z_2 &= u \cdot z_1 = 2,5 \cdot 27 = 67,5 \approx 68 \text{ zębów} \\ d_2 &= m_t \cdot z_2 = 3 \cdot 68 = 204 \text{ mm} \end{aligned}$$

przełożenie

$$u = z_2 / z_1 = 68 / 27 = 2,518$$

błąd przełożenia

$$\Delta_u = \frac{2,518 - 2,5}{2,5} \cdot 100 \% = 0,72 \% < 3 \%$$

Półkąty stożków podziałowych

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \delta_1 &= \frac{z_1}{z_2} = \frac{27}{68} = 0,39706; \quad \delta_1 = 21,656^\circ = 21^\circ 39' \\ \delta_2 &= 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 21^\circ 39' = 68^\circ 21' \end{aligned}$$

Długość tworzącej zewnętrznej stożka podziałowego

$$R_e = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{81}{2 \sin 21^\circ 39'} = 109,77 \text{ mm}$$

Szerokość wieńca

$$b = \left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{3} \right) R_e = \left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{3} \right) 109,77 = (24,7 \div 36,5) \leq 10m_t$$

przyjmujemy $b=30$ mm.

Stosujemy korekcję P-O, wartość współczynników przesunięcia zarysu $x_1=-x_2=0,31$ przyjęto dla $z_1=27$ i $u=2,5$ (tab.18.).

Wysokość głowy zębów i ich kąty

$$h_{a1} = m_t(y + x_1) = 3(1 + 0,31) = 3,93 \text{ mm}$$

$$h_{a2} = m_t(y + x_2) = 3(1 - 0,31) = 2,07 \text{ mm}$$

$$\operatorname{tg} \vartheta_{a1} = \frac{h_{a1}}{R_e} = \frac{3,93}{109,77} = 0,03580; \quad \vartheta_{a1} = 2,05^\circ = 2^\circ 03'$$

$$\operatorname{tg} \vartheta_{a2} = \frac{h_{a2}}{R_e} = \frac{2,07}{109,77} = 0,01886; \quad \vartheta_{a2} = 1,08^\circ = 1^\circ 04'$$

Wysokość stopy zębów i ich kąty

$$h_{f1} = m_t(y - x_1 + c^*) = 3(1 - 0,31 + 0,2) = 2,67 \text{ mm}$$

$$h_{f2} = m_t(y - x_2 + c^*) = 3(1 + 0,31 + 0,2) = 4,53 \text{ mm}$$

$$\operatorname{tg} \vartheta_{f1} = \frac{h_{f1}}{R_e} = \frac{2,67}{109,77} = 0,024323; \quad \vartheta_{f1} = 1,393^\circ = 1^\circ 23'$$

$$\operatorname{tg} \vartheta_{f2} = \frac{h_{f2}}{R_e} = \frac{4,53}{109,77} = 0,041268; \quad \vartheta_{f2} = 2,363^\circ = 2^\circ 21'$$

Półkąty stożków wierzchołków i podstaw zębów

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_{a1} = 21^\circ 39' + 2^\circ 03' = 23^\circ 42'$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \vartheta_{a2} = 68^\circ 21' + 1^\circ 04' = 69^\circ 25'$$

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \vartheta_{f1} = 21^\circ 39' - 1^\circ 23' = 20^\circ 16'$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \vartheta_{f2} = 68^\circ 21' - 2^\circ 21' = 66^\circ$$

Średnice kół wierzchołków

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} \cos \delta_1 = 81 + 2 \cdot 3,93 \cos 21^\circ 39' = 88,3 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} \cos \delta_2 = 204 + 2 \cdot 2,07 \cos 68^\circ 21' = 205,52 \text{ mm}$$

Wymiary przekładni w przekroju środkowym (średnim)

Długość tworzącej +

$$R_m = R_e - \frac{b}{2} = 109,77 - \frac{30}{2} = 94,77 \text{ mm}$$

Średnice podziałowe

$$d_{m1} = 2R_m \sin \delta_1 = 2 \cdot 94,77 \sin 21^\circ 39' = 69,93 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = 2R_m \sin \delta_2 = 2 \cdot 94,77 \sin 68^\circ 21' = 176,17 \text{ mm}$$

Wysokości głów zębów

$$h_{am1} = h_{a1} - 0,5b \operatorname{tg} \vartheta_{a1} = 3,93 - 0,5 \cdot 30 \operatorname{tg} 2^\circ 03' = 3,39 \text{ mm}$$

$$h_{am2} = h_{a2} - 0,5b \operatorname{tg} \vartheta_{a2} = 2,07 - 0,5 \cdot 30 \operatorname{tg} 1^\circ 04' = 1,79 \text{ mm}$$

moduł

$$m_m = m_t \frac{d_m}{d_1} = 3 \frac{69,93}{81} = 2,59 \text{ mm}$$

Wymiary zastępczych kół walcowych

Liczby zębów

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{27}{\cos 21^\circ 39'} = 29,05$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{68}{\cos 68^\circ 21'} = 184,3$$

Przełożenie

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{184,3}{29,05} = 6,34$$

Średnice podziałowe

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{69,93}{\cos 21^\circ 39'} = 75,24 \text{ mm}$$

$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = \frac{176,17}{\cos 68^\circ 21'} = 477,5 \text{ mm}$$

Średnice głów

$$d_{va1} = d_{v1} + 2h_{am1} = 75,24 + 2 \cdot 3,39 = 82,02 \text{ mm}$$

$$d_{va2} = d_{v2} + 2h_{am2} = 477,5 + 2 \cdot 1,79 = 481,08 \text{ mm}$$

Odległość osi walcowej przekładni zastępczej

$$a_v = 0,5(d_{v1} + d_{v2}) = 0,5(75,24 + 477,5) = 276,37 \text{ mm}$$

Średni współczynnik przesunięcia zarysu

$$x_{hm1} = \frac{h_{am1} - h_{am2}}{m_m} = \frac{3,39 - 1,79}{2,59} = 0,62$$

$$x_{hm2} = \frac{h_{am2} - h_{am1}}{m_m} = \frac{1,79 - 3,39}{2,59} = -0,62$$

Średnice kół zasadniczych

$$d_{vb1} = d_{v1} \cos \alpha_{vt} = d_{v1} \cos \alpha_n = 75,24 \cos 20^\circ = 70,7 \text{ mm}$$

$$d_{vb2} = d_{v2} \cos \alpha_{vt} = d_{v2} \cos \alpha_n = 477,5 \cos 20^\circ = 448,7 \text{ mm}$$

$$\text{gdzie } \operatorname{tg} \alpha_{vt} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_m}$$

Długość odcinka przyporu

$$g_{v\alpha} = 0,5 \left(\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} \right) - a_v \sin \alpha_{vt}$$

$$g_{v\alpha} = 0,5 \left(\sqrt{82,02^2 - 70,72^2} + \sqrt{481,08^2 - 448,7^2} \right) - 276,37 \sin 20^\circ = 13,02 \text{ mm}$$

Czołowa liczba przyporu (wskaźnik zazębienia)

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{g_{v\alpha}}{\pi m_t} = \frac{13,02}{\pi \cdot 3} = 1,38$$

Obciążenie obliczeniowe zębów

Momenty skręcające

$$M_{s1} = 48,724 \text{ Nm}; \quad M_{s2} = M_{s1} \cdot u = 48,724 \cdot 2,518 = 122,687 \text{ Nm}$$

Siła obwodowa nominalna na kole zastępczym

$$F_t = \frac{2M_{s1}}{d_{v1}} = \frac{2 \cdot 48724}{75,24} = 1295 \text{ N}$$

Współczynnik nadwyżek dynamicznych

$$K_v = 1 + \frac{\sqrt{v}}{A} = 1 + \frac{\sqrt{5,79}}{7} = 1,34$$

$$v = \frac{\pi d_{v1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 75,24 \cdot 1470}{60 \cdot 1000} = 5,79 \text{ m/s} \quad A=7 \text{ (tab. 5.)}$$

Wartość współczynników $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1,98$ określono w założeniach wstępnych.

Wartość współczynników $K_{H\alpha}$ i $K_{F\alpha}$ zależy od warunku

$$\frac{F_t \cdot K_A}{b_e} = \frac{1295 \cdot 1,1}{0,85 \cdot 30} = 56 < 100 \text{ N/mm}$$

gdzie $b_e = 0,85b$ – zwykle przyjmowana efektywna szerokość wieńca.

Ponieważ wartość ilorazu jest mniejsza od 100 N/mm, to wielkości tych współczynników określamy jak w przypadku kół walcowych o zębach prostych

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{1}{Z_\epsilon^2}$$

gdzie współczynnik zależy od stopnia pokrycia równy jest

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_{v\alpha}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,38}{3}} = 0,93$$

$$\text{czyli} \quad K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{1}{Z_\epsilon^2} = \frac{1}{0,93^2} = 1,16$$

Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa S_H na zmęczenie powierzchniowe

$$S_H = \frac{\sigma_{H\lim} Z_{NT}}{\sqrt{\frac{F_t}{d_{v1} b_e} \frac{u_v + 1}{u_v} Z_M - B Z_H Z_E Z_\beta Z_K}} \cdot \frac{Z_X Z_L Z_R Z_V Z_W}{\sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}} \geq S_{H\min}$$

Wartości pozostałych współczynników

Współczynnik strefy styku

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} \alpha}} = \frac{1}{\cos 20^\circ} \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} 20^\circ}} = 2,49$$

Współczynnik środka strefy styku

$$Z_{M-B} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_t}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}} \right)^2 - 1} - \frac{2\pi}{z_{v1}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}} \right)^2 - 1} - \frac{2\pi(\epsilon_{va} - 1)}{z_{v2}} \right]}}$$

$$Z_{M-B} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{82,02}{70,07} \right)^2 - 1} - \frac{2\pi}{29,05} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{481,08}{448,7} \right)^2 - 1} - \frac{2\pi(1,38 - 1)}{184,3} \right]}} = 0,98$$

Współczynnik materiałowy (tab.7.)

$$Z_E = 189,8 \text{ (N/mm}^2\text{)}^{1/2}$$

Współczynnik stożkowości kół (wg obecnego stanu wiedzy) przyjmujemy

$$Z_K = 0,8$$

Efektywna szerokość wieńca (koła) równa długości śladu przylegania

$$b_e = 0,85b = 0,85 \cdot 30 = 25,5 \text{ mm}$$

Współczynnik wielkości

$$Z_x = 1$$

Współczynnik wpływu oleju, prędkości i chropowatości powierzchni określono na podstawie wykresów 9.5., 9.6., 9.7.. Przekładnia smarowana olejem Transol 100 o lepkości kinematycznej $\nu_{50}=100 \div 110(\text{mm}^2/\text{s})$ – tab. 9.

$$Z_L = 1,02; \quad Z_R = 0,83 \quad (R_z = 10 \mu\text{m}); \quad Z_V = 0,97$$

Współczynnik zgniotu powierzchni

Dla twardości boku zęba HV260 ($\text{HB} \approx 247$) – twardość boku zęba koła z_2 , miększego wykonanego ze stali 30H (stan ulepszony)

$$Z_W = 1,2 - \frac{\text{HB} - 130}{1700} = 1,2 - \frac{247 - 130}{1700} = 1,13$$

Wartość Z_W można również odczytać z wykresu 9.8.

Ponadto przyjęto wartość współczynników: $Z_\beta=1$ i $Z_{NT}=1$ (tab. 8., rys. 9.4.).

Wartość współczynnika S_H dla koła z_1 wynosi:

$$S_{H1} = \frac{670 \cdot 1}{\sqrt{\frac{1295}{75,24 \cdot 25,5} \frac{6,34+1}{6,34}} 0,98 \cdot 2,49 \cdot 189,8 \cdot 1 \cdot 0,8} \cdot \frac{1 \cdot 1,02 \cdot 0,83 \cdot 0,97 \cdot 1,13}{\sqrt{1,1 \cdot 1,34 \cdot 1,98 \cdot 1,16}} = 1,03$$

Jest to wielkość mieszcząca się w przedziale wartości minimalnych współczynnika bezpieczeństwa zmęczenia powierzchniowego.

Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe

$$S_F = \frac{\sigma_F \lim^Y_{ST} Y_{NT}}{\frac{F_t}{b_e m_m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_K} \frac{Y_{\delta rel T} Y_{Rrel T} Y_X}{K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}} \geq S_{F \min}$$

Wartości współczynników:

Współczynnik kształtu zęba z rys. 9.19. dla $z_v=29,05$ i $x_{hm1}=0,62$

$$Y_{Fa} = 2,11$$

Współczynnik spiętrzenia naprężeń (rys.9.11.)

$$Y_{Sa} = 1,76$$

Współczynnik wskaźnika zazębienia (liczby przyporu) dla $\varepsilon_{v\beta}=0$

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{v\alpha}} = 0,25 + \frac{0,75}{1,38} = 0,79$$

Współczynnik korekcyjny

$$Y_K = \left(1 + \frac{l_b}{b}\right)^2 \frac{b}{4l_b}$$

Przyjmujemy długość linii styku $l_b=b_\varepsilon=0,85b$; równą efektywnej długości śladu przylegania zębów (ekwiwalentnej szerokości koła), zatem

$$Y_K = \left(1 + \frac{25,5}{30}\right)^2 \frac{30}{4 \cdot 25,5} = 1,007 \approx 1,01$$

Współczynnik spiętrzenia naprężeń w kołach modelowych

$$Y_{ST} = 2$$

Współczynnik trwałości (tab.10., rys. 9.13.)

$$Y_{NT} = 1$$

Współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu (rys. 9.20., tab.19.) dla $Y_{Sa}=1,76$ i $R_e=800$ MPa

$$Y_{\delta relT} = 1$$

Współczynnik względnej chropowatości powierzchni ($R_z=10\mu m$) – rys. 9.14.

$$Y_{RrelT} = 1$$

Współczynnik wielkości, dla modułu $m_m=2,59<5$ mm - rys. 9.15.

$$Y_x = 1$$

Wartość współczynnika bezpieczeństwa S_F dla koła z_1 wynosi

$$S_{F1} = \frac{290 \cdot 2 \cdot 1}{\frac{1295}{25,5 \cdot 2,59} \cdot 2,11 \cdot 1,76 \cdot 0,79 \cdot 1,1} \cdot \frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1 \cdot 1,34 \cdot 1,98 \cdot 1,16} = 2,94$$

Jest to wielkość wystarczająco duża.

Iloraz współczynników bezpieczeństwa w odniesieniu do koła z_1

$$\frac{S_{F1}}{S_{H1}} = \frac{2,94}{1,03} = 2,85$$

wychodzi nieznacznie poza zalecany przedział (1,5÷2,5). Mniejszą wartość ilorazu można uzyskać zwiększając liczbę zębów z_{v1} zębownika, prowadzi to jednak do zwiększenia wymiarów przekładni.

Na koło z_2 przyjmujemy stal konstrukcyjną 34Cr4 (30H) w stanie ulepszonym (HV 260=247HB), $\sigma_{Hlim}=650$ N/mm², $\sigma_{Flim}=270$ N/mm².

Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa na naprężenia stykowe S_H dla koła z_2

Ze względu na inny materiał koła współczynniki: Z_L , Z_V , Z_W i Z_{NT} mogą mieć inne wartości niż w przypadku koła z_1 .

Określenie wartości wymienionych współczynników.

Współczynniki wpływu: oleju, prędkości i chropowatości.

Ponieważ materiał koła z_2 ma granicę wytrzymałości na zmęczenie powierzchniowe σ_{Hlim} (podobnie jak materiał koła z_1) mniejszą od 850 MPa, współczynniki Z_L , Z_R , Z_V nie zmieniają wartości.

Współczynnik zgniotu powierzchni przy twardości boku zęba HV 260 $\approx$ 247HB wynosi $Z_W=1,13$ (obliczony przy wyznaczaniu S_{H1})

Współczynnik trwałości.

Liczba cykli obciążeń koła z_2

$$N_L = 60n_2L_h = 60\frac{n_1}{u} \cdot 7000 = 60\frac{1470}{2,518} \cdot 7000 = 2,45 \cdot 10^8 \text{ cykli}$$

$$Z_{NT} = 1 \quad (\text{tab. 8, rys.11.4.})$$

Wartość współczynnika wynosi

$$S_{H2} = \frac{650 \cdot 1}{\sqrt{\frac{1295}{75,24 \cdot 25,5} \cdot \frac{6,34+1}{6,34}}} \cdot \frac{1 \cdot 1,02 \cdot 0,83 \cdot 0,97 \cdot 1,13}{0,98 \cdot 2,49 \cdot 189,8 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{1,1 \cdot 1,34 \cdot 1,98 \cdot 1,16}}$$

$$S_{H2} = 1,0008 \approx 1,00$$

Jest to wielkość mieszcząca się w przedziale zalecanych wartości minimalnych.

Sprawdzenie współczynnika bezpieczeństwa na złamanie zmęczeniowe S_F dla koła z_2

Ponieważ koła współpracujące wykonane są różnych materiałów oraz mają inne wymiary geometryczne w związku z tym wielkości σ_{Flim} , Y_{Fa} , Y_{Sa} , Y_{NT} , $Y_{\delta relT}$, Y_{RrelT} , oraz Y_x mogą mieć różne wartości.

Wyznaczenie wartości wymienionych współczynników.

Współczynnik kształtu dla $z_{v2}=184,3$ i $x_{hm2}=-062$ (rys. 9.19.)

$$Y_{Fa} = 2,32$$

Współczynnik spiętrzenia naprężeń (rys. 9.11.)

$$Y_{Sa} = 1,78$$

Współczynnik trwałości (tab. 10, rys. 9.13.)

$$Y_{NT} = 1$$

Współczynnik względnej wrażliwości na działanie karbu (tab. 19, rys. 9.20.)

$$Y_{\delta relT} = 1$$

Współczynnik względnej chropowatości powierzchni $R_z=10\mu m$ (rys. 9.14.)

$$Y_{RelT} = 1$$

Współczynnik wielkości dla $m_m=2,59<5$ mm (rys. 9.15.)

$$Y_x = 1$$

Wartość współczynnika wynosi

$$S_{F2} = \frac{270 \cdot 2 \cdot 1}{\frac{1295}{25,5 \cdot 2,59} 2,32 \cdot 1,78 \cdot 0,79 \cdot 1,01} \cdot \frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1 \cdot 1,34 \cdot 1,98 \cdot 1,16} = 2,46$$

Jest to wielkość wystarczająco duża.

Iloczyn współczynników bezpieczeństwa koła z_2 wynosi

$$\frac{S_{F2}}{S_{H2}} = \frac{2,46}{1,00} = 2,46a$$

i zawiera się w przedziale wartości zalecanych $1,5 \div 2,5$.

Sprawdzenie kół (zębów) na zatarcie

Moc tarcia

$$P_t \approx \frac{P \left(1 + \frac{1}{u^2} \right)}{7z_{v1}} = \frac{7,5 \left(1 + \frac{1}{2,518^2} \right)}{7 \cdot 29,05} = 0,043 \text{ kW}$$

Współczynnik pewności na zatarcie

$$x_t = \frac{d_{m1} b}{1836 P_t} = \frac{69,93 \cdot 30}{1836 \cdot 0,043} = 26 > 1$$

Wartości nominalne sił działających na koła z_1 i z_2 oraz wałki kół

Obwodowa

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2M_{S1}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 4871}{69,93} = 1394 \text{ N}$$

Wzdłużna

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1394 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 21^\circ 39' = 187 \text{ N}$$

Promieniowa

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1394 \operatorname{tg} 20^\circ \cos 21^\circ 39' = 472 \text{ N}$$

Na koło z_2 działają siły

$$F_{a2} = -F_{r1} = 472 \text{ N} ; F_{r2} = F_{a1} = 187 \text{ N} ; F_{t2} = -F_{t1} = 1394 \text{ N}$$

Przy obliczaniu średnic wałków przyjmuje się, że siły obwodowe F obciążają wałki w płaszczyźnie X wywołując momenty zginające i skręcające, natomiast siły wzdłużne i promieniowe F_a i F_r działają w płaszczyźnie Y (prostopadłej do X) i powodują zginanie wałków oraz rozciąganie lub ściskanie (F_a). Obciążenia te poprzez wałki przenoszą się na łożyska.

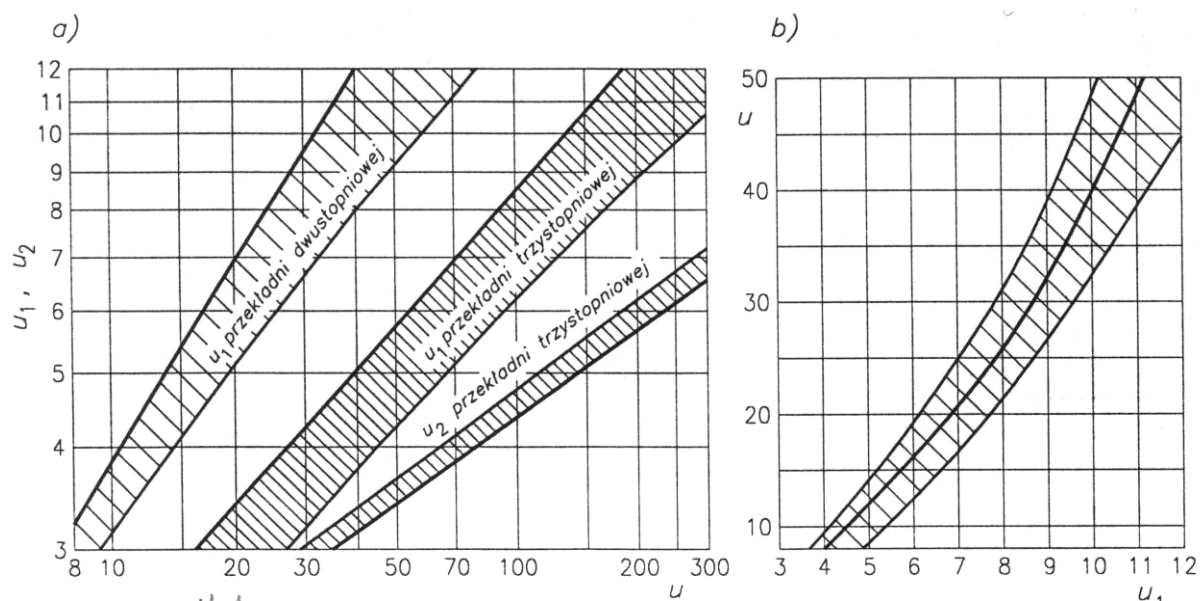
9. TABELE I WYKRESY

Tabela 1. Moduły kół zębatach wg PN-78/M-88502

1	1,13	1,25	1,375	1,5	1,75
2	2,25	2,5	2,75	3	3,5
4	4,5	5	5,5	6	7
8	9	10	11	12	14
<i>Wymiary uprzywilejowane podano czcionką pogrubioną</i>					

Tabela 2. Przełożenia nominalne wg PN-70/M-88504

Szereg			Szereg			Szereg			Szereg		
1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1		1,06	1	1,8	1,9	3,15		3,35		5,6	6
	1,12	1,18	2		2,12		3,55	3,75	6,3		6,7
1,25		1,32		2,24	2,36	4		4,25		7,1	7,5
	1,4	1,5	2,5		2,65		4,5	4,75	8		8,5
1,6		1,7		2,8	3	5		5,3		9	9,5
<i>Przełożenia o wartościach powyżej 10 uzyskuje się mnożąc podane wartości przez potęgę liczby 10</i>											



Rys. 9.1. Rozkład przełożenia w przekładniach wielostopniowych:
a) w dwustopniowych i trzystopniowych przekładniach szeregowych,
b) w dwustopniowych przekładniach współosiowych

Tabela 3. Znormalizowane odległości osi przekładni zębatach w mm wg PN-68/M-88508

Szereg	1	25	40	50	63	80	100	125	160	200	250
	2	31,5	45	56	71	90	112	140	180	225	280
Szereg	1	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
	2	355	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240	

Tabela 4. Wartości współczynnika zastosowania K_A

Silnik napędowy	Charakter obciążenia	Maszyna robocza			
		I	II	III	IV
Silnik elektryczny, turbina parowa	praca równomierna	1,00	1,25	1,50	1,75
Silnik elektryczny, turbina spalinowa	niewielkie przeciążenia	1,10	1,35	1,60	1,85
Silnik spalinowy wielocylindrowy	średnie przeciążenia	1,25	1,50	1,75	2,00
Silnik spalinowy jednocylindrowy	znaczne przeciążenia	1,50	1,75	2,00	2,25
Maszyna robocza		Charakter obciążenia			
I. Generatory, przenośniki taśmowe, lekkie wyciągi, wentylatory, napędy pomocnicze obrabiarek		praca równomierna			
II. Prądnice, pompy zębate, pompy rotacyjne		niewielkie przeciążenia			
III. Napędy główne obrabiarek, dźwignice, mechanizmy obrotu żurawi, pompy wielotłokowe		średnie przeciążenia			
IV. Walcarki, prasy, nożyce gilotynowe, koparki, ładowarki, kruszarki		znaczne przeciążenia			

Tabela 5. Wartości stałej A

Wielkość	Grupa dokładności				
	I	II	III	IV	V
v [m/s]	50÷100	20÷50	10÷20	3÷10	0÷3
Klasa dokładności	2÷5	4÷6	6÷8	8÷10	10÷12
Współczynnik A	30	18	10	7	4
$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \text{ m/s, gdzie } d_1 \text{ w mm. } n_1 \text{ w obr/min}$					

Tabela 5a. Wartości współczynników K_1 i K_2 do obliczenia K_v

	K1 Klasa dokładności wykonania wg ISO 1328-1										K2 dla wszystkich klas dokładności
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Koła o zębach prostych	2,1	3,9	7,5	15	27	39	53	77	103	146	0,0193
Koła o zębach skośnych	1,9	3,5	6,7	13	24	35	47	68	91	130	0,0087

Tabela 5b. Współczynniki rozkładu obciążenia na pary zębów K_{Ha} i K_{Fa}

Obciążenie jednostkowe ($F_t K_A$) / b			> 100 N/mm							≤ 100 N/mm
Klasa dokładności wykonania wg ISO 1328-1			6	7	8	9	10	11	11-12	6 i wyższa
Nawęglone, hartowane powierzchniowo, azotowane lub węglazotowane	uzębienie proste	K_{Ha}	1,0		1,1	1,2	$1/Z_\epsilon^2 \geq 1,2$			
		K_{Fa}					$1/Y_\epsilon \geq 1,2$			
	uzębienie skośne	K_{Ha}	1,0	1,1 ^{**)}	1,2	1,4	$\epsilon_\alpha/\cos^2\beta_b \geq 1,4^*)$			
		K_{Fa}								
Nietwardzone, nieazotowane ani węglazotowane	uzębienie proste	K_{Ha}	1,0		1,1	1,2	$1/Z_\epsilon^2 \geq 1,2$			
		K_{Fa}					$1/Y_\epsilon \geq 1,2$			
	uzębienie skośne	K_{Ha}	1,0	1,1	1,2	1,4	$\epsilon_\alpha/\cos^2\beta_b \geq 1,4^*)$			
		K_{Fa}								

^{*)} Patrz uwaga 10 w 8.3.4.

