

## 2.5 Materiały i obróbka cieplna.

Tab. 2.11

Nazwa części	Gatunek materiału		Obróbka Ciepłna	Twardość HRC
	PN	DIN		
Śruba	ŁH15	100Cr6	Hartowanie indukcyjne gwintu kulkowego	58-62
Nakrętka	18HGM	20CrMo5	Nawęglanie i hartowanie gwintu kulkowego	58-62
	ŁH15	100Cr6	Hartowanie gwintu kulkowego	
Kulki	ŁH15	100Cr6	-	62-65

Twardość czopów śruby wynosi 170-235HB (materiał wyżarzany na sferoidyt). W szczególnych przypadkach na życzenie klienta i po uprzednim uzgodnieniu elementy przekładni (z wyjątkiem kulek łożyskowych) mogą być wykonane z innych materiałów, np. śruba ze stali nierdzewnej itp. W tych przypadkach obliczenia nośności statycznej  $C_0$  i dynamicznej  $C$  przekładni należy przeprowadzać z uwzględnieniem osiągalnej dla danego materiału twardości powierzchni gwintu. Sposób obliczania podano w rozdziale 3 niniejszego katalogu.

## 3. Zasady doboru przekładni śrubowej toczonej.

### 3.1 Uwagi ogólne.

Dobór przekładni śrubowej toczonej do danego zastosowania polega na określeniu następujących parametrów:

- średnica nominalna gwintu kulkowego
- skok gwintu kulkowego
- dopuszczalne odchyłki skoku (klasa dokładności)
- długość śruby
- typ nakrętki
- dopuszczalny luz wzdłużny ( VNBK1 i VNBC1)
- napięcie wstępne (VNBK2, VNBK3, VNBK4, VNBC2, VNBC3).

Kryteriami doboru są:

- ogólne wymagania z zastosowania przekładni
- wymagana trwałość przekładni przy założonych obciążeniach roboczych
- wytrzymałość przekładni określona warunkami wyboczenia i obrotów krytycznych oraz maksymalnych przewidywanych sił osiowych
- wymagana sztywność osiowa.

Główne wymiary przekładni (średnica nominalna, skok, długość śruby) mogą być

wstępnie określone na podstawie ogólnej konstrukcji maszyny lub urządzenia, w skład którego wchodzi przekładnia.

Już na etapie doboru pomocą mogą być wartości nośności statycznej i dynamicznej oraz sztywności zawarte w rozdziale 5 niniejszego katalogu.

Jeżeli po dokładniejszym obliczeniu okaże się, że wstępnie dobrane parametry nie spełniają wymaganych kryteriów to powinny być one skorygowane w oparciu o niżej podane wskazówki:

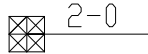
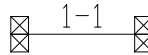
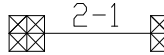
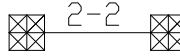
1. Zbyt mała nośność statyczna lub dynamiczna.
  - zwiększyć średnicę nominalną
  - zwiększyć ilość obiegów nakrętki
  - w miarę możliwości zwiększyć średnicę kulki (zwiększając skok)
2. Niedotrzymane warunki wyboczenia lub obrotów krytycznych.
  - zwiększyć średnicę nominalną
  - zmienić sposób łożyskowania na sztywniejszy
3. Zbyt mała sztywność osiowa.
  - sprawdzić sztywność zamocowania przekładni w maszynie

- wprowadzić napięcie śruby siłą rozciągającą
- zwiększyć średnicę nominalną
- zwiększyć ilość obiegów
- zwiększyć napięcie wstępne przekładni (sposób nie zalecany, zmniejszenie trwałości).

### 3.2 Sposoby łożyskowania.

Sposób łożyskowania przekładni jest określony przez ogólną konstrukcję maszyny. Jednak już we wstępnym etapie projektowania należy zdawać sobie sprawę, że od sposobu łożyskowania zależy sztywność, obroty krytyczne i dopuszczalne obciążenie z uwagi na wyboczenie.

Rozróżnia się cztery typowe przypadki łożyskowania przekładni, pokazane schematycznie w tab. 3.1.

