

POLITECHNIKA KRAKOWSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNY
INSTYTUT KONSTRUKCJI MASZYN

Wojciech Myśliwiec

ROZPRAWA DOKTORSKA

**ANALIZA KINEMATYCZNA
I DYNAMICZNA ZAMKNIĘTEGO UKŁADU
PRZEKŁADNI OBIEGOWYCH**

Promotor: Prof. dr hab. inż. Stanisław Michałowski

Kraków 2006



SPIS TREŚCI

1. WSTĘP	4
2. TEZA, CEL I ZAKRES PRACY	6
2.1. Teza pracy	6
2.2. Cel pracy	6
2.3. Zakres pracy	6
3. PRZEGLĄD LITERATURY	7
3.1. Uwagi wstępne	7
3.2. Proste układy napędowe z regulacją przełożenia	7
3.3. Przekładnie hydrokinetyczne	9
3.4. Przekładnie bezwładnościowe	10
3.5. Przekładnie obiegowe	11
4. STRUKTURY PRZEKŁADNI OBIEGOWYCH I ICH MODELE MATEMATYCZNE.....	21
4.1. Wprowadzenie	21
4.2. Model matematyczny prostej przekładni obiegowej	22
4.3. Przekładnia obiegowa w hybrydowym układzie napędu	25
4.4. Przekładnie obiegowe o złożonej strukturze	28
4.5. Model matematyczny przekładni obiegowej o złożonej strukturze	32
5. WARUNEK KONIECZNY SAMOREGULACJI	34
5.1. Wstęp.....	34
5.2. Analiza statyczna przekładni samoregulacyjnej „sześcienniej”	38
5.3. Analiza statyczna przekładni samoregulacyjnej „czworościennej”	40
6. METODYKA OKREŚLENIA PRZEŁOŻEŃ PJ DLA CAŁEJ PS.....	42
6.1. Założenia	42
6.2. Wyznaczenie warunku (6.1) dla PS „sześcienniej”	43
6.3. Wyznaczenie warunku (6.1) dla PS „czworościennej”	43
6.4. Związki kinematyczne dla PS „sześcienniej”	44

7. OBLICZENIE STRAT MOCY WE WSPÓŁPRACUJĄCYCH ZE SOBĄ KOŁACH ZĘBATYCH.....	46
7.1. Przekładnia o zazębieniu zewnętrznym.....	46
7.2. Przekładnia o zazębieniu wewnętrznym.....	51
8. WPROWADZENIE DO ANALIZY MATEMATYCZNEJ UKŁADU SILNIK - PS – AGREGAT	54
8.1. Zależności dla układu napędowego z silnikiem spalinowym.....	54
8.2. Wyniki obliczeń numerycznych.....	61
8.3. Podsumowanie	66
9. ANALIZA DYNAMICZNA PS	68
9.1. Model matematyczny przekładni.....	68
9.2. Wyniki obliczeń dla przekładni „sześcienniej”	71
9.3. Wyniki obliczeń dla przekładni „czworościennej”	85
10. PODSUMOWANIE PRACY.....	91
LITERATURA.....	92

1. WSTĘP

We współczesnych konstrukcjach układów napędowych maszyn i urządzeń coraz szerzej wprowadzana jest elektronika oraz jej skutki w postaci komputeryzacji, automatyzacji, obejmujące takie dziedziny jak sterowanie, regulację oraz optymalizację warunków pracy.

W energooszczędnych układach napędowych pojazdów i przejezdnych maszyn roboczych ciężkich stosowane są rozwiązania, w których napęd realizowany jest przez silnik spalinowy wspomagany w fazach zwiększonego obciążenia przez silnik elektryczny, natomiast w fazach zmniejszonego obciążenia możliwy jest odzysk energii z układu poprzez zmianę funkcji silnika elektrycznego na prądnicę.

Szczególnie w przejezdnych maszynach roboczych ciężkich, gdzie występują znaczne masy i związane z nimi w fazach ruchu nieustalonego duże wartości sił bezwładności tego typu układy napędowe mogą okazać się bardzo przydatne. W maszynach tych prędkości jazdy są małe i z tego powodu w układzie napędowym jazdy konieczna jest redukcja prędkości obrotowej.

W tym celu dogodnie jest wykorzystanie przekładni obiegowej, umożliwiającej uzyskanie na jednym stopniu znacznych przełożeń i ułatwiającej sprzęgnięcie dwóch źródeł napędu w zespole o kompaktowej budowie. Można także, stosując bardziej złożone układy przekładni obiegowych znaleźć rozwiązania napędów spełniających warunek dopasowania parametrów pracy silnika napędowego do obciążenia zewnętrznego. Przedstawiony w niniejszej pracy układ napędowy w postaci mechanicznej przekładni samoregulacyjnej można uważać jako jedno z możliwych rozwiązań. Jest to przekładnia zbudowana z połączonych ze sobą przekładni obiegowych, która ma zdolność wyboru warunków pracy w zespole silnik – przekładnia - maszyna robocza przez dobór odpowiednich parametrów pracy na charakterystyce silnika. Proponowany model jest tak określony, by te warunki były jak najkorzystniejsze pod względem energetycznym.

Przedstawiony układ napędowy składa się odpowiednio z ośmiu lub sześciu tzw. przekładni jednostkowych (o takiej samej strukturze i na ogół innych wartościach przełożeń wewnętrznych), z których każda połączona jest z innymi przy pomocy trzech wałów, tworząc zamknięty układ przekładni obiegowych kształtem przypominających „sześcian” bądź „czworościan”. Jeden z wałów powiązany jest z

wałem wejściowym od silnika, a inny odpowiednio z wałem wyjściowym tzw. roboczym.

Analiza właściwości przedstawionego urządzenia dotyczy określenia wielkości i zależności funkcyjnych parametrów je charakteryzujących. W ramach tego dokonuje się analizy statycznej, kinematycznej i dynamicznej. Przy czym w zakresie analizy statycznej wielkością opisywaną są momenty obrotowe, w wyniku czego ustalona zostaje zależność pomiędzy momentem na wale silnika i wale maszyny roboczej.

W przypadku analizy kinematycznej określono związki między prędkościami kątowymi poszczególnych wałów i powiązanie prędkości kątowych na wale roboczym i wale silnika. Natomiast analiza dynamiczna dotyczy badania zachowania się układu napędowego, a w szczególności obliczenia parametrów kinematycznych oraz momentów w przypadku zmiennego obciążenia zewnętrznego.

Wspomniane rozważania analityczne mają służyć przedstawieniu właściwości rozpatrywanego urządzenia celem określenia jego roli i ewentualnego zastosowania.

2. TEZA, CEL I ZAKRES PRACY

2.1. Teza pracy

Istnieje możliwość uzyskania ściśle określonych zależności funkcyjnych charakteryzujących wielkości statyczne, kinematyczne i dynamiczne dla układu napędowego w postaci zamkniętych przekładni obiegowych, posiadającego jeden stopień swobody wykazującego cechy samoregulacji. W układzie tym nie wykorzystywane jest zjawisko tarcia oraz nie wykorzystywany jest element pośredniczący w postaci cieczy.

Samoregulację układu napędowego definiuje się jako zdolność samoczynnej zmiany przełożenia w układzie odbywającą się w sposób ciągły i bezstopniowy w zależności od obciążenia zewnętrznego. Analizowana przekładnia nie ma cech przekładni hydrokinetycznej, jak też nie ma więcej niż jeden stopień swobody oraz nie wykorzystuje się właściwości takich jak w przekładni bezwładnościowej czy też w przekładni ciernej. Ważnym zagadnieniem jest oszacowanie zakresu zmienności obciążenia, w którym przekładnia będzie spełniać warunek samoregulacji.

2.2. Cel pracy

Celem pracy jest opracowanie modeli matematycznych dla analizy statycznej, kinematycznej i dynamicznej zamkniętego układu przekładni obiegowych, w którym możliwe jest uzyskanie zjawiska samoregulacji. W wyniku tej analizy określa się możliwość fizycznej realizowalności układu i przedstawia ocenę jego przydatności.

2.3. Zakres pracy

Zakres pracy obejmuje analizę funkcyjnych współzależności poszczególnych parametrów wpływających na pracę układu napędowego w oparciu o przyjęty aparat matematyczno-obliczeniowy z uwzględnieniem:

- wpływu obciążenia zewnętrznego na parametry robocze modelu, obejmujące wielkości wynikające z analizy: statycznej, kinematycznej i dynamicznej,
- ograniczeń wynikających ze szczegółowej struktury wewnętrznej proponowanego rozwiązania, dotyczących wielkości poszczególnych przełożeń,
- ograniczeń związanych z możliwościami obliczeniowymi samego programu komputerowego odnoszących się do założeń początkowych i dokładności metody numerycznej opierającej się na wcześniej stworzonym układzie równań uwikłanych.

3. PRZEGLĄD LITERATURY

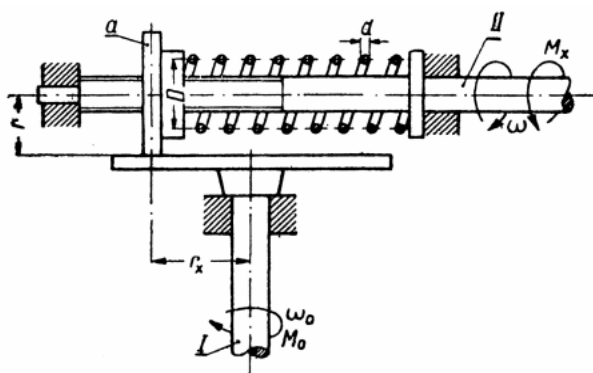
3.1. Uwagi wstępne

Rozważania dotyczące analizy statycznej, kinematycznej oraz dynamicznej układu spełniającego warunek samoregulacji są wzbogacone o postulat nieoznaczoności występujący w zależności momentów na wale wyjściowym i wejściowym. Ten ostatni postulat umożliwiający wykorzystanie równania Lagrange'a jest nową koncepcją nieznajdącą odzwierciedlenia w literaturze. Literatura na temat koncepcji rozwiązań różnych przekładni specjalnych bezstopniowych wykazujących cechy samoregulacji ma za sobą dość długą tradycję. W tym przypadku problem jednak dotyczy przekładni tzw. samoregulacyjnej mechanicznej. Istnieje wiele ciekawych pomysłów, które uzyskały większe lub mniejsze zastosowanie, czasem jednak nie uzyskały należytego rozgłosu. W tych przykładach, do których udało się dotrzeć żaden nie odpowiadał ani przedstawionej koncepcji układu napędowego, ani metodzie obliczeniowej.

Wybrano więc kilka klasycznych rozwiązań, które najbardziej zbliżają się do tej koncepcji. Są to przekładnie mechaniczne bezstopniowe o samoczynnej regulacji przełożenia, oraz przekładnia hydrauliczna. Przykłady te wykorzystują więc zjawisko tarcia, właściwości bezwładnościowe układu czy ciecz jako element pośredniczący w zespole hydraulicznym.

3.2. Proste układy napędowe z regulacją przełożenia

Na rys. 3.1 pokazany jest przykład przekładni bezstopniowej ze sprzężeniem ciernym o samoczynnej regulacji przełożenia [23]. Wał I jest wałem napędzającym, a wał II.



Rys. 3.1. Przekładnia bezstopniowa o samoczynnej regulacji przełożenia

Ze zwiększeniem momentu obrotowego na wale napędzanym II, tarcza „a” przesuwana się w prawo i ścisną sprężynę, a promień r_x zmniejsza się. Przełożenie jest równe:

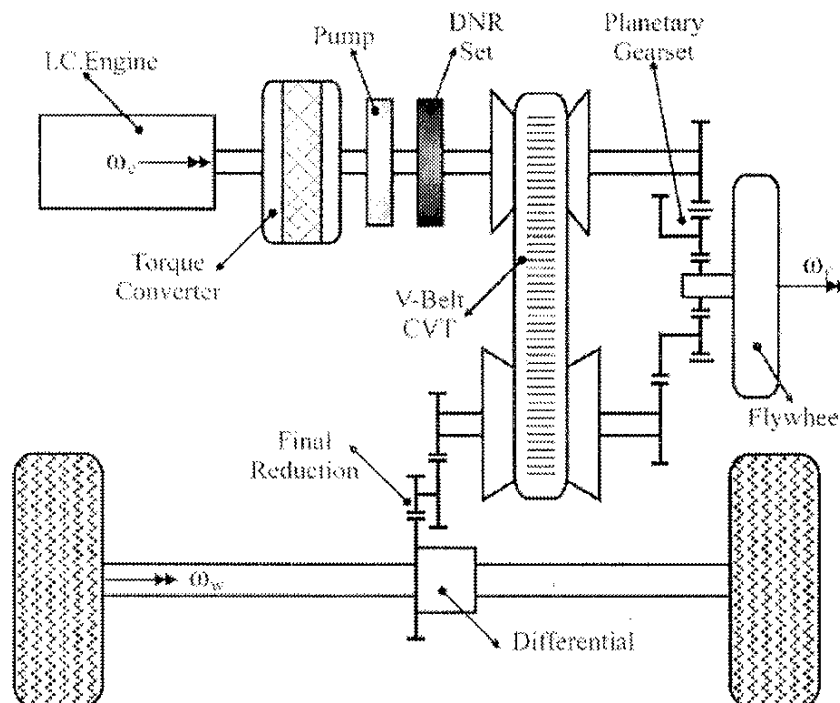
$$i = \frac{r}{r_x} = \frac{\omega}{\omega_0} \quad (3.1)$$

Moment obrotowy M_0 zmienia się w funkcji momentu obciążeniowego według paraboli przy $\omega_0 = \text{const}$, a mianowicie:

$$M_0 = M_x \cdot \left(\frac{r_{x\max}}{r} + \frac{M_0 \cdot A}{r_{x\max}} \right) - M_x^2 \cdot \frac{A}{r} \quad (3.2)$$

We wzorze tym stała A zależy od stałej sprężyny, która z kolei zależy od stosunku D/d , liczby zwojów sprężyny, kąta pochylenia zwojów oraz modułu sprężystości poprzecznej materiału sprężyny.

Inny przykład rozwiązania przekładni ze sprzężeniem ciernym to przekładnie CVT (continuously variable transmission), czyli przekładnie o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły.



Rys. 3.2. Zasada działania bezstopniowej przekładni pasowej

Zawierają one dwie pary kół stożkowych oraz przenoszący moment pas elastyczny, co schematycznie przedstawia rys. 3.2 [50]. Przełożenie przekładni

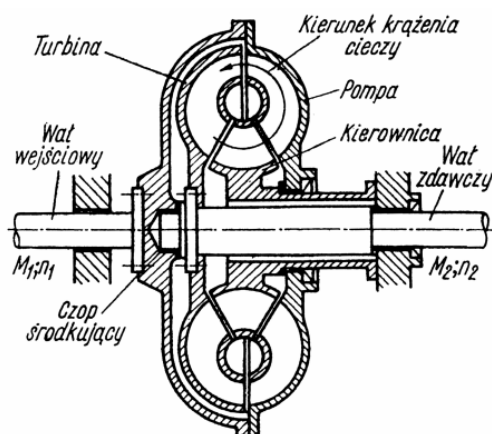
przyjmuje jedną z nieskończenie wielu wielkości, wyznaczoną stosunkiem czynnej średnicy kół stożkowych.

Jednocześnie zsuwanie i rozsuwanie tarcz możliwe jest np. wskutek narastania ciśnienia w instalacji hydraulicznej, regulowanego elektronicznie w zależności od momentu obrotowego. W prostych rozwiązaniach stosuje się regulatory odśrodkowe lub podciśnieniowe prędkości obrotowej i obciążenia silnika. W przypadku układu napędowego pojazdu przy ruszania z miejsca wymagane jest duże przełożenie, realizowane przez przekładnię dzięki małej średnicy koła napędzającego i dużej średnicy koła napędzanego. Natomiast podczas jazdy z większą prędkością wymagane jest małe przełożenie przekładni [27, 29].

W przypadku tego typu przekładni niekorzystnym jest mała trwałość współpracujących kół lub cięgna oraz ograniczona wartość przenoszonego momentu.

3.3. Przekładnie hydrokinetyczne

Na rys. 3.3 jest przykład przekładni hydrokinetycznej o ciągłej i bezstopniowej zmianie przełożenia momentu obrotowego, czyli przełożenia dynamicznego, zachodzącej samoczynnie w zależności od obciążenia przekładni. W miarę wzrostu obciążenia, przy zachowaniu stałej prędkości wału napędzającego przełożenie dynamiczne przekładni wzrasta, dzięki czemu przekładnia samoczynna przystosowuje się do warunków obciążeniowych.