^{**)} Dla modyfikowanych zarysów przy uwzględnieniu odkształcenia spowodowanego obciążeniem
 $K_{Ha} = K_{Fa} = 1,0$.

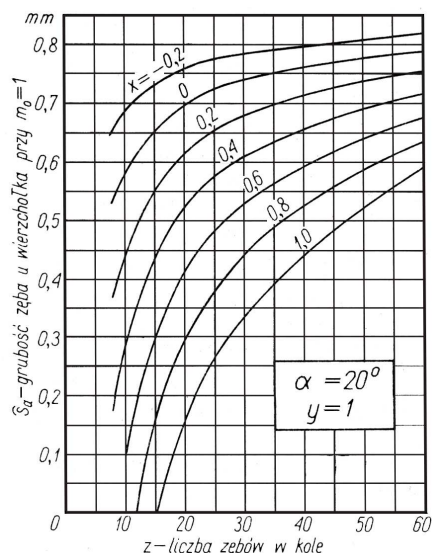
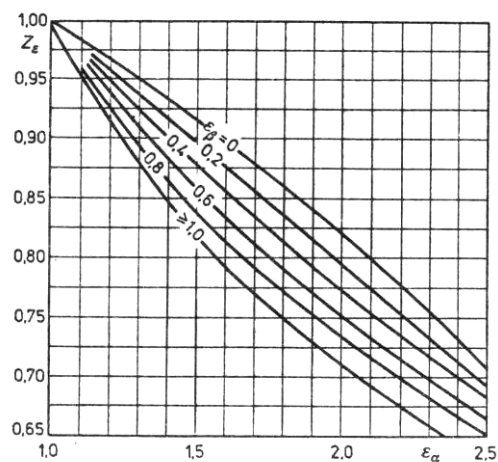
Rys. 9.1c. Grubość zęba u wierzchołka w kole o przesuniętym zarysie zęba w zależności od liczby zębów z i współczynnika

Tabela 6. Wartości współczynników A_1 i A_2

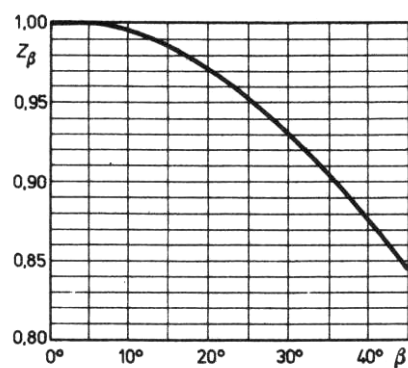
Klasa	Wykonanie			
	I		II	
	A_1	A_2	A_1	A_2
5	1,135	0,23	1,10	0,115
6	1,15	0,30	1,11	0,15
7	1,17	0,47	1,12	0,23
8	1,23	0,61	1,15	0,31
I – brak regulacji po montażu, docieranie lub docieranie w eksploatacji kół				
II – regulacja po zabudowie, docieranie w procesie wytwarzania				

Tabela 7. Moduły Younga, współczynniki Poissona oraz współczynnik materiałowy dla różnych skojarzeń materiałów

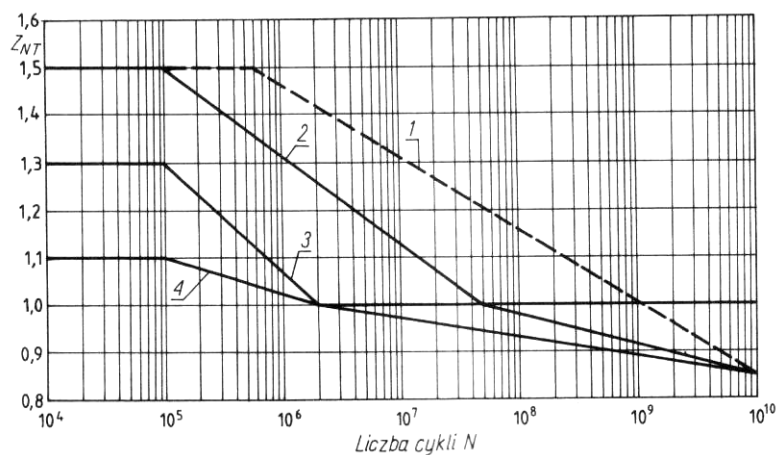
Koło 1 (zębnik)			Koło 2			Współczynnik materiałowy Z_E MPA ^{1/2}	
Materiał	Moduł Younga MPA	Spółczynnik Poissona	Materiał	Moduł Younga MPA	Współczynnik Poissona		
Stal	206 000	0,3	Stal	206 000	0,3	189,8	
			Staliwo	202 000		188,9	
			Żeliwo sferoidalne	173 000		181,4	
			Brąz cynowy lany	103 000		155,0	
			Brąz cynowy lany	113 000		165,4	
			Żeliwo szare (z grafitem płytkowym)	126 000÷÷118 000		165,4÷162,0	
Staliwo	202 000		Staliwo	202 000		188,0	
			Żeliwo sferoidalne	173 000		180,5	
			Żeliwo szare (z grafitem płytkowym)	118 000		161,4	
Żeliwo sferoidalne	173 000		Żeliwo sferoidalne	173 000		173,9	
			Żeliwo szare (z grafitem płytkowym)	118 000		156,6	
Żeliwo szare (z grafitem płytkowym)	126 000÷÷118 000		Żeliwo szare (z grafitem płytkowym)	118 000		146,0÷143,7	
Stal	206 000		Laminat twardy (tekstolit)	800 ¹⁾	0,5 ¹⁾	56,4	
1) Wartości przeciętne							



Rys. 9.2. Wykres współczynnika Z_ϵ w zależności od czołowego (ϵ_α) i poskokowego (ϵ_β) wskaźnika zazębienia



Rys. 9.3. Wykres współczynnika Z_β w zależności od kąta pochylenia zębów na walcu podziałowym



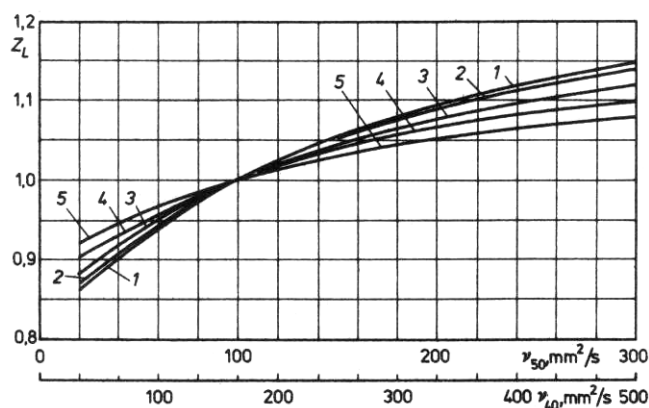
Rys. 9.4. Współczynnik trwałości Z_{NT} dla zmęczenia powierzchniowego w zależności od liczby cykli obciążenia; cyfry przy liniach odpowiadają wierszom tabeli 8.

Tabela 8. Współczynnik trwałości Z_{NT} dla zmęczenia powierzchniowego w zależności od liczby cykli obciążenia N (dla koła modelowego)

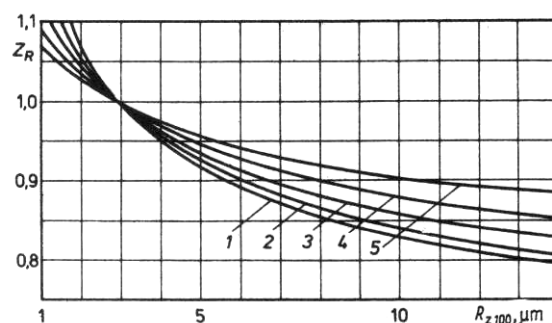
Lp.	Materiał	Liczba cykli	Współczynnik trwałości
1	Stale konstrukcyjne zwykłej jakości ($R_m < 800 \text{ N/mm}^2$), stale hartowane na wskroś ($R_m \geq 800 \text{ N/mm}^2$), żeliwo szare, żeliwo sferoidalne (perlityczne, bainityczne, ferrytyczne), żeliwo ciągliwe czarne (perlityczne), stale do nawęglania po nawęglaniu i utwardzeniu, stale konstrukcyjne zwykłej jakości oraz żeliwa sferoidalne (perlityczne, bainityczne, ferrytyczne) hartowane płomieniowo lub indukcyjnie. Dopuszcza się niewielkie objawy pittingu	$N \leq 6 \cdot 10^5$	$Z_{NT} = 1,6$
		$6 \cdot 10^5 < N \leq 10^7$	$Z_{NT} = \left(\frac{3 \cdot 10^8}{N} \right)^{0,0756}$
		$10^7 < N < 10^9$	$Z_{NT} = \left(\frac{10^9}{N} \right)^{0,057}$
		$10^9 \leq N$	$Z_{NT} = 1$
2	Jak wyżej bez objawów pittingu	$N \leq 10^5$	$Z_{NT} = 1,6$
		$10^5 < N < 10^7$	$Z_{NT} = \left(\frac{5 \cdot 10^7}{N} \right)^{0,0756}$
		$5 \cdot 10^7 \leq N$	$Z_{NT} = 1$
3	Stale do hartowania na wskroś i powierzchniowo, azotowane, żeliwo szare, żeliwo sferoidalne (ferrytyczne)	$N \leq 10^5$	$Z_{NT} = 1,3$
		$10^5 < N < 2 \cdot 10^6$	$Z_{NT} = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{0,0875}$
		$2 \cdot 10^6 \leq N$	$Z_{NT} = 1$
4	Stale hartowane na wskroś lub powierzchniowo, cyjanowane	$N \leq 10^5$	$Z_{NT} = 1,1$
		$10^5 < N < 2 \cdot 10^6$	$Z_{NT} = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N} \right)^{0,0318}$
		$2 \cdot 10^6 \leq N$	$Z_{NT} = 1$
Uwaga: Dla $N = 10^{10}$ we wszystkich przypadkach przyjmuje się $Z_{NT} = 0,85$. Dla $10^{10} > N > N_0$, gdzie: $N_0 = 10^9$ dla materiałów wymienionych w wierszu 1, $N_0 = 5 \cdot 10^7$ dla materiałów wymienionych w wierszu 2, $N_0 = 2 \cdot 10^6$ dla materiałów wymienionych w wierszu 3 i 4, współczynnik Z_{NT} wyznacza się drogą interpolacji liniowej. Dla optymalnych przebiegów procesów hutniczych, obróbki cieplnej i mechanicznej można w całym zakresie $N > N_0$ przyjąć $Z_{NT} = 1$.			

Tabela 9. Oleje przekładniowe polskiej produkcji

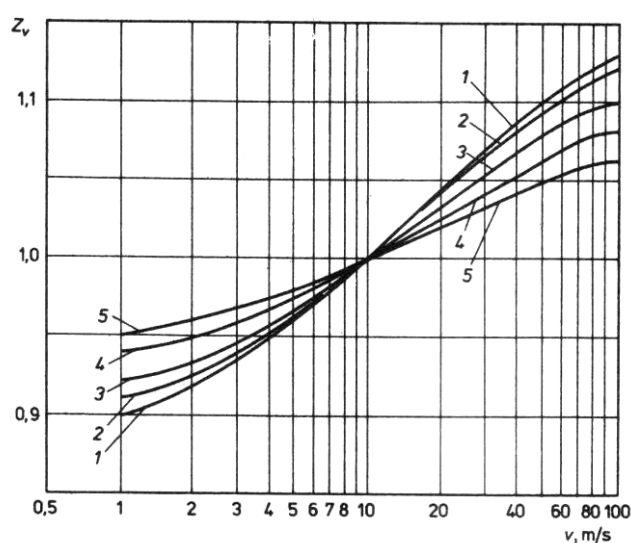
Nazwa oleju		Klasyfikacja SAE	Lepkość kinematyczna w mm ² /s		Zastosowanie
			50°C	100°C	
Oleje do przekładni pojazdów mechanicznych	PL	140	–	28,4 ÷ 32,4	przekładnie pojazdów mechanicznych, z wyjątkiem hipoidalnych, słabo lub średnio obciążone
	PZL	90	–	17,9 ÷ 22,0	
	Hipol 10	80	–	9 ÷ 12	głównie do przekładni hipoidalnych pojazdów mechanicznych pracujących w ciężkich warunkach przy średnich i dużych obciążeniach w temperaturze 130°C; ponadto Hipol 10ZF i 15 ZF stosowany jest w synchronizowanych skrzynkach biegów
	Hipol 15	90	–	15 ÷ 20	
	Hipol 30	140	–	25 ÷ 30	
	Hipol 10ZF	80	–	9 ÷ 12	
	Hipol 15ZF	90	–	14 ÷ 24	
	Hipol 30ZF	140	–	25 ÷ 42	
	Hipol 6	80	41 ÷ 50	8,5	przekładnie ciągników rolniczych
Oleje do przekładni przemysłowych	Transol 40	–	40 ÷ 80	8	przekładnie zębate urządzeń przemysłowych przenoszących bardzo duże obciążenia, również uderzeniowe; przykłady zastosowań: walcarki, maszyny budowlane, maszyny przemysłu cementowego, podnośniki, okrętowe urządzenia przeładunkowe, obrabiarki, turbiny parowe, maszyny papiernicze; dobrze znoszą środowisko agresywne (para, gazy korozyjne) oraz zmienne temperatury
	Transol 75	–	75 ÷ 87	12,5	
	Transol 100	–	100 ÷ 110	16	
	Transol 130	–	130 ÷ 150	18,5	
	Transol 170	–	170 ÷ 195	22,5	
	Transol 230	–	220 ÷ 240	–	
	Transol 300	–	260 ÷ 300	32	



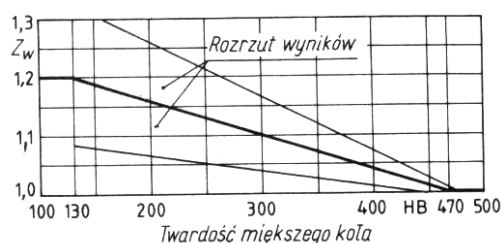
Rys. 9.5. Wykresy współczynnika Z_L w zależności od lepkości kinematycznej oleju (ν_{30} i ν_{40})
 Oraz naprężeń dopuszczalnych σ_{Hlim} ; 1- $\sigma_{Hlim} = 850$ MPa, 2- $\sigma_{Hlim} = 900$ MPa, 3- $\sigma_{Hlim} = 1000$ MPa, 4- $\sigma_{Hlim} = 1100$ MPa, 5- $\sigma_{Hlim} = 1200$ MPa



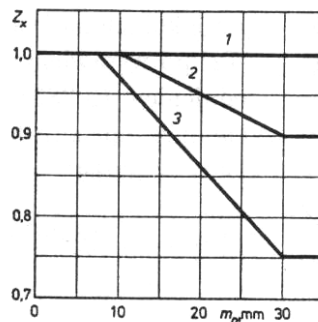
Rys. 9.6. Wykresy współczynnika Z_R w zależności od parametru chropowatości R_{Z100} oraz naprężeń dopuszczalnych σ_{Hlim} ; 1- $\sigma_{Hlim} = 850$ MPa, 2- $\sigma_{Hlim} = 900$ MPa, 3- $\sigma_{Hlim} = 1000$ MPa, 4- $\sigma_{Hlim} = 1100$ MPa, 5- $\sigma_{Hlim} = 1200$ MPa



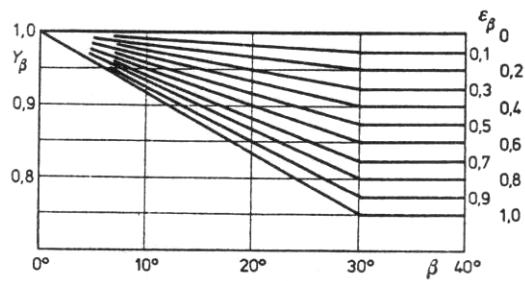
Rys. 9.7. Wykresy współczynnika Z_V w zależności od prędkości obwodowej v oraz naprężeń dopuszczalnych σ_{Hlim} ; 1- $\sigma_{Hlim} = 850$ MPa, 2- $\sigma_{Hlim} = 900$ MPa, 3- $\sigma_{Hlim} = 1000$ MPa, 4- $\sigma_{Hlim} = 1100$ MPa, 5- $\sigma_{Hlim} = 1200$ MPa



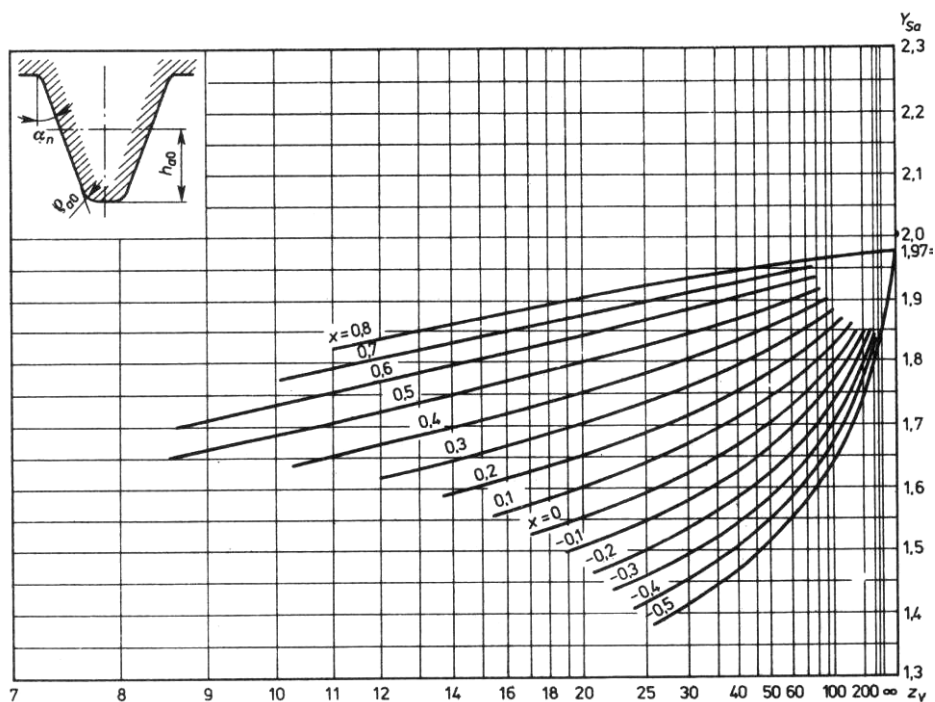
Rys. 9.8. Wykres współczynnika zgniotu powierzchni Z_W w zależności od twardości HB miększego koła



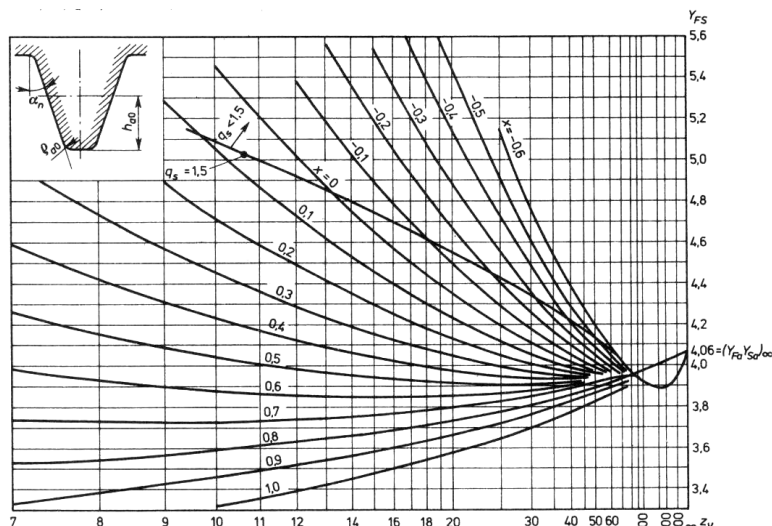
Rys. 9.9. Współczynnik wielkości Z_x w zależności od modułu normalnego;
 1 - dla wszystkich rodzajów materiałów i obróbki cieplnej przy obciążeniach statycznych,
 2 - dla kół stalowych hartowanych powierzchniowo (indukcyjnie lub płomieniowo),
 3 - dla kół stalowych azotowanych



Rys. 9.10. Współczynnik kąta pochylenia zębów Y_β (β, ϵ_β)



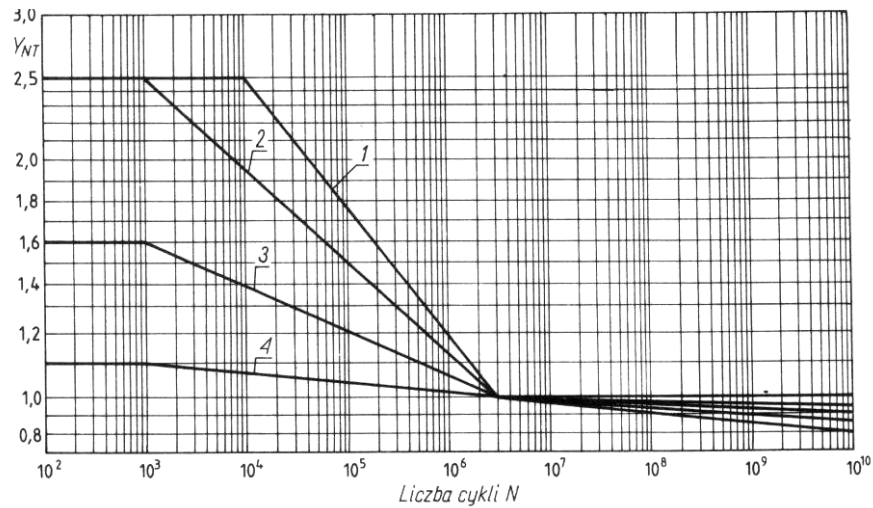
Rys. 9.11. Współczynnik Y_{Sa} dla kół zewnętrznych: $\alpha = 20^\circ$, $h_a / m_n = 1$, $h_{a0} / m_n = 1,25$, $\rho_{a0} / m_n = 0,375$



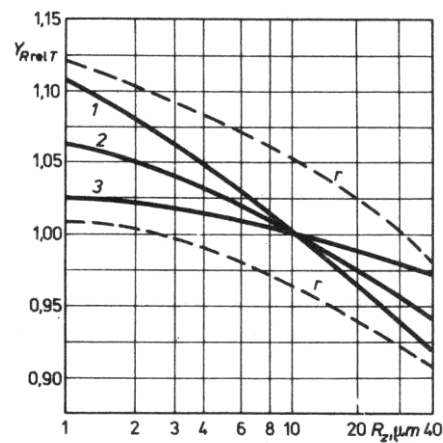
Rys.9.12. Współczynnik $Y_{FS} = Y_{Fn} Y_{Sa}$ dla kół zewnętrznych; $\alpha_n = 20^\circ$, $h_a / m_n = 1$, $h_{a0} / m_n = 1,25$, $\rho_{a0} / m_n = 0,375$

Tabela 10. Współczynnik trwałości Y_{NT} dla złamania zmęczeniowego w zależności od liczby cykli obciążeń N

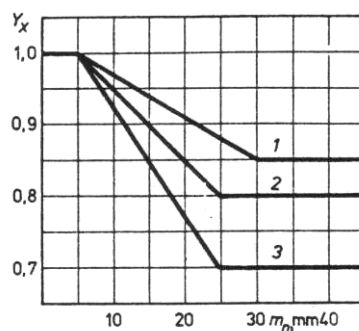
Lp.	Materiał	Liczba cykli	Współczynnik trwałości
1	Stale hartowane na wskroś ($R_m \geq 800 \text{ N/mm}^2$), żeliwo grafitowe sferoidalne (perlityczne, bainityczne, ferrytyczne), żeliwo czarne ciągliwe (perlityczne)	$N \leq 10^4$ $10^4 < N \leq 3 \cdot 10^6$ $3 \cdot 10^6 < N$	$Y_{NT} = 2,5$ $Y_{NT} = \left(\frac{3 \cdot 10^6}{N} \right)^{0,16}$ $Y_{NT} = 1$
2	Stale do nawęglania, po nawęglaniu i utwardzaniu, stale i żeliwa hartowane płomieniowo lub indukcyjnie z utwardzonym bokiem na linii przejściowej	$N \leq 10^3$ $10^3 < N \leq 3 \cdot 10^6$ $3 \cdot 10^6 < N$	$Y_{NT} = 2,5$ $Y_{NT} = \left(\frac{3 \cdot 10^6}{N} \right)^{0,115}$ $Y_{NT} = 1$
3	Stale konstrukcyjne zwykłej jakości ($R_m \leq 800 \text{ N/mm}^2$), stal do azotowania po azotowaniu, żeliwo szare, żeliwo grafitowe sferoidalne (ferrytyczne)	$N \leq 10^3$ $10^3 < N \leq 3 \cdot 10^6$ $3 \cdot 10^6 < N$	$Y_{NT} = 1,6$ $Y_{NT} = \left(\frac{3 \cdot 10^6}{N} \right)^{0,059}$ $Y_{NT} = 1$
4	Stale hartowane na wskroś i stale hartowane powierzchniowo, stale cyjanowane	$N \leq 10^3$ $10^3 < N \leq 3 \cdot 10^6$ $3 \cdot 10^6 < N$	$Y_{NT} = 1,1$ $Y_{NT} = \left(\frac{3 \cdot 10^6}{N} \right)^{0,012}$ $Y_{NT} = 1$
Uwaga: Dla $N \geq 10^{10}$ we wszystkich przypadkach przyjmuje się $Y_{NT} = 0,85$. Jeśli $3 \cdot 10^6 \leq N < 10^{10}$, Y_{NT} wyznacza się drogą interpolacji liniowej. Przy optymalnym przebiegu procesów hutniczych, obróbki cieplno-chemicznej i obróbki mechanicznej można w całym przedziale przyjąć $Y_{NT} = 1$.			