Sposób łożyskowania	k
 2-0	$2.5 \cdot 10^3$
 1-1	$10 \cdot 10^3$
 2-1	$20 \cdot 10^3$
 2-2	$40 \cdot 10^3$

Tab. 3.1

### 3.3 Obciążenie krytyczne na wyboczenie.

Śruby poddane w pracy obciążeniom ściskającym powinny być sprawdzone na wyboczenie.

Obliczenia dokonuje się na podstawie wzoru Eulera, który dla stali ( $E = 2.1 \cdot 10^6$  daN/cm<sup>2</sup>) może być zapisany w postaci:

$$F_{kr} = k \cdot \left( \frac{d_r^2}{l_0} \right)^2$$

gdzie:

- $F_{kr}$  – siła krytyczna dla wyboczenia (daN)
- $d_r$  – średnica rdzenia śruby (mm)
- $l_0$  – długość obliczeniowa (mm)
- $k$  – współczynnik zależny od sposobu łożyskowania (tab. 3.1).

Długość obliczeniową należy przyjmować jako odległość między środkami podpór łożyskowych

na końcach śruby względnie jako odległość od środka łożyskowania do swobodnego końca śruby (przypadek 2-0).

Dopuszczalne obciążenie osiowe przekładni z uwagi na wyboczenie  $F_{dop}$  jest określone warunkiem

$$F_{dop} = x \cdot F_{kr} > C_0$$

gdzie:

$x$  – współczynnik bezpieczeństwa (0.5÷0.8)

$F_{kr}$  – ( patrz załącznik nr 1 str. 46)

$C_0$  – nośność statyczna przekładni

### 3.4 Obroty krytyczne.

W celu zapobieżenia wibracjom przekładnia powinna pracować przy obrotach niższych od pierwszej prędkości krytycznej.

Obliczenie prędkości krytycznej w przypadku stali ( $E = 2.1 \cdot 10^6$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\gamma = 7.85 \cdot 10^{-3}$  daN/cm<sup>3</sup>)

można przeprowadzić według wzoru:

$$n_{kr} = k \cdot \frac{d_r}{l_0^2}$$

gdzie:

$n_{kr}$  - prędkość krytyczna (obr/min)

$d_r$  - średnica rdzenia śruby (mm)

$l_0$  - długość obliczeniowa (mm)

$k$  – współczynnik zależny od sposobu łożyskowania ( tab. 3.2)

Tab. 3.2

Sposób łożyskowania	k
2-0	$43 \cdot 10^6$
1-1	$121 \cdot 10^6$
2-1	$189 \cdot 10^6$
2-2	$274 \cdot 10^6$

Dopuszczalna prędkość obrotowa śruby  $n_{dop}$  jest określona warunkiem:

$$n_{dop} = x \cdot n_{kr}$$

gdzie:

$x = 0.8$  – współczynnik bezpieczeństwa

$n_{kr}$  – ( patrz załącznik nr 2 str. 47)

## 3.5 Obciążenie przekładni.

Pod pojęciem obciążenia przekładni rozumie się siłę działającą między śrubą i nakrętką w kierunku osi przekładni.

Siła ta może być stała lub zmienna.

W przypadku zmiennego obciążenia rozróżnia się wartość maksymalną  $F_{max}$  i wartość średnią  $F_m$ . Obciążenie średnie  $F_m$  określa się według wzoru:

$$F_m = \left( \frac{F_1^3 n_1 t_1 + F_2^3 n_2 t_2 + \dots + F_i^3 n_i t_i}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + n_i t_i} \right)^{1/3} \text{ daN}$$

gdzie:

$F_1, F_2, \dots, F_i$  daN – obciążenia

$n_1, n_2, \dots, n_i$  obr/min – prędkości obrotowe

$t_1, t_2, \dots, t_i$  % - udziały czasowe

Wyrażenie:

$$n_z = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_i t_i}{100} \text{ obr / min}$$

określa tzw. średnią prędkość obrotową.

