

SMAROWANIE PRZEKŁADNI MECHANICZNYCH



7.1 Przekładnie mechaniczne

Przekładnie mechaniczne są to części maszyn (mechanizmy), których zadaniem jest przenoszenie ruchu z wału czynnego (napędzającego) na wał bierny (napędzany), najczęściej z jednoczesną zmianą prędkości i momentu obrotowego.

Wyróżnia się przekładnie proste, przenoszące moc z jednego wału na drugi bez jakichkolwiek wałów pośrednich oraz przekładnie wielokrotne (złożone) przenoszące moc z wału czynnego na wał bierny, poprzez jeden lub więcej wałów pośrednich.

Podstawowymi wielkościami charakteryzującymi przekładnie są:

- przełożenie,
- moc,
- moment obrotowy,
- sprawność.

Przełożenie przekładni $\{I\}$ – jest to stosunek prędkości kątowej wału napędzającego $\{\omega_1\}$ do prędkości kątowej wału napędzanego $\{\omega_2\}$, według wzoru (7.1) lub odpowiednio, stosunek liczby obrotów w jednostce czasu, wału napędzającego $\{n_1\}$ do liczby obrotów $\{n_2\}$ wału napędzanego, według wzoru (7.2):

$$I = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (7.1)$$

$$I = \frac{n_1}{n_2} \quad (7.2)$$

Przełożenie przekładni wielokrotnej jest iloczynem przełożeń, zainstalowanych w niej przekładni prostych i jest obliczane wg wzoru (7.3):

$$I_{1,n} = I_{1,2} \times I_{2,3} \times I_{3,4} \dots \times I_{(n-1),n} \quad (7.3)$$

Moc (pobierana) przekładni (M) – jest to ilość pracy dostarczonej do wału napędzającego przekładni w jednostce czasu i wyraża się wzorem (7.4):

$$M = \frac{\Delta L}{\Delta t} \quad (7.4)$$

gdzie:

ΔL – praca dostarczona do przekładni w okresie Δt ,
 Δt – okres czasu.

Moc pobierana przekładni jest obliczana na podstawie bezpośredniego pomiaru momentu napędzającego przekładnię lub pośrednio przez pomiar mocy pobieranej przez silnik napędzający

przekładnię. Moc przekładni jest często podana na tabliczce znamionowej.

Stosowane jest pojęcie moc użyteczna przekładni, jest to moc maksymalna dostępna na biernym wale przekładni.

W dokumentacji technicznej, najczęściej spotykane jednostki mocy to:

- w układzie SI – wat [$1W = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^3$],
- w układzie CGS – erg/s [$\text{g} \cdot \text{cm}^2/\text{s}^3$],
- w układzie technicznym – [$\text{kG} \cdot \text{m}/\text{s}$]
- często jeszcze stosowaną jednostką mocy jest koń mechaniczny ($1KM = 75 \text{ kG} \cdot \text{m}/\text{s}$)

Moment obrotowy – jest to moment sił zewnętrznych powodujących ruch obrotowy wału przekładni, obliczany wg wzoru (7.5).

$$M_{obr} = \frac{N_o}{\omega} \quad (7.5)$$

gdzie:

N_o – moc włożona ogólna,

ω – prędkość kątowa wału w radianach na sekundę [rad/s]

Najczęściej stosowanymi jednostkami momentu obrotowego jest [$\text{kG} \cdot \text{m}$] lub [$\text{N} \cdot \text{m}$]

Stosunek mocy użytecznej przekładni do mocy pobieranej jest sprawnością przekładni, obliczaną wg wzoru (7.6).

Sprawność przekładni – jest to stosunek mocy (energii) użytecznej N_u (L_u) do mocy (energii) włożonej ogólnej N_o (L_o) i wyraża się wzorem (7.6):

$$\eta = \frac{N_u}{N_o} = \frac{L_u}{L_o} \quad (7.6)$$

W zależności od pełnionej funkcji spełnianej przez przekładnię, wyróżnia się:

Przekładnie podatne – o zmieniającym się przełożeniu w miarę zwiększania obciążenia; należą do nich przekładnie: cięgnowe linowe i pasowe oraz niektóre typy przekładni ciernych.

Przekładnie przymusowe – o niezmiennym przełożeniu; należą do nich przekładnie: zębate i łańcuchowe.

Przekładnie redukcyjne (reduktory) – przekładnie cierne, cięgnowe, zębate lub inne, służące do zmniejszania prędkości kątowej wału czynnego, w stosunku do prędkości kątowej wału biernego.

TABELA 7.1 Podstawowe charakterystyki wybranych rodzajów przekładni mechanicznych

Rodzaj przekładni	Przełożenie redukcyjne		Prędkość obwodowa, m/s		Przenoszona moc, kW		Sprawność, %	
	Spotykane	Osiągane	Spotykana	Osiągana	Spotykana	Osiągana	Normalna	Osiągana
Zębata prosta	1: 10	1: 12	40	> 120	4000	> 50 000	>99	
Ślimakowa	1: 40	1: 48	20	30	750	10 000	90	96
Cierna	1: 6	1: 10	20	30	300	1 000	96	98
Ciągowa	Łańcuchowa	1: 6	1: 10	8	15	6 000	98	99
	Pasowa płaska	1: 6	1: 8	22	50	2 200	95	97
	Pasowa klinowa	1:8	1:15	22	40	1 500	97	98
	Linowa	1:6	1:8	22	35	2 200	85	88

Przekładnie multiplikacyjne (multiplikatory) – przekładnie cierne, cięgnowe, zębate lub inne, służące do zwiększania prędkości kątowej wału biernego, w stosunku do prędkości kątowej wału czynnego.

Przekładnie w szczelnych obudowach, są zwane odpowiednio: reduktorami, multiplikatorami lub niekiedy wariatorami.

Ze względu na rozwiązania konstrukcyjne i spełniane funkcje, wyróżnia się następujące rodzaje przekładni mechanicznych:

- zębate,
- łańcuchowe,
- pasowe,
- linowe,
- urządzenia przegubowe,
- sprzęgła mechaniczne,
- hamulce cierne.

Przekładnie łańcuchowe, pasowe i linowe zwane są **przekładniami cięgnowymi**.

Do przekładni mechanicznych zalicza się również: mechanizmy dwukorbowe, mechanizmy jarzmowe obrotowe, mechanizmy małtańskie, niektóre mechanizmy zapadkowe i inne, o różnych rozwiązaniach konstrukcyjnych. Podstawowe charakterystyki wybranych rodzajów przekładni mechanicznych, przedstawiono w tabeli 7.1.

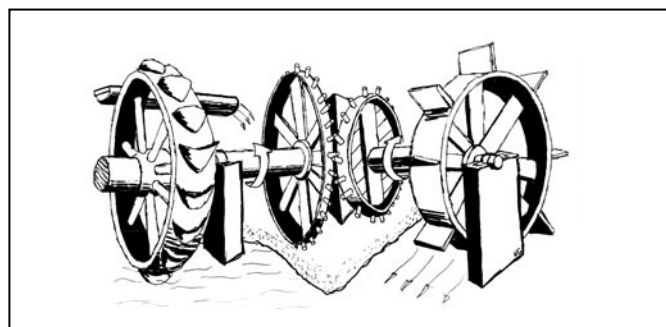
7.2 Przemysłowe przekładnie zębate

Przekładnie zębate znane były już w starożytności. Bywały one częścią mechanizmów otwierania bram w warowniach, funkcjonowały jako mechanizmy przenoszenia obrotów w różnego rodzaju napędach, windach, studniach głębinowych itp.

Najstarszym znanym typem przekładni zębatej, są przekładnie palcowe. Były one powszechnie stosowane w mechanizmach zegarowych, kieratach rolniczych oraz innych maszynach, których obroty i przenoszone moce są stosunkowo niewielkie. Na ogół przekładnie tego typu nie wymagają smarowania zębów.

Zachowały się liczne urządzenia średniowieczne, w których napęd był przenoszony przy użyciu palcowej przekładni zębatej. Zębate przekładnie palcowe są jeszcze stosowane współcześnie, np. w turbinach wodnych, do nawadniania pól. Przykład takiej przekładni przedstawia rys. 7.1.

Równie starożytne jak przekładnie palcowe, są przekładnie



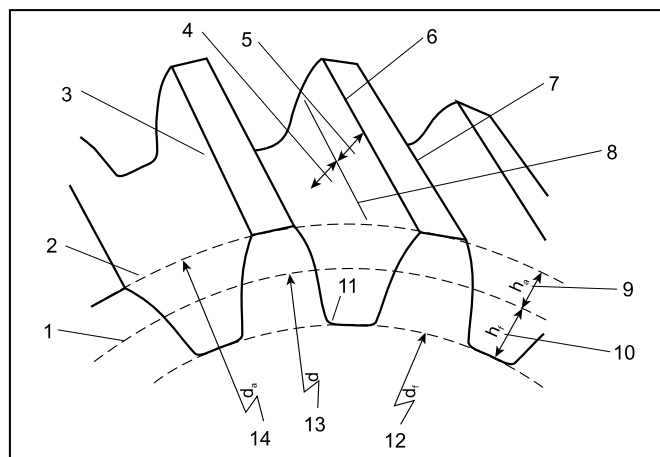
Rys. 7.1 Przekładnia palcowa w zastosowaniu do przenoszenia napędu z turbiny wodnej na koło czepakowe do nawadniania pól (Egipt, El Badari – rysunek z autopsji)

linowe. Były one stosowane w rozmaitych konstrukcjach, w których odległość między osiami kół czynnego i biernego była duża, przykładem mogą być napędy promów, dźwigi, wyciągi itp.