Rys. 9.13. Współczynnik trwałości dla złamania zmęczeniowego w zależności od liczby cykli obciążenia. Oznaczenia linii odpowiadają wierszom tab.10.



Rys. 9.14. Współczynnik Y_{RrelT} w zależności od wysokości chropowatości R_z ;
 1 – stale do ulepszenia cieplnego $R_m > 800 \text{ N/mm}^2$, żeliwo sferoidalne (perlityczne, ferrytyczne, bainityczne), stale do nawęglania po hartowaniu, stal lub żeliwo sferoidalne hartowane indukcyjnie lub płomieniowo,
 2 – stale $R_m < 800 \text{ N/mm}^2$, 3 – żeliwo szare, żeliwo sferoidalne (ferrytyczne, perlityczne), azotowane stale do nawęglania lub ulepszenia cieplnego, r – granice rozrzutu wyników doświadczalnych



Rys. 9.15. Współczynnik wielkości Y_X w zależności od modułu normalnego (strona 14)
1 – zależności (a), 2 - zależności (b), 3 - zależności (c)

Tabela 11. Wartości współczynnika κ

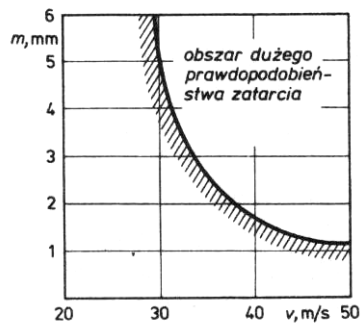
Położenie kół względem łożysk	Obróbka cieplna		
	ulepszanie $HB \geq 200$	nawęglanie i hartowanie powierzchniowe	azotowanie
Symetryczne	$\leq 1,4$	$\leq 1,1$	$\leq 0,8$
Niesymetryczne	$\leq 1,1$	$\leq 0,9$	$\leq 0,6$
Wysięgnikowe	$\leq 0,7$	$\leq 0,6$	$\leq 0,4$

Tabela 12. Graniczne wartości współczynnika λ

Wykonanie i ułożyskowanie	$\lambda_{\max}$
Bardzo dokładne wykonanie i ułożyskowanie, sztywna obudowa i wały	$30 \div 40$
Wykonanie średnio dokładne, dobre ułożyskowanie w skrzynkach	25
Wykonanie średnio dokładne, ułożyskowane na konstrukcjach stalowych	15
Wykonanie niezbyt dokładne, koła wysięgnikowe	10
Koła starannie odlewane i dość starannie ułożyskowane	10

Tabela 13. Minimalne wartości współczynników bezpieczeństwa $S_{F \min}$ i $S_{H \min}$

Wymagania eksploatacyjne	$S_{F \min}$	$S_{H \min}$
Maksymalna niezawodność	$1,50 \div 3,00$	1,25 i wyżej
Prawdopodobieństwo zniszczenia $\leq 1 \%$	$1,00 \div 1,25$	1
Prawdopodobieństwo zniszczenia $\leq 30 \%$	$0,70 \div 0,80$	0,8



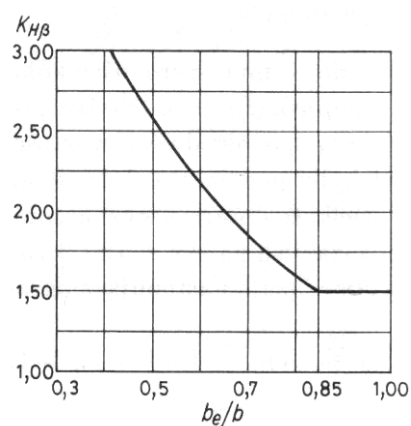
Rys. 9.16. Obszar dużego prawdopodobieństwa zatarcia

Tabela 14. Podstawowe parametry kół stożkowych o zębach prostych i łukowych o kącie $\beta_m = 0$ w zależności od przenoszonej mocy nominalnej i prędkości obrotowej zębniaka. **Dane dla kół stalowych nawęglanych i hartowanych.** Prędkość obwodowa $v_{m1} < 5$ m/s, $\alpha_n = 20^\circ$, $2b \sin \delta/d_1 < 0,28$. Przekładnie ogólnego przeznaczenia, $K_A = 1$

u	d_1 mm	d_2 mm	z_1	b mm	Prędkość obrotowa zębniaka w obr/min			
					100	720	1750	3600
					Moc nominalna w KW			
1	25	25	22	5	0,07	0,45	0,98	1,75
2	25	50	20	8	0,11	0,74	1,63	2,90
4	25	100	17	14	0,20	1,32	2,42	5,18
8	25	200	14	17	0,24	1,60	3,51	6,24
1	50	50	23	9,5	0,38	2,31	4,95	
2	50	100	20	16,0	0,63	3,81	8,16	
4	50	200	17	28,5	1,13	6,79	14,56	
8	50	400	14	35	1,37	8,16	14,57	
1	100	100	24	19	2,15	11,83		
2	100	200	21	32	3,57	19,63		
4	100	400	18	55	6,18	34,12		
8	100	800	15	67	7,35	40,50		
1	200	200	30	38	12,28			
2	200	400	26	64	19,48			
4	200	800	23	87	26,61			

Tabela 15. Wartości współczynnika łożyskowania $K_{H\beta e}$

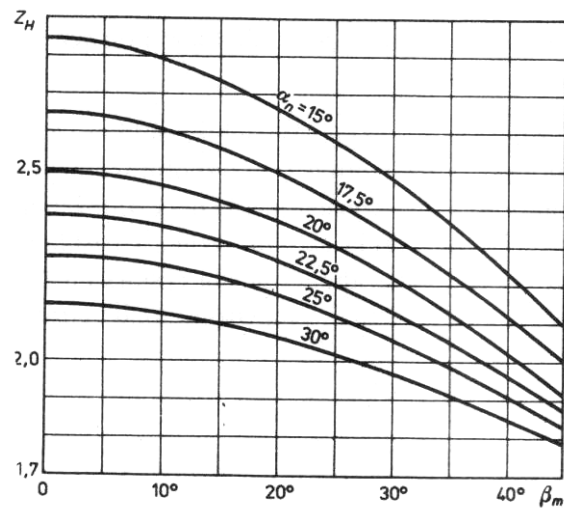
Jakość wykonania	Sposób łożyskowania		
	obydwa koła łożyskowane obustronnie	jedno koło łożyskowane obustronnie, drugie jednostronnie	obydwa koła łożyskowane jednostronnie
Wysoka (przekładnie lotnicze, samochodowe i ogólnego przeznaczenia wysokiej jakości)	1,0	1,1	1,25
Średnia (przekładnie ogólnego przeznaczenia)	1,2	1,32	1,50



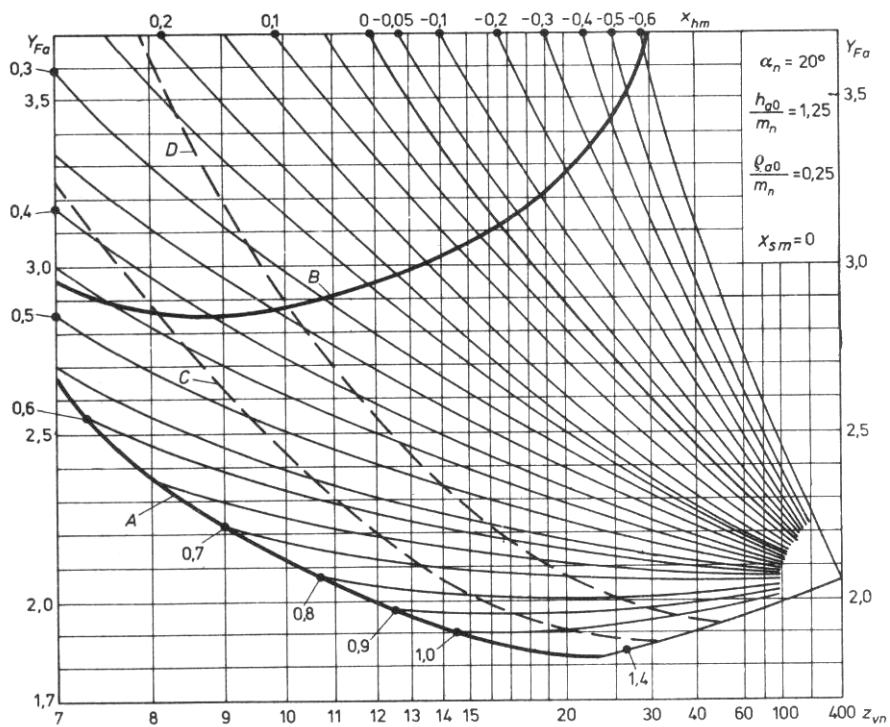
Rys. 9.17. Współczynnik $K_{H\beta}$ w zależności od stosunku b_e/b

Tabela 16. Wartość współczynników $K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$ dla kół stożkowych

Materiał	Zęby	Klasa dokładności wykonania				
		do 5	6	7	8	9
stal hartowana	proste	1,0		1,1	1,2	–
	skośne	1,0	1,1	1,2	1,4	–
stal miękka	proste	1,0			1,1	1,2
	skośne	1,0		1,1	1,2	1,4



Rys. 9.18. Współczynnik strefy styku Z_H w punkcie tocznym



Rys. 9.19. Wykres współczynnika Y_{Fa} w zależności od zastępczej liczby zębów koła zastępczego w przekroju normalnym i współczynnika przesunięcia zarysu x_{hm} ;
A – granica zaostrenia wierzchołka, B – granica podcięcia, C – linia stałej grubości zęba na wierzchołku $s_a = 0,2 m_{mn}$, D – linia stałej grubości zęba na wierzchołku $s_a = 0,4 m_{mn}$

Tabela 17. Analityczny algorytm wyznaczania wielkości S_{Fn} / m_{mn} , ρ_F / m_{mn} , H_F / m_{mn} , α_{Fan} oraz Y_{Fa} dla kół stożkowych nacinanych metodą obwiedniową

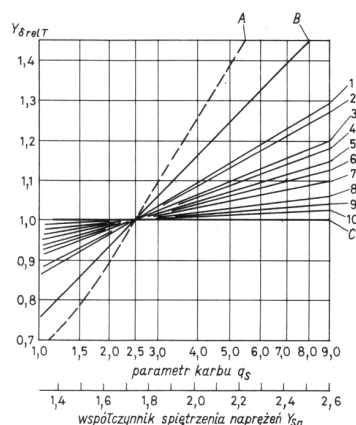
Dane:	Koło obliczane						Narzędzie				
	z_{vn}	m_{mn}	d_{van}	d_{vbn}	x_{hm}	α_n	h_{a0}	ρ_{a0}	p_{r0}	x_{sm}	
	–	mm	mm	mm	–	rad	mm	mm	mm	–	
Lp.	Nazwa obliczanej wielkości		Wzór								Wy nik
1	Wymiar E		$E = \left(\frac{\pi}{3} - x_{sm} \right) m_{mn} - h_{a0} \operatorname{tg} \alpha_n + \frac{p_{r0}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{a0}}{\cos \alpha_n}$								
2	Wielkość pomocnicza		$G = \frac{\rho_{a0}}{m_{mn}} - \frac{h_{a0}}{m_{mn}} + x_{hm}$								
3	Wielkość pomocnicza		$H = \frac{2}{z_{vn}} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_{mn}} \right) - \frac{\pi}{3}$								
4	Kąt pomocniczy		$\vartheta = \frac{2G}{z_{vn}} \operatorname{tg} \vartheta - H$ równanie to należy rozwiązać dowolną metodą numeryczną względem ϑ, za początkową wartość ϑ można przyjąć $\pi/6$								
5	Stosunek S_{Fn}/m_{mn}		$\frac{S_{Fn}}{m_{mn}} = z_{vn} \sin \left(\frac{\pi}{3} - \vartheta \right) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \vartheta} - \frac{\rho_{a0}}{m_{mn}} \right)$								
6	Stosunek ρ_F/m_{mn}		$\frac{\rho_F}{m_{mn}} = \frac{\rho_{a0}}{m_{mn}} + \frac{2G^2}{\cos \vartheta (z_{vn} \cos^2 \vartheta - 2G)}$								
7	Kąt zarysu na wierzchołku koła zastępczego w przekroju normalnym		$\alpha_{an} = \arccos \frac{d_{vbn}}{d_{van}}$								
8	Kąt pomocniczy		$\gamma_a = \frac{1}{z_{vn}} \left[\frac{\pi}{2} + 2(x_{hm} \operatorname{tg} \alpha_n + x_{sm}) \right] + \operatorname{inv} \alpha_n - \operatorname{inv} \alpha_{an}$								
9	Kąt α_{Fan}		$\alpha_{Fan} = \alpha_{an} - \gamma_a$								
10	Stosunek h_F/m_{mn}		$\frac{h_F}{m_{mn}} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_a - \sin \gamma_a \operatorname{tg} \alpha_{Fan}) \frac{d_{van}}{m_{mn}} - z_{vn} \cos \left(\frac{\pi}{3} - \vartheta \right) - \frac{G}{\cos \vartheta} + \frac{\rho_{a0}}{m_{mn}} \right]$								
11	Współczynnik kształtu		$Y_{Fa} = \frac{6 \frac{h_F}{m_{mn}} \cos \alpha_{Fan}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_{mn}} \right)^2 \cos \alpha_n}$								
x_{hm} – współczynnik przesunięcia zarysu;											

Tabela 18. Współczynniki przesunięcia zarysu dla kół stożkowych o zębach prostych i zarysie odniesienia według PN-78/M-88503

z_1	Wartość współczynnika x_1 przy przełożeniu u										
	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2	2,5	3,15	4	5	$\geq 6,3$
12	–	–	–	–	–	–	0,50	0,53	0,56	0,57	0,58
13	–	–	–	–	–	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,56
14	–	–	0,27	0,34	0,38	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,54
15	–	0,18	0,25	0,31	0,36	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,52
16	0,10	0,17	0,24	0,30	0,35	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,50
18	0,09	0,15	0,22	0,28	0,33	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,47
20	0,08	0,14	0,20	0,26	0,30	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,44
25	0,07	0,13	0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,40
30	0,06	0,11	0,15	0,19	0,22	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,35
40	0,05	0,09	0,12	0,15	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,28

Tabela 19. Promienie karbu zastępczego ρ'

Lp.	Materiał		ρ' , mm
1	Żeliwa szare	$R_m = 150 \frac{N}{mm^2}$	0,3124
2	Żeliwa szare, żeliwo sferoidalne (ferrytyczne)	$R_m = 300 \frac{N}{mm^2}$	0,3095
3	Stale do azotowania, po azotowaniu; stale do ulepszania cieplnego, azotowane; stale do nawęglania, cyjanowane; stale do ulepszania cieplnego, cyjanowane; żeliwa szare (perlityczne)		0,1005
4	Stale konstrukcyjne zwykłej jakości, staliwa	$R_e = 300 \frac{N}{mm^2}$	0,0833
5	Stale konstrukcyjne zwykłej jakości, staliwa	$R_e = 400 \frac{N}{mm^2}$	0,0445
6	Stale do ulepszania cieplnego, po ulepszaniu; staliwa; żeliwa sferoidalne (perlityczne, bainityczne)	$R_e = 500 \frac{N}{mm^2}$	0,0281
7		$R_e = 600 \frac{N}{mm^2}$	0,0194
8		$R_e = 800 \frac{N}{mm^2}$	0,0064
9		$R_{0,2} = 1000 \frac{N}{mm^2}$	0,0014
10	Stale po nawęglaniu i hartowaniu, stale hartowane indukcyjnie lub płomieniowo z utwardzonym dnem wrębu		0,0030



Rys. 9.20. Wykresy współczynnika względnej wrażliwości na działanie karbu w zależności od parametru karbu q_s lub współczynnika śpiętrzenia naprężeń Y_{Sa} ; A,B – materiały całkowicie niewrażliwe na działanie karbu, $Y_{\delta rel T} = Y_S / Y_T$,
– materiały o doskonałej wrażliwości na działanie karbu $Y_{\delta rel T} = 1$.
Oznaczenia cyfrowe 1 ÷ 10 linii odpowiadają wierszom tabeli 19

Tabela 20. Własności wytrzymałościowe materiałów na koła zębate

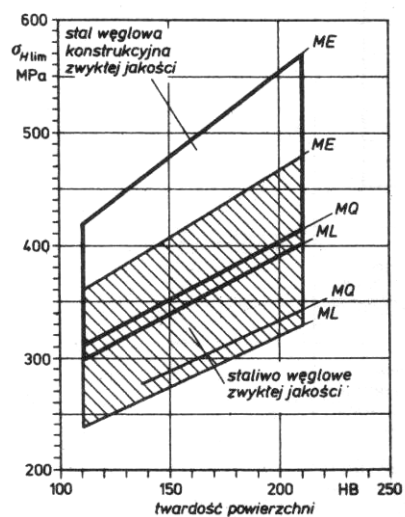
Rodzaj materiału	Rodzaj obróbki cieplnej	Symbol wg PN-H	Oznaczenie wg PN-EN	Twardość boku zęba	σ_{Hlim} [MPa]	σ_{Flim} [MPa]
Żeliwo szare	---	200	EN-GJL-200	HB 170	270	50
		250	EN-GJL-250	HB 210	310	60
		350	EN-GJL-300	HB 230	360	80
Stal konstrukcyjna zwykłej jakości	---	St4		HB 125	290	170
		St5	E295	HB 150	340	190
		St6	E335	HB 180	400	200
		St7	E360	HB 208	460	220
Stal konstrukcyjna wyższej jakości	ulepszanie	20	C20	HV 140	440	170
	normalizowanie	45	C45	HV 185	590	200
	ulepszanie	55	C55	HV 210	620	220
Stal konstrukcyjna do ulepszania cieplnego	ulepszanie	30H	34Cr4	HV 260	650	270
		40H	41Cr4	HV 260	650	270
		40HM	42CrMo4	HV 280	670	290
		34HNM	34CrNiMo6	HV 310	770	320
Stal do ulepszania cieplnego hartowana powierzchniowo	hartowanie powierzchniowe łącznie z dnem wrębu	45	C45	HV 560	1100	270
		40H	41Cr4	HV 610	1280	310
		40HM	42CrMo4	HV 650	1360	350
Stal do ulepszania cieplnego azotowana	azotowanie kąpielowe	45	C45	HV 400	1100	350
		40HM	42CrMo4	HV 500	1220	430
	azotowanie gazowe	40HM	42CrMo4	HV 550	1220	430
Stal do nawęglania	utwardzanie dyfuzyjne	15	C15	HV 720	1600	230
		15HG		HV 720	1630	460
		20HG	20MnCr5	HV 720	1630	480
		19HG		HV 720	1630	400
		15HM	13CrMo4-5	HV 720	1630	500
		18H2N2	18CrNi8	HV 740	1630	500
		17HNM	18CrNiMo7	HV 740	1630	500
Tekstolit	tkanina bakelizowana gruba				110	50
	tkanina bakelizowana drobna				130	60

Tabela 21. Przybliżone wartości między R_m , HB, HV i HRC dla stali

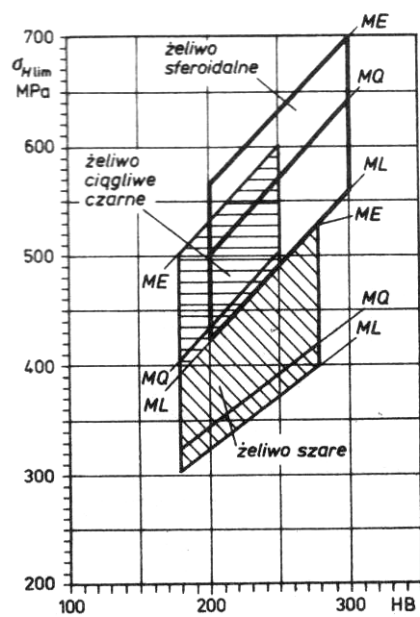
R_m MPa (N/mm ²)	HB	HV	HRC	R_m MPa (N/mm ²)	HB	HV	HRC	R_m MPa (N/mm ²)	HB	HV	HRC
440	128	128		780	229	229	19	1450	409	434	44
450	131	131		800	232	235	20	1480	421	446	45
460	134	134		810	235	238	21	(1540)	(432)	458	46
470	137	137		820	238	244	22	(1580)	(443)	471	47
480	140	140		830	243	254	23	(1620)	(455)	484	48
490	143	143		850	247	260	24	(1680)	(469)	498	49
500	146	146		870	253	266	25	(1720)	(481)	513	50
510	149	149		890	258	272	26	(1790)	(496)	528	51
520	152	152		920	264	279	27	(1840)	(512)	544	52
530	156	156		940	271	285	28	(1890)	(525)	560	53
550	159	159		970	279	294	29	(1950)	(543)	577	54
560	163	163		1000	286	302	30	(2020)	(560)	595	55
570	167	167		1030	294	310	31	(2070)	(577)	613	56
580	170	170		1050	301	318	32	(2140)	(595)	633	57
600	174	174		1080	311	327	33	(2210)	(615)	653	58
620	179	179		1120	319	336	34		(634)	674	59
630	183	183		1150	327	345	35		(654)	697	60
640	187	187		1180	336	354	36		(670)	720	61
650	192	192		1210	344	363	37		(688)	746	62
670	197	197	(13)	1240	353	372	38		(705)	772	63
680	201	201	(14)	1270	362	382	39		(722)	800	64
700	207	207	(15)	1310	371	392	40		(739)	832	65
720	212	212	(16)	1340	381	402	41			865	66
740	217	217	(17)	1380	390	412	42			900	67
760	223	223	(18)	1410	400	423	43			940	68

Objaśnienia:

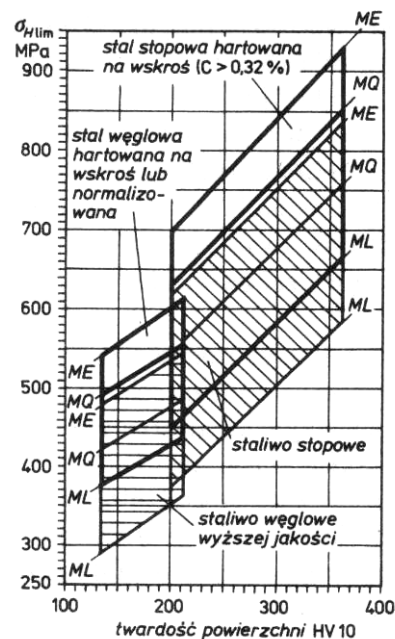
R_m – wytrzymałość doraźna na rozciąganie, HB – twardość Brinella, HV – twardość Vickersa, HRC – twardość Rockwella w skali C. Wartości ujęte w nawias są orientacyjne. Między R_m i HB istnieje przybliżona zależność liczbową $R_m \approx 3,4 HB$.