W przypadku obciążeń spoczynkowych miarodajne jest porównanie obciążenia maksymalnego  $F_m$  z nośnością statyczną  $C_0$ , w przypadku obciążeń ruchowych porównanie obciążenia równoważnego  $F_m$  z nośnością dynamiczną  $C$  z uwzględnieniem wymaganej trwałości przekładni.

**Uwaga:** Jeżeli w pracy przekładni przewiduje się występowanie obciążeń w kierunku innym niż osiowy, prosimy zwracać się do nas o konsultacje.

## 3.6 Nośność spoczynkowa (statyczna).

Nośność spoczynkowa  $C_0$  określa się jako obciążenie powodujące odkształcenie trwałe w punkcie styku kulek z bieżnią o wartości  $10^{-4}$  średnicy kulki. Między maksymalnym obciążeniem przekładni  $F_{max}$  i nośnością spoczynkową  $C_0$  powinna zachodzić zależność:

$$f_{ho} \cdot C_0 \geq F_{max} \cdot f_d$$

gdzie:

$f_{ho}$  – współczynnik zależny od twardości bieżni (tab. 3.3)

$f_d$  – współczynnik zależny od charakteru obciążenia (tab. 3.4)

Tab. 3.3

Twardość HRC	$\geq 58$	56	54	52
$f_{ho}$	1	0,92	0,82	0,73
Twardość HRC	50	45	40	30
$f_{ho}$	0,65	0,47	0,37	0,21

Tab. 3.4

Charakter obciążenia	$f_d$
Obciążenie w ruchu bez wstrząsów	0,5
Normalne warunki pracy, obciążenie w spoczynku.	1
Obciążenie zmienne	1,5÷2
Obciążenie uderzeniowe	>2

Iloczyn  $f_{ho} \cdot C_0$  jest nośnością spoczynkową przekładni zredukowaną z uwagi na rzeczywistą twardość bieżni, a iloczyn  $F_{max} \cdot f_d$  jest obliczeniową siłą maksymalną zredukowaną z uwagi na warunki pracy.

## 3.7 Nośność ruchowa (dynamiczna), trwałość.

Główną przyczyną zużycia przekładni śrubowej tocznej jest zmęczenie materiału. Okres pracy przekładni, po którym występuje zużycie bieżni nazywamy trwałością przekładni. Trwałość przekładni określa się w obrotach  $L$  lub w godzinach  $L_h$ . Trwałość przekładni jest odwrotnie proporcjonalna do trzeciej potęgi obciążenia:

$$\frac{L_1}{L_2} = \left( \frac{F_2}{F_1} \right)^3$$

Nośność ruchowa (dynamiczna)  $C$  jest to obciążenie stałe, przy którym trwałość przekładni odpowiadającej standardowym warunkom wykonania wynosi 1 milion obrotów. Trwałość takiej przekładni wynosi więc przy stałym obciążeniu siłą  $F$ :

$$L = \left( \frac{C}{F} \right)^3 \cdot 10^6 \text{ obrotów}$$

Dobór przekładni do konkretnego zastosowania należy przeprowadzić na podstawie zależności:

$$C_{red} \geq f_N \cdot F_{red}$$

gdzie:

$C_{red}$  – nośność ruchowa zredukowana

$F_{red}$  – obciążenie zredukowane

$$f_N = \sqrt[3]{\frac{L}{10^6}}$$

$f_N$  - współczynnik trwałości odpowiadający wymaganej trwałości L obrotów.

Wartość nośności ruchowej powinna być skorygowana, jeżeli twardość bieżni jest mniejsza od 58 HRC, co z reguły ma miejsce w przypadku zastosowania nietypowych materiałów.

Współczynnik  $f_h$  zależny od twardości bieżni należy przyjmować wg tab.3.5.