Rys. 3.3. Przekładnia hydrokinetyczna

Przekładnia ta składa się zasadniczo z trzech części: połączonego na stałe z wałem korbowym silnika koła łopatkowego pompy, koła łopatkowego turbiny oraz znajdującego się między nimi koła łopatkowego kierownicy. Pompa napędzana przez

silnik zasysając i przetłaczając ciecz zamienia energię mechaniczną pracy silnika na energię kinetyczną cieczy, która z kolei za pośrednictwem turbiny zostaje zamieniona na pracę mechaniczną napędzając za pomocą wału urządzenie robocze.

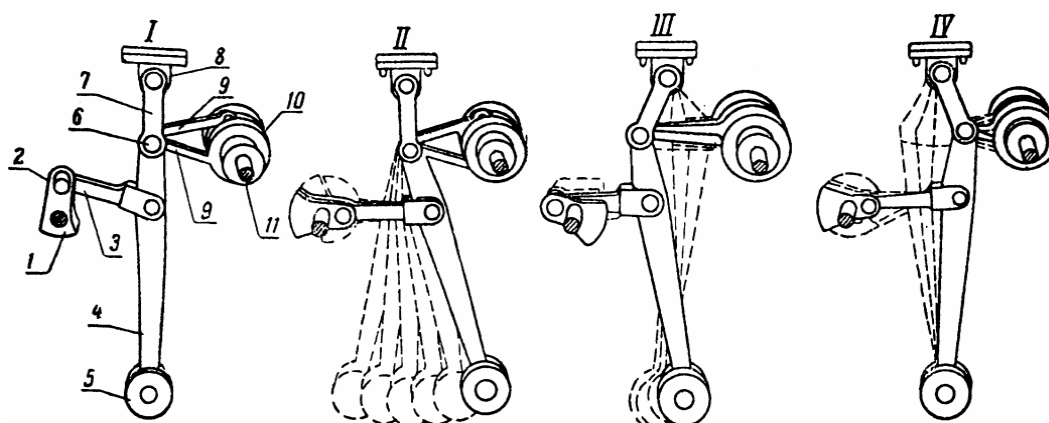
Natomiast zadaniem wirnika kierownicy jest wywołanie odpowiednio skierowanego momentu reakcyjnego przez zmianę kierunku strumienia przepływającej przez wirnik cieczy. Przy czym przełożenie dynamiczne przekładni i_d wyraża stosunek momentu obrotowego na wale wyjściowym M_2 do momentu obrotowego wału wejściowego silnika M_1 . Podczas gdy przełożenie kinematyczne i_k jest stosunkiem prędkości kątowych tych samych wałów, a sprawność $\eta = i_d \cdot i_k$ [16].

Niekorzystne własności przekładni hydrokinetycznych to przede wszystkim mała sprawność przy dużych przełożeniach dynamicznych, ograniczone maksymalne przełożenie dynamiczne, co wiąże się z koniecznością pracy przekładni hydrokinetycznej w połączeniu ze stopniowymi przekładniami zębatymi.

3.4. Przekładnie bezwładnościowe

Rys. 3.4 przedstawia zasadę działania bezstopniowej przekładni bezwładnościowej Constantinesco [14]. Wał napędzający 1 za pośrednictwem korby 2 i drążka 3 wprawia w ruch wahadłowy wahadło 4 z ciężarem 5. Wahadło 4 zawieszony jest na ogniwie 7 wahającym się względem wieszaka 8.

Na przegubie 6 oprócz wahadła umocowane są łączniki 9, które są połączone ze sprzęgłami jednokierunkowymi 10 umieszczonymi na wale napędzanym 11. Amplituda wahań wahadła 7 zależy od wielkości siły oporu napędzanej tulei sprzęgła. Rysunek II odpowiada dużemu momentowi oporu na wale napędzanym, a rysunki III i IV małemu oporowi.



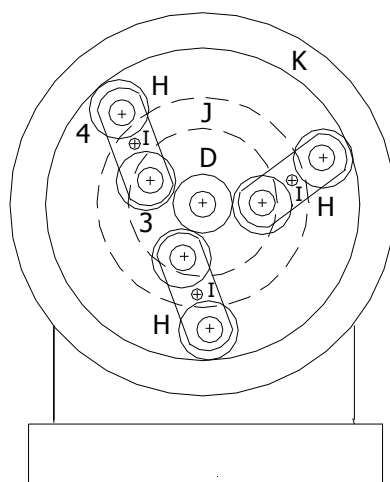
Rys. 3.4. Przekładnia bezwładnościowa Constantinesco

Każdy z przedstawionych przykładów, chociaż może okazać się inspiracją do wprowadzania modyfikacji lub nowych rozwiązań posiada jednak wyraźne wady. Układy napędowe z przekładniami bezwładnościowymi ze względu na swoją specyfikę mają zawężony zakres stosowalności wyrażający się wprowadzeniem dodatkowego stopnia swobody oraz pracą w zakresie stosunkowo małych momentów przekazywanych przez tą przekładnię.

W literaturze są proponowane także mechanizmy określane jako przekładnie samoregulacyjne wykorzystujące zespół przekładni różnicowych [26], gdzie uzyskano osobny napęd na koła koronowe i satelity, co po zastosowaniu dodatkowo np. przekładni hydrokinetycznej umożliwia samoregulację. Urządzenia te mają zalety i wady, o których wspomniano omawiając przekładnię hydrauliczną oraz nie spełniają warunku koniecznego samoregulacji. Należy więc poszukiwać innych rozwiązań przekładni czysto mechanicznych wykorzystujących zasadę samoregulacji w szerszym znaczeniu, nie ustępujących rozwiązaniom wyposażonym w elementy hydrauliczne, bezwładnościowe czy sprężyste.

3.5. Przekładnie obiegowe

W najnowszych opracowaniach konstrukcyjnych również wykorzystuje się zjawisko samoregulacji [12]. Przykładem tego jest przekładnia przedstawiona na rys. 3.5.

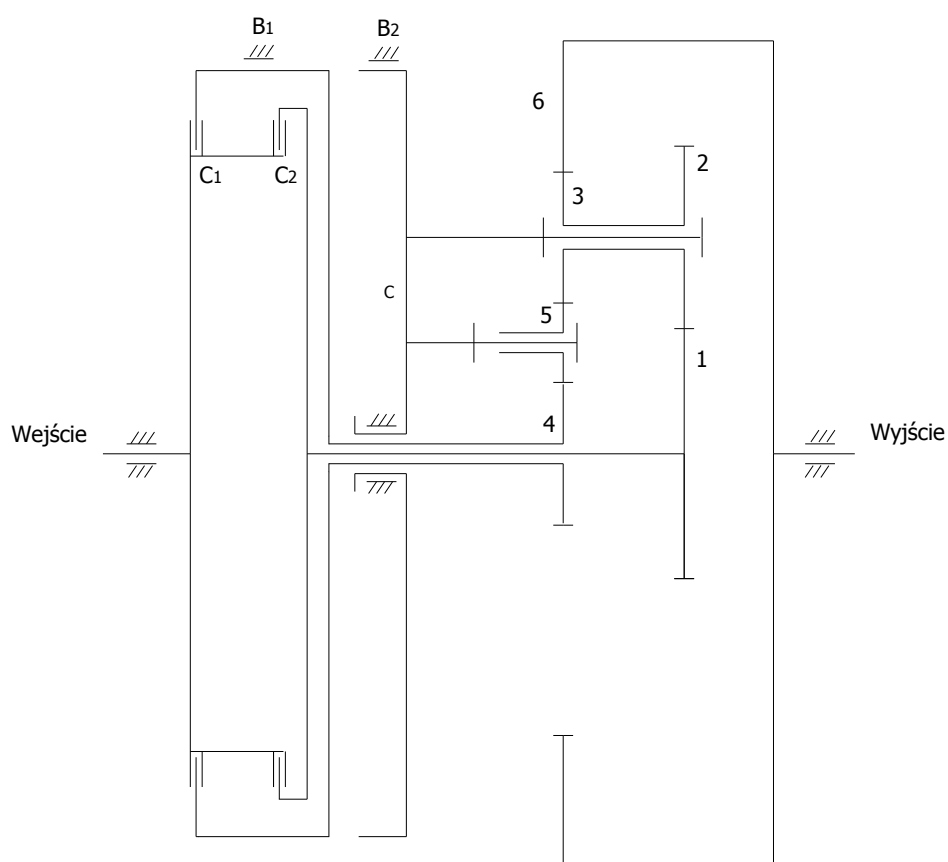


Rys. 3.5. Samoregulacyjny reduktor w trójfazowym układzie napędowym

Samoregulacja wyraża się w zmienności wielkości poślizgu i prędkości kątowej obrotu rolek 3 i 4 w zależności od momentu obciążającego tarczę J (jarzmo). Zmiana przełożenia jest powiązana ze stosunkiem prędkości kątowej jarzma J i koła

napędowego D. Istota urządzenia leży w docisku rolek 4 do wewnętrznej powierzchni zewnętrznego pierścienia oraz rolek 3 do powierzchni koła napędowego D. Ten docisk jest uzyskiwany za pomocą sworzni I zamocowanych z jednej strony w otworach tarczy, z drugiej w otworach w kształtkach H, gdzie z kolei osadzone są rolki 3 i 4. Rolka 3 styka się z kołem D osadzonym na wale napędowym. Moment odbierany jest przez tarczę J i wytwarza siły, z jakimi tarcza naciska na sworznie I. Te siły z kolei przenoszą się na rolki 3 i 4 i od ich wielkości zależy stopień, w jakim z jednej strony rolka 4 ślizga się po wewnętrznej powierzchni pierścienia K, a w jakim obraca się wokół własnej osi. Podobnie dotyczy to rolki 3 ślizgającej się po powierzchni koła D i obracającej wokół własnej osi. Zaprezentowany tu model samoregulacyjnej przekładni redukcyjnej wykorzystywany w napędzie trakcyjnym zapewnia cichą pracę, daje stosunkowo dużą sprawność, nie wymaga stosowania sprzęgła rozłącznego w zespole napędowym, jest również stosunkowo łatwy w konstrukcji.

Rys. 3.6 przedstawia przekładnię planetarną typu Ravigneaux stanowiącą jeden z elementów automatycznej skrzyni biegów.



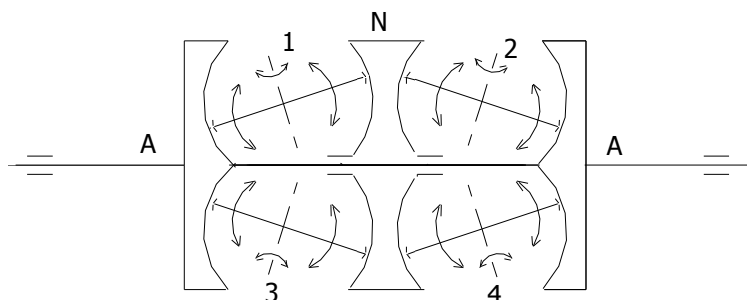
Rys. 3.6. Przekładnia planetarna typu Ravigneaux

Automatyczna skrzynia biegów posiada cechy samoregulacji, bowiem wielkość przełożenia jest funkcją wartości wyjściowego momentu obciążenia. Składa się ona z przekładni hydrokinetycznej, mechanicznej przekładni zębatej typu planetarnej oraz hydraulicznego lub elektronicznego urządzenia sterującego. Przekładnia Ravigneaux składa się z dwóch pojedynczych zestawów planetarnych, obracających się obok siebie lub jeden wewnątrz drugiego. Wewnątrz znajduje się koło słoneczne 1 i 4 zazębiane odpowiednio z satelitami 5 oraz 2-3. Obydwa zestawy planetarne mają wspólne jarzmo „c” z kołem pierścieniowym 6. Taka kombinacja kół zębatych wraz z odpowiednimi elementami, którymi są: hamulce B_1 i B_2 oraz sprzęgła C_1 i C_2 daje wiele stopni przełożenia. Samoczynne przełączanie biegów jest sterowane hydraulicznie w zależności od prędkości kątowej wału wyjściowego i obciążenia silnika. Stosuje się do tego taśmy hamulcowe służące do zatrzymywania obracających się kół przez ciasne opasanie ich obwodu. Przy zwolnionej taśmie koło może obracać się swobodnie. Do łączenia elementów ruchomych używa się zwykle sprzęgieł wielotarczowych. Do hydraulicznych elementów sterujących należą: odśrodkowy regulator ciśnienia oleju, zawór dławiący, zawory przełączające i zawór wymuszonego przełączania. Odśrodkowy regulator ciśnienia oleju jest umieszczony w wałku wyjściowym przekładni planetarnej i w zależności od jego prędkości reguluje ciśnienie oleju. Im większa jest ta prędkość tym większe ciśnienie steruje pracą hydraulicznych siłowników. Na siłowniki przełączające oddziałuje sumaryczny efekt pracy regulatora odśrodkowego i zaworu dławiącego. Siłowniki przełączające składają się z cylindrów i tłoków sterujących taśmami hamulcowymi lub sprzęgłami poprzez położenie tłoka. Zespoły napędowe tego typu znajdują obecnie szerokie zastosowanie w przemyśle samochodowym, okrętowym czy lotniczym [32], [51], [52].

Szczegóły konstrukcji przedstawiono w [52] wraz z algorytmem do projektowania takiej przekładni ze względu na liczbę zębów w poszczególnych kołach zębatych, ich moduł, liczbę kół planetarnych. Ważnym czynnikiem jest ograniczenie maksymalnej średnicy zastępczej kół i zapewnienie odpowiedniej przestrzeni dla projektowanych kół planetarnych w skrzyni biegów.

Podobnym rozwiązaniem zastosowanym w automatycznych skrzyniach biegów jest zastosowanie przekładni typu Simpson posiadającej jedno koło słoneczne, dwa zestawy planetarne, gdzie obydwa jarzma i wszystkie koła satelitarne są tej samej wielkości. Także taka kombinacja z odpowiednimi elementami włączającymi (hamulcami i sprzęgłami) daje wiele stopni przełożenia.

Najnowszym rozwiązaniem o własnościach samoregulacji jest pokazana na rys. 3.7 bezstopniowa przekładnia planetarna, w której satelity 1-4 obracają się wokół własnej osi obrotowej ze zmiennym nachyleniem osi o charakterze torusoidalnym. Przełożenie jest zależne od nachylenia osi satelitów 1-4. Zespół napędzają wały A, z wałem wyjściowym połączona jest tarcza N. Moment obciążeniowy na tarczy N wpływa na pochylenie osi satelitów, a tym samym na wielkość przełożenia. Konstrukctorem tej przekładni CVP (continously variable planetary) jest Nuvinci.

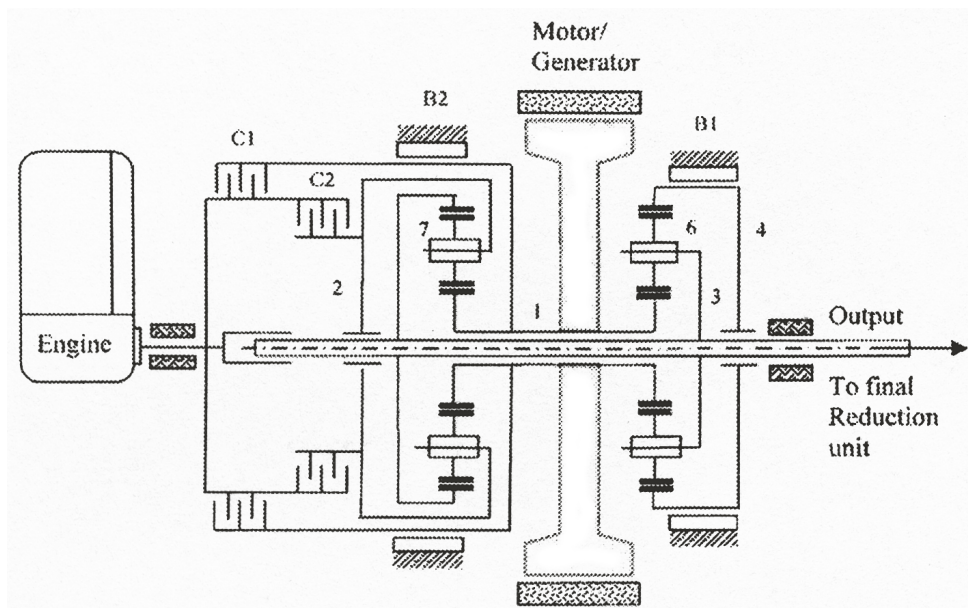


Rys. 3.7. Bezstopniowa przekładnia planetarna

Powyżej zostały zaprezentowane różne przykłady mechanizmów stanowiących część zespołów napędowych posiadających cechy samoregulacji. Zastosowano w nich elementy cierne, które mają jednak określone wady wyrażające się szybkim zużyciem powierzchni na skutek tarcia jak w przypadku przekładni pokazanej na rys. 3.1 oraz przenoszeniem małych momentów. Zastosowane również przekładnie pasowe czy planetarne wchodzące w skład automatycznych skrzyni biegów działają w stowarzyszeniu z elementami hydraulicznymi bądź elektronicznymi. W obecnej pracy zajmujemy się rozpatrywaniem układu przekładni obiegowych. Należy więc bliżej przyjrzeć się budowie, strukturze i zastosowaniu przekładni planetarnych.