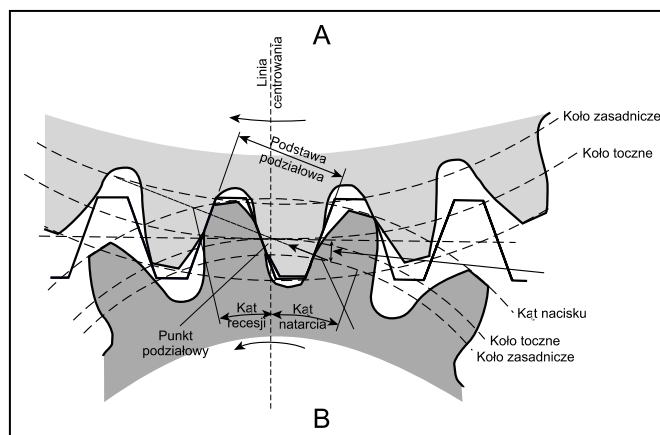
Przekładnia zębata – jest to przekładnia mechaniczna, w której ruch obrotowy jednego wału jest przenoszony na drugi, w wyniku zazębienia się koła zębatego czynnego z kołem biernym.

Zasadniczym elementem przekładni zębatej jest para kół zębatach, zwanych przekładnią zębatą, prostą. W dużym uproszczeniu, charakterystyki przekładni prostych zależą od średnic współpracujących kół zębatach; ich wzajemnego usytuowania oraz wielkości i kształtu zębów. Podstawowe wielkości i terminy odnoszące się do różnych części zębów oraz kół zębatach przedstawiono na rys. 7.2 i 7.3.

W zależności od kształtu zębów, przekładnie zębate są klasyfikowane na wiele różnych sposobów. Najbardziej rozpowszechnioną klasyfikację przekładni prostych, przedstawiono w tabeli 7.2.

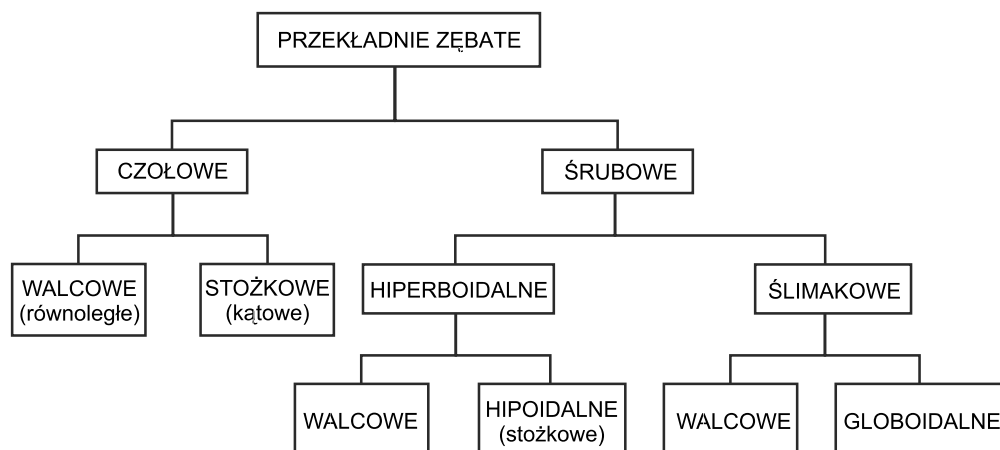


Rys. 7.2 Fragment wieńca zębatego i zasadnicze wielkości zębów
1 – podziałka nominalna, 2 – wręb, 3 – bok zęba, 4 – stopa zęba, 5 – głowa zęba, 6 – wierzchołek zęba, 7 – krawędź zęba, 8 – linia zęba, 9 – wysokość głowy zęba (h_a), 10 – wysokość stopy zęba (h_f), 11 – dno wrębu, 12 – średnica dna wrębu (d), 13 – średnica podziałowa (d), 14 – średnica wierzchołkowa (d)



Rys. 7.3 Zasadnicze wielkości uzębienia pary współpracujących kół zębatach o zarysie ewolwentowym
A – koło zębata napędzające, B – koło zębata napędzane

TABELA 7.2 Klasyfikacja przekładni prostych



Przekładnia zębata czołowa – przekładnia, w której zazębienie odbywa się na powierzchni czołowej kół.

Wyróżnia się przekładnie czołowe walcowe (rys. 7.4 ... 7.9), gdy osie kół zębatych są równoległe oraz przekładnie zębata czołowe, stożkowe (rys. 7.10 ... 7.12), gdy osie kół zębatych przecinają się.

Wśród przekładni zębatych czołowych wyróżnia się **przekładnie zębatkowe**, które mogą mieć zęby proste (rys. 7.5), o zazębieniu wewnętrznym (rys. 7.6), lub zęby śrubowe (rys. 7.8). Stosowane są również inne rozwiązania konstrukcyjne zębatych przekładni czołowych.

Przekładnia czołowa śrubowa (wichrowata) – przekładnia, w której osie kół są wchrowate (nie przecinają się).

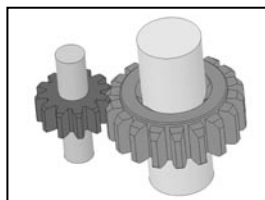
Przykłady przekładni śrubowych przedstawiono na rys. 7.13 ... 7.18. Wyróżnia się **przekładnie śrubowe: hiperboidalne** (rys. 7.13 ... 7.15), w tym **walcowe** (rys. 7.13) i **hipoidalne** (rys. 7.14 i 7.15) oraz **ślimakowe** (rys. 7.16 ... 7.18), a wśród nich:

ślimakowe walcowe: (rys. 7.16 i 7.17) i ślimakowe **globoidalne** (rys. 7.18).

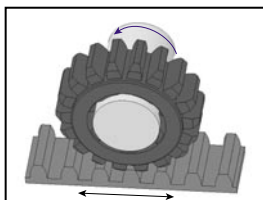
W rozwiązaniach konstrukcyjnych przekładni wyróżnia się **przekładnie otwarte** i **przekładnie zamknięte**. Przekładnie otwarte mają nie obudowane koła zębata całkowicie lub częściowo zanurzone w oleju znajdującym się w tzw. miskach olejowych. Są one stosowane w maszynach prostych np. wyciągarkach, kołowrotach, kieratach itp.

Przekładnie zamknięte znajdują się w specjalnych skrzyniach przekładniowych, chroniących koła zębata i środek smarny przed czynnikami zewnętrznymi. Zapewniają one większe bezpieczeństwo pracy.

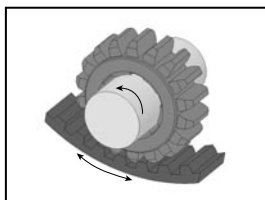
Specjalnym rodzajem przekładni są tzw. **przekładnie planetarne**. Są to przekładnie zębata lub ciernie, lub jednocześnie zębata i ciernie, w których co najmniej jedno z kół, tzw. koło obiegowe lub satelita jest ułożone w obrotowym jarzmie tak, że toczy się po kole centralnym zwanym słońcem. Istnieje wiele rozwiązań konstrukcyjnych przekładni planetarnych. Przykładami przekładni



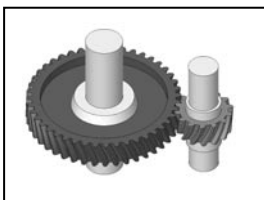
Rys. 7.4 Przekładnia walcowa, czołowa, równoległa o zębach prostych.



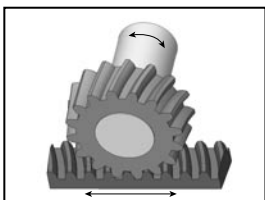
Rys. 7.5 Przekładnia walcowa, czołowa, równoległa o zębach prostych, zębatkowa



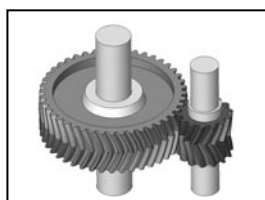
Rys. 7.6 Przekładnia walcowa, czołowa, równoległa o zębach prostych, zębatkowa o zazębieniu wewnętrznym



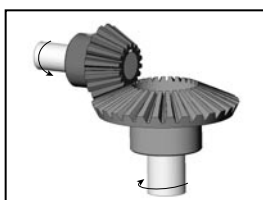
Rys. 7.7 Przekładnia walcowa, czołowa, równoległa o zębach śrubowych



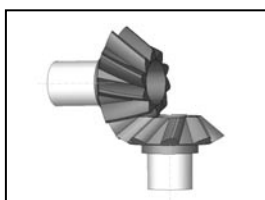
Rys. 7.8 Przekładnia walcowa, czołowa równoległa o zębach śrubowych zębatkowa



Rys. 7.9 Przekładnia walcowa, czołowa równoległa o zębach strzałkowych i daszkowych



Rys. 7.10 Przekładnia zębata czołowa, stożkowa (kątowa), o zębach prostych



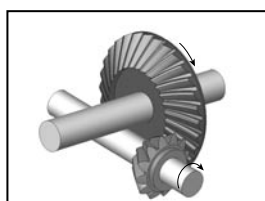
Rys. 7.11 Przekładnia zębata czołowa, stożkowa (kątowa), o zębach śrubowych



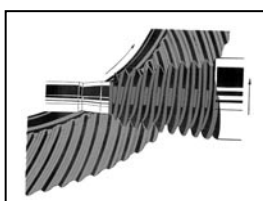
Rys. 7.12 Przekładnia zębata czołowa, stożkowa (kątowa), o zębach łukowych



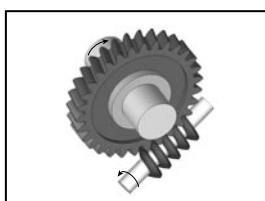
Rys. 7.13 Przekładnia zębata śrubowa, hiperboidalna, walcowa



Rys. 7.14 Przekładnia zębata śrubowa, hiperboidalna o zębach stożkowych (hipoidalnych)



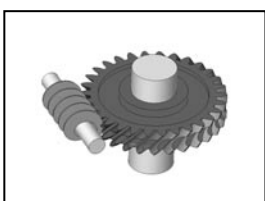
Rys. 7.15 Przekładnia zębata śrubowa, hiperboidalna o zębach stożkowych (hipoidalnych) i dużym przełożeniu



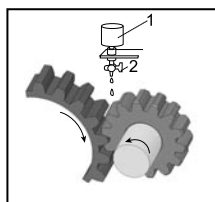
Rys. 7.16 Przekładnia zębata śrubowa, ślimakowa, walcowa, o zębach skośnych