Tab. 3.5

Twardość HRC	≥58	56	54	52
$f_h$	1	0,87	0,76	0,67
Twardość HRC	50	45	40	30
$f_h$	0,58	0,43	0,33	0,18

Trwałość przekładni jest na ogół ograniczona trwałością kulki. W tym przypadku wartość nośności ruchowej powinna być skorygowana współczynnikiem  $f_p$ , zależnym od przesuwu względnego t.j. :

$$\frac{l_u}{i \cdot P} \text{ gdzie:}$$

$l_u$  – przesuw nakrętki

$i$  – ilość obiegów

$P$  –skok

Tab. 3.6

$\frac{l_u}{i \cdot P}$	>1	do 1.2	do 1.4	do 1.6
$f_p$	0,77	0,80	0,85	0,88
$\frac{l_u}{i \cdot P}$	do 2,0	do 2.5	do 3,0	>3,0
$f_p$	0,91	0,94	0,97	1,0

Nośność ruchowa zredukowana wyraża się zależnością :

$$C_{red} = f_h \cdot f_p \cdot C$$

Punktem wyjścia do określenia obciążenia zredukowanego  $F_{red}$  jest wartość obciążenia średniego  $F_m$ , obliczona wg punktu 3.5 na podstawie założeń technicznych pracy przekładni.

Jeżeli w pracy przekładni występuje nierównomierność obciążenia, uderzenia i wibracje, to do obliczeń należy przyjmować obciążenia odpowiednio zwiększone. Współczynnik  $f_d$  zależy od charakteru pracy.

Tab. 3.7

Charakter pracy	$f_d$
równomierny bieg	1,0÷1,2
lekkie uderzenie	1,2÷1,5
silne uderzenia i wibracje	1,5÷3,0

Obciążenie zredukowane wyraża się zależnością:

$$F_{red} = f_d \cdot F_m$$

Reasumując, otrzymujemy dla określenia nośności ruchowej C przekładni zależność:

$$f_h \cdot f_p \cdot C \geq f_N \cdot f_d \cdot F_m$$

**Uwaga:** Obliczenia trwałości, a więc i wymaganej nośności ruchowej przekładni należy przeprowadzać dla jednego określonego kierunku działania sił między śrubą i nakrętką. W uzasadnionych przypadkach należy przeprowadzać obliczenia odrębne dla obu kierunków działania sił w całym cyklu pracy przekładni. W przypadku założonej trwałości L należy z dwóch obliczonych wartości wymaganej nośności ruchowej C przyjmować większą. W przypadku znanej nośności ruchowej C trwałością przekładni jest mniejsza z dwóch obliczonych wartości L. Między trwałością L wyrażoną w obrotach i  $L_h$  wyrażoną w godzinach zachodzi zależność:

$$L_h = \frac{L}{60 \cdot n_z}$$

gdzie:

$n_z$  – zastępcza prędkość obrotowa (obr/min) wg punktu 3.3.

W przypadku założonej trwałości godzinowej  $L_h$  można określić wymaganą nośność ruchową ze wzoru:

$$C_{red} \geq F_{red} \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_z}{10^6}}$$

a po podstawieniu i uproszczeniu:

$$C \geq \frac{f_d}{f_h f_p} \cdot 0.01 \cdot \sqrt[3]{\sum_1^i (F_i^3 \cdot n_i \cdot q_i)} \cdot 0.6 \cdot L_h$$

$$f_N = \sqrt[3]{\frac{L}{10^6}}$$

$f_N$  - współczynnik trwałości odpowiadający wymaganej trwałości L obrotów.

Wartość nośności ruchowej powinna być skorygowana, jeżeli twardość bieżni jest mniejsza od 58 HRC, co z reguły ma miejsce w przypadku zastosowania nietypowych materiałów.

Współczynnik  $f_h$  zależny od twardości bieżni należy przyjmować wg tab.3.5.