Zastosowania napędów związanych z wykorzystaniem układu przekładni obiegowych są różnorokie. Jednym z najnowszych rozwiązań jest zespół napędowy o charakterze hybrydowym, to znaczy z zastosowaniem silnika spalinowego oraz elektrycznego.

Stosowane do tego typu napędu przekładnie planetarne mają dwa stopnie swobody, co pozwala na wykorzystanie wspomnianych dwu silników, z których każdy jest połączony poprzez wał z odpowiednim elementem przekładni obiegowej kołem centralnym, kołem dużym czy jarzmem. Natomiast trzeci element współpracuje z obciążonym zewnątrz wałem wyjściowym.

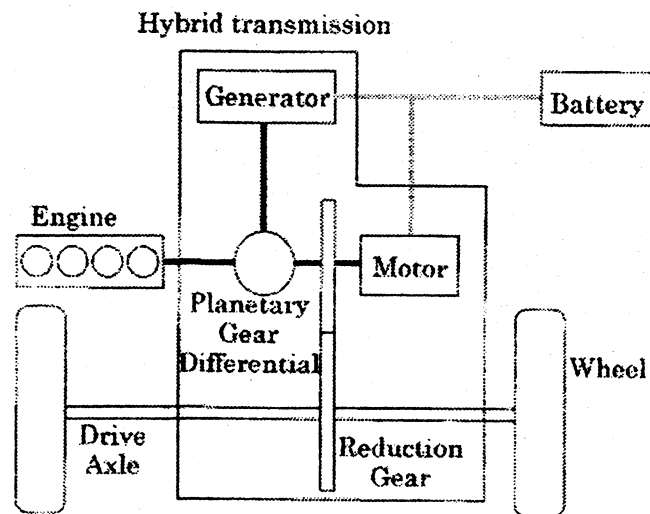


Rys. 3.8. Hybrydowy zespół napędowy o charakterze równoległym

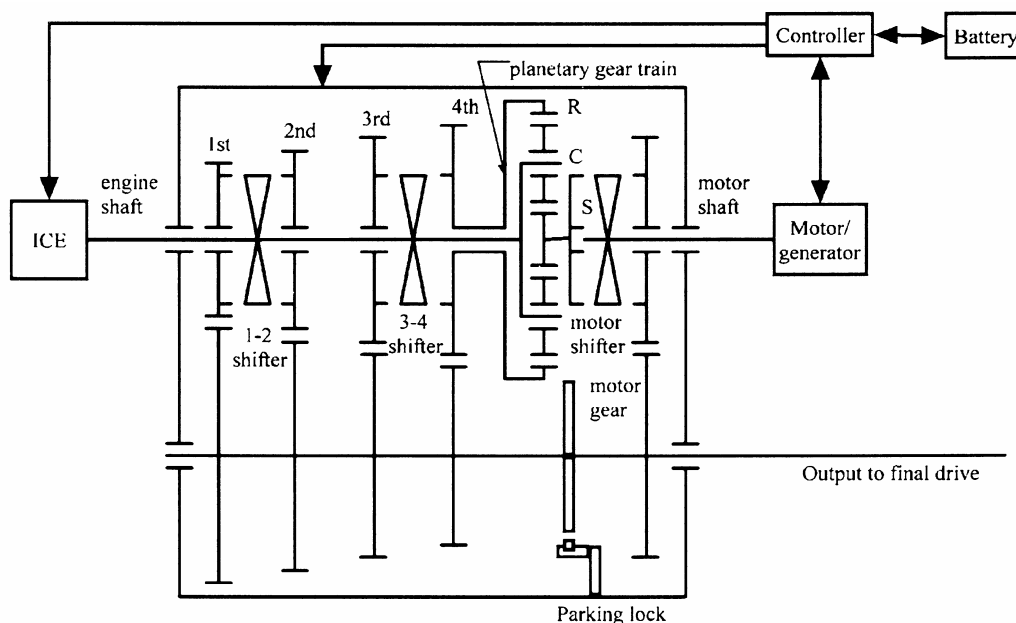
Przedstawiony na rys. 3.8 zespół napędowy składa się z silnika spalinowego (engine), który poprzez wał i odpowiednio włączane sprzęgła C1, C2 przenosi moment napędowy. Silnik elektryczny (bądź prądnica) jest połączony z wałem koła centralnego 1, natomiast z wałem wyjściowym związane jest koło satelitarne 6 poprzez jarzmo 3 i koło pierścieniowe współpracujące z kołem satelitarnym 7. Odpowiednie uruchomienie hamulców B1, B2 oraz sprzęgieł C1, C2 daje wiele kombinacji przełożeń dla całego układu, w ramach których wyróżnia się pięć różnych trybów pracy: 1 - tryb silnika elektrycznego napędzającego np. pojazd jadący z niską prędkością w ruchu ulicznym, 2 - tryb wysokiej mocy, w którym zespół jest napędzany jednocześnie przy pomocy silnika spalinowego i elektrycznego, 3 - tryb pracy silnika spalinowego przy długich trasach jazdy, 4 - tryb w którym silnik elektryczny pełni rolę prądnicy regulując prędkość wału od silnika spalinowego i w tym samym czasie ładując baterie, 5 - tryb wyhamowywania, gdzie energia kinetyczna pojazdu jest wykorzystywana do ładowania baterii. Zaletą tego mechanizmu jest duża oszczędność energii i paliwa ze względu na optymalne wykorzystanie obu napędów [59].

Na rysunku 3.9 przedstawiono schemat hybrydowego zespołu napędowego zastosowanego przez firmę Toyota [19]. Przekładnia planetarna połączona jest z silnikiem spalinowym (engine) poprzez koło słoneczne, elektrycznym (motor) poprzez koło pierścieniowe, prądnicą (generator) poprzez jarzmo. Koło pierścieniowe

jest też połączone z przekładnią redukcyjną (reduction gear), a ta z kolei z wałem napędzanym. Zasada pracy jest podobna jak w poprzednim opisanym przykładzie.



Rys. 3.9. Schemat blokowy hybrydowego systemu napędowego



Rys. 3.10. Schemat wielostopniowego hybrydowego zespołu napędowego

Innym przykładem jest zespół pokazany na rysunku 3.10, w którym przekładnia planetarna RCS również współpracuje z silnikiem spalinowym (ICE), elektrycznym (motor) (w innym trybie pracy mogącym pełnić rolę prądnicy ładującej baterie -

battery). Zasadniczym elementem są tutaj dwa równoległe wały: od silnika (engine shaft) i wał wyjściowy (output), gdzie przekazywany jest napęd poprzez zazębienie odpowiednich kół zębatych dający 5 różnych przełożeń, sterowany automatycznie poprzez system komputerowy (controller) [62].

Należy zaznaczyć, że w przypadku opisanego napędu hybrydowego to w artykule [4] dokonano jego porównania z klasycznym spalinowym zespołem napędowym. Wynika z przedstawionej analizy podstawowy wniosek, że zespół hybrydowy daje możliwość zaoszczędzenia do 20% paliwa, ogranicza emisję szkodliwych tlenków węgla o 50%, węglowodorów nawet w siedmiokrotnie mniejszym stopniu, a tlenków azotu o 30-40%.

Należy również nadmienić, że hybrydowe zespoły napędowe projektuje się ze szczególnym uwzględnieniem czterech celów:

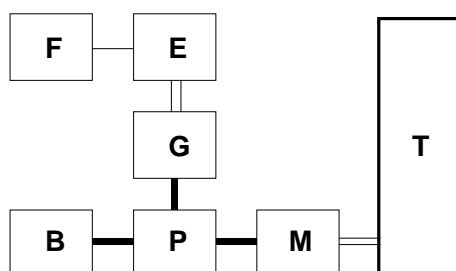
- maksymalna oszczędność paliwa,
- minimalna emisja szkodliwych związków chemicznych,
- minimalny koszt wykonania,
- dobre osiągi eksploatacyjne.

Ze względu na sposób konstrukcji i eksploatacji wyróżnia się cztery rodzaje zespołów hybrydowych:

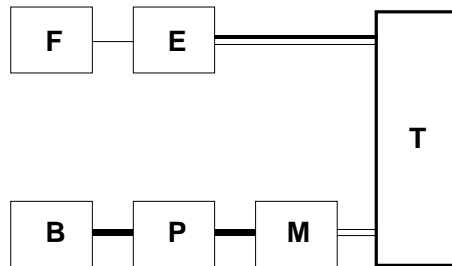
- szeregowy,
- równoległy,
- szeregowo – równoległy,
- złożony.

Zespoły te można przedstawić w postaci następujących schematów blokowych stosując następujące oznaczenia: B – bateria, E – silnik spalinowy, F – zbiornik paliwa, G – generator, M – silnik elektryczny, P – przetwornik mocy, T – przekładnia obiegowa (wraz z hamulcami, sprzęgłami) [6]:

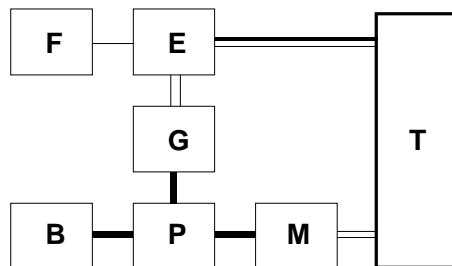
1. Układ szeregowy



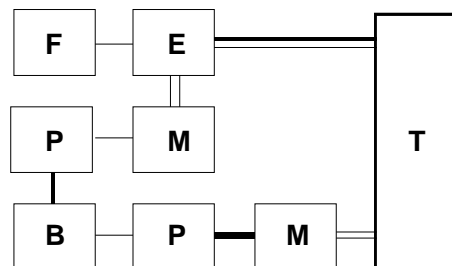
2. Układ równoległy



3. Układ szeregowo - równoległy



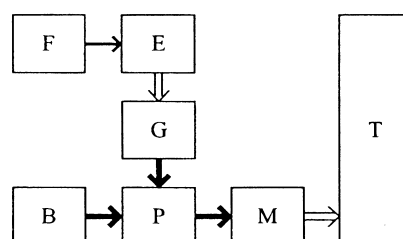
4. Układ złożony



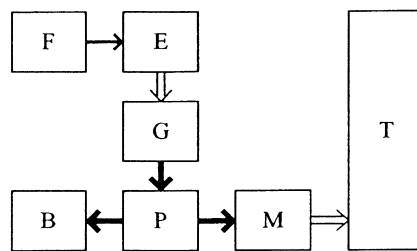
Grubą kreską przedstawiono połączenie elektryczne, cienką hydrauliczne, podwójną mechaniczne.

W przypadku szeregowego zespołu hybrydowego uzyskuje się dla następujących trybów pracy następujące kierunki przepływu mocy:

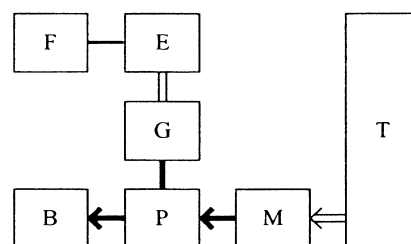
a. Start, normalna jazda, przyspieszenie



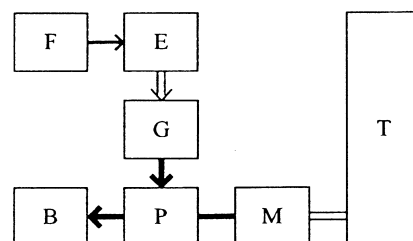
b. Małe obciążenie



c. Zwalnianie, hamowanie



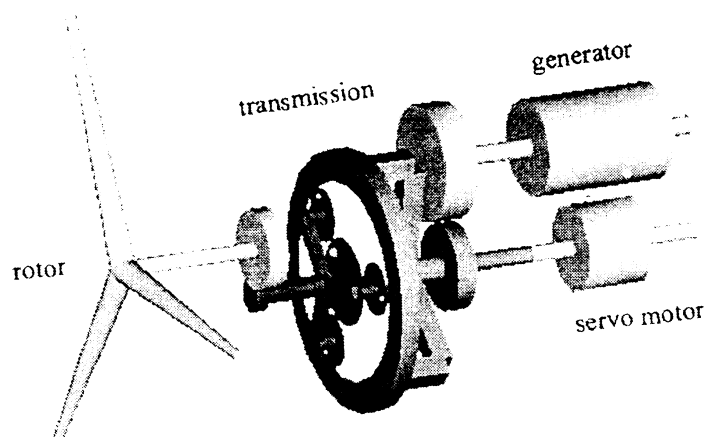
d. Ładowanie baterii



Tak więc udział przekładni planetarnych ma bardzo perspektywiczny wymiar poprzez przedstawione zastosowanie w energetyce (elektrownie wiatrowe) jak i w analizowanych zespołach napędowych o charakterze hybrydowym. W tym drugim przypadku mogą pełnić zasadniczą rolę jako elementy energooszczędnych układów napędowych pojazdów i przejezdnych maszyn roboczych ciężkich.

Rys. 3.11 przedstawia wykorzystanie przekładni planetarnej w siłowni wiatrowej wytwarzającej prąd elektryczny. Wyposażona ona jest w wiatrak (rotor) napędzający satelity poprzez jarzmo. Następnie przekazując moc do koła słonecznego i poprzez przekładnię do generatora, gdzie 20% wytworzonej energii wykorzystuje serwomotor dla ustabilizowania prędkości połączonego z nim koła słonecznego

i współpracującego z nim koła od generatora, które z kolei połączone jest kołem pierścieniowym przekładni obiegowej [63].



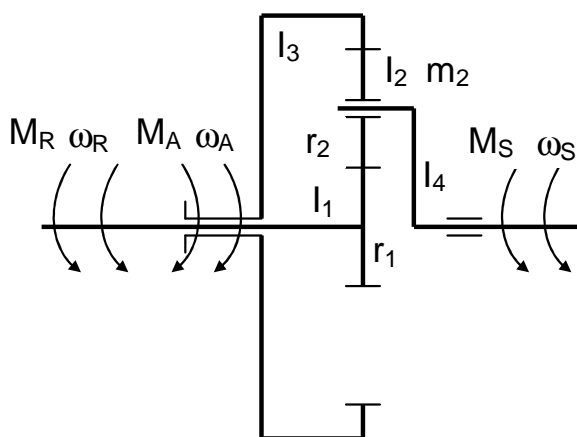
Rys. 3.11. Zespół napędowy w elektrowni wietrznej

4. STRUKTURY PRZEKŁADNI OBIEGOWYCH I ICH MODELE MATEMATYCZNE

4.1. Wprowadzenie

Klasyczne przekładnie mechaniczne jedno lub wielostopniowe składają się z układu współpracujących ze sobą kół zębatach. W zależności od geometrycznych wielkości określających ten zespół uzyskuje się stałe przełożenie „i”. Przełożenie warunkuje jednoznaczny związek parametrów kinematycznych i statycznych pomiędzy wałem wejściowym i wyjściowym. W prezentowanych rozważaniach istotną rolę odgrywa przekładnia planetarna o dwu stopniach swobody. Stanowi ona integralną część automatycznej skrzyni biegów typu Ravigneaux posiadającej cechy samoregulacji jak i w podanych powyższych zastosowaniach. Przyglądając się więc tego typu przekładni należy zwrócić uwagę na pewne właściwości. W odniesieniu do statyki da się je opisać przy pomocy dwu równań będących funkcją jednego momentu np. obciążeniowego

Struktura najprostszej przekładni obiegowej przedstawiona jest na rys. 4.1. Koło centralne o promieniu r_1 i momencie bezwładności I_1 osadzone jest na wale R, koło obiegowe o promieniu r_2 i masie m_2 oraz momencie bezwładności względem osi obrotu własnego I_2 ułożyskowane jest w jarzmie połączonym z wałem S i moment bezwładności jarzma oznaczony jest jako I_4 . Koło duże osadzone jest na wale A i posiada moment bezwładności I_3 .