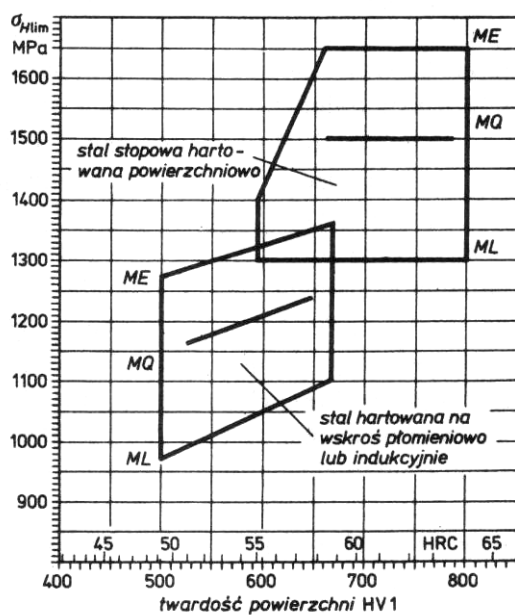
Rys.9.21. Stykowa wytrzymałość zmęczeniowa dla stali węglowej konstrukcyjnej zwykłej jakości oraz staliwo węglowe zwykłej jakości



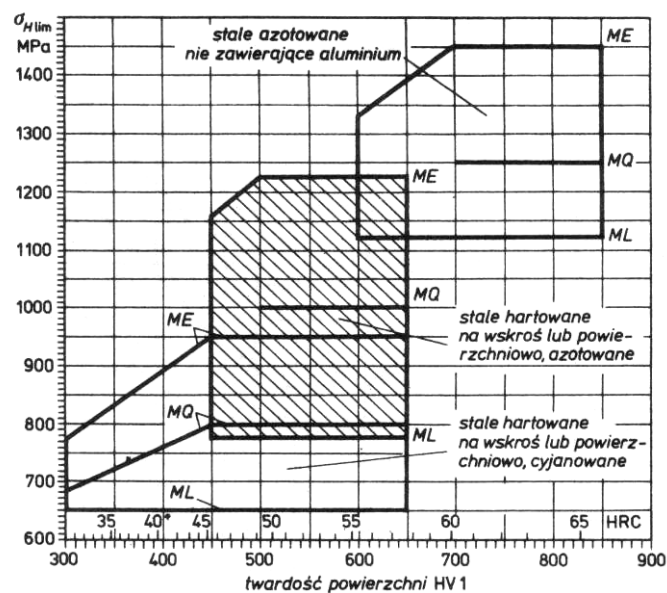
Rys. 9.22. Stykowa wytrzymałość zmęczeniowa dla żeliwa



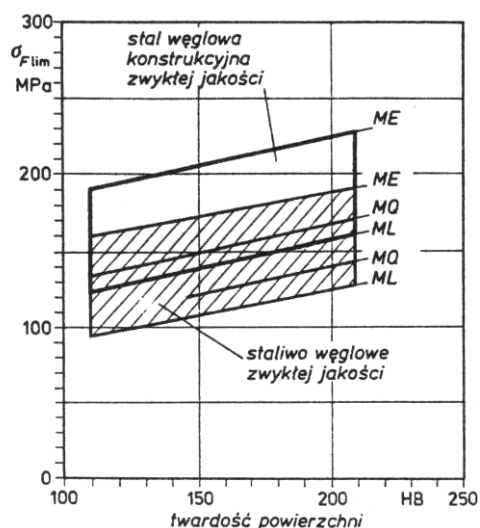
Rys.9.23. Stykowa wytrzymałość zmęczeniowa dla stali hartowanej na wskroś oraz dla staliwo stopowego i węglowego wyższej jakości



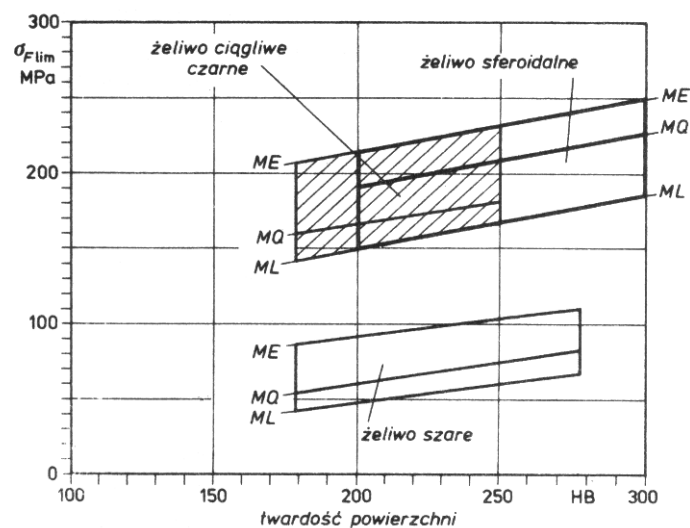
Rys. 9.24. Stykowa wytrzymałość zmęczeniowa dla stali hartowanej powierzchniowo i dla stali hartowanej na wskroś płomieniowo lub indukcyjnie



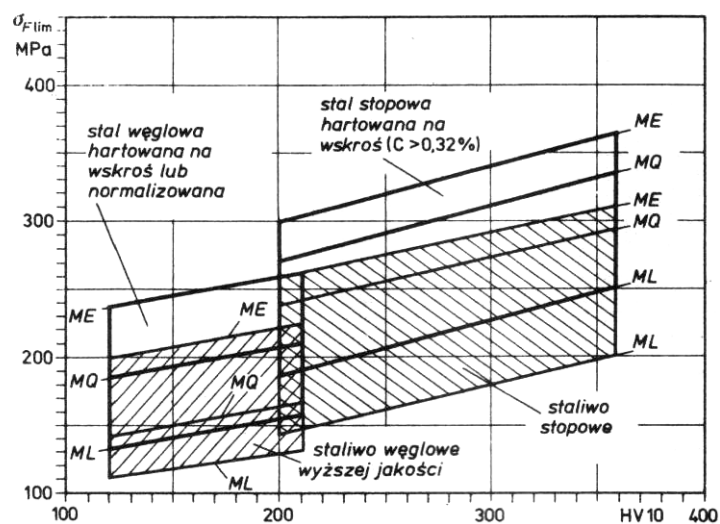
Rys. 9.25. Stykowa wytrzymałość zmęczeniowa dla stali azotowanych oraz cyjanowanych



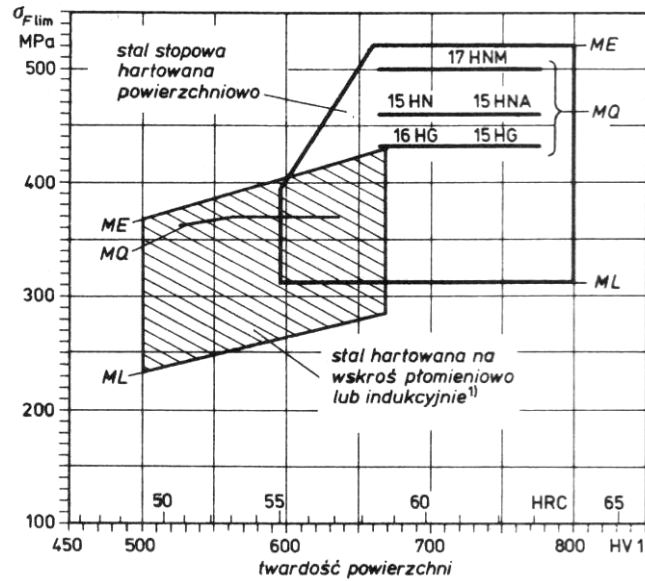
Rys. 9.26. Nominalna wytrzymałość zmęczeniowa przy zginaniu dla stali węglowej konstrukcyjnej zwykłej jakości i dla staliwo węglowego zwykłej jakości



Rys.9.27. Nominalna wytrzymałość zmęczeniowa przy zginaniu dla żeliwa

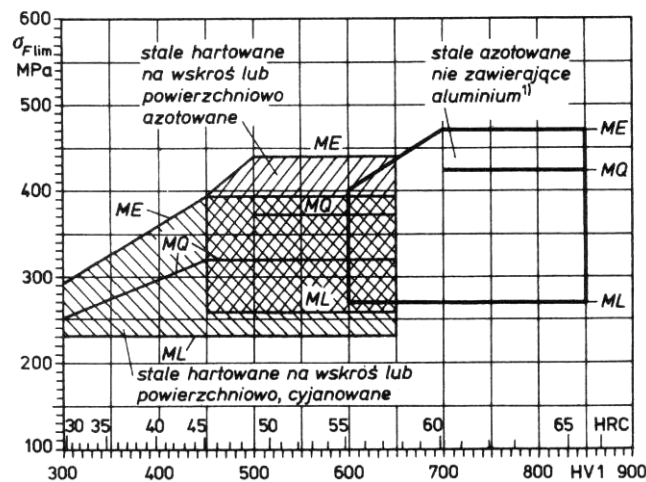


Rys. 9.28. Nominalna wytrzymałość zmęczeniowa przy zginaniu dla stali hartowanej na wskroś i dla staliwo stopowego i węglowego wyższej jakości



Rys. 9.29. Nominalna wytrzymałość zmęczeniowa przy zginaniu dla stali stopowych hartowanych powierzchniowo i stali hartowanej na wskroś płomieniowo lub indukcyjnie.

¹⁾ Dla zębów z niehartowaną stopą wartości σ_{Flim} należy odczytać z rys. 11.28. dla stali normalizowanej



Rys. 9.30. Nominalna wytrzymałość zmęczeniowa dla stali azotowanych i cyjanowanych, grubość warstwy azotowanej $0,4 \div 0,6$ mm

¹⁾ W przypadku gdy twardość $HV_1 > 750$, wytrzymałość zmęczeniowa maleje z powodu wzrostu kruchości

Tabela 22. Zakres badań żeliwa szarego i sferoidalnego wymagany w grupach ML, MQ, ME

Lp.	Kontrolowana cecha materiału	Żeliwo szare		Żeliwo sferoidalne	
		<i>ML, MQ</i>	<i>ME</i>	<i>ML</i>	<i>MQ, ME</i>
1	Analiza chemiczna	nie wymagana	atest wytwórcy dla całej partii materiału	nie wymagana	atest wytwórcy
2	Sposób wytopu	nie określony	piec elektryczny lub podobny	nie określony	piec elektryczny lub podobny
3	Właściwości mechaniczne	kontrola twardości	kontrola twardości i R_m	kontrola twardości	kontrola twardości i R_m i A_5
4	Struktura: postać grafitu ¹⁾	określona lecz nie kontrolowana	kształt: Gf1, rozmieszczenie: Gr1, długość lub średnica wydzieliń: Gw25 ÷ Gw180	nie kontrolowana	kształt: Gf7, rozmieszczenie: Gr1, długość lub średnica wydzieliń: Gw15 ÷ Gw90
	Struktura osnowy	dla żeliwa węglowego nie określona; dla żeliwa stopowego zawartość ferrytu poniżej 5%	zawartość ferrytu poniżej 5%	perlityczno - ferrytyczna	perlityczna (zawartość ferrytu poniżej 5%)
5	Badania ultradźwiękowe	nie wymagana	wymagane, brak defektów (pęknięcia, pory, pęcherze)	nie wymagane	wymagane, brak defektów (pęknięcia, pory, pęcherze)
6	Wyżarzanie odprężające	nie wymagana	zalecane, żeliwo szare: 2h w temperaturze 500 ÷ 530°C, żeliwo stopowe: 2h w temperaturze 530÷560°C	nie wymagane	zalecane, 2h w temperaturze 500 ÷ 530°C
7	Naprawy przez napawanie	dozwolone poza strefą uzębienia			nie dozwolone
8	Badanie pęknięć powierzchniowych	nie wymagana	badanie sposobem penetrantów barwnych	nie wymagane	badanie sposobem penetrantów barwnych

¹⁾ Według PN-75/H-04661.

Tabela 23. Zakres badań stali hartowanych na wskroś wymagany w grupach ML, MQ, ME

Lp.	Kontrolowana cecha materiału	<i>ML</i>	<i>MQ</i>	<i>ME</i>
1	Analiza chemiczna	nie wymagana	atest wytwórcy dla losowo wybranej partii materiału	atest wytwórcy dla całej partii materiału
2	Właściwości mechaniczne po hartowaniu	pomiar twardości	R_e lub $R_{0,2}$, R_m , A_5 , Z ; atest wytwórcy dla losowo wybranej próbki materiału, pomiar twardości	R_e lub $R_{0,2}$, R_m , A_5 , Z , HB; atest wytwórcy dla całej partii materiału
3	Rodzaj wytopu	nie określony	konwentor LD , piec elektryczny lub podobny, wskaźnik czystości K_4 wg a)	wytop próżniowy, przetapianie próżniowe lub elektrożuźlowe, wskaźnik czystości K_0 wg a)
4	Czystość	nie badana	nr wiersza ≤ 4 , wg a)	tak jak <i>MQ</i> ; tylko nr wiersza ≤ 2 , wg a)
5	Wielkość umownego ziarna austenitu	nie badana	struktura drobnoziarnista, wymiary ziarna min. 5 wg b), wymagany atest wytwórcy dla losowo wybranej próbki	tak jak <i>MQ</i> ; wymiary ziarna min. 7 wg b), wymagany atest dla całej partii materiału
6	Badania ultradźwiękowe (po obróbce)	nie wymagane	przeprowadzane w specjalnych przypadkach	wymagane (pęknięcia, pory, pęcherze, złuszczenia); równoważna wielkość wady w obszarze uzębienia 3 mm, poza tym obszarem 5 mm, wg c)
7	Badanie pęknięć powierzchniowych w stanie końcowym, lecz przed kulowaniem	badanie sposobem penetrantów barwnych; atest wytwórcy dla całej partii	jak dla <i>ML</i>	badanie magnetyczne proszkowe; atest wytwórcy dla całej partii
8	Struktura wlewka	nie określony	nie określa	materiał pobrany z środowiskowych części wlewka
9	Stopień przekucia	nie określony	co najmniej trzykrotny	co najmniej pięciokrotny, ale nie w kierunku zębów
10	Naprawy przez napawanie	nie dozwolone w strefie uzębienia	nie dozwolone	
11	Obróbka cieplna	odpowiednia dla uzyskania żądanych twardości	odpowiednia dla uzyskania żadanego zakresu twardości, zapewniająca właściwości mechaniczne wymienione w poz. 2 i strukturę określoną w poz. 12; normalizowanie przed hartowaniem	
12	Struktura	nie określona	maksymalna zawartość w strefie uzębienia 10% (dotyczy stali stopowej)	

a) Stahl und Eisen - Prüfblatt 1570/71. Skale wzorców zanieczyszczenia wtrąceniami niemetalicznymi (patrz str. 491 lub [49], rozdz. 1.4).

b) Wg ASTM (American Society for Testing Materials) (patrz również [49], rozdz. 1.4).

c) Określona na podstawie zależności OWR (odległość, wzmocnienie, rozmiar wady).

Tabela 24. Zakres badań stali hartowanych indukcyjnie lub płomieniowo wymagany w grupach ML, MQ, ME

Lp.	Kontrolowana cecha materiału	ML	MQ	ME
1 . . . 9	patrz pozycje 1÷9 tabeli 23			
10	Twardość powierzchni	48 ÷ 58 HRC	50 ÷ 56 HRC	
11	Głębokość hartowania ¹⁾	$h_{opt} \div 2 h_{opt}$	$h_{opt} \div 1,8 h_{opt}$	$h_{opt} \div 1,5 h_{opt}$
12	Gradient twardości w kierunku rdzenia	nie badany	ciągle zmniejszający się w kierunku od powierzchni do rdzenia	
13	Spadek twardości w kierunku rdzenia	nie badany	max 40 HV1	max 20 HV1
14	Rozrzut twardości ²⁾	nie badany	±20%	±10%
15	Struktura powierzchni	nie badany	zasadniczo martenzyt drobnoziarnisty	wyłącznie martenzyt drobnoziarnisty
16	Pęknięcia hartownicze (badane metodą magnetyczną - proszkową)	nie dozwolone	nie dozwolone, badania obejmują 100% powierzchni kół	
17	Zawartość ferrytu w strukturze rdzenia w stanie utwardzonym na wskroś (nie dotyczy stali zwykłej jakości)	max 10% w strefie uzębienia	brak ferrytu w strefie uzębienia	
18	Instalacja i proces hartowania	hartowanie obrotowe lub zęb po zębie	hartowanie obrotowe lub zęb po zębie, instalacja optymalna, duże doświadczenie wykonawcy	
	a) powtarzalność procesu hartowania (kształt i przewodnictwo induktora lub palnika)	nie badana	proces w pełni powtarzalny (kontrola na próbkach)	
	b) chłodzenie: zęb po zębie	olej, roztwór polimeru w wodzie	olej, roztwór polimeru w wodzie dostosowany do materiału	
	c) hartowanie obrotowe	woda lub olej	woda lub olej	

Tabela 24.cd.

Lp.	Kontrolowana cech materiału	ML	MQ	ME
18 (cd.)	d) regulacja i nastawy	–	czynnik chłodzący: kontrola składu, ochładzanie do stałej temperatury $\leq 35^{\circ}\text{C}$; stałe ciśnienie i natężenie wypływu natrysku, gładkie dysze, wyniki sprawdzane na dużej liczbie próbek	
	e) odpuszczanie (160 ÷ 220°C)	bezpośrednio po hartowaniu w piecach z wymuszonym przepływem powietrza, odpowiedni czas	bezpośrednio po hartowaniu w piecach z wymuszonym obiegiem powietrza, równomierny rozkład temperatury, optymalny czas	
	f) induktor lub palnik do hartowania zęb po zębie	odpowiednio wybrany	dokładnie dopasowany i sprawdzony, powtarzalne parametry	
	g) częstotliwość	z ograniczoną możliwością regulowania	dobrana do wymaganej głębokości utwardzania, sprawdzona doświadczalnie	
	h) przegrzanie	niedopuszczalne	niedopuszczalne, całkowita pewność nieprzekroczenia temperatury 1000° C, wymagana kontrola	
¹⁾ Głębokość hartowania jest zdefiniowana jako odległość od powierzchni zęba do punktu, w którym twardość jest równa 80% twardości powierzchni; h_{opt} – głębokość optymalna.				
²⁾ Rozkład twardości w głąb materiału w przekrojach normalnych do linii zęba w środku szerokości koła i w odległości jednego modułu od końców zęba powinny leżeć w paśmie, którego szerokość stanowi wskazany procent twardości średniej danego zęba. Ponadto różnice między uśrednioną krzywą twardości pojedynczego zęba a uśrednioną krzywą twardości dla kilku zębów nie powinny przekroczyć wartości wskazanych w kolumnach MO i ME				

Tabela 25. Zakres badań stali hartowanych powierzchniowo wymagany w grupach ML, MQ, ME

Lp.	Kontrolowana cech materiału	<i>ML</i>	<i>MQ</i>	<i>ME</i>
1	Analiza chemiczna	nie wymagana	atest wytwórcy dla losowo wybranej próbki	atest wytwórcy dla całej partii materiału
2	Właściwości mechaniczne po obróbce cieplnej	nie kontrolowane	R_e lub $R_{0,2}$, R_m , A_5 , Z ; atest wytwórcy dla losowo wybranej próbki; pomiar twardości	R_e lub $R_{0,2}$, R_m , A_5 , Z , HB; atest wytwórcy dla całej partii materiału
3	Próba hartowania od czoła	nie wymagana	atest wytwórcy dla losowo wybranej próbki; wymagania zgodne z normą PN-72/H-84030	jak dla <i>MQ</i> , tylko dla całej partii materiału

Tabela 25.cd.

Lp.	Kontrolowana cech materiału	<i>ML</i>	<i>MQ</i>	<i>ME</i>
4	Sposób wytopu	nie określony	konwencjonalny	wytop próżniowy, przetapianie próżniowe lub elektrożużlowe, wskaźnik czystości K_0 wg a)
5	Czystość	jak dla stali hartowanych na wskroś		
6	Wielkość unormowanego ziarna austenitu	jak dla stali hartowanych na wskroś; tabela 23		
7	Badania ultradźwiękowe (po obróbce)	jak dla stali hartowanych na wskroś; tabela 23		
8	Twardość powierzchni	56 ÷ 64 HRC	56 ÷ 68 HRC	jak dla <i>MQ</i> ; metoda Vickersa przy małym obciążeniu
9	Spadek twardości w kierunku powierzchni	nie badany	dopuszczalny spadek max 50 HV2; minimalna twardość 690 HV	max 30HV2
10	Spadek twardości w kierunku rdzenia $C(\Delta HV/\Delta C)$ wg b)	nie badany		max 450 HV2
11	Twardość rdzenia	nie badana	wg PN-72/H- 84030	do 42 HRC dla stali o zawartości min. 2% Ni
12	Stopień przekucia	tabela 23 poz. 9		
13	Grubość warstwy nawęglonej	50 % lub więcej grubości optymalnej	Grubość optymalna $\pm 15\%$	
14	Właściwości powierzchni po obróbce wykańczającej	nie badane	badane losowo	badane losowo, ale częściej niż dla <i>MQ</i>
	a) struktura powierzchni	nie badana	zasadniczo martenzyt drobnoziarnisty	wyłącznie martenzyt drobnoziarnisty
	b) odwęglenie	nie badane	niedopuszczalne	
	c) wydzielina węglików	nie badane	brak siatki i pasmowości węglików w obszarze boków i stopy zęba	
	d) austenit szczątkowy (badany mikroskopowo)	nie badany	do 30%	do 20%
	e) utlenienie powierzchni (sorbit, perlit, ferryt na powierzchni)	nie badane	nieznaczne lub zmniejszone przez kulowanie lub śrutowanie	nieznaczne; optymalne kulowanie lub śrutowanie

Tabela 26. Zakres badań stali azotowanych gazowo i hartowanych na wskroś, wymagany w grupach ML, MQ, ME

Lp.	Kontrolowana cech materiału	<i>ML</i>	<i>MQ</i>	<i>ME</i>
1 . . . 9	Patrz pozycje 1÷ 9 tabela 23.			
10	Grubość warstwy azotowanej (w stanie końcowym) ¹⁾	$h_{opt} \div 2h_{opt}$	$h_{opt} \div 1,5h_{opt}$	$h_{opt} \div 1,1h_{opt}$
11	twardość powierzchni: a) stale azotowane	> 600 HV2	700 ÷ 800 HV10 ²⁾	700 ÷ 850 HV10 ²⁾
	b) stale hartowane na wskroś	> 450 HV2	500 ÷ 650 HV2	500 ÷ 650 HV2
	c) gradient twardości w kierunku rdzenia	nie badany	ciągłe zmniejszający się w głąb materiału	
12	Materiał: a) stale azotowane	stale stopowe aluminiowe; C < 0,35%, Cr < 3,5%, M _o , V		
	b) stale hartowane na wskroś	C < 0,45%, Cr < 1,5%, M _o , V		
13	Energia uderzenia dla rdzenia	nie badana	KV > 50 J	KV > 70 J

Tabel 26. cd.

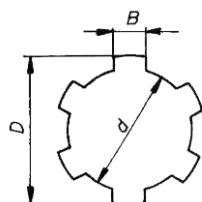
Lp.	Kontrolowana cech materiału	<i>ML</i>	<i>MQ</i>	<i>ME</i>
14	Obróbka wstępna	hartowanie na wskroś, brak odwęglania		
		normalny czas austenizacji i odpuszczenia w temperaturze wyższej od temperatury azotowania	przedłużony czas austenizacji, temperatura odpuszczania wyższa co najmniej o 30°C od temperatury azotowania	jak dla <i>MQ</i> , normalizowanie przed hartowaniem na wskroś
15	Warstwa powierzchniowa (warstwa biała)	nie badana	grubość warstwy białej 5 ÷ 10 μm, dominująca faza ε- niewielka ilość fazy γ'	grubość warstwy białej < 5 μm, stosunek faz ε-γ' > 8
16	Rdzeń (zawartość ferrytu mniejsza niż 5%)	nie badana	$R_m > 900\text{MPa}$	
17	obróbka wykańczająca: a) przed azotowaniem	dokładne frezowanie (dopuszczalna odchyłka zarysu zęba f_f - klasa 6 ³⁾) lub wiórkowanie, zaokrąglenie końców zęba, brak głębokich śladów obróbki	wiórkowanie lub szlifowanie (dopuszczalna odchyłka zarysu zęba f_f - klasa 5 ³⁾ , $R_z < 6 \mu\text{m}$), modyfikacja zarysu, mała falistość powierzchni	szlifowanie (klasa dokładności 4 ³⁾ , $R_z < 4 \mu\text{m}$), zaokrąglenia końców zęba, modyfikacja zarysu, falistość powierzchni mniejsza niż f_f
	b) po azotowaniu	—	w specjalnych przypadkach – szlifowanie (obniża wytrzymałość)	
18	Proces azotowania	proces azotowania kontrolowany na próbce	proces kontrolowany (ciśnienie gazu, przepływ, stopień dysocjacji, temperatura ±5°C itp..)	proces automatycznie sterowany, parametry procesu jak dla <i>MQ</i> , udokumentowane
¹⁾ Przekroczenie tych wartości powoduje spadek wytrzymałości zmęczeniowej wywołany wzrostem kruchości. ²⁾ h_{opt} – grubość optymalna. ³⁾ Według PN-79/M-88522.01.				

Tabela 27. Zakres badań stali hartowanych na wskroś cyjanowanych gazowo lub kąpielowo wymagany w grupach ML, MQ, ME

Lp.	Kontrolowana cech materiału	ML	MQ	ME
1 9	Patrz pozycje 1 ÷ 9 tabela 23.			
10	Czas cyjanowania	3 h	3 ÷ 8 h	
11	Twardość powierzchni: a) stale stopowe	> 500 HV2		
	b) stale węglowe	> 300 HV2		
12	Materiał	wg PN-75/H-84019 i PN-72/H-84030		
		–	wymagany atest wytwórcy dla losowo wybranej próbki	wymagany atest wytwórcy dla całej partii materiału
13	Obróbka wstępna	hartowanie na wskroś, normalny czas austenizacji i odpuszczania	hartowanie na wskroś, przedłużony czas austenizacji w temperaturze 600°C	
	a) stale stopowe	–	wyżarzanie odprężające (jeśli jest wymagane)	wyżarzanie odprężające
	b) stale węglowe	–	normalizowanie	normalizowanie
14	Warstwa powierzchniowa	nie badana	grubość warstwy białej 10 ÷ 30 μm, dominująca faza ε-, niewielka ilość fazy γ' (badania metalograficzne lub radiograficzne)	grubość warstwy białej 10 ÷ 20 μm, stosunek faz ε-/γ' > 8 (badania metalograficzne lub radiograficzne); wyniki badań udokumentowane
15	Proces cyjanowania: a) cyjanowanie kąpielowe	z ograniczoną kontrolą	tygle tytanowe z wyciągiem, brak zanieczyszczeń kąpeli, uważna kontrola procesu, mała zawartość żelaza	jak MQ z udokumentowaną czystością kąpeli
	b) cyjanowanie gazowe	z ograniczoną kontrolą	jak w poz. 18. tabeli 26.	

Tabela 28. Połączenia wielowypustowe równoległe walcowe osiowane na średnicy wewnętrznej (wyciąg z normy PN- ISO 14)

d mm	Seria lekka				Seria średnia			
	Oznaczenia	N	D mm	B mm	Oznaczenia	N	D mm	B mm
11					6 x 11 x 14	6	14	3
13					6 x 13 x 16	6	16	3,5
16					6 x 16 x 20	6	20	4
18					6 x 18 x 22	6	22	5
21					6 x 21 x 25	6	25	5
23	6 x 23 x 26	6	26	6	6 x 23 x 28	6	28	6
26	6 x 26 x 30	6	30	6	6 x 26 x 32	6	32	6
28	6 x 28 x 32	6	32	7	6 x 28 x 34	6	34	7
32	8 x 32 x 36	8	36	6	8 x 32 x 38	8	38	6
36	8 x 36 x 40	8	40	7	8 x 36 x 42	8	42	7
42	8 x 42 x 46	8	46	8	8 x 42 x 48	8	48	8
46	8 x 46 x 50	8	50	9	8 x 46 x 54	8	54	9
52	8 x 52 x 58	8	58	10	8 x 52 x 60	8	60	10
56	8 x 56 x 62	8	62	10	8 x 56 x 65	8	65	10
62	8 x 62 x 68	8	68	12	8 x 62 x 72	8	72	12
72	10 x 72 x 78	10	78	12	10 x 72 x 82	10	82	12
82	10 x 82 x 88	10	88	12	10 x 82 x 92	10	92	12
92	10 x 92 x 98	10	98	14	10 x 92 x 102	10	102	14
102	10 x 102 x 108	10	108	16	10 x 102 x 112	10	112	16
112	10 x 112 x 120	10	120	18	10 x 112 x 125	10	125	18

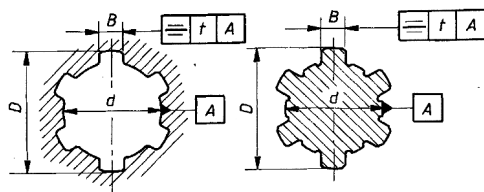


Oznaczanie:

Zarys wałka wielowypustowego lub otworu wielorowkowego powinien być oznaczony w następującej kolejności:

liczba wypustów N x średnica wewnętrzna x średnica zewnętrzna

Tabela 29. Tolerancje wymiarowe otworów i wałków



Tolerancje otworu						Tolerancje wałka			Rodzaje połączeń
Bez ulepszania po obróbce			Ulepszane po obróbce			<i>B</i>	<i>D</i>	<i>d</i>	
<i>B</i>	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>B</i>	<i>D</i>	<i>d</i>	d10	a11	f7	Przesuwane
H9	H10	H7	H11	H10	H7	f9	a11	f7	Luźne
						h10	a11	h7	Spoczynkowe

Tabela 30. Tolerancje symetrii

Szerokość wypustu	<i>B</i>	3	3,5 4 5 6	7 8 9 10	12 14 16 18
Tolerancja symetrii	<i>t</i>	0,010 (IT7)	0,012 (IT7)	0,015 (IT7)	0,018 (IT7)

10. LITERATURA

1. Podstawy konstrukcji maszyn, pod red. M. Dietricha, t 3. WNT Warszawa 1995.
2. A. Dziama, M. Michniewicz, A. Niedźwiedzki: Przekładnie zębate, PWN Warszawa 1995.
3. Z. Jaśkiewicz, A. Wąsiewski: Przekładnie walcowe, Geometria – Wytrzymałość – Dokładność wykonania. WKŁ Warszawa 1992.
4. Z. Jaśkiewicz: Projektowanie układów napędowych pojazdów samochodowych. WKŁ Warszawa 1982.
5. K. Ochęduszek: Koła zębate, t 1. Konstrukcja, WNT Warszawa 1985.
6. Polska Norma PN-ISO 6336-1 Przekładnie zębate walcowe, PKN 2000.
7. Polska Norma PN – ISO 6336 – 2. Przekładnie zębate walcowe, PKN 2000.
8. Polska Norma PN – ISO 6336 – 3. Przekładnie zębate walcowe, PKN 2001.
9. J. Banaszek: Przekładnie zębate. Materiały pomocnicze do projektowania wg zaleceń ISO. Katedra PKM PL 2002 (praca nie publikowana).
10. Polskie Normy: 78/M-88502, 70/M-88504, 68/M-88508, 78/M-88503, PN-ISO 14.
11. Katalog Główny SKF – Warszawa 2007.