Tab. 3.5

Twardość HRC	≥58	56	54	52
$f_h$	1	0,87	0,76	0,67
Twardość HRC	50	45	40	30
$f_h$	0,58	0,43	0,33	0,18

Trwałość przekładni jest na ogół ograniczona trwałością nakrętki. Jednak w przypadku bardzo małych przesuwów w stosunku do długości czynnej nakrętki uwidatnia się wpływ naprężeń na styku kulki ze śrubą. W tym przypadku wartość nośności ruchowej powinna być skorygowana współczynnikiem  $f_p$ , zależnym od przesuwu względnego t.j. :

$$\frac{l_u}{i \cdot P} \text{ gdzie:}$$

$l_u$  – przesuw nakrętki

$i$  – ilość obiegów

$P$  –skok

Tab. 3.6

$\frac{l_u}{i \cdot P}$	>1	do 1.2	do 1.4	do 1.6
$f_p$	0,77	0,80	0,85	0,88
$\frac{l_u}{i \cdot P}$	do 2,0	do 2.5	do 3,0	>3,0
$f_p$	0,91	0,94	0,97	1,0

Nośność ruchowa zredukowana wyraża się zależnością :

$$C_{red} = f_h \cdot f_p \cdot C$$

Punktem wyjścia do określenia obciążenia zredukowanego  $F_{red}$  jest wartość obciążenia równoważnego  $F_m$ , obliczona wg punktu 3.5 na podstawie założeń technicznych pracy przekładni.

Jeżeli w pracy przekładni występuje nierównomierność obciążenia, uderzenia i wibracje, to do obliczeń należy przyjmować obciążenia odpowiednio zwiększone. Współczynnik  $f_d$  zależy od charakteru pracy.

Tab. 3.7

Charakter pracy	$f_d$
równomierny bieg	1,0÷1,2
lekkie uderzenie	1,2÷1,5
silne uderzenia i wibracje	1,5÷3,0

Obciążenie zredukowane wyraża się zależnością:

$$F_{red} = f_d \cdot F_m$$

Reasumując, otrzymujemy dla określenia nośności ruchowej C przekładni zależność:

$$f_h \cdot f_p \cdot C \geq f_N \cdot f_d \cdot F_m$$

**Uwaga:** Obliczenia trwałości, a więc i wymaganej nośności ruchowej przekładni należy przeprowadzać dla jednego określonego kierunku działania sił między śrubą i nakrętką. W uzasadnionych przypadkach należy przeprowadzać obliczenia odrębne dla obu kierunków działania sił w całym cyklu pracy przekładni. W przypadku założonej trwałości L należy z dwóch obliczonych wartości wymaganej nośności ruchowej C przyjmować większą. W przypadku znanej nośności ruchowej C trwałością przekładni jest mniejsza z dwóch obliczonych wartości L. Między trwałością L wyrażoną w obrotach i  $L_h$  wyrażoną w godzinach zachodzi zależność:

$$L_h = \frac{L}{60 \cdot n_z}$$

gdzie:

$n_z$  – zastępcza prędkość obrotowa (obr/min) wg punktu 3.3.

W przypadku założonej trwałości godzinowej  $L_h$  można określić wymaganą nośność ruchową ze wzoru:

$$C_{red} \geq F_{red} \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_z}{10^6}}$$

a po podstawieniu i uproszczeniu:

$$C \geq \frac{f_d}{f_N f_p} \cdot 0.01 \cdot \sqrt[3]{\sum_1^i (F_i^3 \cdot n_i \cdot q_i)} \cdot 0.6 \cdot L_h$$

### 3.8 Sztywność.

Miarą sztywności R układu jest iloraz działającej siły F oraz wywołanego przez tę siłę odkształcenia  $\delta$ .

$$R = \frac{F}{\delta}$$

W przypadku przekładni śrubowych toczych odkształcenie  $\delta$  jest w ogólnym przypadku sumą odkształceń śruby, nakrętki, łożyskowania śruby, zamocowania nakrętki oraz odkształcenia złącza kulkowego, które wynika z ugięcia kulek i bieżni pod wpływem działających sił:

$$\delta = \delta_s + \delta_n + \delta_l + \delta_z + \delta_k$$

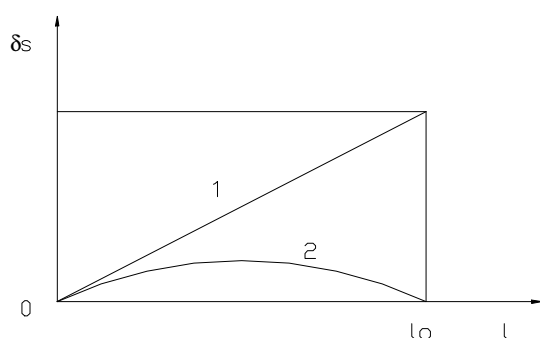
Na ogół głównym składnikiem odkształcenia jest odkształcenie śruby:

$$\delta_s = \frac{F \cdot l}{E \cdot A}$$

gdzie:

- F – obciążenie osiowe
- l – długość części roboczej
- E – moduł sprężystości
- A – pole przekroju

Odkształcenie śruby może być wydatnie zmniejszone przez jej dwustronne łożyskowanie z napięciem wstępnym siłą rozciągającą, co dla pewnej wartości obciążenia przekładni F przedstawiono poglądowo na rys. 3.1.



Rys. 3.1 1- bez napięcia wstępnego śruby  
2- śruba napięta wstępnie

W tym przypadku max odkształcenie śruby wynosi:

$$\delta_s = \frac{F \cdot l_0}{4 \cdot E \cdot A}$$

Odkształcenie złącza kulkowego  $\delta_k$  jest z reguły funkcją nieliniową obciążenia F. W przypadku nakrętki pojedynczej bez napięcia wstępnego wyraża się ona zależnością :

$$\delta_k = a \cdot F^{2/3}$$

gdzie:

a – współczynnik zależny od parametrów konstrukcyjnych

Reasumując:

- a) napięcie wstępne powinno być tylko tak wysokie jak jest to konieczne i tak małe, jak jest to możliwe
- b) obciążenie robocze do trzykrotnej wartości napięcia wstępnego nie powoduje „złuzowania” (spadek napięcia do zera)
- c) jako maksymalną wartość napięcia wstępnego można traktować napięcie wstępne w wysokości:

$$F_n = 0.15 \cdot C$$

gdzie:

C – nośność ruchowa przekładni

Dla innych wartości napięcia wstępnego  $F_n'$  sztywność R' można obliczyć ze wzoru

$$R' = \left( \frac{F_n'}{0.1 \cdot C} \right)^{1/3}$$

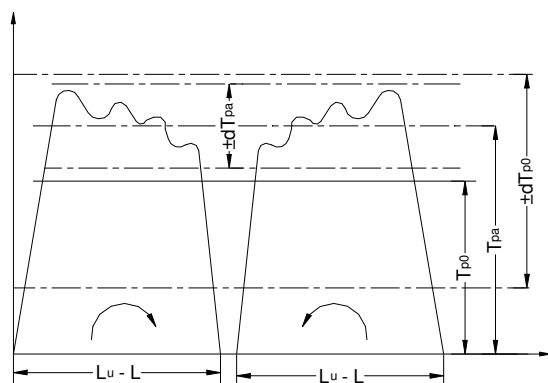
Podane w rozdziale 5 wartości sztywności odnoszą się do przekładni wykonanych w klasach dokładności 1 i 3. Dla klasy 5 należy wartość sztywności zmniejszyć około 10%. Sztywność również zmniejszy się przy montażu nakrętki w obudowie.

### 3.9 Moment oporowy napięcia wstępnego

Przekładnia z napięciem wstępnym siłą  $F_n$  przy obracaniu śruby względem nakrętki bez przyłożenia zewnętrznego obciążenia siłą wzdłużną wykazuje pewien opór, który wyraża się w jednostkach momentu, np. Nm, i nazywany jest momentem oporowym napięcia wstępnego T.

Rys. 3.2 przedstawia usytuowanie rzeczywistego wykresu momentów względem pola tolerancji momentów. Tab. 3.8 podaje dopuszczalne wartości odchyień momentu  $dT_{p0}$  w % od wartości nominalnych  $T_{p0}$

w zależności od smukłości gwintu śruby oraz klasy dokładności wykonania przekładni.