Rys. 4.1. Przykład przekładni obiegowej o dwu stopniach swobody

Jedynym istotnym z punktu widzenia własności statycznych i kinematycznych tego typu przekładni jest przełożenie kinematyczne i dynamiczne przekładni zależne od ilorazu promieni $r_2/r_1 = i_k$.

W przypadku statyki (lub ruchu jednostajnego) pomiędzy momentami działającymi na przekładnię obowiązują zależności:

$$M_R = \frac{1}{1+2 \cdot i_k} M_A, \quad M_S = \frac{2(1+i_k)}{1+2 \cdot i_k} M_A, \quad (4.1)$$

natomiast zależność pomiędzy prędkościami kątowymi można przedstawić w postaci następującego wzoru:

$$\omega_S = W_A \cdot \omega_A + W_R \cdot \omega_R, \quad (4.2)$$

gdzie: $W_A = \frac{1+2 \cdot i_k}{2(1+i_k)}, \quad W_R = \frac{1}{2(1+i_k)}$.

4.2. Model matematyczny prostej przekładni obiegowej

Przechodząc do analizy zjawisk dynamicznych można wykorzystać zapis modelu matematycznego wynikający z metody opartej na równaniach Lagrange'a II rodzaju i na wstępie należy przyjąć współrzędne uogólnione, którymi w przypadku rozpatrywanego układu mogą być kąty obrotu wałów napędzających φ_A oraz φ_R , których pochodne podług czasu określają odpowiednio prędkości kątowe ω_A i ω_R .

Energia kinetyczna przekładni obiegowej po wykorzystaniu zależności (4.2) może być zapisana następująco:

$$\begin{aligned} E = & \frac{1}{2} \left[I_3 + \frac{(1+2 \cdot i_k)^2}{4 \cdot i_k^2} I_2 + \frac{1}{4} m_2 \cdot r_1^2 (1+2 \cdot i_k)^2 + \frac{(1+2 \cdot i_k)^2}{4(1+i_k)^2} I_4 \right] \cdot \omega_A^2 + \\ & + \frac{1}{2} \left[I_1 + \frac{m_2 \cdot r_1^2}{4} + \frac{1}{4 \cdot i_k^2} I_2 + \frac{1}{4(1+i_k)^2} I_4 \right] \omega_R^2 + \\ & + \frac{1}{2} \left[\frac{1+2 \cdot i_k}{2(1+i_k)^2} I_4 + \frac{(1+2 \cdot i_k) m_2 \cdot r_1^2}{2} - \frac{1+2 \cdot i_k}{2 \cdot i_k^2} I_2 \right] \omega_A \cdot \omega_R. \end{aligned} \quad (4.3)$$

Wykorzystując zasadę prac przygotowanych i uwzględniając zależność (4.2) siły uogólnione zapisać można jako:

$$Q_A = M_A - \frac{1+2 \cdot i_k}{2(1+i_k)} M_S, \quad Q_R = M_R - \frac{1}{2(1+i_k)} M_S. \quad (4.4)$$

Model matematyczny przekładni do analizy zjawisk dynamicznych przedstawia się następująco:

$$a_1 \frac{d\omega_A}{dt} + a_2 \frac{d\omega_R}{dt} = Q_A, \quad (4.5)$$

$$a_2 \frac{d\omega_A}{dt} + b_2 \frac{d\omega_R}{dt} = Q_R,$$

gdzie:

$$a_1 = I_3 + \frac{(1+2 \cdot i_k)^2}{4} \left[\frac{I_2}{i_k^2} + m_2 \cdot r_1^2 + \frac{I_4}{(1+i_k)^2} \right],$$

$$a_2 = \frac{1+2 \cdot i_k}{4} \left[m_2 \cdot r_1^2 - \frac{I_2}{i_k^2} + \frac{I_4}{(1+i_k)^2} \right],$$

$$b_2 = I_1 + \frac{1}{4} \left[\frac{I_2}{i_k^2} + m_2 \cdot r_1^2 + \frac{I_4}{(1+i_k)^2} \right].$$

Przy badaniu zjawisk dynamicznych zachodzących w samej przekładni obiegowej można założyć stałą wartość momentu M_A i M_R oraz wielkość i zmiany momentu obciążenia na wale wyjściowym S jako:

$$M_S = M_{S0} + A_S \sin \omega t, \quad (4.6)$$

gdzie:

t – czas,

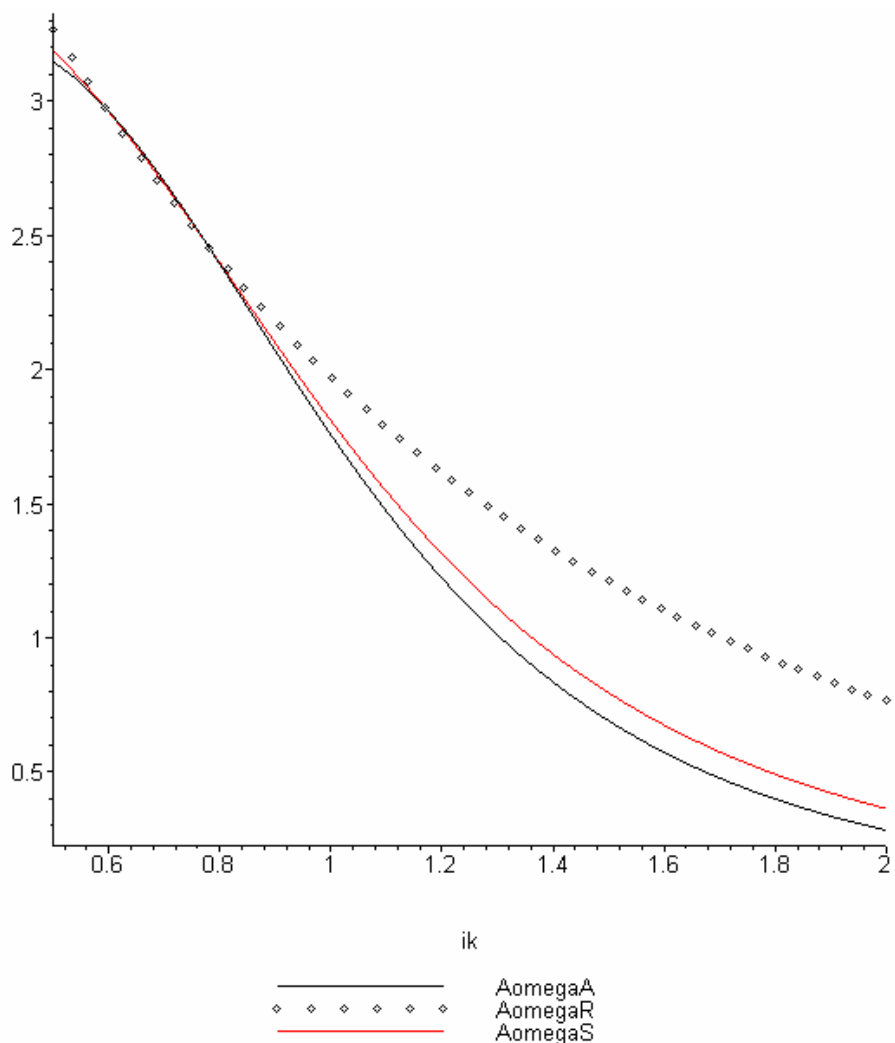
M_{S0} – średnia wartość momentu obciążenia,

A_S, ω – odpowiednio amplituda i częstość zmian momentu obciążenia.

Uwzględniając zależność (4.6) układ równań (4.5) jest układem równań różniczkowych liniowych. Rozwiązania tego układu równań można otrzymać analitycznie lub wykorzystać procedury całkowania numerycznego.

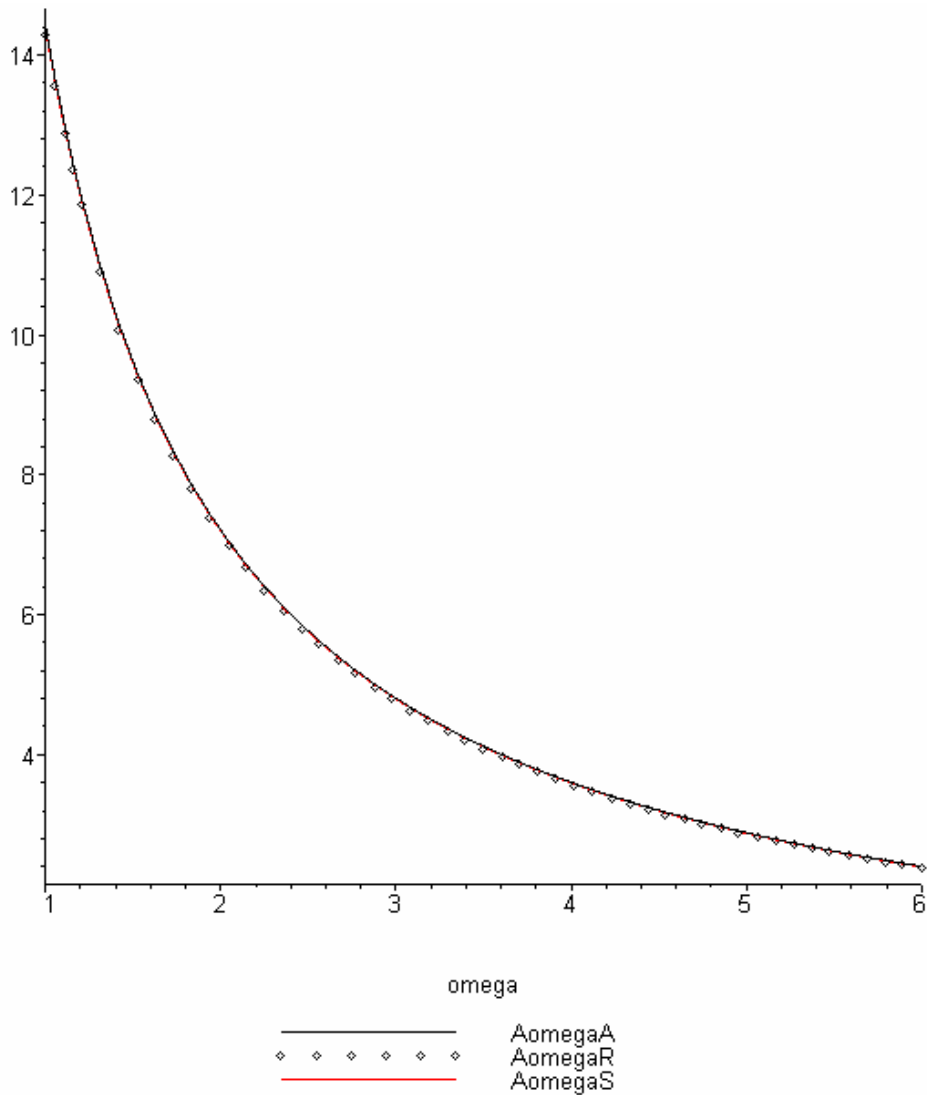
Na rys. 4.2 przedstawione zostały zmiany w funkcji przełożenia przekładni i_k amplitudy prędkości kątowych ω_A i ω_R oraz ω_S otrzymane w wyniku analitycznego rozwiązania układu równań (4.5) dla przyjętych wartości parametrów charakteryzujących przekładnię obiegową oraz działające na wały przekładni momenty. Przyjęte zostały do obliczeń następujące wartości parametrów przekładni: $r_1 = 0,12$ [m], $I_1 = 0,05$ [kgm²], $I_3 = 0,1$ [kgm²], $I_4 = 0,08$ [kgm²], $M_{S0} = 28,2$ [Nm], $A_S =$

5 [Nm], $\omega = 6$ [rad/s]. Masa m_2 oraz masowy moment bezwładności I_2 zależne są odpowiednio od kwadratu i czwartej potęgi przełożenia i_k .



Rys. 4.2. Zmienność amplitud prędkości kątowych w funkcji przełożenia przekładni

Dla wartości przełożeń w zakresie do około 0,8 amplitudy zmian prędkości kątowych niewiele się różnią pomiędzy sobą. Większe różnice można zauważyć dla większych wartości przełożenia przekładni. Na rys. 4.3 przedstawione zostały zależności amplitud zmian prędkości kątowych od częstości zmian momentu obciążenia dla ustalonej wartości przełożenia przekładni $i_k = 0,83$ i wynikających z tego przełożenia wartości momentów M_A i M_R .



Rys. 4.3. Zmienność amplitud prędkości kątowych w funkcji częstości zmian momentu obciążenia

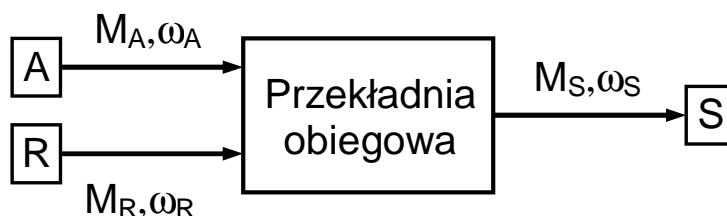
Niezależnie od wartości częstości zmian momentu obciążenia amplitudy zmian prędkości kątowych są w przybliżeniu jednakowe.

4.3. Przekładnia obiegowa w hybrydowym układzie napędu

W energooszczędnych układach napędowych pojazdów i przejezdnych maszyn roboczych ciężkich zastosowanie przekładni obiegowych jest korzystne z uwagi na konieczną redukcję prędkości obrotowej.

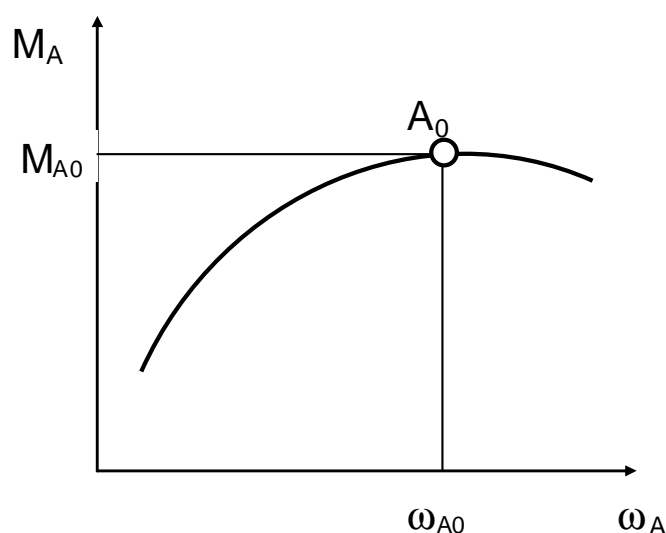
Schematycznie struktura tego typu hybrydowego układu napędowego przedstawiona jest na rys. 4.4. Wejściowy wał A przekładni obiegowej jest związany z silnikiem spalinowym i obciążony jest momentem M_A przy prędkości kątowej ω_A .

Natomiast drugi wał wejściowy R połączony jest z silnikiem elektrycznym. Wał ten przenosi moment M_R przy prędkości kątowej ω_R . Z kolei wał wyjściowy S współpracuje z napędzanymi kołami pojazdu i jest obciążony momentem zewnętrznym M_S , a z prędkości jazdy określona jest prędkość kątowa ω_S .



Rys.4.4. Schemat układu napędowego

W celu przeprowadzenia analizy kinematycznej i dynamicznej przekładni należy uwzględnić charakterystyki poszczególnych źródeł napędu przedstawiające zależności pomiędzy momentem M_A i prędkością ω_A oraz momentem M_R i prędkością ω_R . Najprostszy przypadek analizy własności przekładni sprowadza się do przyjęcia założenia, że charakterystyka prędkościowa silnika spalinowego jest paraboliczna tak, jak pokazano na rys. 4.5.



Rys. 4.5. Ideowa charakterystyka silnika spalinowego

Jak widać z powyższego wykresu charakterystyka ta jednoznacznie określa dla danej wartości M_A wartość prędkości kątowej ω_A .

Natomiast charakterystyka prędkościowa silnika elektrycznego zazwyczaj przyjmowana jest jako liniowa. Moment obciążeniowy przy badaniu zjawisk dynamicznych można przyjąć, tak jak poprzednio, jako oscylujący względem ustalonej wartości średniej.