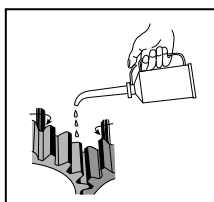
Rys. 7.17 Przekładnia zębata śrubowa, ślimakowa, walcowa, o zębach śrubowych



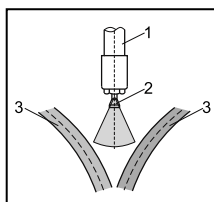
Rys. 7.18 Przekładnia zębata śrubowa, ślimakowa, globoidalna



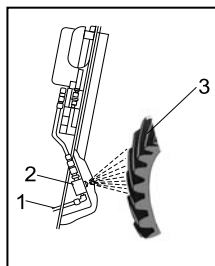
Rys. 7.19 Zasada grawitacyjnego smarowania ciężkiego otwartej przekładni zębatej
1 – pojemnik na olej, 2 – kurek



Rys. 7.20 Zasada smarowania okresowego otwartej przekładni zębatej



Rys. 7.21 Zasada smarowania natryskowego



Rys. 7.22 Wtryskiwacz do smarowania natryskowego zamkniętej przekładni zębatej.
1 – przewód doprowadzający olej, 2 – wtryskiwacz, 3 – koła zębate

planetarnych są dyferencjały pojazdów, sprzęgła maszyn budowlanych i górniczych, czołgów itp. Smarowanie przekładni planetarnych, jednocześnie zębatych i ciernych, wymaga specjalnych olejów, których współczynnik tarcia jest optymalizowany – musi być na tyle mały aby zapewnić smarowanie zębów a jednocześnie na tyle duży aby zapewnić prawidłową pracę przekładni ciernej.

Z punktu widzenia techniki smarowniczej, zasadnicza różnica między poszczególnymi rodzajami przekładni zębatych, polega na sposobie przenoszenia nacisków. W przekładniach walcowych nacisk jednostkowy na zęby jest przenoszony na styku liniowym, który jest linią prostą w przypadku przekładni czołowych o zębach prostych, jest linią prostą lub odpowiedniego kształtu krzywą w przypadku przekładni śrubowych. W przekładniach hipoidalnych styk jest realizowany punktowo, stąd przenoszone naciski jednostkowe są bardzo duże.

W przekładniach zębatych występują dwa rodzaje tarcia:

- tarcie toczne – zęby toczą się po sobie,
- tarcie ślizgowe – powierzchnie zębów ślizgają się względem siebie.

W zależności od przewagi jednego z wymienionych rodzajów tarcia, uwarunkowanej konstrukcją przekładni zębatej, naciski jednostkowe są różne: od stosunkowo małych, w przypadku przekładni czołowych, do bardzo dużych w przypadku przekładni hipoidalnych.

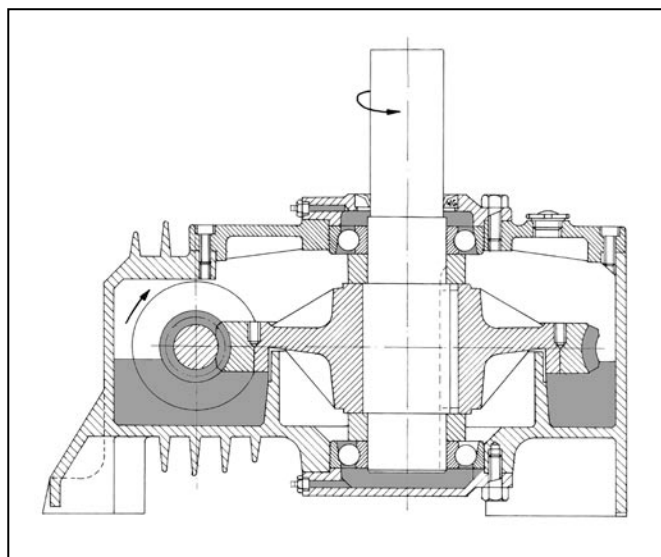
Zadaniem środka smarnego w przekładni jest zmniejszenie tarcia poprzez likwidację bezpośredniego styku między powierzchniami zębów, eliminację tarcia suchego, a tym samym zużycia adhezyjnego. Dodatkowo, będący w obiegu środek smarny polepsza odprowadzenie ciepła powstającego w procesie tarcia oraz powoduje odprowadzenie z obszaru tarcia produktów zużycia współpracujących powierzchni skojarzenia trącego.

W przypadku przekładni zębatych są stosowane różne sposoby smarowania i rozwiązań konstrukcyjnych urządzeń służących do doprowadzenia środka smarnego do skojarzeń trących. Ze względu na ilość podawanego środka smarnego, może to być smarowanie ciągłe (rys. 7.19) lub okresowe (rys. 7.20).

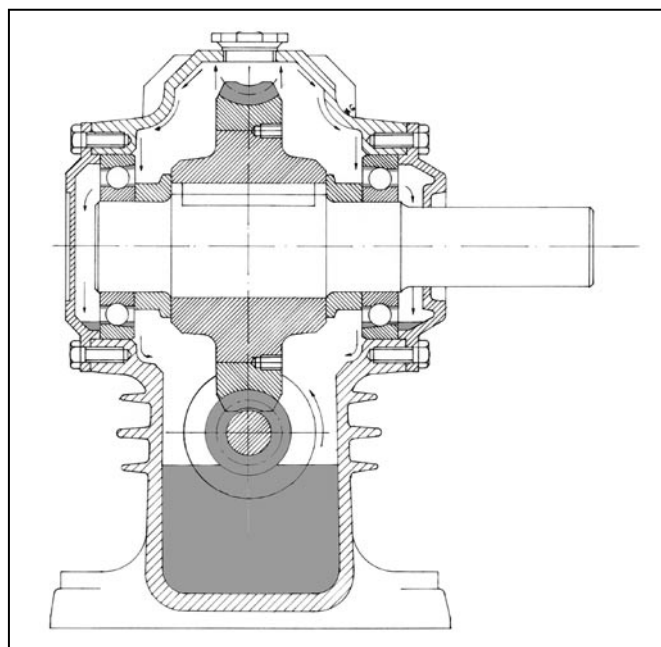
Ze względu na sposób doprowadzania środka smarnego wyróżnia się smarowanie: grawitacyjne (rys. 7.19), zanurzeniowe, rozbryzgowo oraz natryskowe, na ogół ciśnieniowe (rys 7.21, i 7.22).

Rozwiązania konstrukcyjne układów smarowania przekładni zębatych są często złożone. Muszą one zapewnić dostarczenie odpowiedniej ilości środka smarnego do każdej przekładni prostej. Na rys. 7.23 i 7.24, przedstawiono przykładowe rozwiązania konstrukcyjne układów smarowania dużych, jednostopniowych przekładni zamkniętych.

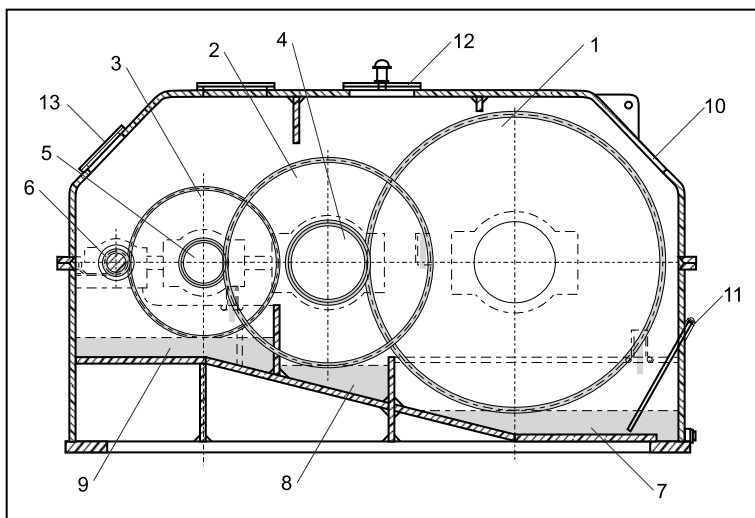
Rysunek 7.25 przedstawia rozwiązanie konstrukcyjne zanurzeniowego układu smarowania, trzystopniowej zamkniętej przekładni



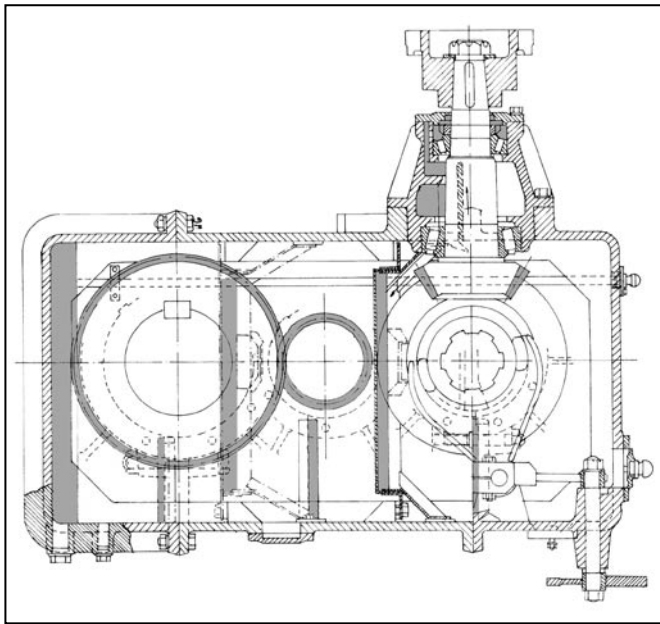
Rys. 7.23 Rozwiązanie konstrukcyjne zanurzeniowego układu smarowania, jednostopniowej, redukcyjnej przekładni ślimakowej, z wałem wychodzącym pionowym



Rys. 7.24 Rozwiązanie konstrukcyjne układu smarowania zanurzeniowego jednostopniowej, redukcyjnej przekładni ślimakowej, z wałem wychodzącym poziomym



Rys. 7.25 Rozwiązanie konstrukcyjne układu smarowania zanurzeniowego wielostopniowej, redukcyjnej przekładni zębatej
1, 2, 3 – koła zębate napędzające, 4, 5, 6 – koła zębate napędzane, 7, 8, 9 – miski olejowe kolejnych stopni przekładni, 10 – obudowa przekładni, 11 – bagnetowy wskaźnik poziomu oleju, 12 – wlew oleju, 13 – wzierznik