Rys. 3.2

- $L_u$  – przesuw użyteczny
- $L$  – długość nakrętki
- $T_{po}$  – nominalna wartość momentu
- $dT_{po}$  – dopuszczalna odchyłka od wartości  $T_{po}$
- $T_{pa}$  – rzeczywista średnia wartość momentu
- $DT_{pa}$  – rzeczywista odchyłka od wartości  $T_{pa}$

Tab. 3.8

Nominalna wartość momentu	Dopuszczalna odchyłka $dT_{po}$ (%)			
	Klasa dokładności			
	1	3	5	
Dla $\frac{l_u}{d_0} \leq 40$				
$T_{po}$ (Nm)				
ponad do				
0.4 0.6	35	40	50	
0.6 1.0	30	35	40	
1.0 2.5	25	30	35	
2.5 6.3	20	25	30	
6.3	15	20	25	
6.3	-	15	20	
Dla $\frac{l_u}{d_0} \leq 60$				
ponad do				
0.4 0.6	40	50	60	
0.6 1.0	35	40	45	
1.0 2.5	30	35	40	
2.5 6.3	25	30	35	
6.3	20	25	30	
6.3	-	20	25	
Dla $\frac{l_u}{d_0} > 60$				
ponad do	nie określone			
0.6 1.0	-	40	45	
1.0 2.5	-	35	40	
2.5 6.3	-	30	35	
6.3	-	25	30	

## 4.0 Wskazówki dla użytkowników.

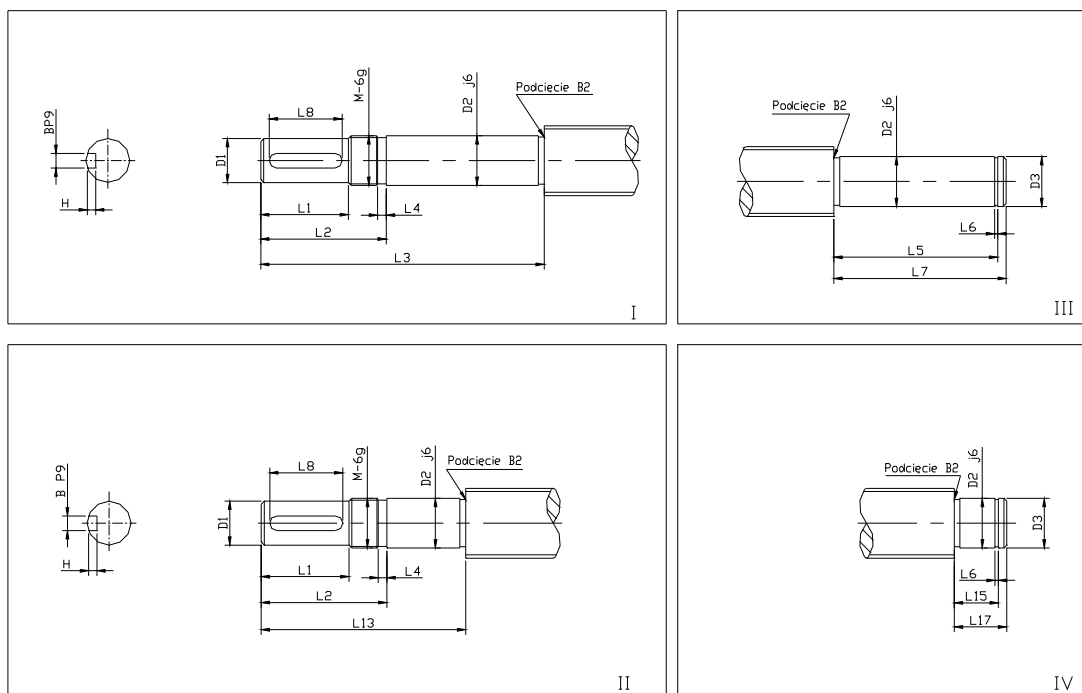
### 4.1 Wstępny dobór przekładni.

Przy zamawianiu przekładni prosimy załączyć wypełniony kwestionariusz doboru wg wzoru.