W nawiązaniu do schematu przedstawionego na rys. 4.4, jako napęd A przewidziany jest silnik spalinowy o charakterystyce zewnętrznej, która w ustalonym punkcie pracy, oznaczonym na rys. 4.5 jako punkt A_0 , może być zapisana w postaci zależności [61]:

$$M_A = M_{A2}(\omega_A - \omega_{A0})^2 + M_{A1}(\omega_A - \omega_{A0}) + M_{A0}, \quad (4.7)$$

gdzie:

ω_A - prędkość kątowa wału napędowego,

M_{A2} , M_{A1} , M_{A0} - współczynniki o stałej wielkości.

Jako napęd wału R przewidziany jest bocznikowy silnik elektryczny prądu stałego o charakterystyce zewnętrznej opisanej zależnością:

$$M_R = M_{R1} \cdot \omega_R + M_{R0}, \quad (4.8)$$

gdzie:

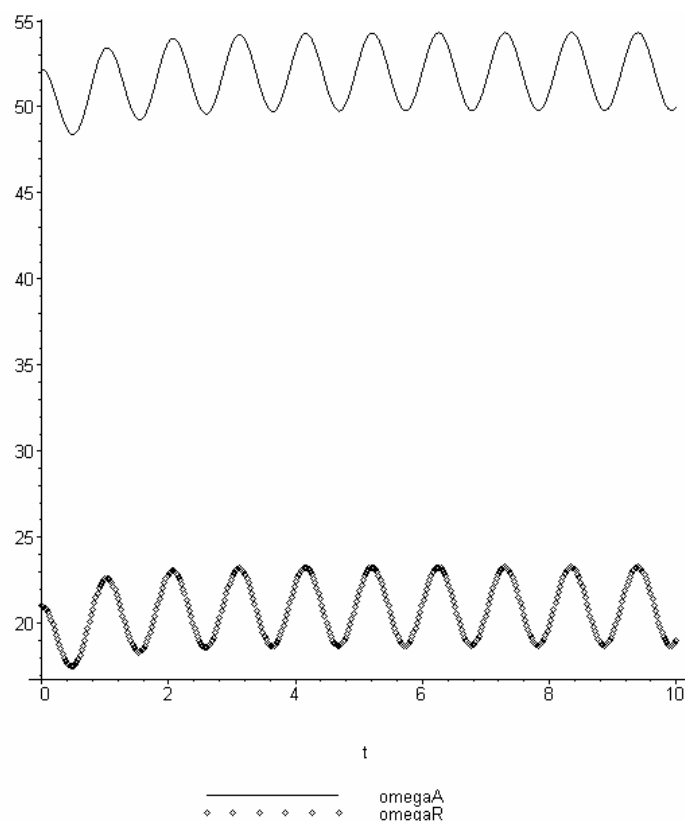
ω_R - prędkość kątowa wału napędowego,

M_{R1} , M_{R0} - współczynniki o stałej wielkości.

Wielkość i zmiany momentu obciążenia M_S na wale wyjściowym opisane są wzorem (4.6).

Uwzględniając zależność (4.7) układ równań (4.5) jest układem równań różniczkowych nieliniowych. Rozwiązania tego układu równań można otrzymać wykorzystując procedury całkowania numerycznego lub też można poszukiwać rozwiązania przybliżonego zakładając, że oscylacje prędkości kątowych mają charakter zbliżony do oscylacji momentu obciążenia przekładni.

Na rys. 4.6 przedstawione zostały przebiegi czasowe prędkości kątowych ω_A i ω_R otrzymane w wyniku całkowania numerycznego równań (4.5) z wykorzystaniem programu Maple V8[®].

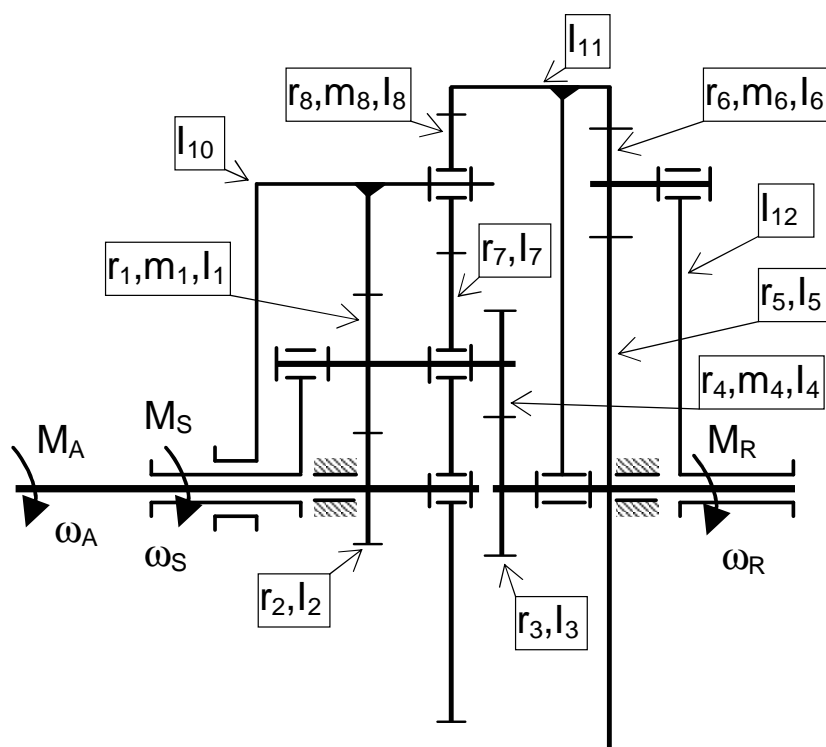


Rys. 4.6. Zmienność prędkości kątowych wału silnika spalinowego i elektrycznego jako wynik całkowania numerycznego

W stanie ustalonym przy harmonicznie zmiennym momencie obciążenia przekładni prędkości kątowe zmieniają się w sposób niewiele różniący się od przebiegów sinusoidalnych, co wskazuje, że wpływ nieliniowości na zmianę parametrów kinematycznych jest niewielki i można dokonać linearyzacji charakterystyki silnika spalinowego w otoczeniu punktu A_0 .

4.4. Przekładnie obiegowe o złożonej strukturze

Przekładnia obiegowa o strukturze przedstawionej na rys. 4.1 w ograniczonym zakresie umożliwia kształtowanie własności kinematycznych i dynamicznych, ponieważ możliwa jest zmiana tylko jednej wartości przełożenia. Dlatego w układach napędowych wykorzystywane są przekładnie obiegowe o bardziej rozbudowanej strukturze, w których można niezależnie dobrać większą liczbę przełożeń. Schemat przekładni składającej się z czterech przekładni obiegowych pokazany jest na rys. 4.7.



Rys. 4.7. Przekładnia obiegowa o złożonej strukturze

Można wykazać, że dla tej przekładni, podobnie jak poprzednio w warunkach równowagi spełnione są następujące zależności:

$$M_R = K \cdot M_A, \quad (4.9)$$

$$M_S = W \cdot M_A, \quad (4.10)$$

gdzie współczynniki K i W , po uwzględnieniu związku geometrycznego $r_3+r_4=r_1+r_2$, zależne są od wymiarów geometrycznych kół poszczególnych stopni przekładni obiegowych w następujący sposób:

$$K = \frac{r_5 + r_6}{r_2 \left[\frac{(r_5 + 2r_6)(r_7 + r_8)}{(r_2 + 2r_1)(r_7 + 2r_8)} - \frac{r_5(r_1 + r_2 - r_3)}{2r_1 \cdot r_3} \right]}, \quad (4.11)$$

$$W = -2 - \frac{2r_1}{r_2} + \frac{\frac{r_7(r_5 + 2r_6)}{(r_7 + 2r_8)} - r_5 \left(1 + \frac{r_1 + r_2 - r_3}{r_1} \right) \frac{r_1 + r_2}{r_3}}{2r_2 \left[\frac{(r_5 + 2r_6)(r_7 + r_8)}{(r_2 + 2r_1)(r_7 + 2r_8)} - \frac{r_5(r_1 + r_2 - r_3)}{2r_1 \cdot r_3} \right]}. \quad (4.12)$$

Można również wykazać, że prędkości obrotowe na wejściach i na wyjściu z przekładni związane są zależnością:

$$\omega_S = A \cdot \omega_A + R \cdot \omega_R, \quad (4.13)$$

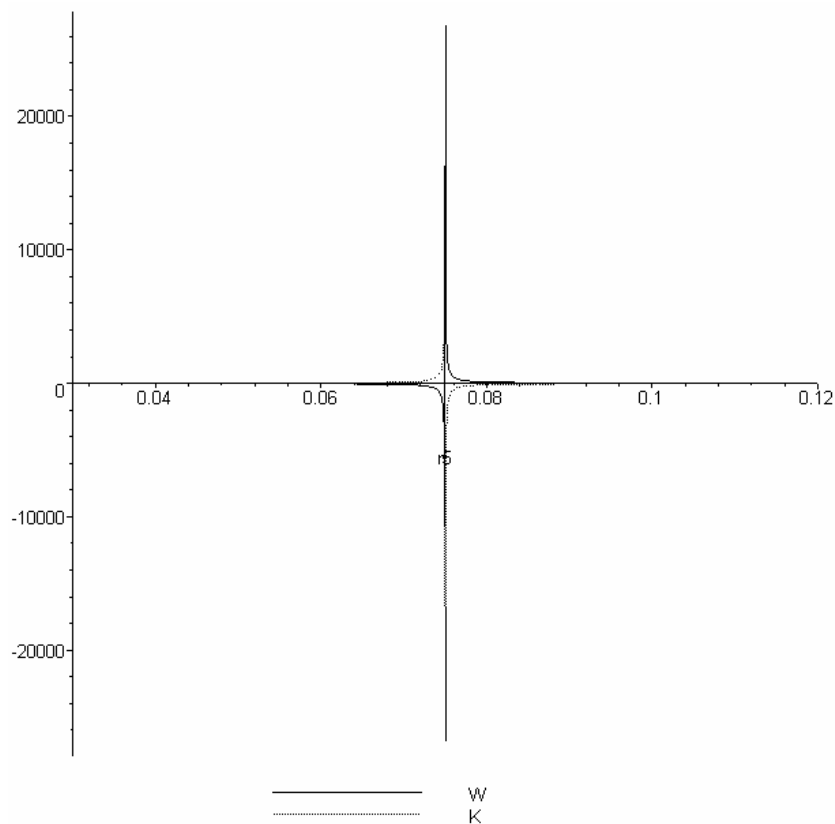
gdzie współczynniki A i R - są stałymi wielkościami związanymi ze współczynnikami K i W w następujący sposób:

$$A = -\frac{1}{W}, \quad R = -\frac{K}{W}. \quad (4.14)$$

Analizując zależność współczynników, K i W od wymiarów kół można zauważyć, że dla odpowiednio dobranych wymiarów promieni kół wyrażenie znajdujące się w mianowniku może być równe zero, a w takim przypadku wartość zarówno współczynnika K oraz W zmierza do nieskończoności. Przyjmując jako interesujący ze względów konstrukcyjnych promień r_5 otrzymuje się dla zerowania mianownika wyrażen (4.11) i (4.12) następującą zależność:

$$r_{5k} = \frac{4r_1 \cdot r_3 \cdot r_6 (r_7 + r_8)}{(r_7 + 2r_8)(3r_1 r_2 + 2r_1^2 + r_2^2 - r_2 r_3 - 2r_1 r_3) - 2r_1 r_3 (r_7 + r_8)}. \quad (4.15)$$

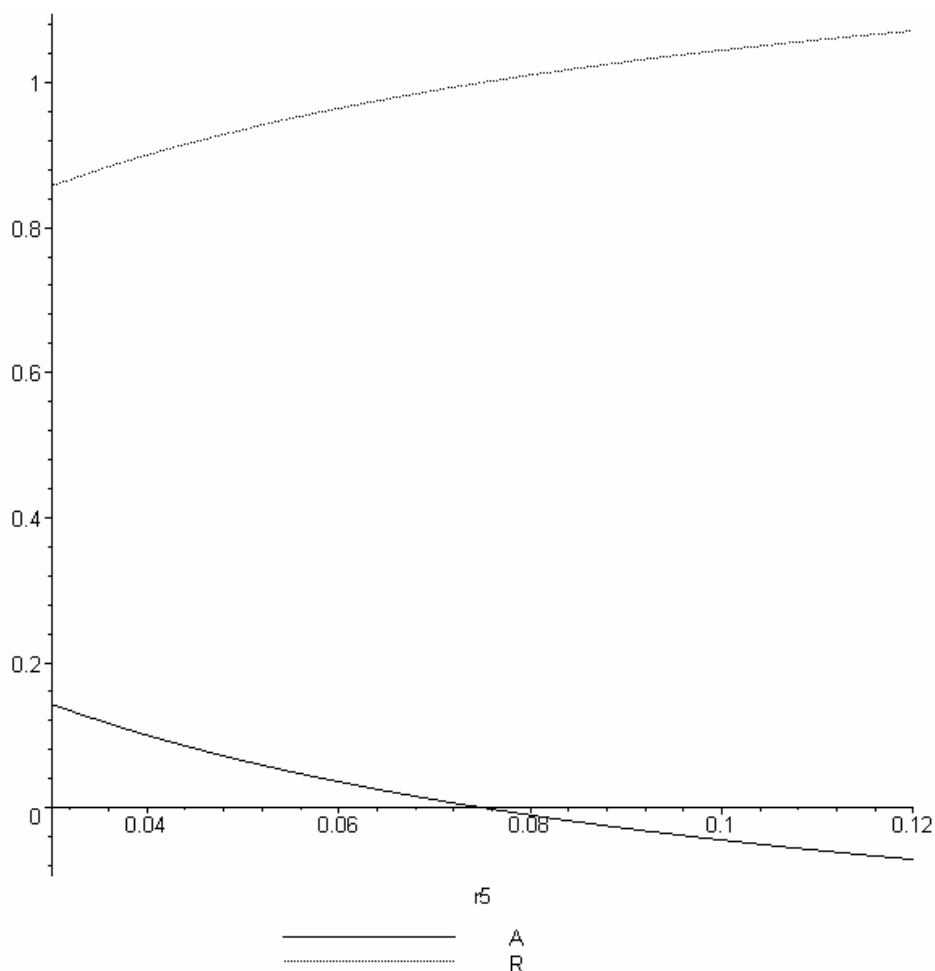
Dla ilustracji na rys. 4.8 przedstawiona jest zależność wartości współczynników K i W od wartości promienia r_5 .



Rys. 4.8. Zależność współczynników K i W od promienia r_5

Przyjęto do obliczeń: $r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = r_6 = r_8 = 0,03$ [m], $r_7 = 4 r_1$. Dla przyjętych wartości z zależności (4.15) wynika, że $r_{5k} = 0,075$ [m], co potwierdzone zostało na rys. 4.8.

Na rys. 4.9 pokazana jest zmienność wartości współczynników A i R określających relacje zachodzące pomiędzy prędkościami kątowymi. Dla krytycznej wartości promienia r_5 wartość współczynnika A jest równa zero, a więc mając na uwadze zależność (4.13) prędkość kątowa ω_A nie ma wpływu na wartość prędkości kątowej ω_S .



Rys. 4.9. Zależność współczynników A i R od promienia r_5

4.5. Model matematyczny przekładni obiegowej o złożonej strukturze

Energia kinetyczna przekładni obiegowej może być zapisana następująco:

$$E = \frac{1}{2} [I_2 \cdot \omega_A^2 + (m_1 + m_4)v_5^2 + (I_1 + I_4)\omega_1^2 + I_7 \cdot \omega_S^2 + I_8 \cdot \omega_8^2 + m_8 \cdot v_{10}^2 + I_{10} \cdot \omega_{10}^2] + \\ + \frac{1}{2} [(I_3 + I_5)\omega_3^2 + I_{11} \cdot \omega_{11}^2 + m_6 \cdot v_4^2 + I_6 \cdot \omega_6^2 + I_{12} \cdot \omega_R^2]$$

gdzie: (4.16)

$$v_4 = \omega_R (r_5 + r_6), v_{15} = v_2 \frac{r_5}{r_3}, v_5 = \omega_S (r_1 + r_2), v_6 = \omega_A \cdot r_2, v_{13} = 2 \cdot v_4 - v_{15},$$

$$\omega_{10} = \frac{v_{10}}{r_7 + r_8}, \omega_{11} = \frac{v_{12}}{r_7 + 2 \cdot r_8}, \omega_1 = \frac{v_5 - v_6}{r_1}, \omega_3 = \frac{v_2}{r_3}, \omega_8 = \frac{v_{10} - v_{11}}{r_8}, \omega_6 = \frac{v_4 - v_{15}}{r_6},$$

$$v_{12} = \frac{r_7 + 2 \cdot r_8}{r_5 + 2 \cdot r_6} v_{13}, v_{11} = \omega_S \cdot r_7, v_{10} = \frac{v_{11} + v_{12}}{2}, v_2 = v_5 + \omega_1 \cdot r_4, v_7 = 2 \cdot v_5 - v_6.$$

Wykorzystując zasadę prac przygotowanych i uwzględniając zależność (4.13) siły uogólnione zapisać można jako:

$$Q_A = M_A + A \cdot M_S, Q_R = M_R + R \cdot M_S. \quad (4.17)$$

Model matematyczny przekładni do analizy zjawisk dynamicznych przedstawia się następująco:

$$a_1 \frac{d\omega_A}{dt} + a_2 \frac{d\omega_R}{dt} = Q_A, \quad (4.18)$$

$$a_2 \frac{d\omega_A}{dt} + b_2 \frac{d\omega_R}{dt} = Q_R,$$

gdzie obecnie wartości współczynników a_1 , a_2 , b_2 zależą w sposób złożony od parametrów masowych i geometrycznych.