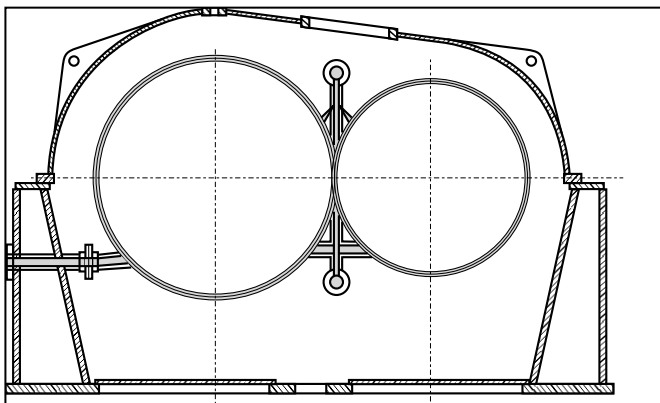
Rys. 7.26 Zanurzeniowy układ smarowania trzystopniowej parowozowej przekładni zębatej

redukcyjnej. Elementami pośredniczącymi w smarowaniu są duże koła zębate każdego ze stopni przekładni. Każde z kół ma własną miskę olejową. W przypadku przepelnienia miski olejowej trzeciego stopnia przekładni olej spływa do położonej niżej miski olejowej drugiego stopnia, a po jej napełnieniu do miski olejowej stopnia pierwszego. Olej do styku zębów jest przenoszony na wieńcach każdego z napędzających kół zębatych, skąd spływa do umieszczonej poniżej miski olejowej. Część oleju jest odrzucana siłą odśrodkową na wewnętrzną powierzchnię obudowy i spływając po ściankach smaruje łożyska kół. W czasie pracy przekładni ustala się równowaga zapewniająca smarowanie wszystkich stopni przekładni.

Minimalny poziom oleju w najniższej położonej misce olejowej, powinien gwarantować zanurzenie największego koła zębatego na wymaganą głębokość. W przypadku przekładni szybkoobrotowych, głębokość zanurzenia powinna wynosić jedną wysokość zęba, a w przypadku przekładni wolnoobrotowych dwie wysokości zęba. Takie rozwiązanie konstrukcyjne smarowania przekładni zębatych jest stosowane powszechnie w przypadku wolno- i średnio-obrotowych, mocno obciążonych przekładni. Zbyt wysoki poziom oleju powoduje zwiększenie oporów i spienianie oleju w misce olejowej, nie wpływając istotnie na przenoszenie oleju do styku zębów.

Na rys. 7.25 i 7.26 przedstawiono rozwiązania konstrukcyjne układów smarowania różnych typów wielostopniowych, zamkniętych przekładni zębatych, smarowanych systemem zanurzeniowym.

Rysunek 7.27 przedstawia system smarowania natryskowego jednostopniowej, szybko-obrotowej zamkniętej przekładni zębatej.



Rys. 7.27 Ciśnieniowo-natryskowy układ smarowania zamkniętej, dwustopniowej przekładni redukcyjnej

7.3 Inne typy przekładni mechanicznych

7.3.1 Przekładnie cięgnowe

Przekładnie cięgnowe są to przekładnie kołowe, w których ruch obrotowy jest przenoszony z jednego wału na drugi poprzez ciągnąco opasujące koła przekładni. Przekładnie cięgnowe umożliwiają przenoszenie ruchu między wałami znacznie od siebie oddalonymi. Wśród przekładni cięgnowych wyróżnia się przekładnie:

- łańcuchowe,
- pasowe,
- linowe.

Przekładnie łańcuchowe – są to przekładnie, w których ciągnem jest łańcuch zazębiający się z kołami łańcuchowymi.

Wyróżnia się przekładnie łańcuchowe z łańcuchami drabinkowymi (rys. 7.28), zębatymi (rys. 7.29) oraz pierścieniowymi (rys. 7.30) i wiele innych rodzajów.

Przekładnie łańcuchowe są stosowane do przenoszenia mocy oraz jako środki napędu, szczególnie w przypadkach, gdy odległość między osiami wałów jest duża. Znajdują one zastosowanie w różnego rodzaju maszynach przemysłowych, rolniczych, obrabiarkach, motocyklach, rowerach itp.

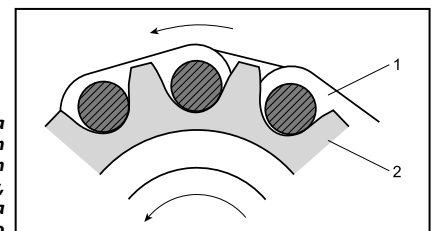
Przykładem przekładni łańcuchowej z łańcuchem drabinkowym jest przekładnia, powszechnie stosowana w rowerach, natomiast przykładem łańcuchowej przekładni zębatej mogą być gąsienice ciągników, czołgów i innych pojazdów na podwoziu gąsienicowym. Przekładnie tego typu są także stosowane w urządzeniach transportowych do przenoszenia elementów o dużym ciężarze.

Przekładnie łańcuchowe z łańcuchami pierścieniowymi są stosowane w przypadku przenoszenia dużych momentów obrotowych, przy małych prędkościach obrotowych wałów.

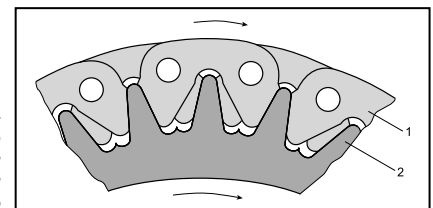
W przekładni łańcuchowej środek smarny spełnia następujące funkcje:

- zabezpieczenie powierzchni zębów i stykających się z nimi części łańcucha przed nadmiernym zużyciem; z tych względów są wymagane: właściwości przeciwzużyciowe (AW), właściwości przeciwzatarciowe (EP) oraz dobre właściwości adhezyjne – zapobiegające odrzucaniu środka smarnego siłami odśrodkowymi,
- zmniejszenie oporów tarcia na styku: ząb – łańcuch, z czym jest związana lepkość oleju, a w przypadku smarów plastycznych jego klasa konsystencji,
- zagwarantowanie precyzji i ciągłości ruchu, z czym są związane właściwości smarne oraz adhezyjne,

Rys. 7.28 Przekładnia łańcuchowa z łańcuchem drabinkowym
1 – łańcuch drabinkowy,
2 – zarys wieńca koła zębatego



Rys. 7.29 Przekładnia łańcuchowa z łańcuchem zębatym
1 – płytka robocza łańcucha zębatego,
2 – zarys wieńca koła zębatego



Rys. 7.30 Przekładnia łańcuchowa z łańcuchem pierścieniowym
1 – łańcuch pierścieniowy,
2 – zarys wieńca koła zębatego

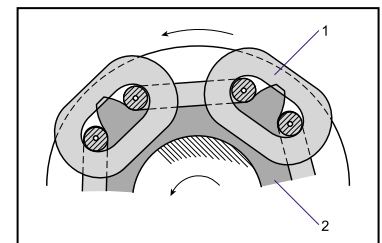


TABELA 7.3 Zalecane środki smarowe i stosowane techniki smarownicze w przekładniach łańcuchowych, w zależności od przenoszonej mocy i prędkości obrotowej

Moc Przenoszona \ Prędkość łańcucha	Prędkość łańcucha			
	Mała	< 5 m/s	5 ... 10 m/s	> 10 m/s
Mała	Olej przekładniowy o dużej lepkości lub smar plastyczny.	Olej przekładniowy.	Olej przekładniowy.	Olej przekładniowy.
	Smarowanie okresowe, ręczne.	Smarowanie okresowe, ręczne lub ciągłe grawitacyjne.	Smarowanie okresowe, ręczne lub ciągłe grawitacyjne.	Smarowanie rozbryzgowe.
< 35 KW	Olej przekładniowy.	Olej przekładniowy.	Olej przekładniowy.	Olej przekładniowy.
	Smarowanie ciągłe grawitacyjne.	Smarowanie ciągłe grawitacyjne.	Miski olejowe.	Smarowanie rozbryzgowe.
> 35 KW	Olej przekładniowy.	Olej przekładniowy.	Olej przekładniowy.	Olej przekładniowy.
	Smarowanie ciągłe grawitacyjne.	Smarowanie ciągłe grawitacyjne lub miski olejowe.	Smarowanie rozbryzgowe lub miski olejowe.	Smarowanie ciśnieniowe, rozbryzgowe.

- zapewnienie ochrony przeciwrzecznej i przeciwkorozyjnej, w przypadku przekładni otwartych istotną właściwością jest odporność na wymywanie wodą,
- odprowadzenie stałych produktów zużycia współpracujących powierzchni,
- odprowadzenie wytwarzanego ciepła (chłodzenie).

W zależności od warunków pracy przekładni, są stosowane różnorodne rozwiązania konstrukcyjne układów smarowania. W przypadku otwartych przekładni łańcuchowych, do ich smarowania są stosowane smary plastyczne. Na ogół smarowanie odbywa się okresowo.

W przypadku zamkniętych przekładni łańcuchowych, najczęściej jest stosowany system zanurzeniowy, w którym koło osadzone na wale czynnym lub łańcuch są zanurzone w specjalnej misce olejowej. W niektórych rozwiązaniach, np. w przypadku wysokoobrotowych przekładni o dużej mocy są stosowane automatyczne systemy rozbryzgowe lub atomizery, pracujące pod ciśnieniem.

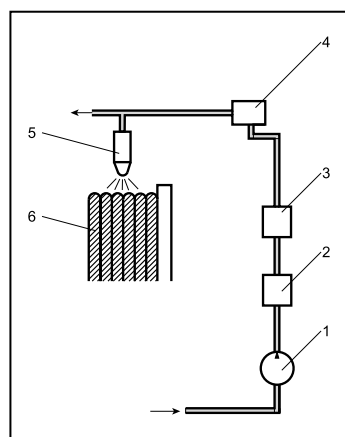
Zalecane środki smarowe do smarowania przekładni łańcuchowych, w zależności od przenoszonej przez przekładnię mocy i prędkości łańcucha, podano w tabeli 7.3.