KWESTIONARIUSZ DOBORU PRZEKŁADNI ŚRUBOWEJ TOCZNEJ	
1. Zamawiający (nazwa firmy, telefon, telex, fax)	
2. Rodzaj zastosowania (typ maszyny)	
3. Dane wymiarowe.	
Średnica nominalna	mm
Skok nominalny	mm
Kierunek zwoju	
Długość gwintu kulkowego śruby	mm
Długość całkowita śruby	mm
4. Typ nakrętki (oznaczenie w/g katalogu)	
5. Wymagane parametry eksploatacyjne.	
Klasa dokładności gwintu	
Żądane odchylenie linii średniej skoku C	
Moment oporowy napędzenia wstępnego	Nm
Wymagana sztywność	daN/um
Dopuszczalny luz osiowy	mm
6. Informacje dodatkowe.	
Agresywność środowiska	
Temperatura pracy	
Rodzaj smarowania	
Polożenie przekładni podczas pracy	
Charakter obciążeń	
Maksymalna prędkość obrotowa	obr/min
7. Inne wymagania specjalne.	

### 4.2 Końcówki śrub kulkowych.

- Końcówki śrub kulkowych wykonuje się w zasadzie zgodnie z wymaganiami zamawiającego. Powinny one jednak spełniać określone warunki podyktowane względami wykonawstwa i montażu przekładni. Standardowe końcówki śrub kulkowych przedstawiono na rys. 4.1 i wymiary wg tab. 4.1.
- Gwinty drobnozwojowe w wykonaniu standardowym w klasie 6g. Możliwe jest wykonanie specjalne w innych klasach dokładności. Zalecane wymiary gwintów nakrętek łożyskowych, a mianowicie: M15x1, M17x1, M20x1, M25x1.5, M30x1.5, M35x1.5, M40x1.5, M45x1.5, M50x1.5, M55x2, M60x2, M65x2



Rys. 4.1

Tab. 4.1

do	D1	D2	D3	M	L1	L2	L3	L13	L4	L5	L15	L6	L7	L17	L8	B(P9)	H
20	10	12	11.5	M12x1.0	25	36	86	59	2	51	12	1.1	55	16	20	4	2.5
25	15	17	16.2	M17x1.0	30	43	97	70	2	52.1	14	1.1	59	18	25	5	3.0
32	15	20	19.0	M20x1.0	40	55	111	84	2	52.1	15	1.3	62	20	28	6	3.5
40	25	30	28.6	M30x1.5	50	70	136	106	3	52.1	19	1.6	75	24	36	8	4.0
50	36	40	37.5	M40x1.5	60	84	175	128	3	52.1	23	1.85	100	30	40	12	5.0
63	40	50	47.0	M50x1.5	70	98	205	150	3	52.1	27	2.15	117	35	50	14	5.5
80	55	60	57.0	M60x2.0	80	109	228	168	4	52.1	31	2.15	130	39	63	18	6.0

### 4.3 Zabudowa przekładni.

Zabudowa nakrętki powinna zapewniać wysoką sztywność w kierunku poosiowym. Zaleca się stosowanie jak najmniejszej liczby elementów pośrednich przenoszących siły robocze przekładni, co prowadzi do zwiększenia sztywności zabudowy.

Nakrętki kołnierzowe typu VNBK1, VNBK2, VNBK3 i VNBK4 nie wymagają specjalnej obudowy. Użytkownik mocuje nakrętkę bezpośrednio do korpusu maszyny śrubami przez otwory w kołnierzu. Powierzchnią bazującą jest średnica centrowania pasowana z otworem korpusu H7/g6 lub powierzchnią kołnierza przy luźnym osadzeniu w otworze (rys. 4.2)

Nakrętki bez kołnierza typ VNBC1, VNBC2 i VNBC3 powinny być umieszczone w obudowie z rowkiem wpustowym (rys 4.3).

Łożyskowanie śruby powinno być bardzo sztywne, zapewniające minimalne ugięcie i zdolność tłumienia drgań. Śruby pracujące w stałych temperaturach zaleca się łożyskować dwustronnie z napięciem wstępnym śruby. Przykłady łożyskowania przekładni śrubowych tocznych podano na rys. 4.4.