Przy badaniu zjawisk dynamicznych zachodzących w samej przekładni obiegowej można założyć stałą wartość momentu M_A i M_R oraz wielkość i zmiany momentu obciążenia na wale wyjściowym S jako:

$$M_S = M_{S0} + A_S \sin \omega t, \quad (4.19)$$

gdzie:

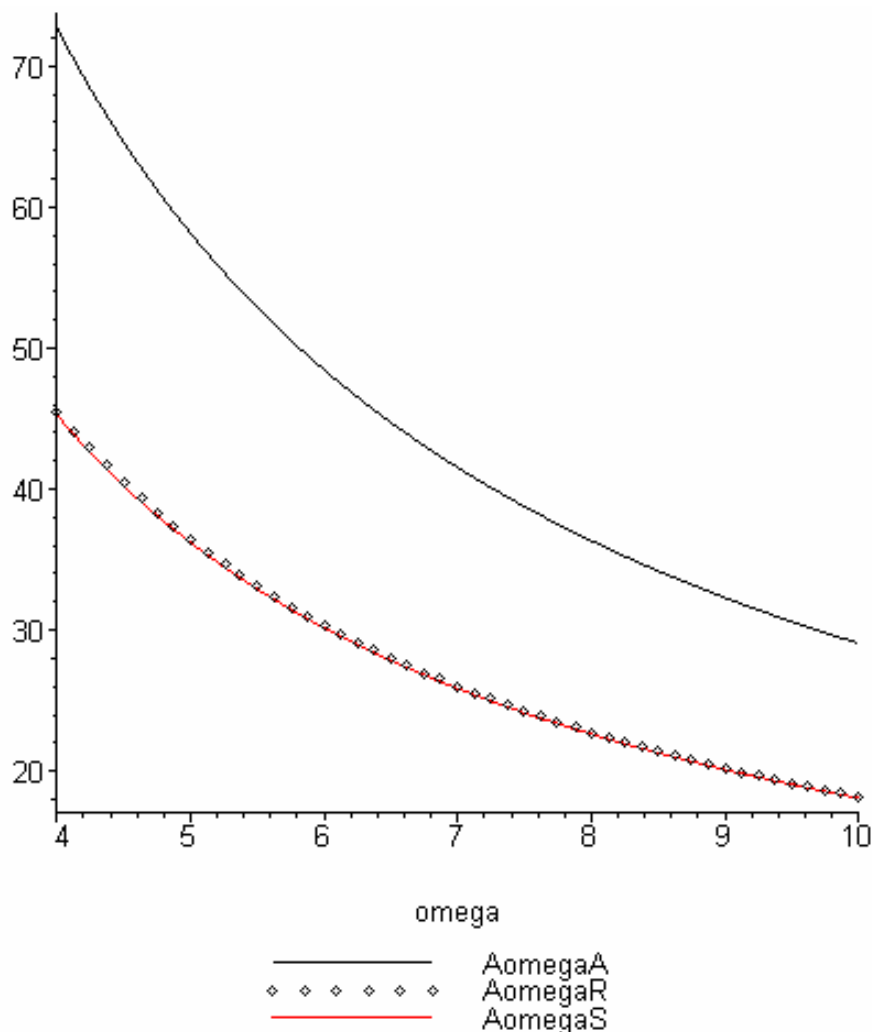
M_{S0} – średnia wartość momentu obciążenia,

A_S , ω – odpowiednio amplituda i częstość zmian momentu obciążenia.

Uwzględniając zależność (4.19) układ równań (4.18) jest układem równań różniczkowych liniowych. Rozwiązania tego układu równań można otrzymać analitycznie lub wykorzystać procedury całkowania numerycznego.

Na rys. 4.10 przedstawione zostały zależności amplitud zmian prędkości kątowych od częstości zmian momentu obciążenia dla ustalonej wartości przełożenia przekładni i wynikających z tego przełożenia wartości momentów M_A i M_R .

Przyjęte zostały do obliczeń następujące wartości parametrów przekładni: $r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = r_6 = r_8 = 0,03[m]$, $r_5 = 0,08 [m]$, $r_7 = 0,12 [m]$, $m_1 = m_4 = m_6 = m_8 = 0,2[kg]$, $I_1 = I_4 = I_5 = I_8 = 0,9 [kgcm^2]$, $I_5 = 12,8 [kgcm^2]$, $I_7 = 36 [kgcm^2]$, $I_{10} = I_{12} = 72 [kgcm^2]$, $I_{11} = 2 I_{10}$, $M_{S0} = 28,2 [Nm]$, $A_S = 5 [Nm]$, $\omega = 6 [rad/s]$.

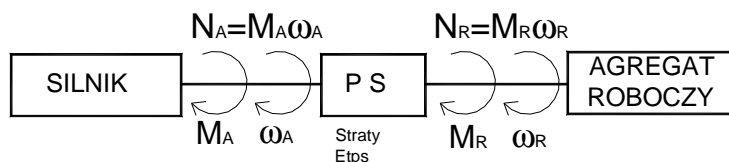


Rys. 4.10. Zmienność amplitud prędkości kątowych w funkcji częstości zmian momentu obciążenia

5. WARUNEK KONIECZNY SAMOREGULACJI

5.1. Wstęp

Powszechnie stosowane zespoły pracujące w przedstawionym na rys. 5.1 układzie zawierają w miejscu PS, przekładnie zbudowaną z kompletu sztywnie połączonych ze sobą kół zębatych.



Rys. 5.1. Schemat układu napędowego

Z powyższego widać, że cały omawiany zespół jest ściśle zdeterminowany w sensie jednoznacznego uzależnienia od narzuconej wielkości momentu roboczego M_R . Natomiast wartość pracy wykonanej przez agregat określona jest wzorem:

$$L = \int_{t_1}^{t_2} M_R \cdot \omega_R \cdot dt \quad (5.1)$$

gdzie: t - czas.

Sposób jej realizacji ma istotny wpływ na pracę silnika napędowego (położenie punktu pracy A_0 na charakterystyce, co powiązane jest ściśle ze sprawnością silnika). Jeśli przełożenie uzyskiwane w takiej przekładni wynosi „ i ” oraz M_A i ω_A są momentem napędowym i prędkością kątową na wale silnika, natomiast M_R oraz ω_R momentem roboczym oraz prędkością kątową na wale napędzanego agregatu to wówczas zachodzą między nimi relacje:

$$M_A = i \cdot M_R \quad (5.2)$$

oraz

$$\omega_A = \frac{1}{i} \cdot \omega_R \quad (5.3)$$

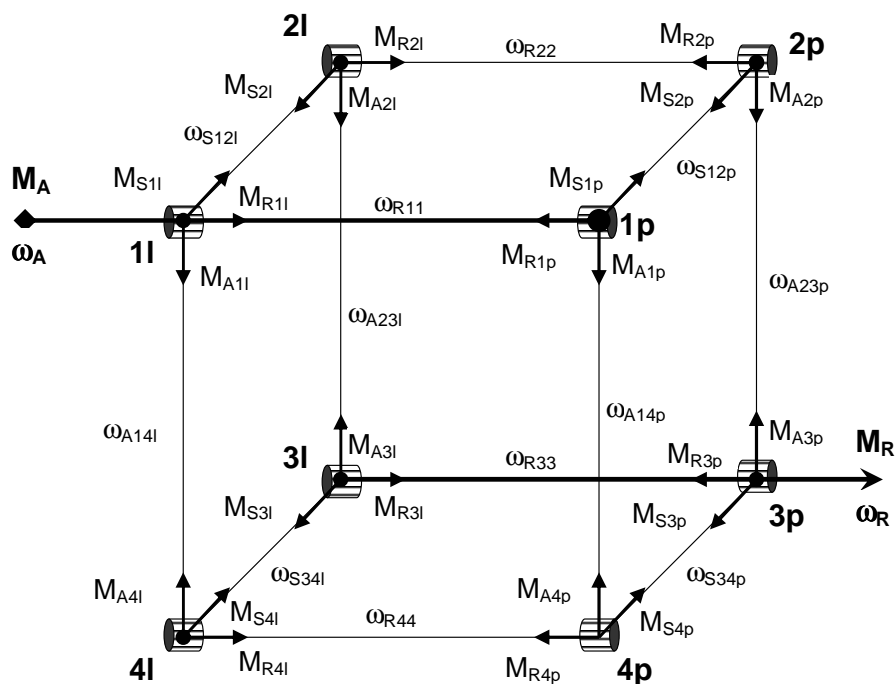
Moment roboczy M_R jest narzucony warunkami obciążenia, a więc jest on zupełnie niezależny od samego zespołu napędowego i równocześnie zgodnie z wzorem (5.2) określa jednoznacznie wielkość momentu napędowego silnika M_A .

Z drugiej strony silnik napędowy posiada swoją charakterystykę wyznaczającą jednoznaczną zależność pomiędzy wytwarzaną przezeń mocą N_A lub momentem na

wale napędowym oraz prędkością tego wału ω_A . Opisana sytuacja narzuca potrzebę szukania możliwości odejścia od sztywnego zespołu w kierunku uelastyczenia zależności między M_R , M_A , ω_R , ω_A w taki sposób żeby nie zachodziła ona według wzorów (5.2), (5.3) lecz była regulowana zgodnie z zasadami, jakim podlegają układy holonomiczne w mechanice.

Można zadać pytanie: jak zachowa się zespół silnik - przekładnia - agregat roboczy, gdy wprowadzi się przekładnie o takiej własności, że przełożenie będzie wielkością nieoznaczoną. Układ przełożeń jest tak dobrany, że przełożenie wynosi 0/0. Wówczas zależność między wielkościami zewnętrznymi, (np. momentami) nie jest określona jednoznacznie, a wartość obciążenia zewnętrznego wpływa na ten związek. Występuje tu zdolność samoczynnej zmiany przełożenia w zależności od obciążenia zewnętrznego, co nazywane jest samoregulacją.

Dla określenia własności przekładni samoregulacyjnej należy przedstawić zespół urządzeń, w którym przekładnia taka mogłaby pracować (np. samochód, ciągnik, spycharka, agregat roboczy itp.). To zadanie ma spełnić proponowana tu przekładnia samoregulacyjna, która ma zastąpić „sztywną” przekładnię pośredniczącą w przekazywaniu energii między silnikiem a agregatem. Przekładnia taka składać się może z ośmiu przekładni jednostkowych [PJ], powiązanych ze sobą w sposób przedstawiony na rys. 5.2.

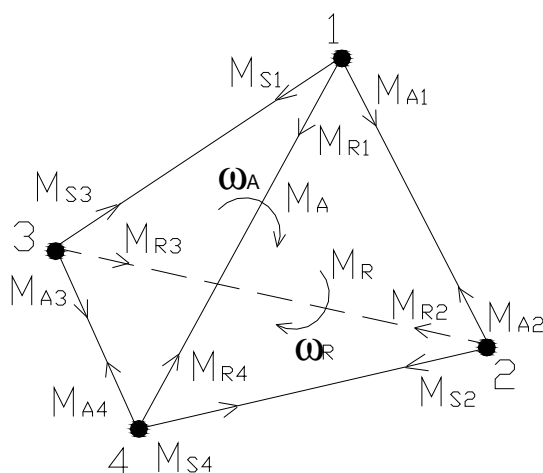


Rys.5.2. Przekładnia samoregulacyjna

Na rys. 5.2 wprowadzono oznaczenia: M_{Rj} , M_{Aj} , M_{Sj} - momenty wiążące ze sobą poszczególne przekładnie jednostkowe: ω_{Ri} , ω_{Ai} , ω_{Si} - prędkości kątowe na poszczególnych wałach łączących przekładnie jednostkowe; ω_R , M_R - odpowiednio prędkość kątowa i moment na wale roboczym oraz ω_A , M_A - na wale silnika. Przekładnie jednostkowe rozmieszczone są w narożnikach sześciangu i oznaczone jako: 1p, 2p, 3p, 4p, 1l, 2l, 3l, 4l. Przekładnie połączone są ze sobą wałami.

Osiem przekładni PJ wchodzących w skład PS zbudowanych jest według takiego samego schematu konstrukcyjnego, jednak mogą one różnić się między sobą wielkościami średnic kół zębatach i związanymi z nimi przełożeniami elementów wchodzących w ich budowę wewnętrzną. Na krawędzi sześciangu, której odpowiada wał przenoszący momenty i obroty między sąsiadującymi ze sobą przekładniami oznaczonej 1p-1l osadzone jest koło zębate (stożkowe) zazębione z zewnętrznym kołem zębatym stożkowym (przełożenie 1:1), przez które przekazywany jest napęd PS od silnika. Natomiast na krawędzi sześciangu, której odpowiada wał 3p-3l osadzone jest również koło zębate (stożkowe) zazębione z zewnętrznym kołem zębatym stożkowym (przełożenie 1:1), przez które przekazywany jest napęd agregatu roboczego.

Na rys. 5.3 przedstawiono inną koncepcję struktury przekładni samoregulacyjnej. Składa się ona z czterech PJ zbudowanych identycznie jak na rys. 4.7 i powiązanych ze sobą wałami. Wał 1-4 pełni taką samą rolę jak 1p-1l dla przekładni sześcienniej, a wał 3-2 taką jak 3p-3l. Jest to więc analogiczna PS ale z czterema przekładniami jednostkowymi.



Rys. 5.3. Inna struktura przekładni samoregulacyjnej

Dla określenia warunku koniecznego samoregulacji dokonuje się analizy statycznej przekładni jednostkowych PJ będących elementami PS, przy założeniu stałej prędkości kątowej na wale roboczym. Analizę zależności między momentami jest się w stanie przeprowadzić na podstawie związków: (4.9), (4.10) z rozdziału 4.

Analiza statyczna PJ polega na rozpatrzeniu warunków równowagi sił i momentów w poszczególnych podzespołach (blokach A, B), oraz kołach zębatych PJ, co w konsekwencji prowadzi do uzyskania zależności (4.9), (4.10) przedstawionych w 4-tym rozdziale.

Analizę kinematyczną PJ prowadzi się rozpatrując zależności prędkości kątowych poszczególnych elementów przekładni planetarnych: kół słonecznych, planetarnych, koronowych. Powiązanie ich w równania tak, by określić wielkości: R_j i A_j jako stałe zależne od wartości przełożeń poszczególnych kół zębatych w PJ, prowadzi w rezultacie do otrzymania wzoru (4.11) z rozdziału 4.