II. DOBÓR SPRZĘGIEŁ

Oznaczenia

b	szerokość wieńca zębatego
D	średnica bębna
E_k	energia kinetyczna
G	obciążenie – ciężar
I	masowy moment bezwładności
I_z	masowy moment bezwładności zredukowany
i	przełożenie przekładni kinematyczne ($i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_2}{n_1}$)
K_o	współczynnik wyrównawczy
k	współczynnik przeciążenia
$k_{1,2}$	składowe współczynnika przeciążenia
$k_{(S)R}$	naprężenia dopuszczalne na skręcanie dla obciążenia o współczynniku amplitudy cyklu $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$
L	wymiar długości wałka
M, M_s	moment skręcający (obrotowy) nominalny
M_a	wartość amplitudy momentu
M_c	moment skręcający równoważny
M_m	wartość średnia momentu obrotowego
M_o	moment skręcający obliczeniowy
$M_{\max}$	maksymalny moment rozruchowy
M_2	moment oporów zewnętrznych
m, m_z	masa, masa zredukowana
n	prędkość obrotowa
P	moc
R_w, R_z	promień wewnętrzny i zewnętrzny tarczy koła zębatego
r	promień zewnętrzny czopów wałka
S	sprzęgło
SE	silnik elektryczny
T	czas pracy sprzęgła, tarcza sprzęgła
t	czas pracy elementów sprzęgła
u	przełożenie geometryczne przekładni ($u = z_2/z_1$)
V	objętość
v	prędkość liniowa środka masy
W_o	wskaźnik przekroju na skręcanie
w	wałek elementu układu napędowego
z	liczba zębów koła zębatego, współczynnik zapasu momentu
ε	przyśpieszenie kątowe
ρ	gęstość
ω	prędkość kąтова

Projektując maszynę lub mechanizm konstruktor dobiera najczęściej sprzęgło z katalogów lub prospektów sprzęgieł aktualnie produkowanych, a w rzadkich przypadkach specjalnie je projektuje dla danego układu napędowego. Przy doborze sprzęgieł, podobnie jak przy ich konstruowaniu, konieczna jest znajomość maksymalnych obciążeń działających na elementy sprzęgła. Obciążenia te wynikają z wartości maksymalnego momentu obrotowego przenoszonego przez sprzęgło, pracujące w danym układzie napędowym. Do obliczenia jego wartości, zwanej momentem obliczeniowym M_o , konieczna jest znajomość współczynnika przeciążenia k . Wielkość współczynnika przeciążenia opisują wyrażenia, w których występują masowe momenty bezwładności elementów układu napędowego, zredukowane do osi wałka na którym osadzone jest sprzęgło.

1. REDUKCJA MAS I MOMENTÓW BEZWŁADNOŚCI

Do obliczenia masy zredukowanej m_z lub momentu bezwładności I_z wykorzystujemy zasadę równości energii kinetycznej układu rzeczywistego i modelu (o masie zredukowanej m_z lub zredukowanym momencie I_z względem osi obrotu). Energię kinetyczną mas wszystkich członów maszyny w ruchu płaskim zapiszemy

$$E_k = \sum_{i=1}^n \left(\frac{m_i v_{si}^2}{2} + \frac{I_{si} \omega_i^2}{2} \right) \quad (1.1)$$

gdzie:

- m_i – masa członu i ,
- I_{si} – moment bezwładności względem osi przechodzącej przez środek masy i prostopadłej do płaszczyzny ruchu członu i ,
- v_{si} – prędkość liniowa środka masy członu i ,
- ω_i – prędkość kątowna członu i ,
- n – liczba członów $i = 1, 2, 3, \dots, n$.

Porównując wyrażenie (1.1) z energią kinetyczną modelu o masie m_z poruszającego się ruchem postępowym z prędkością v_x

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{m_i v_{si}^2}{2} + \frac{I_{si} \omega_i^2}{2} \right) = \frac{m_z v_x^2}{2}$$

otrzymamy wzór określający masę zredukowaną

$$m_z = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{v_{si}}{v_x} \right)^2 + I_{si} \left(\frac{\omega_i}{v_x} \right)^2 \right] \quad (1.2)$$

Wyrażenie na moment zredukowany uzyskamy porównując sumę energii kinetycznej wszystkich członów maszyny (1.1) z energią kinetyczną członu o zredukowanym momencie bezwładności I_z , poruszającego się ruchem obrotowym z prędkością kątowną ω_x

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{m_i v_{si}^2}{2} + \frac{I_{si} \omega_i^2}{2} \right) = \frac{I_z \omega_x^2}{2}$$

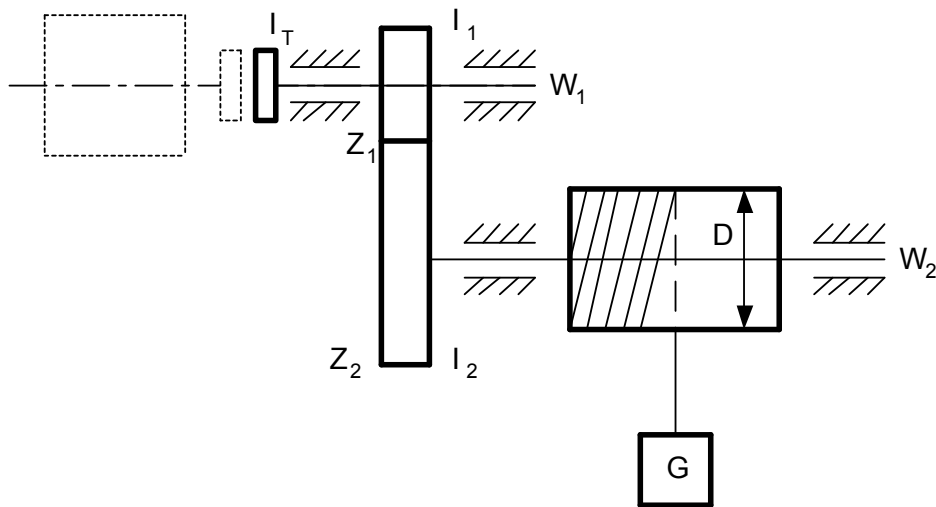
stąd

$$I_z = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{V_{si}}{\omega_x} \right)^2 + I_{si} \left(\frac{\omega_i}{\omega_x} \right)^2 \right] \quad (1.3)$$

Z zależności (1.2) i (1.3) wynika, że zredukowana masa i zredukowany moment bezwładności zależą nie od ich prędkości ale od ilorazów odpowiednich prędkości, czyli od przełożeń.

Rozpatrzmy część układu napędowego przedstawionego na szkicu, gdzie znane są:

- moment bezwładności tarczy sprzęgła I_T osadzonej na wałku w_1 , obracającym się z prędkością kątową ω_1 , którego moment bezwładności wraz z kołem zębatym wynosi I_1 ,
- moment bezwładności wałka w_2 łącznie z kołem zębatym i bębnem linowym I_2 ,
- średnica bębna linowego D (masa liny pomijalnie mała),
- ciężar podnoszony G ,
- liczby zębów koła z_1 i z_2 .



Rys. 1.1. Elementy układu napędowego

Zredukowany do osi wałka w_1 moment bezwładności I_z zapiszemy na podstawie równania (1.3) jako

$$I_z = (I_T + I_1) \left(\frac{\omega_1}{\omega_1} \right)^2 + I_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m \left(\frac{v}{\omega_1} \right)^2$$

Prędkość kątowa wałka w_2 wynika z przełożenia przekładni

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = u \qquad \omega_2 = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} = \omega_1 \frac{1}{u}$$

$$v = \omega_2 \frac{D}{2} = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} \frac{D}{2}$$

zatem

$$I_z = I_T + I_1 + I_2 \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 + \frac{mD^2}{4} \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2$$

lub

$$I_z = I_T + I_1 + I_2 \frac{1}{u^2} + \frac{GD^2}{4g} \cdot \frac{1}{u^2}$$

2. OBCIĄŻENIA SPRZĘGIEL

Przy doborze sprzęgła lub jego konstruowaniu wymagana jest dokładna znajomość sił i przeciążeń występujących w układzie napędowym. Obciążenia maksymalne sprzęgła występują tak w okresie rozruchu jak i w czasie ruchu ustalonego, gdy istnieje nierównomierność przenoszonego momentu np. przy gwałtownych przeciążeniach.

Przy doborze i obliczaniu elementów sprzęgła operujemy momentem obliczeniowym

$$M_o = M_s \cdot k = \frac{P}{\omega} \cdot k = \frac{30P}{\pi \cdot n} \cdot k \quad (2.1)$$

gdzie:

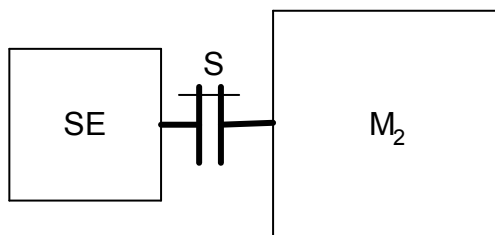
- M_s – moment obrotowy nominalny,
- k – współczynnik przeciążenia,
- P [W] – moc silnika,
- n [obr/min] – prędkość obrotowa sprzęgła.

Nie zawsze udaje się obliczyć wartość współczynnika przeciążenia k . Ma to najczęściej miejsce w przypadku znacznego stopnia zmienności momentów oporów zewnętrznych lub złożonych układów napędowych. W takich przypadkach oraz w obliczeniach wstępnych posługujemy się danymi tabelarycznymi, rozdzielając współczynnik k na dwie części. k_1 – zależny od rodzaju silnika, k_2 – zależny od rodzaju maszyny napędzanej ($k = k_1 + k_2$).

W przypadku mniej skomplikowanych układów napędowych i nieznacznej zmienności przenoszonego momentu, wartość współczynnika przeciążenia k można wyznaczyć analitycznie. Sposób liczenia zależy od tego czy rozruch układu odbywa się bez obciążenia zewnętrznego czy pod obciążeniem momentem oporów zewnętrznych.

2.1 Rozruch bez obciążenia momentem oporów zewnętrznych

Rozpatrzmy prosty schemat układu napędowego (silnik elektryczny - SE, sprzęgło -S, maszyna napędzana – M_2), przyjmując następujące oznaczenia:



Rys. 2.1. Prosty układ napędowy

- $M_{r \max}$ – maksymalna wartość momentu w czasie rozruchu,
- I_1 – momenty bezwładności mas strony czynnej (związanych z silnikiem) zredukowane do osi sprzęgła,
- I_2 – momenty bezwładności mas strony biernej (związanych z maszyną napędzaną) zredukowane do osi sprzęgła,
- M_2 – moment oporów zewnętrznych (maszyny napędzanej).

Przy rozruchu bez obciążenia zewnętrznego, cała energia silnika zużyta jest na przyspieszenie mas wirujących strony czynnej i biernej, czyli

$$\varepsilon = \frac{M_{r \max}}{I_1 + I_2} \quad (2.2)$$

Moment obrotowy na sprzęgle wynosi

$$M_o = \varepsilon I_2 = \frac{I_2}{I_1 + I_2} M_{r \max} \quad (2.3)$$

Wprowadzając do wzoru (2.3) moment nominalny M_s otrzymamy

$$M_o = \frac{I_2}{I_1 + I_2} \cdot \frac{M_{r \max}}{M_s} \cdot M_s \quad (2.4)$$

Porównując wzory (2.4) i (2.1) uzyskamy

$$k = \frac{I_2}{I_1 + I_2} \cdot \frac{M_{r \max}}{M_s} \quad (2.5)$$

2.2 Rozruch pod obciążeniem momentem oporów zewnętrznych

W przypadku rozruchu pod obciążeniem stałym momentem oporów zewnętrznych M_2 , tylko nadwyżka $M_{r \max}$ ponad M_2 idzie na przyspieszenie mas. Moment na sprzęgle wyniesie więc

$$M_o = M_2 + (M_{r \max} - M_2) \frac{I_2}{I_1 + I_2} \quad (2.6)$$

Zwykle dobieramy silnik tak, aby $M_s \approx M_2$, wówczas różnica $(M_{r \max} - M_s)$ idzie na przyspieszenie mas układu, czyli

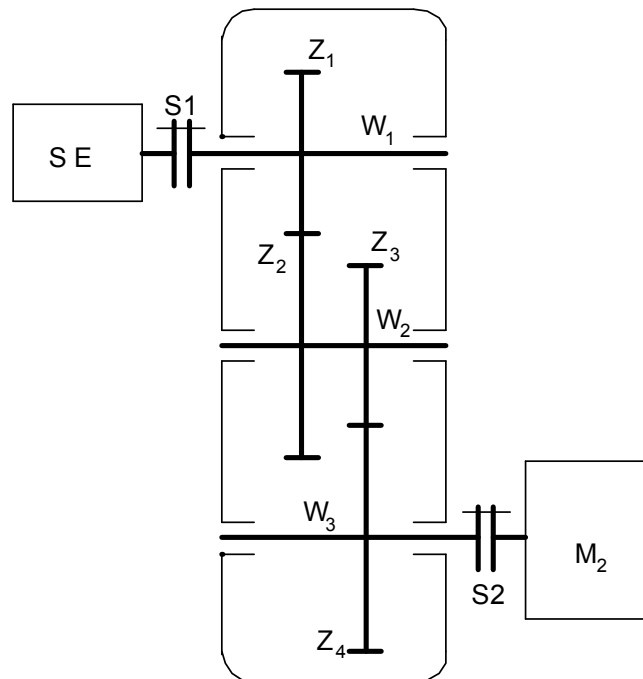
$$M_o = M_s + (M_{r \max} - M_s) \frac{I_2}{I_1 + I_2} = M_s \cdot k \quad (2.7)$$

Stąd współczynnik przeciążenia k wynosi

$$k = 1 + \left(\frac{M_{r \max}}{M_s} - 1 \right) \frac{I_2}{I_1 + I_2} a \quad (2.8)$$

Jak widać z zależności (2.5) i (2.8) do obliczenia współczynnika przeciążenia konieczna jest znajomość wartości zredukowanych momentów bezwładności I_1 i I_2 . Obliczenie momentów zredukowanych strony czynnej i strony biernej układu napędowego, w

przypadku złożonych układów, bywa czasochłonne a niekiedy trudne. Przykład wyznaczenia ich dla sprzęgieł S1 i S2, podanego na schemacie układu napędowego, zamieszczono niżej.



Rys. 2.2. Układ napędowy z przekładnią dwustopniową

Oznaczenia:

- n_1 – prędkość obrotowa silnika,
- I_{w1} – moment bezwładności mas wałka w_1 łącznie z osadzonymi na nim elementami (kołem i tarczą sprzęgła)
- I_{w2} – moment bezwładności mas wałka w_2 łącznie z osadzonymi kołami z_2 i z_3
- I_{w3} – moment bezwładności mas wałka w_3 łącznie z osadzonym kołem z_4 oraz sprzęgłem S2, wałem maszyny napędzanej i elementami z nim związanymi.

Zredukowany na oś sprzęgła moment bezwładności mas I_2 (strony biernej) dla sprzęgła S1 wyznaczymy z bilansu energii kinetycznej układu za sprzęgłem (1.3)

$$I_2 \omega_1^2 = I_{w1} \omega_1^2 + I_{w2} \omega_2^2 + I_{w3} \omega_3^2$$

gdzie:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$$

Przełożenia między wałkami przekładni równe są

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \qquad \omega_2 = \omega_1 \frac{n_2}{n_1} = \omega_1 \frac{z_1}{z_2}$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{n_2}{n_3} = \frac{z_4}{z_3} \quad \omega_3 = \omega_2 \frac{n_3}{n_2} = \omega_2 \frac{z_3}{z_4} = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \omega_1 \frac{1}{u}$$

Zredukowany do osi sprzęgła moment bezwładności mas strony biernej wynosi

$$I_2 = I_{w1} + I_{w2} \left(\frac{\omega_1 \cdot z_1}{\omega_1 \cdot z_2} \right)^2 + I_{w3} \left(\frac{\omega_1 \cdot z_1 \cdot z_3}{\omega_1 \cdot z_2 \cdot z_4} \right)^2 = I_{w1} + I_{w2} \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 + I_{w3} \left(\frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} \right)^2$$

czyli

$$I_2 = I_{w1} + I_{w2} \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 + I_{w3} \frac{1}{u^2}$$

W przypadku sprzęgła S2 moment bezwładności wałka w_3 dzielimy na dwie składowe

$I_{w3,1}$ – moment bezwładności mas wałka w_3 łącznie z osadzonymi na nim elementami (kołem z_4 i tarczą sprzęgła S2),

$I_{w3,2}$ – moment bezwładności mas wałka w_3 łącznie z tarczą sprzęgła, wałem maszyny napędzanej i elementami nim związanymi.

Masowe momenty bezwładności zredukowane na oś sprzęgła S2

Strona prawa (bierna) – I_{2b}

$$I_{2b} \cdot \omega_3^2 = I_{w3,2} \omega_3^2 + \left[\sum_{i=1}^n \left(I_{si} \omega_i^2 + m_i v_{si}^2 \right) \right]^{(*)}$$

$$I_{2b} = I_{w3,2} + \left(\sum_{i=1}^n \left[I_{si} \left(\frac{\omega_i}{\omega_3} \right)^2 + m_i \left(\frac{v_{si}}{\omega_3} \right)^2 \right] \right)^{(*)}$$

(*) Uwzględniając budowę maszyny napędzanej o momencie oporów M_2 , należy dodać momenty bezwładności wszystkich pozostałych elementów, zredukowane do osi wału sprzęgła S2. Dla urządzeń zakupionych wartość momentu zredukowanego podają katalogi.

Strona lewa (czynna) – I_{1c}

$$I_{1c} \cdot \omega_3^2 = I_{w3,1} \cdot \omega_3^2 + I_{w2} \cdot \omega_2^2 + I_{w1} \cdot \omega_1^2$$

$$I_{1c} = I_{w3,1} + I_{w2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_3} \right)^2 + I_{w1} \left(\frac{\omega_1}{\omega_3} \right)^2$$

Na podstawie przełożeń między wałkami przekładni

$$\frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{z_4}{z_3} \qquad \omega_2 = \omega_3 \frac{z_4}{z_3}$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}; \quad \omega_2 = \omega_1 \frac{z_1}{z_2}; \quad \omega_1 \frac{z_1}{z_2} = \omega_3 \frac{z_4}{z_3}$$

$$\omega_1 = \omega_3 \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \omega_3 \cdot u$$

otrzymamy

$$I_{1c} = I_{w3,1} + I_{w2} \left(\frac{\omega_3 \cdot z_4}{\omega_3 \cdot z_3} \right)^2 + I_{w1} \left(\frac{\omega_3 \cdot z_2 \cdot z_4}{\omega_3 \cdot z_1 \cdot z_2} \right)^2$$

$$I_{1c} = I_{w3,1} + I_{w2} \left(\frac{z_4}{z_3} \right)^2 + I_{w1} u^2$$

3. UWAGI O DOBORZE SPRZĘGIEŁ

Jak podano wcześniej, sprzęgło do konkretnego mechanizmu dobiera się, wychodząc z momentu obrotowego obliczonego z nominalnej mocy i prędkości obrotowej (wzór 2.1).

3.1 Sprzęgła sztywne

Zastosowanie sprzęgieł sztywnych ogranicza się w zasadzie do przypadków, gdzie konieczne jest przedłużenie wału. Sprzęgło sztywne stanowi więc niepodatne połączenie obydwu połączonych czopów. Moment obrotowy jaki powinno przenieść sprzęgło sztywne, musi być co najmniej równy maksymalnemu momentowi jaki mogą przenieść łączone wały. Z dużym przybliżeniem można przyjąć, że moment sprzęgła powinien odpowiadać momentowi jaki przenoszą łączone wały, wyliczony z warunku na skręcanie

$$M_o = W_o \cdot k_{s(R)} \quad (3.1)$$

gdzie:

W_o – wskaźnik przekroju wału na skręcanie,

$k_{s(R)}$ – naprężenia dopuszczalne na skręcanie wału w danym cyklu (R) obciążenia (dla momentów jednostronnie zmiennych można przyjmować k_{sj}).

Ten sposób obliczania sprzęgła sztywnego jest spowodowany trudnością uściślenia jego warunków pracy. Ponieważ połączenia między tarczą sprzęgła a czopem powinny być rozłączne, nie należy stosować połączeń wtłaczanych, ze względu na trudny demontaż i możliwość uszkodzenia powierzchni współpracujących w czasie demontażu. Pasowanie H7/m6 jest zalecane dla otworu piasty sprzęgła i czopa.

Główne wymiary sprzęgieł kołnierзовych (tarczowych) produkowanych w kraju przedstawionych na rysunku 5.1. i 5.2. podają tabele 1 i 2. Tarcze tych sprzęgieł łączone są za pomocą śrub pasowanych (H7/m6). W niektórych przypadkach stosowane bywają śruby pasowane na przemian ze śrubami luźnymi. Śrub założonych z luzem nie traktujemy jako elementów przenoszących obciążenie, a jedynie jako śruby szczepne (łączące).

W przypadku sprzęgieł łukowych (produkcji krajowej) przedstawionych na rysunku 5.3., których wymiary podano w tabeli 3., podczas ich doboru powinien być zachowany współczynnik zapasu momentu z , czyli

$$z = \frac{M_{s \max}}{M_s} \geq 5 \quad (3.2)$$

3.2 Sprzęgła kątowe

Sprzęgła kątowe, produkowane przez firmę *LoeweAG* (rysunek 5.4. i 5.5. tab. 4) dobiera się określając maksymalne momenty obrotowe wg wykresu podanego na rysunku 5.7. dla kąta przekoszenia osi łączonych wałów $\alpha \leq 10^\circ$, roboczej temperatury na powierzchni przegubów 75°C oraz procentowego czasu pracy 70%. W przypadku, gdy kąt przekoszenia osi łączonych wałów $\alpha > 10^\circ$, dopuszczalna moc przenoszona przez sprzęgło określana jest w zależności

$$P_{dop} = \frac{P}{K_o} \quad (3.3)$$

gdzie:

K_o – współczynnik wyrównawczy (wykres rys. 5.8.),

P – moc nominalna wg wykresu rys. 5.7.

W podobny sposób określa się wartości maksymalnego momentu obrotowego jaki przenosi sprzęgło

$$M_{o\max} = \frac{M_{nom}}{K_o} \quad (3.4)$$

gdzie:

M_{nom} – moment nominalny wg wykresu rys. 5.7.

W celu zabezpieczenia sprzęgła kąowego przed określonym przeciążeniem, powinien być spełniony warunek

$$\frac{M_{o\max}}{M_{nom}} > 1,4 \quad (3.5)$$

Na podobnych zasadach dobiera się wały przegubowe Cardana produkowane przez *F. Gelenkenwellenbau GmbH* (rys. 5.6. tab. 5.).

Moment obrotowy obliczeniowy

$$M_o = M_2 \cdot k_o \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \leq M_{nom} \quad (3.6)$$

gdzie:

M_2 – moment oporów maszyny roboczej,

k_1 – współczynnik dynamiczny,

k_2 – współczynnik czasu pracy sprzęgła,

k_3 – współczynnik ilości włączeń sprzęgła (k_1, k_2, k_3 – tab. 6.),

M_{nom} – moment przenoszony przez sprzęgło (podany w charakterystyce sprzęgła),

$k_o=1,33$ – współczynnik zapasu przyjmuje wartość stałą we wszystkich przypadkach zastosowania sprzęgła.

Wały przegubowe powinny być również sprawdzone na maksymalną dopuszczalną prędkość obrotową $n_{\max}$, ze względu na możliwość pracy wału w obszarze prędkości krytycznych (rezonansowych). Wartość maksymalnych prędkości obrotowych wyznacza się z zależności

$$n_{\max} = \frac{2500}{\alpha} \quad (3.7)$$

gdzie:

α^0 – kąt przecięcia osi łączonych wałów.

Prędkość obrotową krytyczną, przy której wał wchodzi w rezonans, oblicza się z zależności

$$n_{kr} = 122 \cdot 10^5 \sqrt{D^2 + d^2} \cdot \frac{1}{L_z^2} \text{ min}^{-1} \quad (3.8)$$

gdzie:

$$d = s - 2g \text{ [cm]}; \quad L_z = L - 2M \text{ [cm]} \quad \text{wg rys. 5.6.}$$

Dopuszczalną prędkość obrotową wyznacza się ze wzoru

$$n_{dop} = 0,7 n_{kr} \leq n_{\max} \quad (3.9)$$

3.3 Sprzęgła zębate

Sprzęgła zębate mogą pracować poprawnie tylko wówczas, gdy wychylenie kątowe ich członów spowodowane odchyleniami współosiowości nie przekroczy $1,5^\circ$. Gdy odchyłki są małe, wówczas mogą być stosowane sprzęgła dwustronne. Przy odchyłkach dużych należy stosować sprzęgła jednostronne połączone wałem dystansowym, zawieszonym na tych sprzęgłach. Sprzęgła jednostronne zawsze powinny pracować parami (połączone wałem dystansowym), gdy łączone podzespoły mocowane są sztywno do podłoża. Sprzęgła jednostronne mogą występować indywidualnie, gdy jeden z łączonych podzespołów mocowany jest do podłoża wahliwie.