Przekładnie pasowe – są to przekładnie cierne, w których cięgnem jest pas, dzielą się one na przekładnie taśmowe i klinowe.

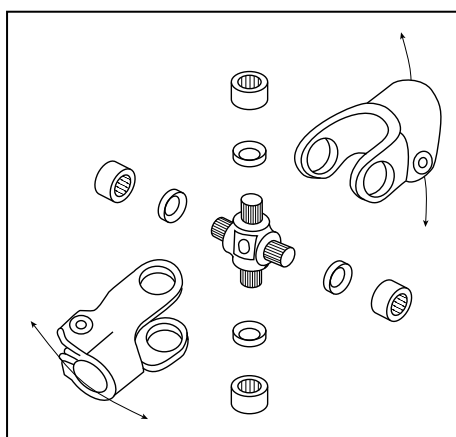
Przekładnie pasowe nie wymagają smarowania na styku koła pasowe – pas.

Przekładnie linowe – są to cięgnowe przekładnie cierne, w których cięgnem jest lina.

Istnieje wiele rozwiązań konstrukcyjnych tego typu przekładni. W większości przypadków wymagają one smarowania, na styku



Rys. 7.31 Schemat urządzenia do ciągłego smarowania przekładni linowej
1 – pompa podająca powietrze pod ciśnieniem, 2 – regulator ciśnienia, 3 – zasobnik środka smarowego, 4 – rozdzielacz, 5 – wtryskiwacz, 6 – koło przekładni linowej z nawiniętą liną



Rys. 7.32 Części składowe przekładni przegubowej

lina koło napędowe. Stosowane są różnorodne techniki smarownicze od nasycania lin substancją smarną, podczas ich wytwarzania, poprzez ręczne smarowanie okresowe, smarowanie ciągłe przy użyciu specjalnych smarownic, aż do ciągłego lub okresowego smarowania automatycznego. Schemat przykładowego urządzenia do ciągłego smarowania przekładni linowej, przedstawiono na rys. 7.31.

Do smarowania przekładni linowych najczęściej są stosowane smary plastyczne o konsystencji wg NLGI 2...4 oraz oleje przekładniowe o dużej lepkości.

Niektóre rozwiązania konstrukcyjne przekładni linowych nie wymagają smarowania, a czasami smarowanie ich z punktu widzenia poprawności działania mechanizmu byłoby szkodliwe, gdyż prowadziłoby do zwiększenia poślizgu.

7.3.2 Urządzenia przegubowe

Urządzenia przegubowe (przeguby) – są to złącza ruchowe (pary kinematyczne), umożliwiające ruch obrotowy oscylacyjny jednego z współpracujących elementów, względem drugiego.

Wyróżnia się przeguby płaskie i przestrzenne. Istnieje wiele odmian konstrukcyjnych przegubów. Najbardziej znanym jest tzw. uniwersalny przegub Cardana lub Hooka. Na rys. 7.32, przedstawiono schemat tzw. uniwersalnego przegubu krzyżakowego.

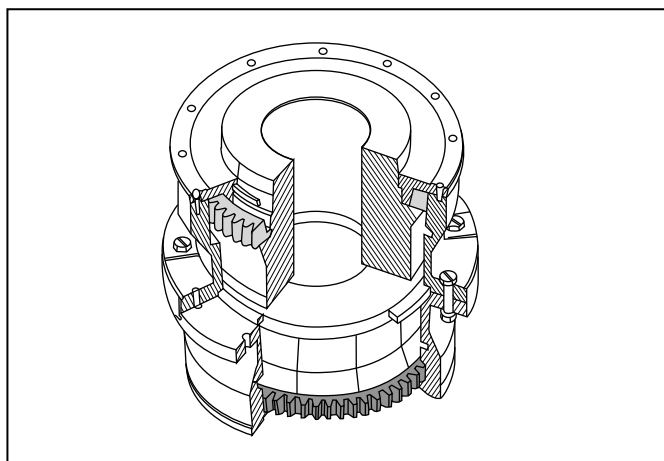
W przypadku urządzeń przegubowych, typowe warunki pracy charakteryzują się:

- małymi prędkościami obrotowymi,
- dużymi prędkościami kątowymi (obwodowymi),
- dużymi obciążeniami (naciskami jednostkowymi),
- agresywnym środowiskiem pracy (woda, kurz, zmienne temperatury),
- nieciągłą pracą.

Z takich warunków pracy wynikają następujące, podstawowe wymagania w stosunku do stosowanych środków smarnych:

- bardzo dobre właściwości przeciwzużyciowe (AW) oraz przeciwzatarciowe (EP),
- odporność na działanie sił odśrodkowych,
- odporność na wymywanie wodą,
- właściwości ochronne, przeciwkorozyjne i przeciwrzeczne.

Najczęściej stosowaną techniką smarowania urządzeń przegubowych jest okresowe smarowanie smarami plastycznymi, ciągłe olejem pod ciśnieniem oraz okresowe przy użyciu ręcznych pomp lub urządzeń smarowych o różnej konstrukcji. W związku z gromadzeniem się w przegubie produktów zużycia współpracujących powierzchni, w zależności



Rys. 7.33 Przekrój sprzęgła z przekładnią zębatą

od wymagań serwisowych, co pewien czas zużyty smar lub olej powinien być usunięty i zastąpiony nowym.

7.3.3 Sprzęgła mechaniczne

Sprzęgła mechaniczne są to urządzenia stosowane do trwałego lub okresowego łączenia wałów.

Sprzęgła mechaniczne składają się z dwóch członów: napędzającego (czynnego) i napędzanego (biernego) oraz sprzęgającego je łącznika. Sprzęgła mechaniczne mogą spełniać inne zadania, jak np.: kompensacja niedokładności wzajemnego położenia wałów. W zależności od spełnianych funkcji istnieje wiele różnorodnych konstrukcji sprzęgieł mechanicznych. Przykład konstrukcji sprzęgła mechanicznego z przekładnią zębatą przedstawia rys. 7.33. Niektóre sprzęgła wymagają ciągłego lub okresowego smarowania. W niektórych typach sprzęgieł (hydrodynamiczne i hydrokinetyczne) moment obrotowy jest przenoszony przy użyciu cieczy (oleju). Sprzęgła tego typu, niekiedy niesłusznie są nazywane sprzęgłami hydraulicznymi.

W zależności od konstrukcji, sprzęgła mogą być smarowane olejem lub smarem plastycznym. Ciężkie warunki pracy wymuszają stosowanie środków smarnych z dobrymi właściwościami AW i EP. W przypadkach przekładni narażonych na obciążenia udarowe niezbędnym jest stosowanie środków smarnych z dodatkami EP. Od środków smarnych, obok wymaganej przez producenta konsystencji smaru plastycznego lub klasy lepkości oleju, wymaga się także dobrych właściwości adhezyjnych, ochrony przed korozją i rdzewieniem. Do smarowania sprzęgieł, najczęściej są stosowane smary plastyczne o konsystencji wg NLGI 2...4 oraz oleje przekładniowe, a niekiedy hydrauliczne.

Do smarowania sprzęgieł hydrokinetycznych oraz bezstopniowych przekładni przemysłowych są przeznaczone oleje o małej lepkości, które obok właściwości charakterystycznych dla olejów przekładniowych, odznaczają się również dobrymi właściwościami myjącymi.

Szczególną uwagę należy poświęcić sprzęgłom smarowanym olejami, które powinny gwarantować kompatybilność z zastosowanymi w sprzęgle elastomerami uszczelnień. Nie zaleca się przechodzenia ze smarów plastycznych na oleje. Wycieki oleju niekiedy prowadzą do uszkodzenia sprzęgła.

7.4 Oleje do przekładni przemysłowych

Jako środki smarne do smarowania przekładni przemysłowych są stosowane oleje na bazie mineralnej, syntetycznej węglowodorowej lub poliglikolowej. Oleje przekładniowe, w zależności od przewidywanych warunków pracy mogą zawierać dodatki:

- przeciwzużyciowe (AW),

- przeciwzatarciowe (EP),
- modyfikatory tarcia,
- inhibitory utlenienia,
- przeciwrdzewne i przeciwkorozyjne,
- depresatory,
- dyspergatory,
- przeciwpienne.

Ogólna zawartość dodatków, w zależności od wymagań w stosunku do jakości oleju, najczęściej waha się w granicach 2...4%. W przypadku olejów przeznaczonych do przekładni dużej mocy jako dodatki stosuje się substancje stałe, np. grafit, disiarczek molibdenu, teflon i inne.

7.4.1 Wymagania ogólne

Olejom do przekładni przemysłowych są stawiane następujące wymagania ogólne:

- dobre właściwości przeciwzużyciowe (AW),
- dobre właściwości przeciwzatarciowe (EP) – zdolność do przenoszenia dużych nacisków jednostkowych i obciążeń udarowych,
- odpowiednio do warunków pracy oleju właściwości reologiczne, uwzględniające ekstremalne warunki pracy (najniższe i najwyższe temperatury),
- brak skłonności do pienienia,
- dobre właściwości ochronne przed korozją i rdzewieniem,
- dobre właściwości adhezyjne,
- odporność na wymywanie wodą (zwłaszcza w przypadku olejów do przekładni otwartych, lin, łańcuchów, przegubów itp. mających kontakt z atmosferą),
- dobre właściwości antyutleniające,
- kompatybilność z materiałami konstrukcyjnymi przekładni, co ma istotne znaczenie zwłaszcza w przypadku gdy środek smarny zawiera dodatki EP.

7.4.2 Klasyfikacje jakościowe

W praktyce eksploatacyjnej i dla celów doboru olejów do przekładni przemysłowych, są stosowane następujące klasyfikacje jakościowe:

- ISO 6743-6:1990,
- DIN 51 517,
- DIN 51 502,
- AFNOR NF E 60 200.