Tak, więc po rozpatrzeniu wspomnianych wzorów (4.9), (4.10) dla całej przekładni PS otrzymuje się następujące zależności pomiędzy M_R a M_A w postaci: dla PS-sześcienniej

$$M_R = \frac{W_{1p}}{W_{2p}} \cdot \frac{K_{3p}}{K_{1p}} \cdot \frac{1 - \frac{K_{3l}}{K_{3p}} \cdot \frac{K_{2p}}{K_{2l}}}{1 - \frac{K_{1l}}{K_{1p}} \cdot \frac{K_{4p}}{K_{4l}}} \cdot M_A \quad (5.4)$$

dla PS-czworościennej

$$M_R = -\frac{W_4 K_2 + W_2 K_3}{W_4 K_1 + W_2 K_4} M_A \quad (5.5)$$

Pamiętając, że w równaniu (5.4) wyrażenia:

$$W_{1p}, W_{2p}, K_{1p}, K_{2p}, K_{3p}, K_{4p}, K_{1l}, K_{2l}, K_{3l}, K_{4l}$$

są wielkościami stałymi dla danej przekładni PS-sześcienniej, czyli zawierają w sobie wartości przełożeń wszystkich 32 przekładni planetarnych będących elementami 8-śmiu przekładni jednostkowych, to projektując PS można dobierać te przełożenia np. tak, by całe wyrażenie spełniało warunek:

$$\frac{W_{1p}}{W_{2p}} \cdot \frac{K_{3p}}{K_{1p}} \cdot \frac{1 - \frac{K_{3l}}{K_{3p}} \cdot \frac{K_{2p}}{K_{2l}}}{1 - \frac{K_{1l}}{K_{1p}} \cdot \frac{K_{4p}}{K_{4l}}} \neq 0 \quad (5.6)$$

Wówczas istnieje ściśle powiązanie momentu roboczego M_R pochodzącego od agregatu roboczego z momentem pochodzącym od silnika M_A . Oznacza to, że równanie (5.4) konkretnej wartości M_R przypisuje jednoznacznie wartość M_A . Można jednak tak dobrać przełożenia żeby:

$$W_{1p} = 0, W_{2p} = 0, \frac{K_{3p}}{K_{1p}} \cdot \frac{1 - \frac{K_{3l}}{K_{3p}} \cdot \frac{K_{2p}}{K_{2l}}}{1 - \frac{K_{1l}}{K_{1p}} \cdot \frac{K_{4p}}{K_{4l}}} \neq 0 \quad (5.7)$$

Wobec tego równanie (5.4) przyjmie postać:

$$M_R = \frac{0}{0} \cdot M_A \quad (5.8)$$

Ponieważ wyrażenie powyższe przedstawia symbol nieoznaczony, zatem warunek (5.5) jest warunkiem zapewniającym elastyczność przekładni, gdyż jest on spełniony dla dowolnej pary M_R i M_A , czyli równanie (5.8) nie przypisuje określonej wartości M_R dla określonej wartości M_A i odwrotnie. Jest to warunek konieczny samoregulacji.

Natomiast w równaniu (5.5), podobnie jak w (5.6) wyrażenia: $W_2, W_4, K_1, K_2, K_3, K_4$ są wielkościami stałymi dla danej przekładni PS-czworościennej, czyli zawierają w sobie wartości przełożeń wszystkich 16 przekładni planetarnych będących elementami 4-ech przekładni jednostkowych. W tym przypadku również przy założeniu, że $W_2 = 0, W_4 = 0$ otrzymamy warunek (5.8), będący warunkiem koniecznym samoregulacji dla PS-czworościennej.

Zależności (5.4) i (5.5) potrzebne do uzyskania warunku (5.5) otrzymuje się z analizy statycznej dla PS odpowiednio sześcienniej i czworościennej.

5.2. Analiza statyczna przekładni samoregulacyjnej „sześcienniej”

Analizę powyższą przeprowadza się w oparciu o poniższe równania wynikające z zależności (4.9), (4.10) z rozdziału 4 oraz równowagi momentów dla poszczególnych wałów:

$$M_{R1p} = -K_{1p} M_{A1p} \quad (1)^* \quad M_{S1p} = W_{1p} M_{A1p} \quad (9)^*$$

$$M_{R4p} = -K_{4p} M_{A4p} \quad (2)^* \quad M_{S4p} = W_{4p} M_{A4p} \quad (10)^*$$

$$M_{R2p} = -K_{2p} M_{A2p} \quad (3)^* \quad M_{S2p} = W_{2p} M_{A2p} \quad (11)^*$$

$$M_{R3p} = -K_{3p} M_{A3p} \quad (4)^* \quad M_{S3p} = W_{3p} M_{A3p} \quad (12)^*$$

$$M_{R1l} = -K_{1l}M_{A1l} \quad (5)^*$$

$$M_{R4l} = -K_{4l}M_{A4l} \quad (6)^*$$

$$M_{R2l} = -K_{2l}M_{A2l} \quad (7)^*$$

$$M_{R3l} = -K_{3l}M_{A3l} \quad (8)^*$$

$$M_{S1l} = W_{1l}M_{A1l} \quad (13)^*$$

$$M_{S4l} = W_{4l}M_{A4l} \quad (14)^*$$

$$M_{S2l} = W_{2l}M_{A2l} \quad (15)^*$$

$$M_{S3l} = W_{3l}M_{A3l} \quad (16)^*$$

$$M_{R1p} + M_{R1l} + M_A = 0 \quad (1')^*$$

$$M_{R4p} + M_{R4l} = 0 \quad (3')^*$$

$$M_{S1p} + M_{S2p} = 0 \quad (5')^*$$

$$M_{S1l} + M_{S2l} = 0 \quad (6')^*$$

$$M_{S4p} + M_{S3p} = 0 \quad (7')^*$$

$$M_{S4l} + M_{S3l} = 0 \quad (8')^*$$

$$M_{R2p} + M_{R2l} = 0 \quad (2')^*$$

$$M_{R3p} + M_{R3l} + M_R = 0 \quad (4')^*$$

$$M_{A1p} + M_{A4p} = 0 \quad (9')^*$$

$$M_{A1l} + M_{A4l} = 0 \quad (10')^*$$

$$M_{A2p} + M_{A3p} = 0 \quad (11')^*$$

$$M_{A2l} + M_{A3l} = 0 \quad (12')^*$$

Po czym uzyskuje się zależności momentów na poszczególnych wałach od M_A :

M_R	M_A	M_S
$M_{R1p} = -\frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{1p}K_{4l}}}$	$M_{A1p} = \frac{1}{K_{1p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}w_{2l}K_{2p}w_{1p}}{K_{2l}w_{1l}K_{1p}w_{2p}}}$	$M_{S1p} = \frac{w_{1p}}{K_{1p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{4l}K_{1p}}}$
$M_{R2p} = \frac{K_{2p}w_{1p}}{K_{1p}w_{2p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}w_{2l}K_{2p}w_{1p}}{K_{2l}w_{1l}K_{1p}w_{2p}}}$	$M_{A2p} = -\frac{w_{1p}}{w_{2p}K_{1p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{4l}K_{1p}}}$	$M_{S2p} = -\frac{w_{1p}}{K_{1p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{4l}K_{1p}}}$
$M_{R3p} = -\frac{K_{3p}w_{1p}}{w_{2p}K_{1p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{4l}K_{1p}}}$	$M_{A3p} = \frac{w_{1p}}{w_{2p}K_{1p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{4l}K_{1p}}}$	$M_{S3p} = -\frac{w_{4p}}{K_{1p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{4l}K_{1p}}}$
$M_{R4p} = -\frac{K_{4p}}{K_{1p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}w_{2l}K_{2p}w_{1p}}{K_{2l}w_{1l}K_{1p}w_{2p}}}$	$M_{A4p} = \frac{1}{K_{1p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{4l}K_{1p}}}$	$M_{S4p} = \frac{w_{4p}}{K_{1p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{4l}K_{1p}}}$
$M_{R1l} = \frac{\frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{1p}K_{4l}}}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{1p}K_{4l}}} M_A$	$M_{A1l} = -\frac{\frac{K_{4p}}{K_{1p}K_{4l}}}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{1p}K_{4l}}} M_A$	$M_{S1l} = -\frac{\frac{w_{1l}K_{4p}}{K_{1p}K_{4l}}}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{1p}K_{4l}}} M_A$

$M_{R2l} = -\frac{K_{2l}w_{1l}}{K_{1l}w_{2l}} \frac{\frac{K_{1l}w_{2l}K_{2p}w_{1p}}{K_{2l}w_{1l}K_{1p}w_{2p}}}{1 - \frac{K_{1l}w_{2l}K_{2p}w_{1p}}{K_{2l}w_{1l}K_{1p}w_{2p}}} M_A$	$M_{A2l} = \frac{w_{1l}K_{4p}}{w_{2l}K_{1p}K_{4l}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{1p}K_{4l}}}$	$M_{S2l} = \frac{w_{1l}K_{4p}}{K_{1p}K_{4l}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{1p}K_{4l}}}$
$M_{R3l} = \frac{K_{3l}w_{1l}K_{4p}}{w_{2l}K_{1p}K_{4l}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{1p}K_{4l}}}$	$M_{A3l} = -\frac{w_{1l}K_{4p}}{w_{2l}K_{1p}K_{4l}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{1p}K_{4l}}}$	$M_{S3l} = \frac{w_{4l}K_{4p}}{K_{4l}K_{1p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{4l}K_{1p}}}$
$M_{R4l} = \frac{K_{4p}}{K_{1p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}w_{2l}K_{2p}w_{1p}}{K_{2l}w_{1l}K_{1p}w_{2p}}}$	$M_{A4l} = -\frac{K_{4p}}{K_{4l}K_{1p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{4l}K_{1p}}}$	$M_{S4l} = -\frac{w_{4l}K_{4p}}{K_{4l}K_{1p}} \frac{M_A}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{4l}K_{1p}}}$

oraz po przekształceniach otrzyma się wspomniany w tym rozdziale wzór (5.9):

$$M_R = \frac{w_{1p}K_{3p}}{w_{2p}K_{1p}} \frac{1 - \frac{K_{3l}K_{2p}}{K_{3p}K_{2l}}}{1 - \frac{K_{1l}K_{4p}}{K_{1p}K_{4l}}} M_A \quad (5.9)$$

5.3. Analiza statyczna przekładni samoregulacyjnej „czworościennej”

Analizę powyższą przeprowadza się w oparciu o poniższe równania wynikające z równowagi momentów na poszczególnych wałach i zależności (4.9), (4.10) z rozdziału 4:

$$M_{R1} + M_{R4} + M_A = 0, \quad M_{R2} + M_{R3} + M_R = 0 \quad (5.10a)$$

$$M_{A1} + M_{A2} = 0, \quad M_{A3} + M_{A4} = 0 \quad (5.10b)$$

$$M_{S1} + M_{S3} = 0, \quad M_{S2} + M_{S4} = 0 \quad (5.10c)$$

$$M_{R1} = -K_1 \cdot M_{A1} \quad (5.10d)$$

$$M_{A2} = -\frac{1}{K_2} M_{R2} \quad (5.10e)$$

$$M_{A3} = -\frac{1}{K_3} M_{R3} \quad (5.10f)$$

$$M_{R4} = -K_4 \cdot M_{A4} \quad (5.10g)$$

$$M_{S1} = -\frac{W_1}{K_1} M_{R1} \quad (5.10h)$$

$$M_{S3} = -\frac{W_3}{K_3} M_{R3} \quad (5.10i)$$

$$M_{S2} = -\frac{W_2}{K_2} M_{R2} \quad (5.10j)$$

$$M_{S4} = -\frac{W_4}{K_4} M_{R4} \quad (5.10k)$$

Skąd uzyskuje się wspomniany wzór (5.4):

$$M_R = -\frac{W_4 K_2 + W_2 K_3}{W_4 K_1 + W_2 K_4} M_A \quad (5.11)$$

Przy czym zakłada się, że $W_4 = 0$ oraz $W_2 = 0$, przez co uzyskuje się:

$$M_R = \frac{0}{0} M_A \quad (5.12)$$

Po czym uzyskuje się zależności momentów na poszczególnych wałach od M_A :

M_R	M_A	M_S
$M_{R1} = -\frac{M_A}{1 + \frac{w_1 K_4}{w_3 K_1}}$	$M_{A1} = \frac{1}{K_1} \frac{M_A}{1 + \frac{w_1 K_4}{w_3 K_1}}$	$M_{S1} = \frac{w_1}{K_1} \frac{M_A}{1 + \frac{w_1 K_4}{w_3 K_1}}$
$M_{R2} = \frac{K_2}{K_1} \frac{M_A}{1 + \frac{w_1 K_4}{w_3 K_1}}$	$M_{A2} = -\frac{1}{K_1} \frac{M_A}{1 + \frac{w_1 K_4}{w_3 K_1}}$	$M_{S2} = -\frac{w_2}{K_1} \frac{M_A}{1 + \frac{w_1 K_4}{w_3 K_1}}$
$M_{R3} = \frac{w_1 K_3}{w_3 K_1} \frac{M_A}{1 + \frac{w_1 K_4}{w_3 K_1}}$	$M_{A3} = -\frac{w_1}{w_3 K_1} \frac{M_A}{1 + \frac{w_1 K_4}{w_3 K_1}}$	$M_{S3} = -\frac{w_1}{K_1} \frac{M_A}{1 + \frac{w_1 K_4}{w_3 K_1}}$
$M_{R4} = -\frac{w_1 K_4}{w_3 K_1} \frac{M_A}{1 + \frac{w_1 K_4}{w_3 K_1}}$	$M_{A4} = \frac{w_1}{w_3 K_1} \frac{M_A}{1 + \frac{w_1 K_4}{w_3 K_1}}$	$M_{S4} = \frac{w_2}{K_1} \frac{M_A}{1 + \frac{w_1 K_4}{w_3 K_1}}$

Uwaga: Każdy z symboli „W” z indeksem oraz „K” z indeksem zarówno dla przekładni o kształcie sześciianu jak i czworościanu odnosi się do odpowiedniej przekładni jednostkowej (zgodnie z rys. 5.2, 5.3). Stałe wielkości „W” i „K” są określone w rozdziale 7 (statyka PJ) i wyrażone przy pomocy promieni kół zębatych.

6. METODYKA OKREŚLENIA PRZEŁOŻEŃ PJ DLA CAŁEJ PS

6.1. Założenia

Przekładnia samoregulacyjna sześcienna zawiera 8 przekładni jednostkowych i 32 przekładnie obiegowe (4 wewnątrz każdej PJ). Traktuje się zewnętrzne przełożenia łączące PS z wałem roboczym i wałem silnika poprzez przekładnie stożkowe jako znane i wynoszące 1:1. Wobec tego poszukuje się 32 niewiadome.

Analogicznie przekładnia samoregulacyjna czworościenna zawiera 4 przekładnie jednostkowe i 16 niewiadomych przełożeń przekładni obiegowych.

Niewiadome te tkwią wewnątrz parametrów: A_j , R_j , K_j , W_j i innych wynikających z dodatkowych przekształceń. Na skutek analizy uzyskuje się związki między tymi parametrami, a co za tym idzie wszystkimi przełożeniami w postaci układu równań:

$$U_1 = 0, U_2 = 0, U_3 = 0, \dots, U_i = 0, \dots, U_n = 0.$$

Stosuje się podobne metody dla osobnych układów PS sześciennego i czworościennego.

W każdym $U_1, U_2, U_3, \dots, U_i, \dots, U_n$ występują wielkości określające przełożenia przekładni obiegowych, wielkości te trzeba wyznaczyć. Aby to osiągnąć tworzy się program komputerowy, w którym uwzględnia się to, że ponieważ prawe strony tych równań są równe zero, więc:

$$U = |U_1| + |U_2| + \dots + |U_i| + \dots + |U_n| = 0 \quad (6.1)$$

W przypadku jednak metody numerycznej należy przyjąć po prawej stronie równania liczbę różną od zera (np. 0,001 itd.) oraz krok przeszukiwania poszczególnych wartości przełożeń (np. 0,01). W zależności od wartości liczby po prawej stronie równania (6.1) określa się dokładność wartości przełożeń (im mniejsza tym większa dokładność). W praktyce jednak ustala się graniczne wartości przeszukiwań wielkości poszczególnych przełożeń dla 32-u przekładni obiegowych - minimum: 0,25, maksimum: 4.

Wartość końcową porównuje z liczbą np. 10^{-4} , jeżeli jest większa od niej wtedy wariant odrzuca się, w przeciwnym razie analizuje się realizowalność poszczególnych przełożeń. W rezultacie otrzyma się wariant 32-u przełożeń dla przekładni sześciennych spełniających warunek samoregulacji lub 16-u dla czworościennych.