Dobór sprzęgła zębatego produkcji krajowej (wg rys. 5.9., 5.10. tab. 7.), jest uzależniony od rodzaju maszyny roboczej i sposobu pracy tej maszyny. Dobór właściwej wielkości sprzęgła (przy kącie przekoszenia osi wałów łączonych sprzęgłem $\alpha = 0^\circ$) powinien spełniać trzy warunki:

– wytrzymałości

$$M_{nom} \geq k_w \cdot M_{s \max} = M_o \quad (3.10)$$

– trwałości

$$M_{nom} \geq M_c \sqrt[3]{\frac{60nT}{1,5 \cdot 10^6}} = M_o \quad (3.11)$$

– cieplny (wymagany tylko dla maszyn o ruchu ciągłym)

$$M_{nom} \geq 10^3 \sqrt{\left(\frac{M_u}{10^3}\right)^3 \cdot \left(\frac{n}{10^3}\right)^3} = M_o \quad (3.12)$$

gdzie:

- $M_{nom}[\text{Nm}]$ – moment nominalny sprzęgła,
- $M_{s \max}[\text{Nm}]$ – największy moment obciążający sprzęgło,
- $M_u[\text{Nm}]$ – największa wartość momentu ustalonego długotrwale (kilka godzin) obciążającego sprzęgło,

- $n^{[obr/min]}$ – znamionowa prędkość obrotowa sprzęgła,
 k_w – współczynnik zwiększający ($k_w = 1$ dla ruchu nienawrotnego, gdy $M_{nom} < 16 \text{ kNm}$; $k_w = 1,5$ dla ruchu nawrotnego, gdy $M_{nom} < 16 \text{ kNm}$; $k_w = 1,25$ dla ruchu nienawrotnego, gdy $M_{nom} \geq 16 \text{ kNm}$),
 M_c – moment równoważny działaniu różnych poziomów momentu M_i w ciągu czasu t_i
 T – czas pracy sprzęgła w godzinach

$$M_c = M_{s \max} \sqrt[3]{\sum \left(\frac{M_i}{M_{s \max}} \right)^3 \left(\frac{t_i}{T} \right)} \quad (3.13)$$

Przy określaniu obciążeń maksymalnych $M_{s \max}$ działających na sprzęgło można posługiwać się wytycznymi podanymi niżej

a) rozruch bez obciążenia zewnętrznego

$$M_{s \max} = M_u \left\{ 1 + \frac{M_{sr} + M_u}{M_u} \cdot \frac{I_2}{I_2 + I_1} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{I_1 + I_2}{I_2} \cdot \left[\left(\frac{M_{sr}}{M_{sr} - M_u} \right)^2 - 1 \right]} \right] \right\} \quad (3.14)$$

b) rozruch pod obciążeniem zewnętrznym

$$M_{s \max} = M_u \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{M_{sr} - M_u}{M_u} \cdot \frac{I_2}{I_1 + I_2} \right) \quad (3.15)$$

gdzie:

- M_u – moment oporu (obliczeniowy) przy nominalnym obciążeniu, można przyjmować równy co do wielkości momentowi znamionowemu silnika,
 M_{sr} – średni moment rozruchowy silnika (wartość średnia wielkości momentu jaki rozwija silnik w zakresie prędkości obrotowej od 0 do 90% prędkości znamionowej),
 I_1, I_2 – momenty bezwładności masy zredukowane do osi wału sprzęgła, odpowiednio od strony napędu i od strony zespołu napędzanego.

Wielkość momentu równoważnego w przypadku maszyn dźwigowych oraz przenośników można przyjmować wg zaleceń:

- mechanizmy podnoszenia

$$M_c \approx M_Q \quad (3.16)$$

M_Q – moment statyczny od znamionowego obciążenia wciągarki zredukowany na wał sprzęgła

- mechanizmy jazdy i obrotu

$$M_c \approx 1,5M_{zn} \quad (3.17)$$

M_{zn} – moment znamionowy pochodzący od silnika zredukowany na oś wału sprzęgła,

- mechanizm zmiany wysięgu

$$M_c \approx 1,2M_{zn} \quad (3.18)$$

- przenośniki

$$M_c \approx M_{zn} \quad (3.19)$$

Przy sprawdzaniu warunku cieplnego (3.13) można również przyjmować $M_c \approx M_{zn}$.

3.4 Sprzęgła podatne

Głównym zadaniem sprzęgła podatnego w układzie napędowym jest łagodzenie nierównomierności przenoszonego momentu obrotowego. Cechy dynamiczne powinny dominować przy prawidłowym doborze sprzęgieł podatnych. W tych przypadkach o wyborze typu i wielkości sprzęgła powinna decydować analiza dynamiczna całego napędu, z której uzyskuje się wymagane własności sprzęgła. W wielu jednak przypadkach praktycznych, dobór sprzęgła podatnego podyktowany jest względami konstrukcyjnymi. Sprzęgło podatne tłumi wtedy nierównomierność momentu obrotowego, jednak zakres pracy daleki jest od zakresu krytycznych prędkości obrotowych. O doborze sprzęgła podatnego do takiego napędu decyduje przenoszony moment obrotowy.

Wspólną cechą sprzęgieł z wkładką gumową jest nadzwyczaj wysoka elastyczność łącznika gumowego. Taką też cechą mają sprzęgła produkcji krajowej. Zachowanie się tego typu sprzęgła pod wpływem obciążeń uderowych charakteryzuje bardzo szybkie zanikanie wzbudzanych uderzeniowo drgań. Wkładki gumowe powinny odpowiadać wymaganiom określonym w PN-76/M-85263, a ich trwałość przy zachowaniu warunków doboru oraz wymagań co do temperatury ($-40^{\circ} \div +80^{\circ}$) i dopuszczalnej niewspółosiowości wałów ($\alpha \leq 0,5^{\circ}$) powinna być nie mniejsza jak 6×10^7 zmian obciążenia. Największą trwałość wykazują wkładki cylindryczne o proporcjach wymiarów poprzecznych $d/d_0 = 1,8$ i podłużnych $l_0/d_0 = 1,6$ - rys. 5.11.

Warunkiem doboru sprzęgła podatnego z wkładkami (palcowego) z charakterystyką nieliniową produkcji krajowej (rys 5.12. i 5.13. tab. 8. i 9.) jest sprawdzenie, czy wartość średnia przenoszonego momentu obrotowego $M_{m\ obl}$ i amplituda $M_{a\ obl}$ są mniejsze od momentu nominalnego M_{nom} sprzęgła, czyli

warunek I

$$M_{m\ obl} = \frac{M_{s\ max} + M_{s\ min}}{2} < M_{nom} \quad (3.20)$$

warunek II

$$M_{obl} = \frac{M_{s \max} - M_{s \min}}{2} \leq M_{nom} \quad (3.21)$$

gdzie:

$M_{s \max}$ i $M_{s \min}$ – największe i najmniejsze wartości chwilowe momentu obrotowego przenoszonego przez sprzęgło.

W przypadku braku możliwości oceny obciążeń obliczeniowych, można je przyjmować w funkcji momentu znamionowego silnika M_{zn} wg następujących zaleceń:

- maszyny o ruchu ciągłym, rzadko włączane (kilkanaście razy na dobę), o słabo zmieniających się oporach ruchu (np. przenośniki taśmowe),

$$M_{obl} = 1,1 M_{zn} \quad (3.22)$$

- maszyny o ruchu ciągłym (jak poprzednio) o silnie zmieniających się oporach ruchu (np. przenośniki zgarniakowe),

$$M_{obl} = 1,6 M_{zn} \quad (3.23)$$

W obu przypadkach wystarczające jest sprawdzenie jednego z warunków (3.21) i (3.22).

- maszyny o ruchu przerywanym (kilkadziesiąt do kilkaset włączeń w ciągu godziny) przy jednostronnym działaniu obciążenia np. mechanizmy podnoszenia dźwignic

$$M_{obl} = M_{obl} = \frac{1}{2} M_{s \max} \quad (3.24)$$

gdzie:

$$M_{s \max} = M_2 \left\{ 1 + \frac{M_{r \acute{s}r} - M_2}{M_2} \cdot \frac{I_2}{I_1 + I_2} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{I_1 + I_2}{I_2} \left[\left(\frac{M_{r \acute{s}r}}{M_{r \acute{s}r} - M_2} \right)^2 - 1 \right]} \right] \right\} \quad (3.25)$$

przy czym :

M_2 – moment oporu przy obciążeniu znamionowym mechanizmu, można przyjmować równy co do wielkości momentowi znamionowemu silnika (M_{zn}),

$M_{r \acute{s}r}$ – średni moment rozruchowy silnika napędowego,

I_1, I_2 – momenty bezwładności lub momenty zamachowe zredukowane do osi wału sprzęgła, odpowiednio od strony napędu i od zespołu napędzanego.

Wystarczające jest sprawdzenie jednego z dwóch warunków (I lub II).

- maszyny o ruchu przerywanym j.w. przy zmiennym kierunku działania obciążenia (np. mechanizmy jazdy, mechanizmy obrotu dźwignic)

$$M_{obl} = M_{s \max} \quad (3.26)$$

$M_{s \max}$ - obliczamy wg wzoru (3.26) i sprawdzamy warunek II.

- maszyny o ruchu przerywanym jw. przy zmiennym kierunku działania obciążenia, gdy rozruch odbywa się pod obciążeniem np. mechanizm zmiany wysięgu dźwigni

$$M_{obl} = M_2 \left(1 + 2 \cdot \frac{M_{r \acute{s}r} - M_2}{M_2} \cdot \frac{I_2}{I_1 + I_2} \right) \quad (3.27)$$

Sprawdzenie warunku pierwszego ($M_{obl} < M_{nom}$) jest wówczas zbędne.

Czas pracy wkładek gumowych sprzęgła przy zachowaniu warunków doboru oraz wymagań co do temperatury i dopuszczalnej niewspółosiowości łączonych wałów (podanych wcześniej), powinien wynosić

$$t \geq \frac{6 \cdot 10^7}{60 \cdot n} \quad (3.28)$$

gdzie:

- t [h] – czas pracy wkładu,
- $n \geq 270$ [obr/min] – prędkość obrotowa sprzęgła.

Sprzęgła kabłąkowe, wg rys. 5.14. oraz tabeli 10. produkowane w kraju w których łącznikiem jest cztery lub sześć kabłąków dobiera się zgodnie z zależnością

$$M_{s \max} = M_o \leq M_{nom} \quad (3.29)$$

gdzie:

- $M_{s \max}$ – maksymalny moment obciążający sprzęgło w czasie pracy,
- M_{nom} – moment nominalny sprzęgła (tab.10.).

Na rys. 5.15. przedstawiono sprzęgło przeponowe produkowane w kraju. Łącznikiem w tych sprzęgłach są dwie połączone członami przepony, mocowane do obydwu członów śrubami. Dopuszczalne przekoszenie osi łączonych wałów $\alpha = 4^\circ$. Główne parametry sprzęgieł przeponowych firmy „Vulcan” podano w tabeli 11.

4. PRZYKŁAD OBLICZEŃ

Układ napędowy przenośnika taśmowego składa się z silnika elektrycznego mocy znamionowej $P = 22 \text{ kW}$ i prędkości obrotowej $n = 1470 \text{ min}^{-1}$, przekładni walcowej dwustopniowej o zębach śrubowych i liczbach zębów $z_1 = 20$, $z_2 = 95$, $z_3 = 21$, $z_4 = 62$, oraz dwóch sprzęgła S1 i S2. Wymiary wałków oraz kół zębatych (wykonanych ze stali $\rho = 7800 \text{ kg / m}^3$) podano na rysunkach 4.1. i 4.2.. Schemat układu napędowego przedstawiono na rysunku 2.2.. Dobrać sprzęgło S1 do podanego napędu.

Przy doborze sprzęgła należy obliczyć jego maksymalne obciążenie, czyli wartość momentu obliczeniowego M_o . W tym celu należy wykonać

Obliczenia masowych momentów bezwładności wałków przekładni

Przy obliczaniu momentów wałki dzielimy na walce (odpowiadające kolejnym stopniom wałka) mające średnicę d_i i długość L_i . Moment bezwładności masy jednorodnego walca względem osi jest równy

$$I = \frac{m r^2}{2}$$

Po rozwinięciu wzoru (i podstawieniu stałych) otrzymamy

$$I = \frac{m r^2}{2} = \rho V \frac{r^2}{2} = \rho \pi r^2 L \frac{r^2}{2} = 7800 \pi L \frac{r^4}{2} = 12252,2 L r^4$$

Nr. elementu walcowego	wałek	długość L (m)	promień r (m)	Masowy moment bezwładności $I = 12252,2 L r^4$ (kg m ²)
1	w ₁ wraz z zębami z ₁	0,060	0,0175	$6,89 \cdot 10^{-5}$
2		0,033	0,019	$5,27 \cdot 10^{-5}$
3		0,022	0,020	$4,31 \cdot 10^{-5}$
4		0,024	0,0225	$7,53 \cdot 10^{-5}$
5		0,050	0,0251	$2,43 \cdot 10^{-4}$
6		0,035	0,0225	$1,10 \cdot 10^{-4}$
7		0,050	0,019	$7,98 \cdot 10^{-5}$
8		0,030	0,015	$1,86 \cdot 10^{-5}$
9		0,024	0,0125	$7,18 \cdot 10^{-6}$
				$\Sigma = 6,9558 \cdot 10^{-4}$

$$I'_{w1} = 0,69558 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

1	wałek w ₂	0,023	0,020	$4,51 \cdot 10^{-5}$
2		0,027	0,022	$7,75 \cdot 10^{-5}$
3		0,047	0,025	$2,249 \cdot 10^{-4}$
4		0,010	0,0275	$7,00 \cdot 10^{-5}$
5		0,010	0,0285	$8,08 \cdot 10^{-5}$
6		0,070	0,0275	$4,905 \cdot 10^{-4}$
7		0,025	0,025	$1,196 \cdot 10^{-4}$
8		0,033	0,0225	$1,036 \cdot 10^{-4}$
				$\Sigma = 1,2122 \cdot 10^{-3}$

$$I'_{w2} = 1,2122 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

1	wałek w ₃	0,024	0,025	$1,148 \cdot 10^{-4}$
2		0,08	0,03	$7,935 \cdot 10^{-4}$
3		0,006	0,036	$1,235 \cdot 10^{-4}$
4		0,009	0,038	$2,299 \cdot 10^{-4}$
5		0,095	0,035	$1,7466 \cdot 10^{-3}$
6		0,025	0,0325	$3,417 \cdot 10^{-4}$
7		0,036	0,0315	$4,343 \cdot 10^{-4}$
8		0,085	0,031	$9,618 \cdot 10^{-4}$
				$\Sigma = 4,393 \cdot 10^{-3}$

$$I'_{w3} = 4,393 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

Obliczenia masowych momentów bezwładności kół zębatach

Momenty bezwładności kół zębatach obliczamy, traktując koło jako jednorodny walec drążony o promieniach zewnętrznym R_z i wewnętrznym R_w oraz długości b

$$I = \frac{1}{2} m (R_z^2 + R_w^2) = \frac{1}{2} \rho V (R_z^2 + R_w^2) = \frac{1}{2} \rho \pi b (R_z^2 - R_w^2) (R_z^2 + R_w^2)$$

koło z₂

Element walcowy	wymiary (m)			objętość $V \text{ (m}^3\text{)}$	masa $m=V \cdot \rho \text{ (kg)}$	masowy moment bezwładności $m \cdot \frac{R_z^2 + R_w^2}{2} \text{ (kgm}^2\text{)}$
	b	R_z	R_w			
1	0,050	0,0375	0,024	$1,30415 \cdot 10^{-4}$	1,0172	$1,0082118 \cdot 10^{-3}$
2	0,020	0,120	0,0375	$8,1642 \cdot 10^{-4}$	6,368	$50,32778 \cdot 10^{-3}$
3	0,050	0,130	0,120	$3,92699 \cdot 10^{-4}$	3,063	$47,9367 \cdot 10^{-3}$
						$\Sigma = 99,2727 \cdot 10^{-3}$

$$I_{z2} = 99,2727 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

koło z₃

1	0,070	0,0415	0,0275	$2,12434 \cdot 10^{-4}$	1,6570	$2,0534237 \cdot 10^{-3}$
---	-------	--------	--------	-------------------------	--------	---------------------------

$$I_{z3} = 2,0534237 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

koło z₄

1	0,070	0,050	0,035	$2,80387 \cdot 10^{-4}$	2,1870	$4,073324 \cdot 10^{-3}$
2	0,024	0,115	0,050	$8,08645 \cdot 10^{-4}$	6,3074	$4,95922 \cdot 10^{-2}$
3	0,070	0,130	0,115	$8,08175 \cdot 10^{-4}$	6,3037	$9,49504 \cdot 10^{-2}$
						$\Sigma = 0,148615924$

$$I_{z4} = 148,615924 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

Wyznaczenie masowych momentów bezwładności wałków wraz z elementami na nich osadzonymi

Moment bezwładności wałka w_1 (z zębniakiem z_1) i jedną tarczą sprzęgła $S1$

$$I_{w1} = I'_{w1} + I_{s1} = 0,69558 \cdot 10^{-3} + 0,0625 = 0,0631955 \text{ kgm}^2$$

(wartość I_{s1} przyjęto szacunkowo)

Moment bezwładności wałka w_2 wraz z kołami z_2 i z_3

$$I_{w2} = I'_{w2} + I_{z2} + I_{z3} = 0,0012122 + 0,0992727 + 0,0020534237$$
$$I_{w2} = 0,1025383 \text{ kgm}^2$$

Moment bezwładności wałka w_3 wraz z kołem z_4 i sprzęgłem $S2$

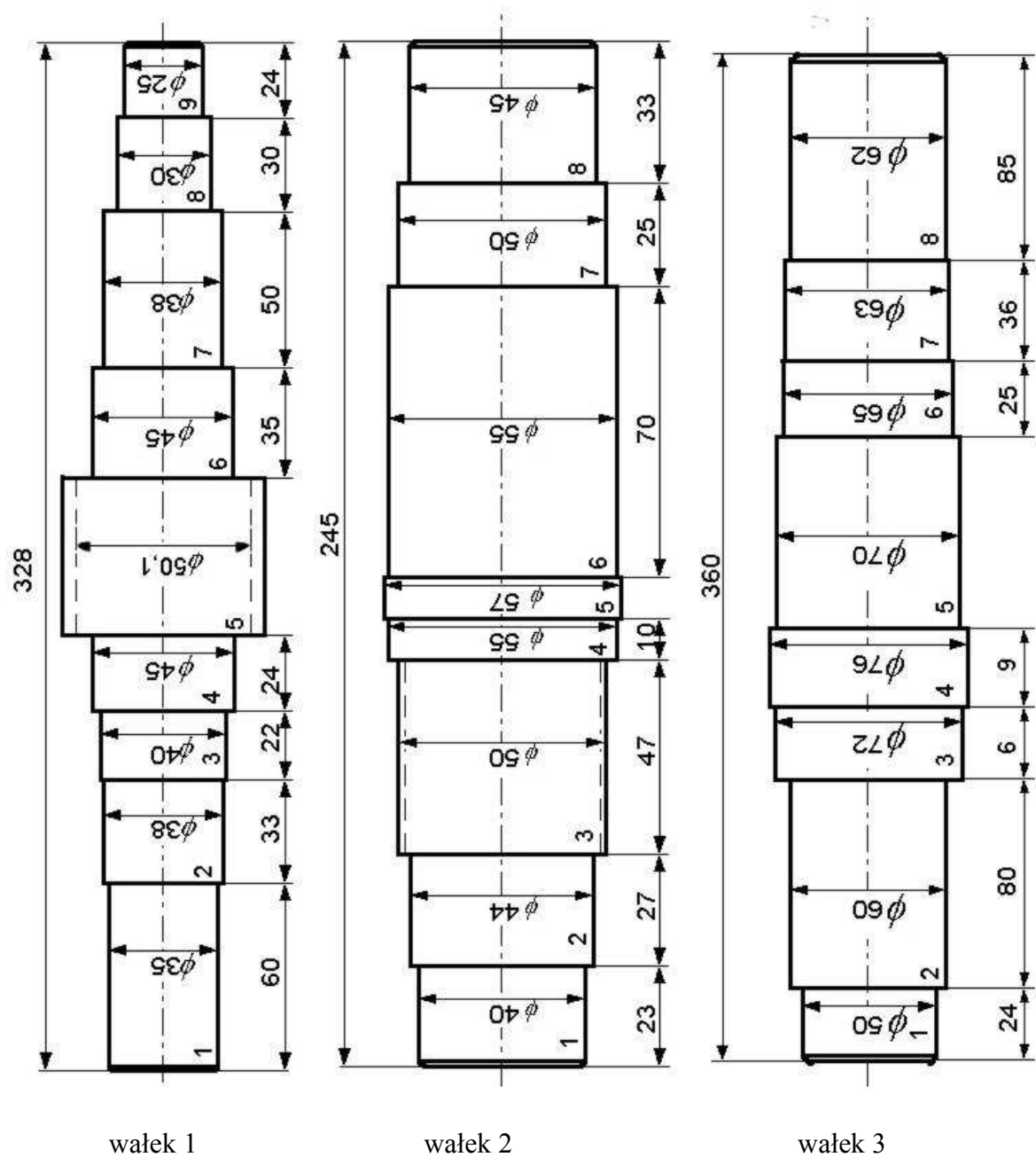
$$I_{w3} = I'_{w3} + I_{z4} + I_{s2} = 0,004393 + 0,148616 + 0,135 = 0,288009 \text{ kgm}^2$$

(wartość momentu bezwładności sprzęgła $S2$ przyjęto szacunkowo).

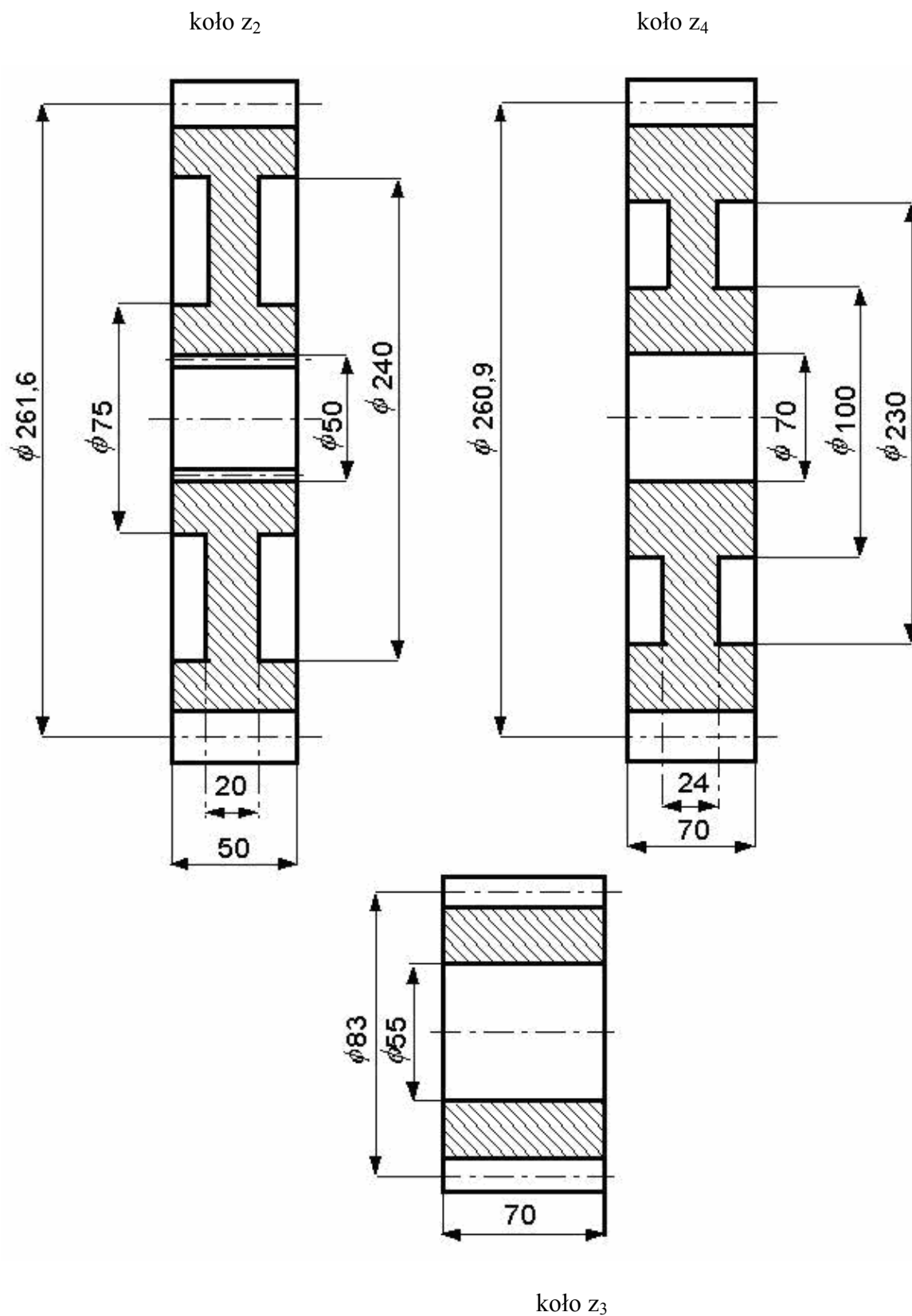
Przy obliczaniu momentu bezwładności wałka przekładni przekazującego napęd na urządzenie napędzane, należy uwzględnić moment bezwładności tej maszyny. Z braku możliwości uzyskania wartości momentu z katalogu lub z DTR (dokumentacji techniczno – ruchowej) urządzenia, jak również na etapie projektowania napędu, zmuszeni jesteśmy do przyjęcia wartości szacunkowej. Możemy założyć np. zwiększenie obliczonej wartości momentu bezwładności wałka napędzającego (wraz z osadzonymi na nim kołami i sprzęgłem) około 10 krotnie.