Najczęściej jest stosowana klasyfikacja ISO 6743-6:1990 (PN-92/C-96099/04). Oleje do przekładni przemysłowych są zaliczane do klasy L (środki smarne) wg ISO 8681 oraz grupy C, wg ISO 6743 (PN-84/C-96099/01). Każda klasa jakościowa środka smarnego jest oznaczana czteroliterowym kodem. Pozostałe dwie litery kodu nie mają samodzielnego znaczenia. Występująca w kodzie litera K została włączona do wszystkich kodów literowych, w celu uniknięcia pomyłek z oznaczeniami Amerykańskiego Instytutu Naftowego (API) z oznakowaniami olejów do silników diesla (CA, CB, CD...). Klasyfikacja wg ISO 6743-6 nie obejmuje środków smarnych do przekładni pojazdów, w stosunku do których są opracowane i stosowane odrębne klasyfikacje i wymagania jakościowe.

Według klasyfikacji ISO 6743-6 środki smarne do przekładni przemysłowych, są podzielone na 11 klas, według składu i właściwości. Poszczególne klasy zostały scharakteryzowane w tabeli 7.4.

Klasyfikacja ISO 6743-6 jest oparta o dwa podstawowe parametry, określające warunki pracy przekładni przemysłowych:

- temperaturę oleju lub otoczenia,
- warunki pracy zębów kół zębatych przekładni: wielkość obciążenia i prędkość poślizgu.

Określenia odnoszące się do temperatury oleju, użyte w tabeli 4, dotyczące temperatury, sprecyzowano w tabeli 7.5.

Określenia użyte w tabeli 7.4, dotyczące obciążeń oraz warunków pracy przekładni, są scharakteryzowane następująco:

TABELA 7.4 Klasyfikacja olejów przemysłowych wg ISO 6743/6: 1990. Rodzina C (przekładnie zębate)

Symbol ISO	Skład i właściwości	Zastosowania
Przekładnie zębate zamknięte (smarowanie ciągle rozbryzgowo lub mgłą olejową)		
CKB	Rafinowane oleje mineralne, odporne na utlenienie, posiadające właściwości przeciwkorozyjne i nie pieniące się.	Lekko obciążone przekładnie zębate.
CKC	Oleje CKB z poprawionymi właściwościami EP i przeciwzużyciowymi.	Przekładnie pracujące w stałych temperaturach przy obciążeniach od normalnych do wysokich.
CKD	Oleje typu CKC z poprawioną odpornością na utlenianie i termiczną, umożliwiającą stosowanie olejów w wysokich temperaturach.	Przekładnie pracujące stale w wysokich temperaturach i przy wysokim obciążeniu.
CKE	Oleje typu CKB o niskim współczynniku tarcia.	Przekładnie pracujące przy wysokim tarciu np. ślimakowe.
CKS	Oleje odporne na utlenianie o właściwościach przeciwzatarciowych i przeciwkorozyjnych.	Stosowane do przekładni pracujących w ekstremalnych temperaturach (niskich i wysokich) pod niskimi obciążeniami.
CKT	Oleje typu CKS o właściwościach umożliwiających stosowanie przy dużych obciążeniach.	Stosowane do przekładni pracujących w ekstremalnych temperaturach (niskich i wysokich) przy wysokich obciążeniach.
CKG	Smary o właściwościach EP i przeciwzużyciowych.	Do smarowania ciągle rozbryzgowego przekładni zębatych lekko obciążonych.
Przekładnie otwarte (smarowanie okresowe przez zanurzenie lub mechaniczne)		
CKH	Produkty typu bitumicznego o właściwościach przeciwkorozyjnych.	Przekładnie zębate cylindryczne i stożkowe pracujące w umiarkowanych temperaturach otoczenia przy niewielkich obciążeniach.
CKJ	Produkty CKH z poprawionymi właściwościami EP i przeciwzużyciowymi.	Produkty te mogą być używane z lotnymi rozpuszczalnikami.
CKL	Smary z poprawionymi właściwościami EP, przeciwzużyciowymi, przeciwkorozyjnymi i stabilnością termiczną.	Przekładnie zębate cylindryczne lub stożkowe pracujące w wysokich temperaturach i przy wysokim obciążeniu.
CKM	Produkty o właściwościach umożliwiających stosowanie w warunkach korozyjnych i przy ekstremalnych obciążeniach.	Przekładnie pracujące sporadycznie przy bardzo dużych obciążeniach.

TABELA 7.5 Określenia użyte w tabeli 7.4

Określenia użyte w tabeli 7.4 – temperatura oleju (w masie) lub otoczenia	Zakres temperatury, °C
Bardzo niska	< - 34
Niska	- 34 ... - 16
Normalna	- 16 ... + 70
Średnia	+ 70 ... + 100
Wysoka	+ 100 ... + 120
Bardzo wysoka	> + 120

Obciążenie małe – obciążenie spotykane zazwyczaj w tzw. „lekkobciążonych” przekładniach z naciskiem na powierzchnię zęba, na ogół poniżej 500 MPa (500 N/mm²) i z maksymalną prędkością poślizgu (Vg) powierzchni zęba, na ogół mniejszą niż 1/3 prędkości obwodowej (V) na okręgu podziałowym, przy współpracy kół zębatych o średnicach tocznych równych średnicom podziałowym.

Obciążenie duże – poziom obciążenia spotykany zazwyczaj w tzw. „mocno obciążonych” przekładniach z naciskiem na powierzchnię zęba, na ogół powyżej 500 MPa (500 N/mm²) i z maksymalną prędkością poślizgu (Vg) powierzchni zęba, mogącą przekraczać 1/3 prędkości obwodowej (V) na okręgu podziałowym, przy współpracy kół zębatych o średnicach tocznych, równych średnicom podziałowym.

Pełny symbol klasyfikacyjny oleju do przekładni przemysłowych składa się z czterech członów, oznaczających kolejno:

- symbol klasyfikacji (ISO),
- symbol klasy,
- kod literowy środka smarnego,
- klasa lepkości wg ISO 3448.

Przykładowo, dla oleju mineralnego o podwyższonych właściwościach przeciwzużyciowych i przeciwzatarciowych, odpornego na utlenianie, o dobrych właściwościach przeciwkorozyjnych i przeciwpieniennych, klasy lepkościowej VG = 460 wg ISO 3448, przeznaczonego do smarowania zamkniętych przekładni, pracujących w stałej normalnej temperaturze z przedziału: -16°C...+ 70°C i przy dużym obciążeniu, podano poniżej:

ISO-	L-	CKC	460
------	----	-----	-----

W przypadkach przekładni wyprodukowanych w Niemczech do roku 1990, a niekiedy i później, przywoływana jest klasyfikacja wg DIN 51 502¹. Norma ta klasyfikuje środki smarne w sposób ogólny, powołując środki smarne do przekładni redukcyjnych, dla których wymagania są zawarte w normie DIN 51 517², powołująca trzy klasy olejów przekładniowych C (część 1), CL (część 2) oraz CLP (część 3) o wzrastającej jakości. Klasyfikacja lepkościowa olejów przekładniowych wg norm DIN jest identyczna z klasyfikacją ISO VG wg ISO 3448. Normy klasyfikacyjne DIN utraciły znaczenie w związku z ustanowieniem klasyfikacji ISO 6743-6 i aktualnie są stosowane coraz rzadziej.

7.4.3 Klasyfikacje lepkościowe

Przy doborze oleju do przekładni przemysłowej istotną właściwością jest jego lepkość. Z tego względu, w symbolu klasyfikacyjnym oleju do przekładni przemysłowych jest podawana klasa lepkościowa oleju. Najczęściej są stosowane klasyfikacje wg ISO 3448 (patrz p. 3) oraz klasyfikacja jakościowo-lepkościowa, wg AGMA (American Gear Manufacturers Association).

TABELA 7.6 Odniesienie klasyfikacji lepkościowych AGMA i ISO VG

Klasy lepkościowe wg AGMA		Lepkość kinematyczna w temp. 40°C, mm ² /s	Klasy lepkościowe ISO 3448
R&O	EP		
1		41,4 ... 50,6	VG 46
2	2 EP	61,2 ... 74,8	VG 68
3	3 EP	90 ... 100	VG 100
4	4 EP	135 ... 165	VG150
5	5 EP	198 ... 242	VG 220
6	6 EP	288 ... 352	VG 320
7 comp	7 EP	414 ... 506	VG 460
8 comp	8 EP	612 ... 748	VG 680
8A comp		900 ... 1000	VG 1000

¹ DIN 51 502 Schmierstoffe und verwände Stoffe - Kurzbezeichnung der Schmierstoffe und Kennzeichnung der Schmierstoffbehälter, Schmierstellte.

² DIN 51 517 Schmierstoffe – Schmieröle C – Mindestanforderungen (Teil 1, 2, 3).

Tabela 7.7 Podstawowe metody typowych badań olejów przekładniowych

Lp.	Właściwości	ASTM D	ISO
1	Barwa	1500	2049
2	Gęstość	1298	3675
3	Lepkość kinematyczna w temp. 40°C i 100 °C	445	3104
4	Wskaźnik lepkości	2270	2909
5	Temperatura płynięcia	97	3016
6	Temperatura zapłonu w tyglu otwartym (Cleveland)	92	2592
7	Temperatura palenia (Cleveland)	92	2592
8	Liczba kwasowa	974	6618
9	Stabilność hydrolityczna	2619	–
10	Skłonność do pienienia	892	6247
11	Odporność na emulgowanie z wodą (deemulgowalność)	1401	6614
12	Działanie korodujące na miedź (3h w temp. 100 °C) (procedura A)	130	2160
13	Działanie korodujące na stal w obecności wody (procedura A i B)	665	7120
14	Odporność na utlenianie olejów smarnych pod maksymalnym obciążeniem	2893	–
15	Punkt anilinowy	611	2977
16	Pozostałość po spopieleniu	482	6245

Klasyfikacja AGMA przewiduje 9 klas lepkościowych, w dwóch klasach jakościowych:

- R – oleje z inhibitorami rdzewienia i korozji,
- O – oleje z inhibitorami utlenienia,
- EP lubricants – oleje o właściwościach EP (z dodatkami EP).

Wzajemne powiązanie klasyfikacji AGMA i ISO VG przedstawiono w tabeli 7.6.