Tak więc

$$I_{w3} = 0,288009 \cdot 10 = 2,88009 \text{ kgm}^2$$



Rys. 4.1. Wymiary wałków przekładni do wyznaczania masowych momentów bezwładności



Rys. 4.2. Wymiary kół zębatych przekładni do wyznaczenia masowych momentów bezwładności

Redukcja momentu strony biernej układu do osi sprzęgła S1

Przy redukcji momentu korzystamy z bilansu energii kinetycznej – równanie (1.3)

$$I_2 = I_{w1} + I_{w2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_S} \right)^2 + I_{w3} \left(\frac{\omega_3}{\omega_S} \right)^2$$

W miejsce przełożeń kinematycznych przekładni wprowadzamy przełożenia geometryczne

$$\frac{\omega_2}{\omega_S} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{20}{95} = 0,21 \quad \text{oraz} \quad \frac{\omega_3}{\omega_S} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{20}{95} \cdot \frac{21}{62} = 0,071$$

Uzyskamy zależność

$$I_2 = I_{w1} + I_{w2} \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 + I_{w3} \left(\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \right)^2$$

Wartość masowego momentu bezwładności zredukowanego strony biernej układu wynosi

$$I_2 = 63,1955 \cdot 10^{-3} + 102,5383 \cdot 10^{-3} \cdot (0,21)^2 + 2880,09 \cdot 10^{-3} \cdot (0,071)^2$$

$$I_2 = 82,2359 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

Obliczenie momentu bezwładności strony czynnej – zredukowanego do osi wału sprzęgła

Na wielkość momentu strony czynnej składają się moment bezwładności silnika I_s i tarczy sprzęgła S1 osadzonej na wale silnika

$$I_1 = I_s + I_{s1} = 0,173 + 0,0625 = 0,2355 \text{ kgm}^2$$

gdzie:

$I_s = 0,173 \text{ kgm}^2$ – masowy moment bezwładności silnika elektrycznego odczytany z katalogu,

$I_{s1} = 0,0625 \text{ kgm}^2$ – masowy moment bezwładności tarczy sprzęgła S1 przyjęty szacunkowo.

Wartość współczynnika przeciążenia k obliczamy dla przypadku rozruchu pod obciążeniem – wzór (2.8)

$$k = 1 + \left(\frac{M_{r \max}}{M_s} - 1 \right) \frac{I_2}{I_1 + I_2}$$

gdzie:

$M_{r \max} = 400,1 \text{ Nm}$ – maksymalny moment rozruchowy odczytany z katalogu silników elektrycznych

$$M_s = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 22 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1470} = 142,91 \text{ Nm}$$

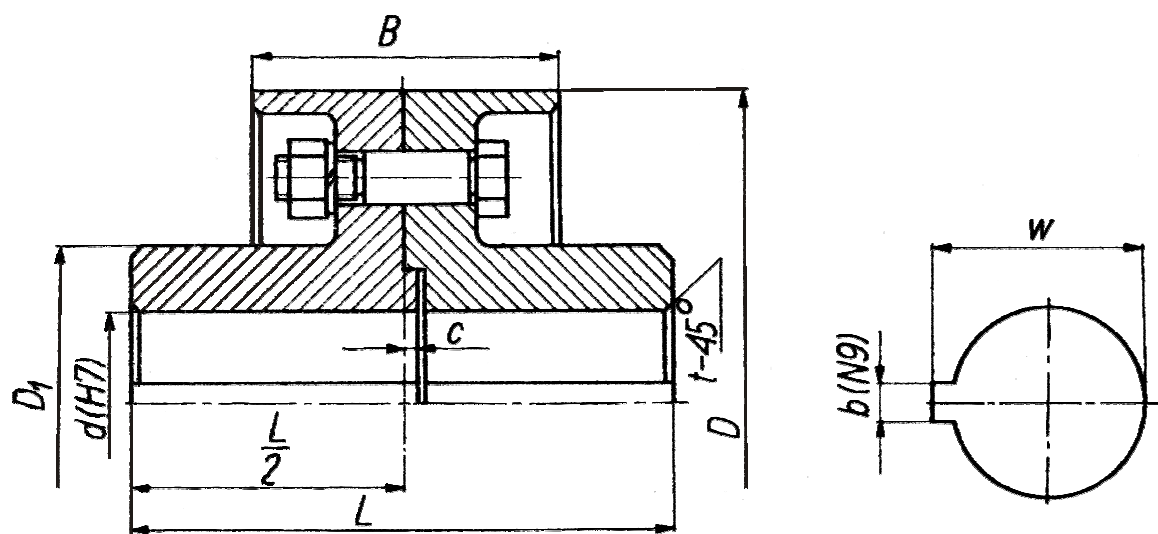
$$k = 1 + \left(\frac{400,1}{142,91} - 1 \right) \frac{82,2359 \cdot 10^{-3}}{235,5 \cdot 10^{-3} + 82,2359 \cdot 10^{-3}} = 1,46$$

Maksymalny moment obciążający sprzęgło

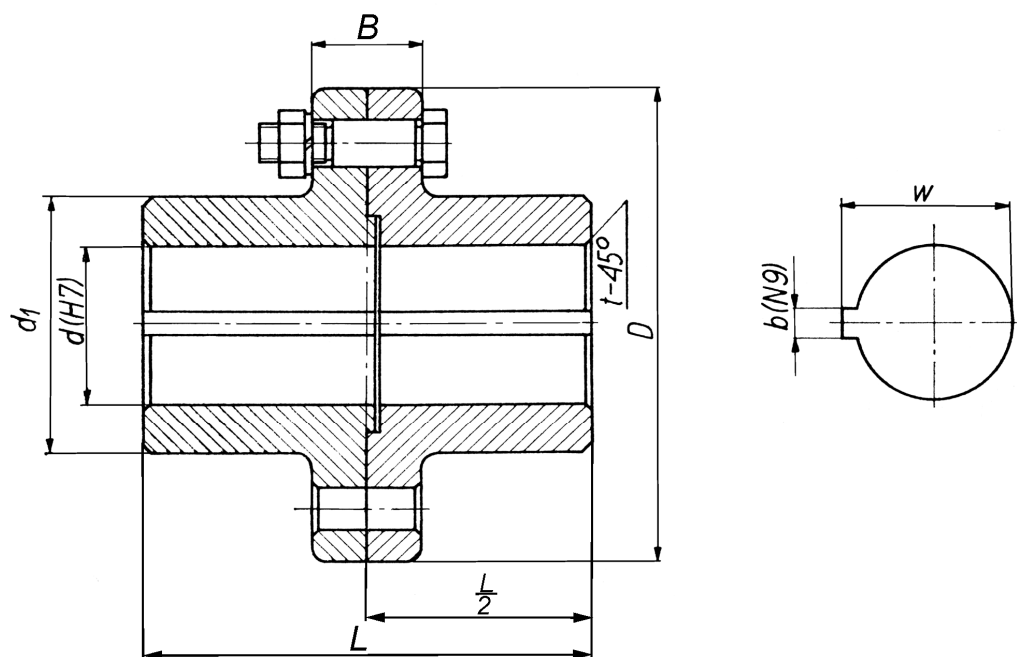
$$M_o = M_s \cdot k = 142,91 \cdot 1,46 = 208,65 \approx 208,7 \text{ Nm}$$

Do połączenia wałów silnika i przekładni zębatej dobrano sprzęgło sztywne kołnierzowe z obrzeżami ochronnymi, ze śrubami pasowanymi (rys. 5.1.) Sprzęgło przenosi moment $M_{\text{nom}} = 250 \text{ Nm}$, a jego maksymalna prędkość obrotowa wynosi 1900 min^{-1} . Wymiary sprzęgła podaje tabela 1.

5. RYSUNKI I TABELLE



Rys. 5.1. Sprzęgło kołnierzowe z obrzeżami ochronnymi



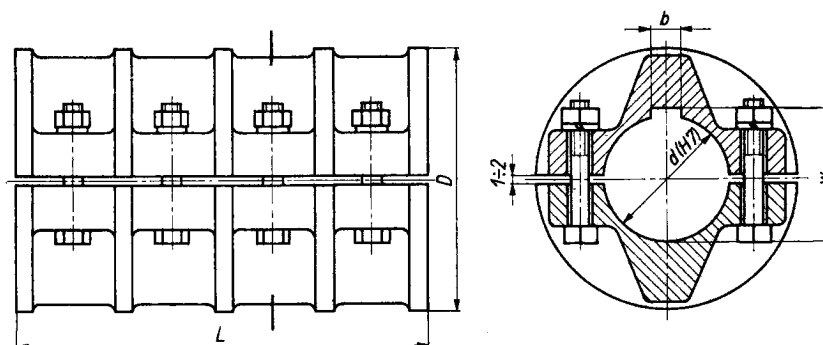
Rys. 5.2. Sprzęgło kołnierzowe bez obrzeży

Tabela 1. Główne wymiary sprzęgieł kołnierзовych z obrzeżami ochronnymi [2]

d (H7)	D	L	B	w	b	t	c	D_1	$Moment$ $nominalny$ M_{nom}		Moment bezwładności I	Maksymalna prędkość obrotowa n_{max}	Masa 1 sztuki
mm									kN · m	kG · m	kg · m	obr/min	kg
24	160	120	80	27,3	8	2	3	60	0,17	17	0,025	1900	8,40
25				28,3					0,2	20			
(28)				31,3					0,22	22			
30				33,3					0,25	25			
32				35,3	0,28				28				
35				38,3	0,47				47				
38	180	150		41,3	10			60	0,50	50	0,043	1800	12,20
40				43,3	0,52				52				
42				45,3	0,55				55				
(45)				48,8	0,60				60				
48				51,8	0,65				65				
50				53,8	1,25				125				
(55)	210	180	100	59,3	16	105	1,4	140	0,102	1700	20,30		
60				64,4	1,6		160						
(65)				69,4	2,1		210						
70	230	220		74,9	20	120	2,3	230	0,165	1600	28,60		
(75)				79,9			3,0	300					
80	260	250	120	85,4	22	135	3,2	320	0,288	1500	38,60		
(85)				90,4			4,5	450					
90	275	280		95,4	25	150	4,75	475	0,4	1400	48,30		
(95)				100,4			5,5	550					
100	320	320	150	106,4	28	175	6,0	600	0,84	1300	77,20		
(110)				116,4			9,0	900					
120	360	360		127,4	32	210	10,0	1000	1,5	1200	110,0		
125				132,4			14,0	1400					
130				137,4			15,0	1500					
140	420	420	148,4	36	250	16,0	1600	3,1	1120	175,0			
150			158,4			25,0	2500						
160			169,4	40		27,0	2700						
170	480	520	179,4	45	310	30,0	3000	6,55	1000	280,0			
180			190,4			32,0	3200						
190			200,4										
200			210,4										

Tabela 2. Główne wymiary sprzęgieł kołnierzowych bez obrzeży

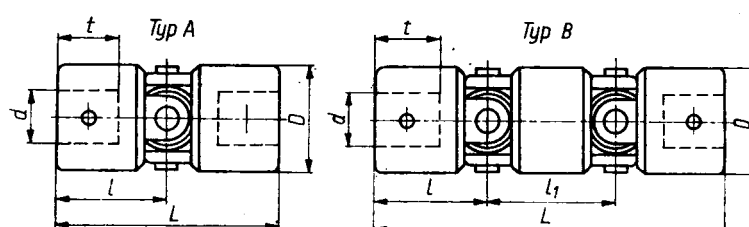
d (H7)	D	L	B	d_l	t	b w	Moment minimalny M_{nom}		Moment bezwładności I	Maksymalna prędkość obrotowa n_{max}	Masa 1 sztuki
mm							kN·m	kG·m	kg·m ²	obr/min	kg
25	130	116	40	50	2	wg PN-70/M-85005	0,095	9,5	0,009	1900	5,0
30							0,13	13			
35	160	164	44	65	2		0,19	19	0,024	1800	9,0
40							0,26	26			8,7
45	190	164	44	80	2,5		0,38	38	0,048	1800	12,5
50							0,52	52			12,0
55	220	210	56	115	3		0,75	75	0,12	1600	26,5
60							1,05	105			25,6
65							1,50	150			24,8
70							2,10	210			24,0
80	260	260	60	150	3		3,00	300	0,28	1400	43,5
90							4,20	420			40,7
100	320	330	60	200	4		6,00	600	0,81	1200	85,0
110							8,50	850			80,5
125							11,50	1150			73,0
140	380	400	72	220	4		17,00	1700	1,65	1120	117,0
160	450	480	72	315	8		24,00	2400	5,22	1000	262
180							34,00	3400			242
200		560					48,00	4800	5,4		248



Rys. 5.3. Sprzęgło łubkowe

Tabela 3. Główne wymiary sprzęgieł łukowych

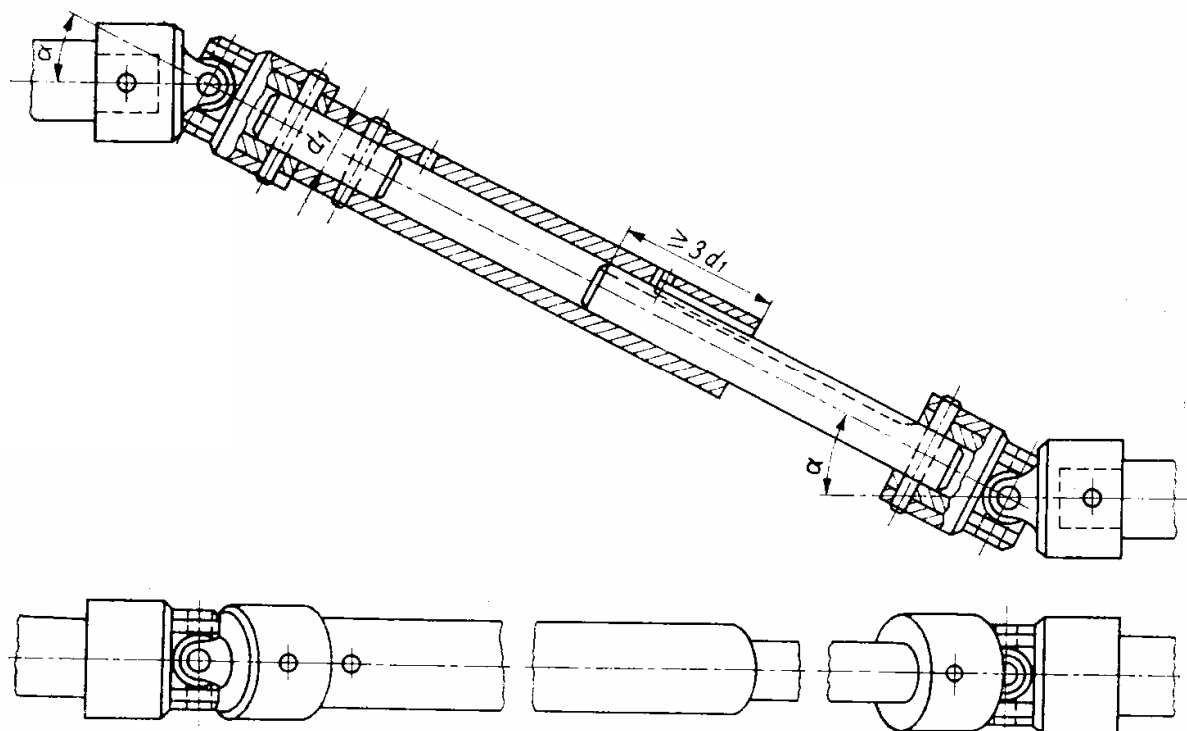
d (H7)	D	L	b w	Moment minimalny M_{nom}		Maks. moment bezwładności I	Maksymalna prędkość obrotowa n_{max}	Masa 1 sztuki	
mm				kG · m	kN · m	kg·m ²	obr/min	kg	
25	100	116	wg PN-70/M-85005	7,5	0,075	0,0035	400	3,90	
30				10,5	0,105	0,0038			
35	110	164		15	0,15	0,0076		6,50	
40				21	0,21	0,0081			
45	125	164		30	0,30	0,013		8,20	
50				42	0,42	0,014			
55	140	210		60	0,60	0,032		13,90	
60				85	0,85	0,034			
65	160	210		120	1,20	0,060		18,40	
70				160	1,60	0,068			
80	180	260		240	2,40	0,1	300	26,20	
90	200	260		340	3,40	0,148		31,30	
100	225	330		480	4,80	0,28		49,0	
110	250	330		650	6,50	0,44		60,8	
125	280	330		960	9,60	0,696		76,0	
140	315	400		1300	13,0	1,36		118,0	
160	355	480		1900	19,0	2,98		188,6	
180	400	480		2600	26,0	4,86		245,3	
200	450	560		3800	38,0	9,67		362,0	



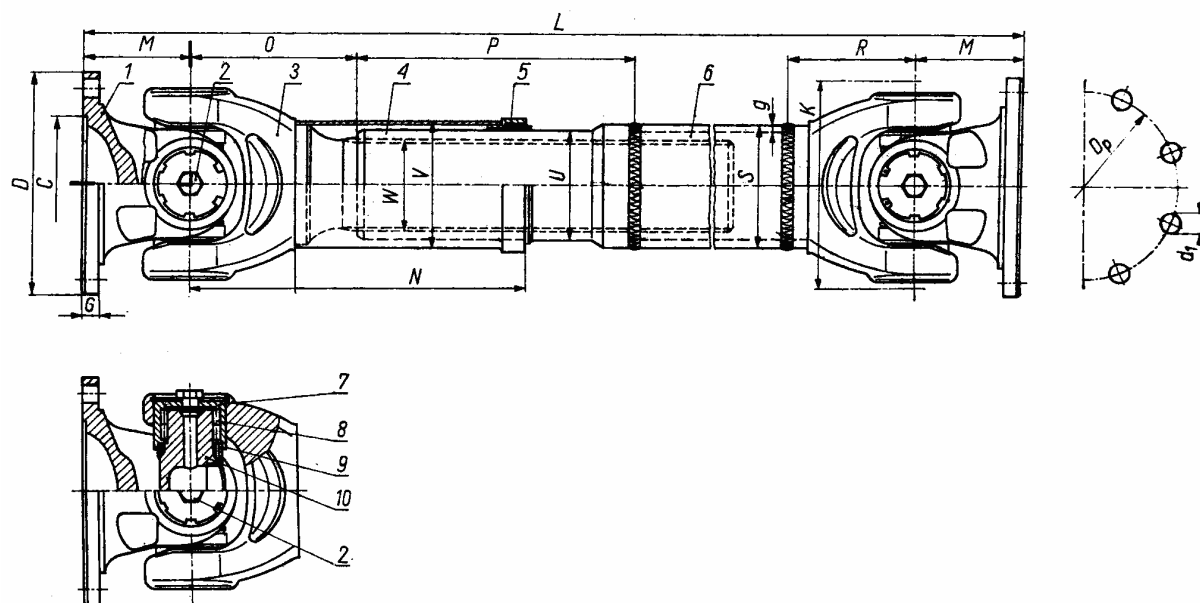
Rys. 5.4. Sprzęgło kątowe f. L. Loewe AG

Tabela 4. Główne wymiary sprzęgieł kątowych *f. L. Loewe AG*

d	D	L		l	l_l	t
		typ A	typ B			
mm						
6	14	34	-	17	-	9
8	18	40	-	20	-	10
10	18	50	-	25	-	13
12	24	56	-	28	-	14
14	28	60	94	30	34	17
16	32	68	104	34	36	19
18	36	76	116	38	40	22
20	40	84	130	42	46	24
22	45	92	144	46	52	26
25	50	102	160	51	58	30
30	55	120	184	60	64	35
35	72	145	225	72,5	80	42
40	72	145	225	72,5	80	42
45	90	180	280	90	100	50
50	90	200	315	100	115	56



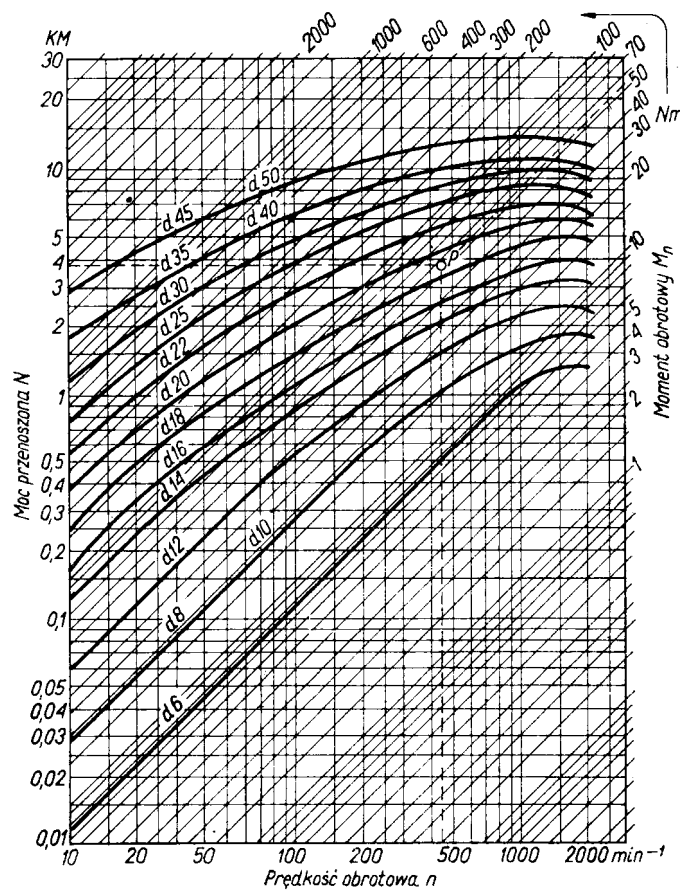
Rys.5.5. Wał przegubowy Cardana konstrukcji *f. L. Loewe AG*



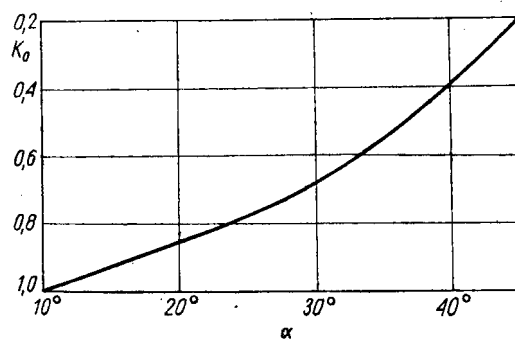
Rys.5.6. Wał przegubowy Cardana konstrukcji *f. Gelenkenwellenbau GmbH*

Tabela 5. Wymiary wałów przegubowych *f. Gelenkenwellenbau GmbH*

Kąt między wałami α	D	$D_{p0,1}^{\square}$	C (H7)	G	d1 (C12)	K	M	N	O	P	R	S _g	U	Profil ewolw. W	L	Liczba śrub na obwodzie
20	150	130	90	10	12	156	72	260	54	258	87	80x4	-	2 1/2"-16	585	8
20	165	140	95	12	14	160	82	262	56	270	80	100x5	-	2 1/2"-16	615	8
20	180	155,5	110	12	14	186	85	322	70	310	110	100x5	-	3"-18	710	8
15	225	196	140	15	16	225	108	320	67	310	148	120x5	102	73	800	8
15	250	218	140	18	18	250	130	400	85	385	175	140x5	131	93	965	8
15	280	245	175	20	20	285	135	420	89	420	190	160x8	131	95	1050	8
15	315	280	175	22	22	315	150	490	100	540	210	190x7	160	121	1250	8
15	350	310	220	25	22	350	170	580	115	590	240	215x9	190	140	1390	10
15	390	345	250	28	24	390	190	655	125	650	260	144,5x12,5	210	-	1520	10
15	435	385	280	32	27	435	210	725	137	703	280	267x12,5	232	-	1650	10
10	225	196	105	20	17	225	130	400	90	385	175	140x6	131	93	960	8
10	250	218	105	25	19	250	135	425	98	416	190	160x8	131	93	1050	8
10	285	245	125	27	21	285	150	490	103	498	210	190x8	165	121	1210	8
10	315	280	130	32	23	315	170	585	125	595	240	215x9	195	130	1400	10
10	350	310	155	35	23	350	185	665	130	650	260	245x11	220	139	1520	10
10	390	345	170	40	25	390	205	725	145	703	280	267x12,5	232	156	1650	10
10	435	385	190	42	28	435	235	730	160	750	285	298,5x25	260	-	1850	16
10	480	425	205	47	31	480	265	830	195	840	305	343x25	300	-	2050	16
10	550	492	260	50	31	550	290	890	210	900	350	394x35	330	-	2250	18



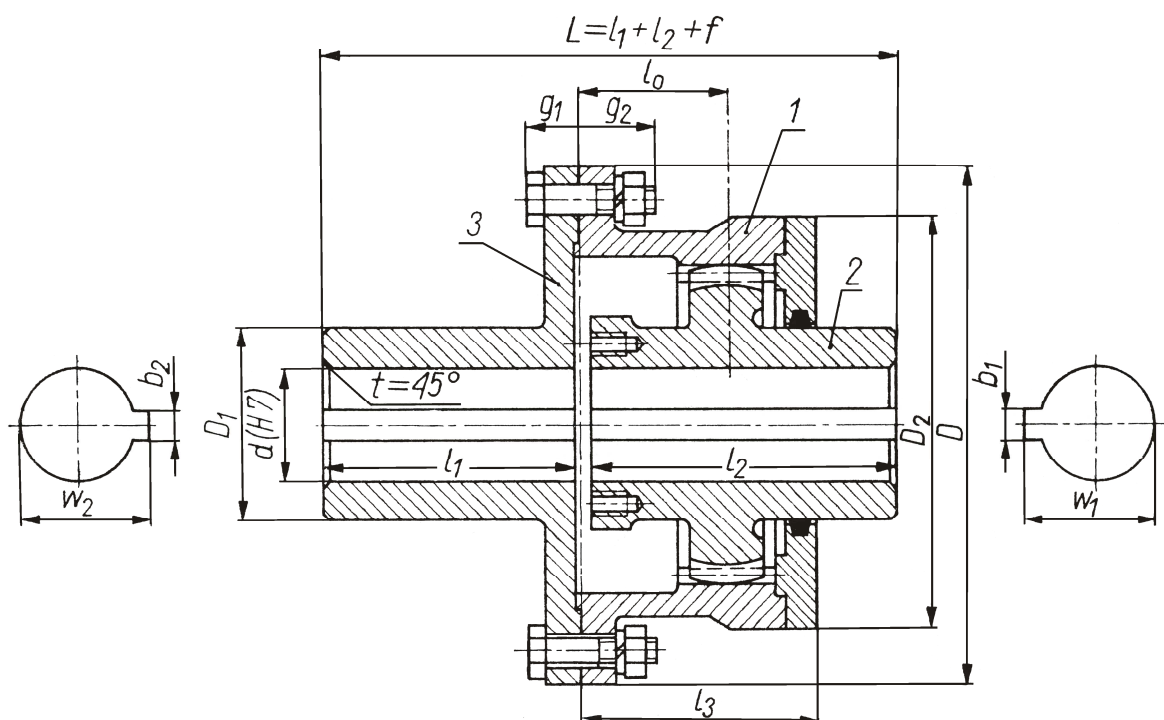
Rys.5.7. Maksymalne momenty obrotowe i moc przenoszona przez sprzęgło kątowe *f*.
L. Loewe AG