7.5 Metody kontroli jakości

Jakość olejów przekładniowych jest oceniana na podstawie parametrów stosowanych w systemach kontroli jakości innych olejów przemysłowych. Znormalizowane metody badań rutynowych, najczęściej stosowane w przypadku kontroli jakości świeżych olejów przekładniowych, podano w tabeli 7.7.

7.5.1 Specyficzne metody badań

Właściwości smarne i przeciwzużyciowe olejów do przekładni przemysłowych są kontrolowane metodami stosowanymi do oceny również innych środków smarnych. Należą do nich:

- testy realizowane z użyciem maszyny czterokulowej,
- testy na maszynie Falex,
- testy na maszynie Timken i inne.

Testy te szerzej omówiono w p. 4.7.

Obok badań typowych, podczas opracowywania składu oraz w systemie kontroli jakości olejów przekładniowych są stosowane metody specyficzne, modelujące warunki pracy przekładni mechanicznych. Należą do nich testy na maszynach, których badawczym skojarzeniem trącym jest para testowych kół zębatych, takie jak:

- Test FZG jest jednym z podstawowych testów, stosowanych do oceny właściwości smarnych i przeciwzużyciowych olejów przekładniowych i smarów plastycznych, stosowanych do smarowania przekładni zębatych.
- Test L-60 służący do oceny skłonności olejów przekładniowych do wydzielania szlamów i laków, w podwyższonych temperaturach pracy przekładni. Laki i szlamy mogą spowodować przyspieszone zużycie powierzchni skojarzeń trących oraz uszkodzenia uszczelnień.

W przypadkach środków smarnych przeznaczonych do przekładni pracujących w specyficznych warunkach, do modelowania procesów tarcia i smarowania przekładni są stosowane inne liczne

testy. Podstawowe badania i testy smarnościowe bliżej opisano w p. 4.7.

7.5.2 Kontrola jakości oleju w eksploatacji

W małych przekładniach o niedużej mocy, praktycznie nie prowadzi się kontroli jakości oleju, a olej wymienia się zgodnie z zaleceniami producenta przekładni (maszyny). W przypadku dużych wielostopniowych przekładni, o dużym momencie obrotowym i dużej mocy jest zalecany nadzór stanu jakościowego oleju oraz stanu technicznego przekładni na podstawie zmian jakościowych oleju.

TOTAL opracował specjalny system badań laboratoryjnych służących temu celowi pod nazwą LUBIANA. Założenia tego systemu, przedstawiono w dalszej części opracowania. Użytkownikom przekładni zaleca się zapoznanie się z tym rozdziałem, a w szczególności z podanym w nim przykładem. System ten, w przypadku olejów do przekładni przemysłowych, przewiduje kontrolę następujących parametrów oleju:

- wygląd oleju,
- zawartość wody,
- zawartość nierozpuszczalnych osadów,
- lepkość kinematyczną,
- liczbę kwasową,
- zawartość pierwiastków: P, Zn, Fe, Cu, Al, Pb, Si, Cr, Sn,
- analityczny wskaźnik cząstek.

Na podstawie wyników przeprowadzonych badań oleju, wnioskuje się o stanie technicznym maszyny oraz konieczności wymiany oleju. System LUBIANA pozwala nie tylko na racjonalne gospodarowanie olejem, ale również na zapobieganie poważnym awariom przekładni. Uczestnictwo użytkowników przekładni w systemie badań laboratoryjnych LUBIANA przynosi określone korzyści ekonomiczne, zwłaszcza w przypadku kosztownych maszyn o długim okresie użytkowania.

7.6 Dobór oleju do przekładni

W przypadkach zaistnienia konieczności doboru do smarowania przekładni środka smarnego, innego niż dotychczas stosowany, należy kierować się przede wszystkim zaleceniami producenta przekładni. Zazwyczaj producent przekładni podaje podstawowe charakterystyki zalecanego środka smarnego. W aktualnie produkowanych przekładniach jest zazwyczaj podana klasa jakościowa oleju, zgodnie z klasyfikacją ISO 6743-6 oraz klasa lepkościowa wg ISO 3448. W takiej sytuacji, dobór środka smarnego polega na porównaniu wymagań producenta przekładni z danymi katalogowymi środka smarnego. W przypadkach, gdy przekładnia pracuje w ujemnych temperaturach, należy brać pod uwagę również niskotemperaturowe właściwości oleju, a zwłaszcza jego temperaturę płynięcia. Powinna ona być niższa o 5...10°C od przewidywanej, najniższej temperatury uruchamiania przekładni.

Dobór środka smarnego do przekładni przemysłowych, ma istotne znaczenie dla poprawnej pracy przekładni oraz jej trwałości. Zagadnieniu temu poświęcono wiele prac teoretycznych i badań na realnych przekładniach. Przy doborze oleju uwzględniane są następujące czynniki eksploatacyjne oraz konstrukcyjne:

- typ przekładni,
- prędkość obrotowa,
- stopień redukcji,
- zakres temperatury pracy, a zwłaszcza temperatura najniższa i najwyższa,
- przenoszona moc,
- powierzchnia styku zębów,
- charakterystyka obciążeń,
- sposób sterowania,
- sposób smarowania,
- zawartość wody w oleju,
- możliwość wycieków oleju.

TABELA 7.8 Dobór oleju do czołowych zębatych przekładni otwartych - zalecenia AGMA

Typ przekładni	Średnica koła zębatego, o najmniejszych obrotach, mm	Klasa oleju wg AGMA, w temperaturze pracy przekładni:	
		-10°C ... +10°C	+10°C ... +50°C
Jednokrotna redukcja	< 200	2 ... 3	3 ... 4
	200 ... 500	2 ... 3	4 ... 5
	> 500	3 ... 4	4 ... 5
Dwukrotna redukcja	< 200	2 ... 3	3 ... 4
	> 200	3 ... 4	4 ... 5
Trzykrotna redukcja	< 200	2 ... 3	3 ... 4
	200 ... 500	3 ... 4	4 ... 5
	> 500	4 ... 5	5 ... 6
Przekładnie planetarne	< 400	2 ... 3	3 ... 4
	> 400	3 ... 4	4 ... 5

TABELA 7.9 Dobór oleju do przekładni śrubowych i szybkoobrotowych - zalecenia AGMA

Typ przekładni	Charakterystyka przekładni	Klasa oleju wg AGMA, w temperaturze pracy przekładni:	
		-10°C ... +10°C	+10°C ... +50°C
Przekładnie o zębach śrubowych	Odległość między osiami < 300 mm	2 ... 3	4 ... 5
	Odległość między osiami > 300 mm	3 ... 4	5 ... 6
Przekładnie silnikowe	-	2 ... 3	4 ... 5
Wysokoobrotowe przekładnie	Prędkość obrotowa > 3600 obr/min lub Prędkość liniowa > 25 m/s	1	2

TABELA 7.10 Dobór oleju do redukcyjnych, cylindrycznych przekładni ślimakowych - zalecenia AGMA

Średnica ślimaka, mm	Prędkość obrotowa, min ⁻¹ , do:	Prędkość obrotowa, min ⁻¹ , powyżej:	Klasa oleju wg AGMA, w temperaturze pracy przekładni:	
			-10°C ... +10°C	+10°C ... +50°C
< 150	700	700	7 comp, 7 EP	8 comp, 8 EP
150 ... 300	450	450	7 comp, 7 EP	8 comp, 8 EP
			7 comp, 7 EP	7 comp, 7 EP
300 ... 450	300	300	7 comp, 7 EP	8 comp, 8 EP
			7 comp, 7 EP	7 comp, 7 EP
450 ... 600	250	250	7 comp, 7 EP	8 comp, 8 EP
			7 comp, 7 EP	8 comp, 8 EP
> 600	200	200	7 comp, 7 EP	8 comp, 8 EP
			7 comp, 7 EP	7 comp, 7 EP

TABELA 7.11 Dobór oleju do przekładni redukcyjnych, ślimakowych, globoidalnych - zalecenia AGMA

Średnica ślimaka, mm	Prędkość obrotowa, min ⁻¹ , do:	Prędkość obrotowa, min ⁻¹ , powyżej:	Klasa oleju wg AGMA, w temperaturze pracy przekładni:	
			-10°C ... +10°C	+10°C ... +50°C
< 150	700	700	8 comp	8A comp
			8 comp	8 comp
150 ... 300	450	450	8 comp	8A comp
			8 comp	8 comp
300 ... 450	300	300	8 comp	8A comp
			8 comp	8 comp
450 ... 600	250	250	8 comp	8A comp
			8 comp	8 comp
> 600	200	200	8 comp	8A comp
			8 comp	8 comp

W większości przypadków producent przekładni podaje w instrukcji eksploatacji wymagania, jakim powinien odpowiadać stosowany środek smarny. Jednak w bardzo wielu przypadkach, zwłaszcza przekładni produkowanych do lat 1960, w instrukcjach eksploatacji były stosowane zapisy dotyczące olejów i smarów plastycznych, których produkcja została dawno zaniechana lub stawiane im wymagania są powiązane z niestosowanymi już metodami oceny jakości.

W takich przypadkach, oraz w przypadkach opracowywania nowych konstrukcji przekładni, zachodzi konieczność doboru środka smarnego. Podane dalej reguły i zalecenia nie zawsze gwarantują optymalny wybór. Pozwalają one jedynie na przybliżone określenie podstawowych charakterystyk środka smarnego, który może być zastosowany do smarowania przekładni.

W doborze środka smarnego do przekładni przemysłowych coraz częściej są stosowane zalecenia wynikające z normy ISO 6743-6. Równie często są stosowane zalecenia AGMA, jak i producentów olejów przekładniowych. Zalecenia dotyczące doboru olejów do przekładni przemysłowych opracował również TOTAL.

7.6.1 Zalecenia AGMA

Opracowane przez AGMA zasady doboru środków smarnych do przekładni przemysłowych są oparte na lepkości oleju w temperaturze 40°C (patrz p. 7.4.3) oraz właściwościach przeciwzużyciowych (AW) i przeciwzatarciowych (EP).