Rys.5.8. Współczynnik wyrównawczy K_0 w zależności od kąta α przekoszenia osi
łączonych wałów

Tabela 6. Współczynniki doboru wałów przegubowych Cardana

Rodzaj napędu	Wartość współczynnika K_1		1,5		1,25		2,0		1,5		1,0											
	Silnik		spalinowy niskoprężny				spalinowy wysokoprężny				elektryczny											
Liczba cylindrów		1 ÷ 3		≥ 4		1 ÷ 3		≥ 4		–												
Trwałość sprzęgła, h	Wartość współczynnika K_2		1,6		2,0		2,3		2,5		2,7		2,9		3,05		3,2		3,3		3,4	
	$L_h \cdot 10^3$		10		20		30		40		50		60		70		80		90		100	
Kąt przekoszenia wałów	Wartość współczynnika K_3		1,0		1,25		1,45		1,6		1,72		1,82		1,92		2,0		2,08		2,15	
	α°		3		6		9		12		15		18		21		24		27		30	



Rys.5.9. Sprzęgło zębate jednostronne

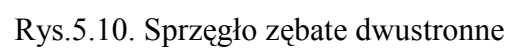


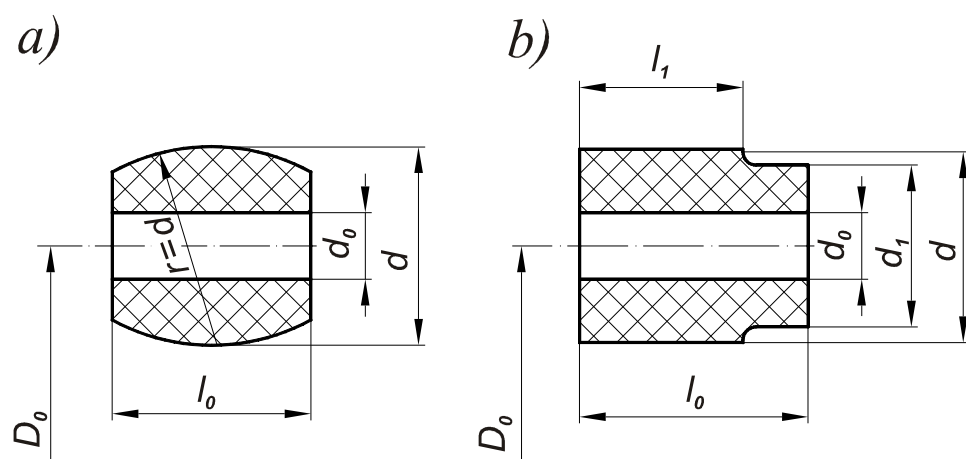
Tabela 7. Główne wymiary sprzęgieł zębatach jedno i dwustronnych

Moment nominalny M_{nom}		Wymiary											Dopuszczalna liczba obrotów n_{max}	
		D	d (H7) czopów		l_1 l_2	w_1 w_2 b_1 b_2	$f_{max}^{(1)}$	$l_3\ max$	$D_1\ max$	$D_2\ max$	g_{1max}	g_{2max}		l_o
			krótkich od-do	długich od-do										
N·m	≈kG·m	mm											obr/min	
500	50	155	30 ÷ 42	20 ÷ 42	wg PN-68/M-85000	wg PN-70/M-85005	4_{-1}^{+1}	50	63	100	22	27	20	6300
630	63	160	30 ÷ 48	30 ÷ 48				54	71	105			21,5	5900
800	80	170	30 ÷ 50	30 ÷ 50				56	75	115			23	5450
1000	100	175	30 ÷ 55	30 ÷ 55				58	80	120			25	5000
1250	125	185	40 ÷ 63	35 ÷ 63				70	90	130			28	4660
1600	160	195	40 ÷ 65	40 ÷ 65			$5_{-1,5}^{+1,5}$	72	100	144	26	33	30	4330
2000	200	200	40 ÷ 70	40 ÷ 70				76	106	150			32	4000
2500	250	205	40 ÷ 75	40 ÷ 75				80	112	155			34,5	3700
3150	315	235	50 ÷ 80	50 ÷ 80			7_{-2}^{+2}	85	125	165	35	44	37	3400
4000	400	250	60 ÷ 90	50 ÷ 90				90	135	180			40	3115
5000	500	270	60 ÷ 95					98	140	200			43	2900
6300	630	290	60 ÷ 100					105	156	218			46	2700
8000	800	315	70 ÷ 110					110	165	230	43	44	50	2500
10000	1000	335	70 ÷ 120					115	180	250			54	2350
12500	1250	340	80 ÷ 125					122	190	258			58	2150
16000	1600	375	90 ÷ 140					130	210	290			63	2000
20000	2000	385	90 ÷ 150					150	224	300			68	1860
25000	2500	410	100 ÷ 160					160	235	325	43	44	74	1730
31500	3150	435	110 ÷ 180					170	270	350			80	1600
40000	4000	475	120 ÷ 190					180	280	375			86	1480
50000	5000	505	130 ÷ 200					190	315	402			92	1370
63000	6300	550	140 ÷ 220					200	340	445			100	1250
80000	8000	580	150 ÷ 240					210	355	475	43	44	108	1170
100000	10000	620	160 ÷ 260					230	400	510			116	1090
125000	125000	660	180 ÷ 300					240	440	550			125	1000
160000	160000	700	200 ÷ 320					255	475	590			134	930

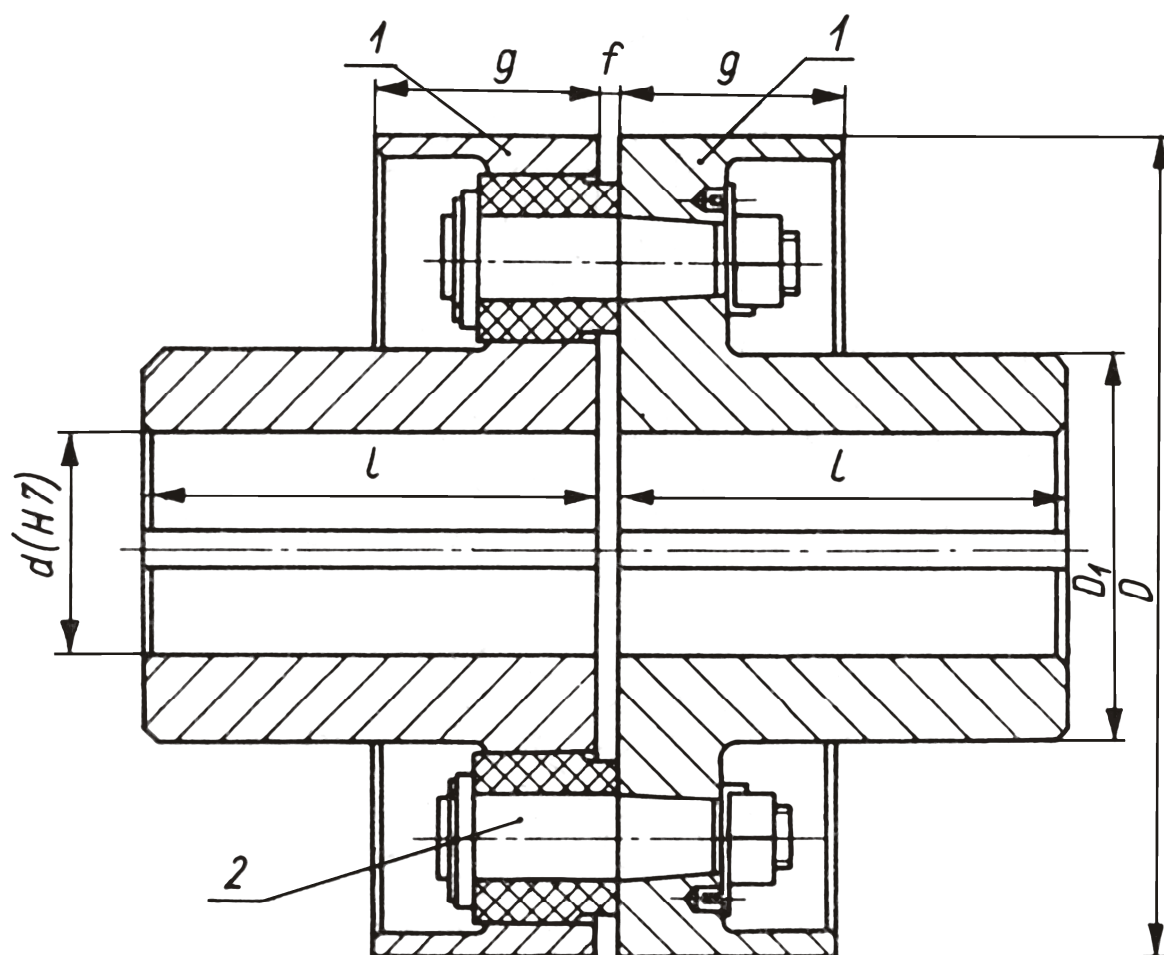
1) Dla sprzęgieł jednostronnych odległość łączonych czopów wynosi 0,5 f .
Sprzęgła zalecane oznaczono tłustym drukiem.

1) Dla sprzęgieł jednostronnych odległość łączonych czopów wynosi 0,5 f .

Sprzęgła zalecane oznaczono tłustym drukiem.



Rys.5.11. Kształt wkładek gumowych stosowanych w sprzęgłach podatnych

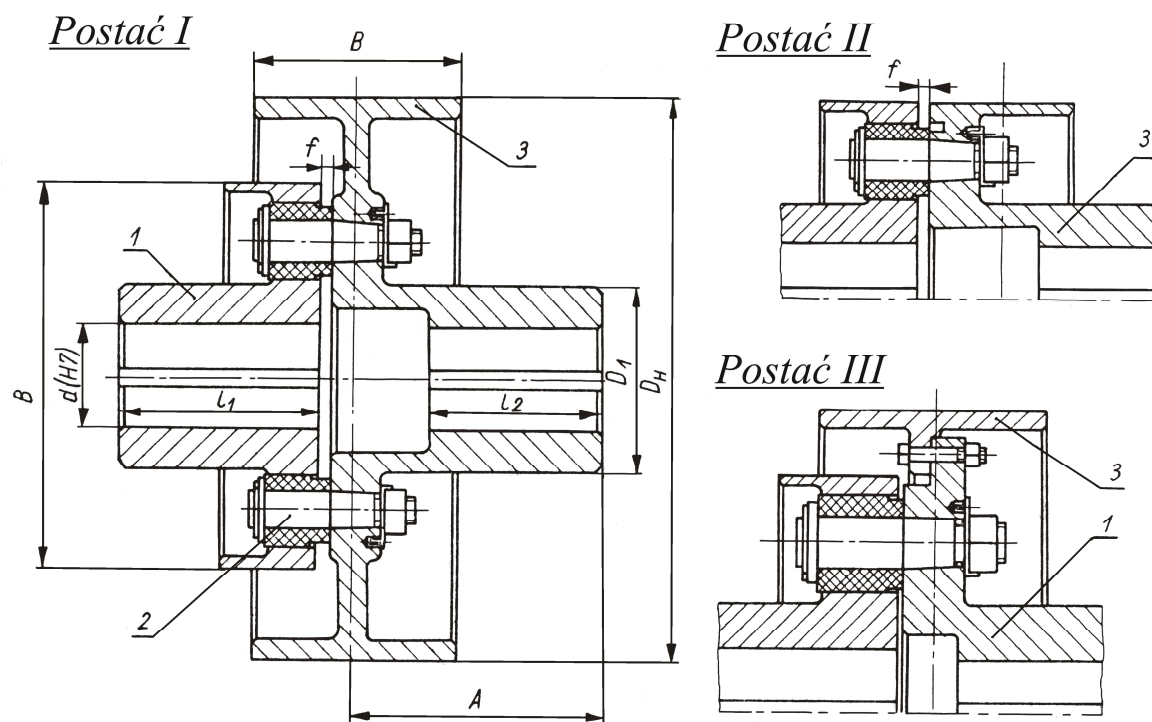


Rys.5.12. Sprzęgło wkładkowe zwykłe

Tabela 8. Główne wymiary sprzęgieł wkładkowych [2]

Moment nominalny M_{nom}		Wymiary					Dopuszczalna odchyłka współosiowości członów	Prędkość obrotowa maksymalna sprzęgła		Moment bezwładności I_{max}	Masa maksymalna
		D_{h10}	D_l	g_{max}	l	f		stalowego lub staliwnego	żeliwnego		
N·m	kG·m	mm						obr/min		kg · m ²	kg
16	1,6	75	30	20	2 ^{±1}	0,4		8000	5600	0,00480	0,83
20	2,0	83	34	22						0,0093	1,20
25	2,5	90	35	24						0,0130	1,46
31,5	3,15	90	40	20				6300	4500	0,0131	1,66
40	4	95	42	22						0,0157	1,86
50	5	100	45	24						0,0209	2,03
63	6,3	100	55	20				5000	3550	0,0241	2,82
80	8	110	56	22						0,0356	3,19
100	10	120	63	24						0,0546	4,12
125	12,5	130	65	20				4000	2800	0,0831	5,27
160	16	132	70	22	3 ^{±1}	0,8				0,0957	6,58
200	20	140	80	24						0,125	7,31
250	25	170	80	38				3150	2240	0,334	11,6
315	31,5	185	85	42						0,497	14,1
400	40	200	90	45						0,709	16,8
500	50	206	100	38				2500	1800	0,780	19,1
630	63	218	112	42						1,04	25,1
800	80	230	120	45						1,35	29,1
1000	100	240	140	38				2000	1400	1,81	33,9
1250	125	265	150	42						2,73	42,2
1600	160	290	160	45	4 ^{±1,5}	1,2				4,26	57
2000	200	307	170	60				1600	1120	6,17	71,5
2500	250	320	190	64						8,69	86,1
3150	315	355	210	68						14,9	126
4000	400	400	224	60				1250	900	17,4	133
5000	500	412	240	64						25,3	159
6300	630	450	260	68						40,1	221
8000	800	515	280	96						84,0	317
10000	1000	560	290	102				1000	700	118,3	372
12500	1250	600	300	108						155,8	434
16000	1600	615	320	96	8 ⁺³	2				165,4	466
20000	2000	690	355	102						280,1	600
25000	2500	750	400	108						417,9	804

W zależności od kształtu i długości czopu wymiary zgodne z tabl. 8



Rys.5.13. Sprzęgło wkładkowe z bębnem hamulcowym

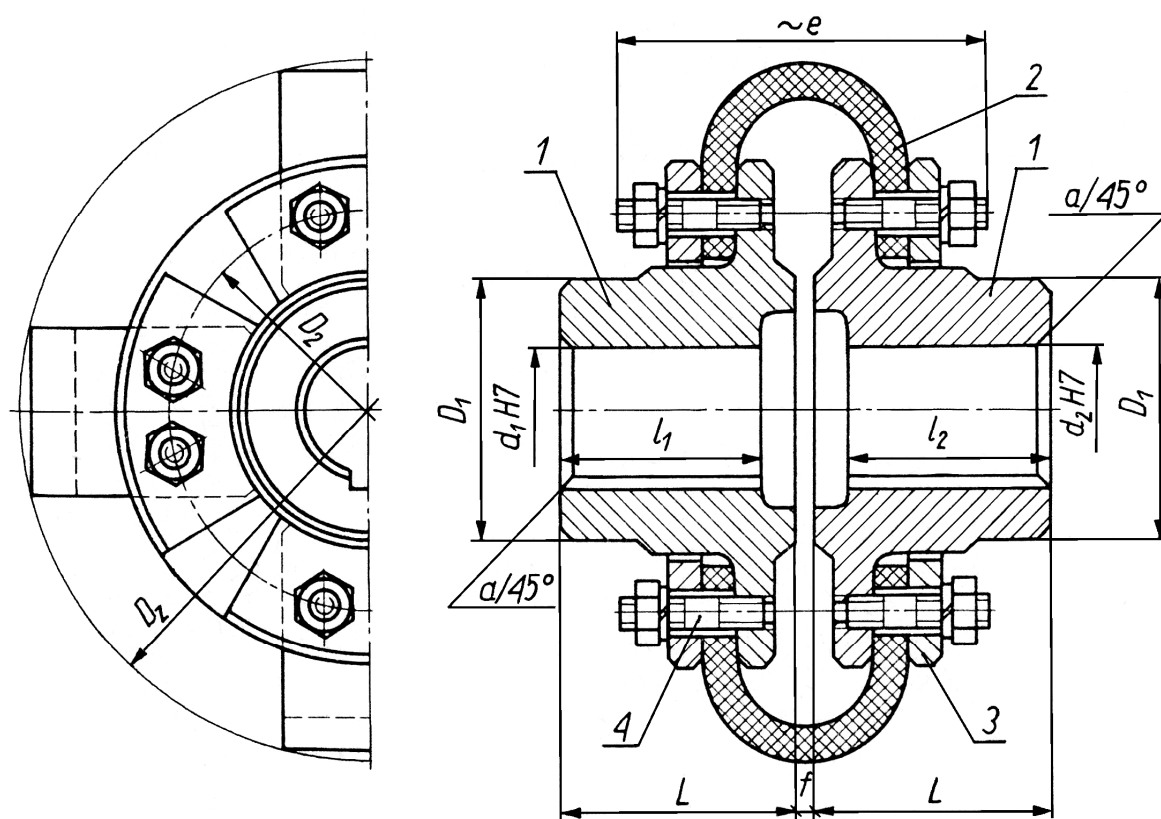
Tabela 9. Główne wymiary sprzęgieł wkładkowych z bębnum hamulcowym [2]

D_H	d_2 (H7)	l_1	l_2	A	B	D	D_l	f	Ilość sworzni	Moment nominalny M_{nom}	Maksymalna prędkość obrotowa n	Maksymalny moment bezwładności I	Masa 1 szt. min/max	Nr postaci wg rys. 114
mm									–	N · m	obr/min	kg · m ²	kg	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
120	18	40	42	60	50	120	60	5	6	90	4000	0,0056	4,6/5,3	II
	20	50	52	70										
	22													
	24	60	62	80										
	25	(40)	42	60										
		50	52	70										
	28	60	62	80										
	30	(50)	(52)	70										
		60	62	80										
		70	72	90										
	32	80	82	100										
	35	60	62	80										
		70	72	90										
		80	82	100										
160	30	(50)	(52)	60	60	140	65	5	6	140	3500	0,016	7,55/8,6	I
		60	62	70										
		70	72	80										
		80	82	90										
	32													
	35	60	62	70										
		70	72	80										
		80	82	90										
	38													
	40	(60)	62	70										
		(70)	72	80										
		(80)	82	90										
		90	92	100										
		110	112	112										
200	28	60	62	95	80	160	75	5	6	224	3000	0,046	11,7/13,6	I
	30	70	72	105										
	32	80	82	115										
	35	60	62	95										
		70	72	105										
		80	82	115										
	38													
	40	(60)	(62)	95										
		(70)	(72)	105										
		(80)	(82)	115										
		90	92	125										
		110	112	145										

cd Tabeli 9

D_H	d_2 (H7)	l_1	l_2	A	B	D	D_1	f	Ilość sworzni	Moment nominalny M_{nom}	Maksymalna prędkość obrotowa n	Maksymalny moment bezwładności I	Masa 1 szt. min/max	Nr postaci wg rys. 114
mm									–	N · m	obr/min	kg · m ²	kg	15
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
200	30	70	72	105	80	180	85	5	6	335	2600	0,056	14,8/18	I
	38	80	82	115										
	40	(60)	(62)	95										
		(70)	(72)	105										
		(80)	82	115										
		90	92	125										
	42	110	112	145										
	45	(80)	82	115										
	48	(70)	(72)	105										
		110	112	145										
	50	(60)	(62)	95										
		80	82	115										
		100	102	135										
		110	112	145										
	28	60	62	105										
	30	80	82	125										
	32	80	82	125										
	35	60	62	105										
		70	72	115										
	38	80	82	125										
250	40	(60)	(62)	105	100	160	75	5	6	224	3000	0,12	16,4/18,7	I
		(70)	(72)	115										
		(80)	82	125										
		90	92	135										
	42	110	112	135	100	200	95	- 5	6	560	2400	0,145	23/27,3	I
	45	80	82	125										
	40	110	112	155										
	42	(80)	82	125										
	45	(80)	82	125										
	48	(70)	(72)	115										
		110	112	155										
	50	(60)	(62)	105										
		(80)	82	125										
		100	102	145										
		110	112	155										
	55	(80)	82	125	100	200	95	5	6	560	2400	0,145	23/27,3	I
		110	112	155										
		120	122	165										
		60	110	112										

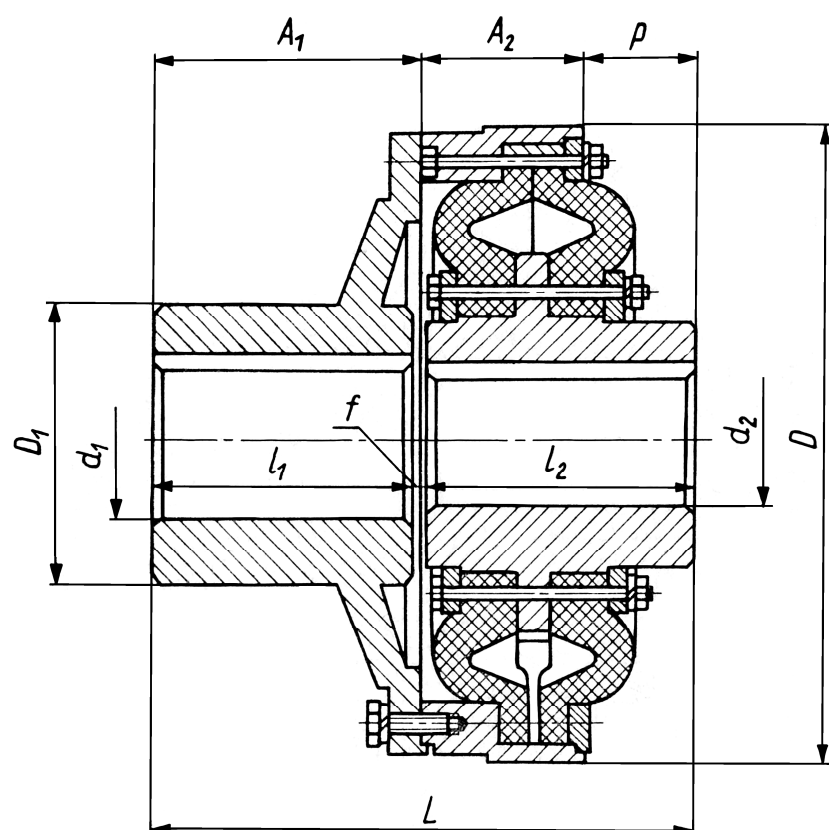
		140	142	185											
38	80	82	125												
42	110	112	155												
48	(70)	(72)	115												
	110	112	155	100	220	105	5	8	900	2200	0,17	28,4/33,7	I		
50	(60)	(62)	105												
	(80)	82	125												
	100	102	145												
	110	112	155												



Rys.5.14. Sprzęgło kabłakowe

Tabela 10. Wymiary sprzęgieł kabłakowych [2]

Maksymalny moment przenoszony M_{nom}	D_z	d_1 d_2 (H7)	L	l_1 l_2	D_1	D_2	f	e	a	Liczba kabłąków	Prędkość obrotowa maksymalna n_{max}	moment bezwładności maksymalny J	Masa maksymalna
N · m	mm									-	obr/min	kg · m ²	kg
220	190	16		60	60	95	5	115	2,5	4	1500	0,0152	6,65
		18											
		20	40										
		22	50										
		24											
		25											
		28											
		30											
		32	60										
		35											
370	206	25	50	60	75	110	5	115	2,5	6	1500	0,0262	10
		28											
		30											
		32											
		35	60										
		38											
		40											
		42	80										
		45											
500	260	30	50	70	90	135	10	126	3	4	1500	0,1012	15
		32	60										
		35											
		38											
		40											
		42	80	80									
		45											
		48											
		50											
55													
850	265	40	-	80	110	155	10	136	3	6	1500	0,1152	24,3
		42	80										
		45											
		48											
		50											
		55											
		60	110	110									
		65											



Rys.5.15. Sprzęgło przeponowe proste

Tabela 11. Parametry sprzęgieł przeponowych *f. Vulcan*

Moment nominalny M_{nom}	Kąt skreńczenia przy M_{nom}	d_1 max	d_2 max	D	D_1	L	l_1	l_2	A_1	A_2	f	p	Moment bezwładności I	Maksymalna prędkość obrotowa n_{max}	Masa
N · m	stop.	mm											kg · m ²	obr/min	kg
160	3,8	40	35	164	67	132	53	53	59	50	7	23	0,0187	4500	7,00
250	3,8	60	50	200	80	174	63	63	83	65	11	26	0,038	4000	14,00
400	4,5	65	55	225	85	191	71	71	90	73	13	28	0,104	3400	20,00
630	4,3	85	65	260	112	217	80	80	103	85	12	29	0,215	2850	29,50
1000	4	100	80	300	146	277	106	106	135	100	14	42	0,479	2500	51,50
2500	4,5	110	100	360	160	345	140	140	161	123	21	61	1,085	2000	94,00
3200	3,3	110	105	415	178	286	110	153	118	109	23	59	6,042	1880	64,88
3950	4,2	130	120	482	205	323	123	177	134	121	23	68	13,06	1620	99,70
6800	6,4	150	140	552	238	390	160	205	173	144	25	73	24,24	1370	150,5
11700	5,1	180	170	656	285	460	190	240	202	166	30	92	53,16	1160	243,2
20150	6	220	200	770	340	530	220	270	230	198	40	102	123,32	980	406,5
34450	4,8	260	240	905	396	630	260	320	280	223	50	127	274,9	810	634
95000	7,5	380	320	1110	560	887	360	460	385	345	67	157	1095,8	680	1120

6. LITERATURA

1. Podstawy konstrukcji maszyn, pod red. M. Dietricha, t.3. WNT Warszawa 1995.
2. S. Markusik: Sprzęgła mechaniczne .WNT, Warszawa 1979.
3. Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn cz. II, praca zbiorowa pod red. J. Banaszka. Politechnika Lubelska, Lublin 1996.
4. J. Banaszek, K. Wituszyński: Dobór sprzęgieł. Materiały pomocnicze do projektowania. Katedra PKM PL 2002. (praca nie publikowana).