W tabeli 7.8 podano zalecenia dotyczące doboru oleju do przemysłowych, czołowych, otwartych przekładni zębatych: spiralnych, daszkowych, kątowych i spiralnych, w zależności od zakresu temperatury oleju podczas pracy oraz liczby stopni redukcji i średnicy koła zębatego o najmniejszych obrotach.

W tabelach 7.9, 7.10 i 7.11, podano analogiczne zalecenia do przemysłowych przekładni śrubowych i jednostek o dużych prędkościach obrotowych.

7.6.2 Zalecenia TOTAL

TOTAL, na podstawie doświadczeń własnych i użytkowników przekładni, opracował własne zalecenia doboru środków smarnych do przekładni przemysłowych, pracujących w zakresie temperatury 45 ... 90°C. Wymaganą lepkość oleju można obliczyć na podstawie poniższych wzorów:

- przedział wartości lepkości względnej oleju w temperaturze 50°C, wyrażonej w stopniach Englera (°E), można obliczyć wg wzoru (7.7):

$$\frac{14}{V^{0,42}} \leq \text{°E} \leq \frac{28}{V^{0,42}} \quad (7.7)$$

w którym:

$$V = \frac{DN}{60\,000}$$

D – średnica podziałowa małego koła przekładni [mm],
N – prędkość obrotowa małego koła przekładni [obr/min].

- lepkość kinematyczną ν_{50} oleju w temperaturze 50°C, wyrażoną w mm²/s (cSt), można obliczyć wg wzorów (7.7) lub (7.8) w zależności od maksymalnej temperatury pracy przekładni:
– dla temperatury pracy przekładni, wynoszącej 45°C:

$$\gamma_{50} = \frac{100}{\nu_{0,4}} \quad (7.7)$$

– dla temperatury pracy przekładni, wynoszącej 90°C:

$$\gamma_{90} = \frac{200}{\nu_{0,4}} \quad (7.8)$$

Wymagana lepkość oleju może być również dobrana do przekładni na podstawie danych, przytoczonych w tabelach 7.12 i 7.13 w przypadku przekładni czołowych, oraz w tabelach 7.14 i 7.15

TABELA 7.12 Dobór lepkości oleju do czołowych przekładni redukcyjnych - smarowanie natryskowe - zalecenia TOTAL

Prędkość obrotowa koła najbardziej obciążonego, obr/min ⁻¹	Moc przenoszona, KM	Stopień redukcji < 10			Stopień redukcji > 10		
		Temperatura pracy					
		< 5°C	5 ... 30°C	> 30°C	< 5°C	5 ... 30°C	> 30°C
		Klasa lepkości wg ISO 3448					
< 300	< 30	32 - 46	150 - 220	220 - 320 - 460	68	220	450
	30 ... 100	68	220	460 - 680 - 1000	100 - 150	320	1000
	100 ... 1000	100 - 150	320	1000 - 1500	150	460	1000 - 1500
	> 1000		460	1000 - 1500		1000	1000 - 1500
300 ... 1000	< 30	32	150	220 - 320	32	220	220 - 320 - 460
	30 ... 100	32 - 46	220	220 - 320 - 460	68	220	460
	100 ... 1000	68	220	460 - 680 - 1000	100 - 150	320	460 - 680 - 1000
	> 1000	100 - 150	320	1000 - 1500	150	460	1000 - 1500
1000 ... 2500	< 10	22 - 32	46 - 68	150 - 220	32	100 - 150	220 - 320
	10 ... 50	32	100 - 150	220 - 320	32 - 46	150 - 220	220 - 320 - 460
	> 50	32 - 46	150 - 220	220 - 320 - 460	46 - 68 - 100	220	460 - 680 - 1000
> 2500	< 10	10 - 15 - 22 - 32	32 - 46 - 68	68 - 100 - 150	Zalecane oleje tych samych klas lepkościowych, co w przypadku stopnia redukcji < 10		
	10 ... 50	32	68 - 100	150 - 220			
	> 50	32 - 46 - 68	100 - 150 - 220	220 - 320 - 460			

TABELA 7.13 Dobór lepkości oleju do czołowych przekładni redukcyjnych - smarowanie obiegowe (cyrkulacyjne) - zalecenia TOTAL

Prędkość obrotowa koła najbardziej obciążonego, obr/mi ⁻¹	Moc przenoszona, KM	Stopień redukcji < 10			Stopień redukcji > 10		
		Temperatura pracy					
		< 5°C	5 ... 30°C	> 30°C	< 5°C	5 ... 30°C	> 30°C
		Klasa lepkości wg ISO 3448					
< 300	< 30	32	100 - 150	150 - 220	32 - 46 - 68	150 - 220	220
	30 ... 100	32 - 46 - 68	150 - 220	220	68 - 100	220	320
	100 ... 1000	68 - 100	220	460	100 - 150	320	460
	> 1000	100 - 150	320	460	150	460	460
300 ... 1000	< 30	15 - 22 - 32	46 - 68	100 - 150	22	100 - 150	150 - 220
	30 ... 100	32	100 - 150	150 - 220	32 - 46 - 68	150 - 220	220
	100 ... 1000	32 - 68	150 - 220	220	68 - 100	220	320
	> 1000	68	220	320	100 - 150	320	460
1000 ... 2500	< 10	10 - 15 - 22	22 - 32	46 - 68	22 - 32	68	100 - 150
	10 ... 50	22 - 32	46 - 68	100 - 150	32	100 - 150	150 - 220
	50 ... 500	32	100 - 150	150 - 220	32 - 46	150 - 220	220
	> 500	32 - 46 - 68	150 - 220	220	46 - 68	220	320
> 2500	< 10	10 - 15 - 22	22 - 32	32 - 46	Zalecane oleje tych samych klas lepkościowych, co w przypadku stopnia redukcji < 10		
	10 ... 50	22 - 32	32 - 46	68 - 100 - 150			
	> 50	32	46 - 68 - 100	150 - 220			

Tabela 7.14 Dobór lepkości oleju do hipoidalnych przekładni redukcyjnych - smarowanie natryskowe - zalecenia TOTAL

Prędkość obrotowa koła najbardziej obciążonego, obr/min.	Moc przenoszona, KM	Stopień redukcji < 10			Stopień redukcji > 10		
		Temperatura pracy					
		< 5°C	5...30°C	> 30°C	< 5°C	5...30°C	> 30°C
		Klasa lepkości wg ISO 3448					
< 50		320	460	680 - 1000	320	460	680 - 1000
50...100	< 50	100...150	220	320	220	320	460
	>= 50	220	320	460	320	460	680...1000
500...2500	< 10	100 - 150	100 - 150	220	100 - 150	220	320
	10...50	100 - 150	220	320	220	320	460
	> 50	220	230	460	230	460	680 - 1000
> 2500	< 3	46...68	68	100 - 150	100 - 150	100 - 150	220
	3...20	68	100 - 150	220	150	220	320
	> 20	100 - 150	220	320	220	320	460

Tabela 7.14 Dobór lepkości oleju do hipoidalnych przekładni redukcyjnych - smarowanie natryskowe - zalecenia TOTAL

Prędkość obrotowa koła najbardziej obciążonego, obr/min.	Moc przenoszona, KM	Stopień redukcji < 10			Stopień redukcji > 10		
		Temperatura pracy					
		< 5°C	5...30°C	> 30°C	< 5°C	5...30°C	> 30°C
		Klasa lepkości wg ISO 3448					
< 50		320	460	680 - 1000	320	460	680 - 1000
50...100	< 50	100...150	220	320	220	320	460
	>= 50	220	320	460	320	460	680...1000
500...2500	< 10	100 - 150	100 - 150	220	100 - 150	220	320
	10...50	100 - 150	220	320	220	320	460
	> 50	220	230	460	230	460	680 - 1000
> 2500	< 3	46...68	68	100 - 150	100 - 150	100 - 150	220
	3...20	68	100 - 150	220	150	220	320
	> 20	100 - 150	220	320	220	320	460

w przypadku przekładni ślimakowych. Lepkość kinematyczna oleju jest dobierana jako funkcja prędkości obrotowej małego koła przekładni i przenoszonej mocy. Dane w tabelach 7.12...7.15 należy traktować jako orientacyjne. Odnoszą się do olejów przekładniowych o współczynniku lepkości VI w granicach 90...100.

W tabeli 7.16, podano współczynniki korekcyjne do mocy silników napędzających przekładnię, podanych w tabelach 7.12...7.15. Rzeczywistą moc silnika należy pomnożyć przez współczynnik odczytany z tabeli 7.16, a następnie dobrać odpowiednią lepkość oleju przekładniowego.

UWAGA Olejów przekładniowych na bazie poliglikolowej nie można mieszać z innymi olejami do przekładni przemysłowych – są wzajemnie nierozpuszczalne.

UWAGA Oleje do przekładni przemysłowych, specjalnie dostosowane do potrzeb przemysłu spożywczego, zostały omówione w p. 21.

TABELA 7.15 Dobór lepkości oleju do czołowych przekładni redukcyjnych – smarowanie obiegowe (cyrkulacyjne) – zalecenia TOTAL

Prędkość obrotowa koła najbardziej obciążonego, obr/min ⁻¹	Moc przenoszona, KM	Stopień redukcji < 10		
		Temperatura pracy		
		< 5°C	5 ... 30°C	> 30°C
		Klasa lepkości wg ISO 3448		
< 50		220	320	460
50 ... 100	< 50	100 - 150	220	220 - 320
	>= 50	220	320	320 - 460
500 ... 2500	< 10	100 - 150	150	220
	10 ... 50	150	220	220 - 320
	> 50	220	320	320 - 460
> 2500	< 3	46 - 68	68	100 - 150
	3 ... 20	68	100 - 150	220
	> 20	100 - 150	220	220 - 320

Tabela 7.16 Dobór lepkości oleju do przekładni czołowych – współczynniki mnożeniowe do mocy silnika w tabelach 7.12 ... 7.15 – zalecenia TOTAL

Przekładnia współpracująca z silnikiem	Obciążenie równomierne	Lekkie wstrząsy	Gwałtowne wstrząsy
O ruchu obrotowym (silniki elektryczne, turbiny, itp.)	1	1,25	1,75
O ruchu postępowo-zwrotnym (tłokowe)	1,25	1,50	2