6.2. Wyznaczenie warunku (6.1) dla PS „sześcienniej”

Ze związków statycznych dla poszczególnych PJ (wzory (4.9),(4.10), z rozdz.4) wraz z bilansem otrzymuje się:

$$K_{1p} \cdot \omega_A - \omega_{A14p} = 0 \quad (1'')$$

$$K_{1l} \cdot \omega_A - \omega_{A14l} = 0 \quad (2'')$$

$$K_{2p} \cdot \omega_{R22} - \omega_{A23p} = 0 \quad (3'')$$

$$K_{2l} \cdot \omega_{R22} - \omega_{A23l} = 0 \quad (4'')$$

$$K_{3p} \cdot \omega_{R33} - \omega_{A23p} - W_{3p} \cdot \omega_{S34p} = 0 \quad (5'')$$

$$K_{3l} \omega_{R33} - \omega_{A23l} - W_{3l} \omega_{S34l} = 0 \quad (6'')$$

$$K_{4p} \omega_{R44} - \omega_{A14p} - W_{4p} \omega_{S34p} = 0 \quad (7'')$$

$$K_{4l} \cdot \omega_{R44} - \omega_{A14l} - W_{4l} \cdot \omega_{S34l} = 0 \quad (8'')$$

Po rozwiązaniu powyższych zależności i wynikającej z nich analizie można otrzymać: następujące warunki:

$$I) \quad \frac{K_{2l}}{K_{3l} \cdot K_{2p}} - \frac{1}{K_{3p}} - \frac{K_{1l}}{K_{1p} \cdot K_{4l}} + \frac{1}{K_{4p}} = 0$$

$$II) \quad \frac{W_{3l}}{K_{3l}} - \frac{W_{4l}}{K_{4l}} = 0$$

$$III) \quad \frac{W_{4p}}{K_{4p}} - \frac{W_{3p}}{K_{3p}} = 0$$

$$IV) \quad W_{1p} = 0$$

$$V) \quad W_{2p} = 0$$

$$VI) \quad W_{1l} = 0$$

$$VII) \quad W_{2l} = 0$$

Warunki I) - VII) zostaną wykorzystane w sposób przedstawiony we wzorze (6.1).

Należy uwzględnić dodatkowo warunki określoności wyrażeń ułamkowych.

6.3. Wyznaczenie warunku (6.1) dla PS „czworościennej”

Analizę tą przeprowadza się wychodząc z poniższych warunków kinematycznych odnoszących się do odpowiednich PJ:

$$(1) \quad \omega_{13} = R_1 \omega_A - A_1 \omega_{12}$$

$$(2) \quad \omega_{24} = R_2 \omega_R - A_2 \omega_{12}$$

$$(3) \quad \omega_{13} = R_3 \omega_R - A_3 \omega_{34}$$

$$(4) \quad \omega_{24} = R_4 \omega_A - A_4 \omega_{34}$$

Na podstawie tych związków otrzymuje się zależność:

$$\omega_R = a_p \cdot \omega_A + b_p \cdot \omega_p \quad (6.2)$$

przy czym:

$$\omega_p = \omega_{13}$$

natomiast:

$$a_p = \frac{A_2 R_1 + A_1 R_4}{A_4 R_3 + A_3 R_2} \frac{A_3}{A_1},$$

$$b_p = \frac{A_4 A_1 - A_2 A_3}{A_4 R_3 + A_3 R_2} \frac{1}{A_1}.$$

Równanie (6.2) wykorzystane będzie w późniejszej analizie określającej parametry pracy przekładni samoregulacyjnej.

Po wykorzystaniu tych równań i dalszej analizie uzyska się następujące warunki:

$$W_2 = 0 \quad (1)$$

$$W_4 = 0 \quad (2)$$

$$K_1 - \frac{R_1}{A_1} = 0 \quad (3)$$

$$w_1 - \frac{1}{A_1} = 0 \quad (4)$$

$$K_3 - \frac{R_3}{A_3} = 0 \quad (5)$$

$$w_3 - \frac{1}{A_3} = 0 \quad (6)$$

Te warunki są potrzebne dla wygenerowania wszystkich przełożeń metodą numeryczną zgodnie ze wzorem (6.1). Wielkości: A_j , R_j , K_j , W_j zawierają 16 przełożeń PS - czworościennej.

6.4. Związki kinematyczne dla PS „sześcienniej”

Określa się związki pomiędzy prędkościami kątowymi poszczególnych wałów zgodnie ze wzorem (4.11). Równania wyprowadzone z zależności dla PJ i wypisane

dla każdego narożnika: PJ 1p, PJ 2p, PJ 3p, PJ 4p, PJ 1l, PJ 2l, PJ 3l, PJ 4l przyjmują postać:

$$\text{Dla narożnika 1p: } \omega_{S12p} = R_{1p} \cdot \omega_A - A_{1p} \cdot \omega_{A14p} \quad (1)$$

$$\text{Dla narożnika 2p: } \omega_{S12p} = R_{2p} \cdot \omega_{R22} - A_{2p} \cdot \omega_{A23p} \quad (2)$$

$$\text{Dla narożnika 3p: } \omega_{S34p} = R_{3p} \cdot \omega_R - A_{3p} \cdot \omega_{A23p} \quad (3)$$

$$\text{Dla narożnika 4p: } \omega_{S34p} = R_{4p} \cdot \omega_{R44} - A_{4p} \cdot \omega_{A14p} \quad (4)$$

$$\text{Dla narożnika 1l: } \omega_{S12l} = R_{1l} \cdot \omega_A - A_{1l} \cdot \omega_{A14l} \quad (5)$$

$$\text{Dla narożnika 2l: } \omega_{S12l} = R_{2l} \cdot \omega_{R22} - A_{2l} \cdot \omega_{A23l} \quad (6)$$

$$\text{Dla narożnika 3l: } \omega_{S34l} = R_{3l} \cdot \omega_R - A_{3l} \cdot \omega_{A23l} \quad (7)$$

$$\text{Dla narożnika 4l: } \omega_{S34l} = R_{4l} \cdot \omega_{R44} - A_{4l} \cdot \omega_{A14l} \quad (8)$$

Wykorzystując powyższe równania otrzyma się:

$$\omega_R = a_p \cdot \omega_A + b_p \cdot \omega_p, \quad (6.3)$$

gdzie: $\omega_{R22} = \omega_p$,

$$a_p = \frac{\frac{R_{1l}}{R_{4l}} \cdot \frac{A_{3l}}{A_{2l}} - \frac{R_{1p}}{R_{4p}} \cdot \frac{A_{3p}}{A_{2p}}}{\frac{R_{3p}}{R_{4p}} - \frac{R_{3l}}{R_{4l}}},$$

$$b_p = \frac{\frac{R_{2p}}{R_{4p}} \cdot \frac{A_{3p}}{A_{2p}} - \frac{R_{2l}}{R_{4l}} \cdot \frac{A_{3l}}{A_{2l}}}{\frac{R_{3p}}{R_{4p}} - \frac{R_{3l}}{R_{4l}}}.$$

Tak więc równanie (6.3) dla PS - sześcienniej jest analogiczne do zależności (6.2) odnoszącej się do PS - czworościennej. Pociąga to za sobą identycznie skonstruowaną zależność:

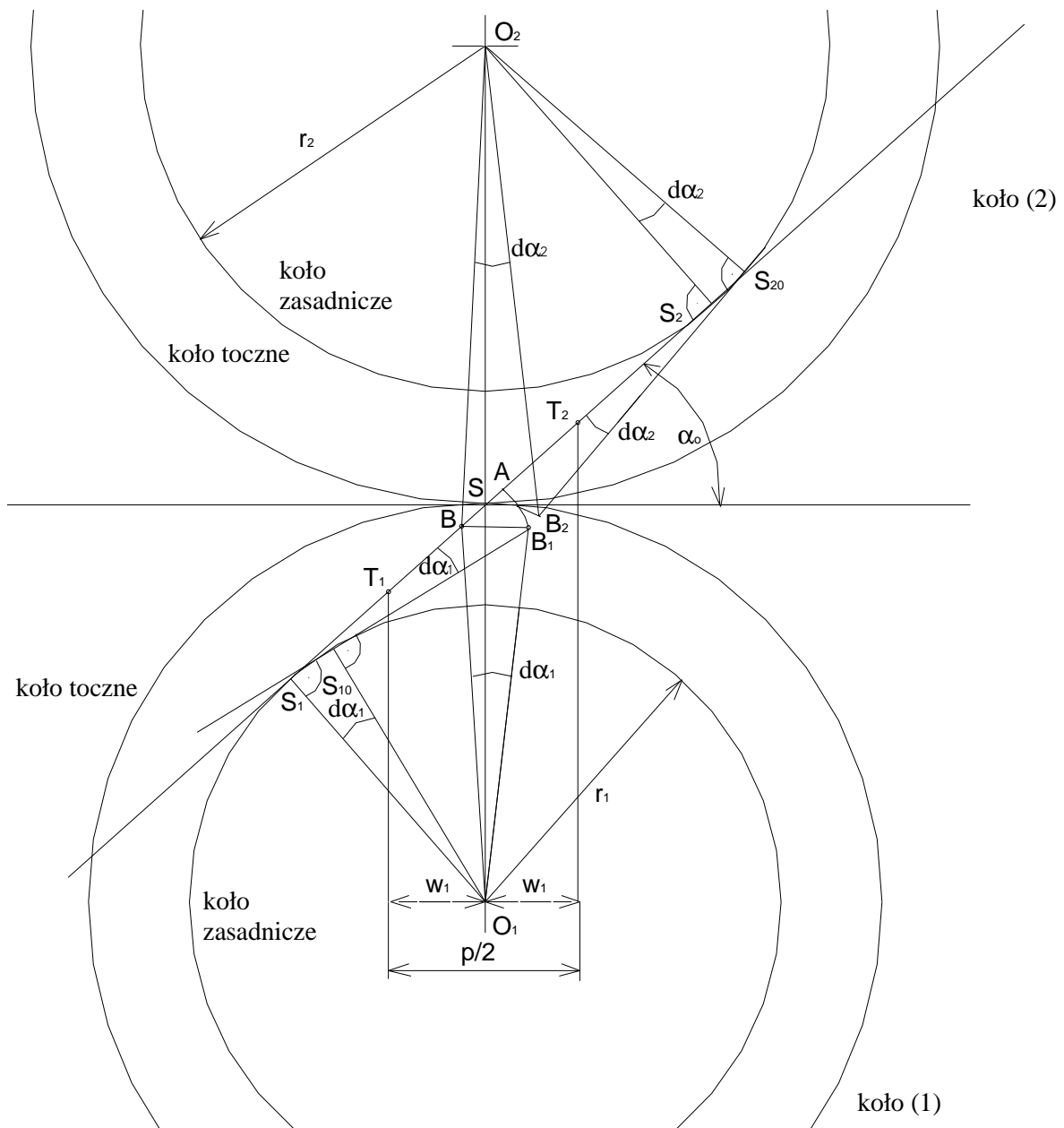
$$\omega_R = a_p \cdot \omega_A + b_p \cdot \omega_p \quad (6.4)$$

służącą także analizie określającej parametry pracy przekładni samoregulacyjnej tym razem sześcienniej. Oczywiście parametry: a_p , b_p są inne dla PS - sześcienniej i PS - czworościennej zgodnie z wyżej podanymi wzorami.

7. OBLICZENIE STRAT MOCY WE WSPÓLPRACUJĄCYCH ZE SOBĄ KOŁACH ZĘBATYCH

7.1. Przekładnia o zazębieniu zewnętrznym

Na rys. 7.1 przedstawione zostały podstawowe wielkości charakteryzujące współpracę dwóch kół zębatych o zazębieniu zewnętrznym.



Rys. 7.1. Koła zazębione zewnętrznie

Wprowadzone zostały następujące wielkości:

- P_o - siła wzajemnego nacisku zębów [N], działająca wzdłuż linii przyporu,
- p - podziałka nominalna [mm],

ω_1, ω_2 - prędkości kątowe [rad/s],

r_1, r_2 - promienie kół zasadniczych [mm],

α_0 - kąt przyporu [°].

Punkt styku, w którym stykają się ze sobą dwa zazębione koła, w trakcie obrotu przemieszcza się wzdłuż linii przyporu S_1S_2 , a ruch tego punktu jest sumą dwu ruchów:

a) ruchu toczenia,

b) ruchu poślizgu.

Straty tarcia powstają w ruchu poślizgu. Poślizg jest to droga, na której pracuje siła tarcia, a powstała w ten sposób praca, powoduje straty w przekazywanej za pośrednictwem przekładni mocy. Wielkość poślizgu jest to różnica długości łuków będących częścią zarysów zębów, wzdłuż których stykają się ze sobą zęby obu kół.

Każdy z tych łuków jest zakreślony w tym samym przedziale czasu, w którym koło (1) obróciło się o $d\alpha_1$ a koło (2) o $d\alpha_2$ punkt A jest punktem styku obu kół w danej chwili.

Obrotowi koła (1) o kąt $d\alpha_1$ towarzyszy przesunięcie punktu styku z położenia A do położenia B_1 ($\overline{AB_1}$) wyodrębniając łuk na zarysie zęba koła (1).

Równocześnie koło (2) obróci się o $d\alpha_2$ a zarazem punkt styku na zarysie zęba koła (2) przemieści się z położenia A do położenia B_2 wyodrębniając łuk na zarysie zęba koła (2), czyli ($\overline{AB_2}$). Przyjmuje się współrzędną punktu A określając ją przez x .

$$x = S_1A \cong S_{10}A \quad \text{oraz} \quad S_1S_2 - x = S_2A \cong S_{20}A$$

Wobec czego długość łuku $\overline{AB_1}$

$$\overline{AB_1} = x \cdot d\alpha_1 \quad (7.1)$$

długość łuku $\overline{AB_2}$

$$\overline{AB_2} = (S_1S_2 - x) \cdot d\alpha_2 \quad (7.2)$$

z racji stałej długości (nierozciągłość linii przyporu) $S_1S_2 = S_{10}S_{20}$

$$\text{stad} \quad S_1S_{10} = S_2S_{20}$$

$$S_1S_{10} = r_1 \cdot d\alpha_1 \quad \text{oraz} \quad S_2S_{20} = r_2 \cdot d\alpha_2$$

$$\text{czyli} \quad r_1 \cdot d\alpha_1 = r_2 \cdot d\alpha_2$$

$$d\alpha_2 = \frac{r_1}{r_2} d\alpha_1 \quad (7.3)$$

$$S_1 S_2 = S_1 S + S S_2$$

$$S_1 S = r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \quad S S_2 = r_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \quad (7.4)$$

$$S_1 S_2 = (r_1 + r_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$$

$$Z (7.2): \overline{AB}_2 = [(r_1 + r_2) \operatorname{tg} \alpha_0 - x] d\alpha_2$$

$$\text{długość poślizgu } da_x = \overline{AB}_1 - \overline{AB}_2$$

$$da_x = x \cdot d\alpha_1 - [(r_1 + r_2) \operatorname{tg} \alpha_0 - x] d\alpha_2 \quad (7.5)$$

Wstawiając (7.3) do (7.4):

$$da_x = (x - r_1 \operatorname{tg} \alpha_0) \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) d\alpha_1 \quad (7.6)$$

Punkt styku zębów A przemieszcza się wzdłuż linii przyporu od T_1 do T_2 czyli wartość x zmienia się od $x_1 = S_1 T_1$ do $x_2 = S_1 T_2$.

Jak wynika z (7.5) wielkość poślizgu

$$a_x = 0 \text{ dla } x_0 = r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \quad (7.7)$$

dla $x = x_0$ poślizg zmienia znak.

Na skutek nierozciągłości linii przyporu $S_1 S_2$ wielkość:

$$dx = r_1 \cdot d\alpha_1 \quad (7.8)$$

Stąd: $d\alpha_1 = \frac{dx}{r_1}$ podstawiając do (7.5):

$$da_x = (x - r_1 \operatorname{tg} \alpha_0) \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \frac{dx}{r_1} \quad (7.9)$$

Współrzędne punktu T_1 :

$$x_1 = S S_1 - \frac{w_1}{\cos \alpha_0}$$

Współrzędne punktu T_2 :

$$x_2 = \frac{w_1 + w_2}{\cos \alpha_0} + S_1 T_1$$

$$S_1 T_1 = S S_1 - \frac{w_1}{\cos \alpha_0}$$

$$x_2 = \frac{w_1 + w_2}{\cos \alpha_o} + SS_1 - \frac{w_1}{\cos \alpha_o} = \frac{w_2}{\cos \alpha_o} + SS_1 \quad (7.10)$$

Z (7.3.), (7.10):

$$x_1 = r_1 \operatorname{tg} \alpha_o - \frac{w_1}{\cos \alpha_o} \quad (7.11)$$

$$x_2 = r_1 \operatorname{tg} \alpha_o + \frac{w_2}{\cos \alpha_o} \quad (7.12)$$

$$w_1 + w_2 = \frac{p}{2} \quad (7.13)$$

Wielkość poślizgu dla całej długości zarysu styku zębów kół (1) i (2), gdzie punkt styku A obu zębów przesuwają się wzdłuż linii przyporu S_1S_2 od punktu T_1 , któremu odpowiada $x = x_1$ do punktu T_2 , któremu odpowiada $x = x_2$.

Między x_1 oraz x_2 znajduje się punkt o współrzędnej x_o gdzie następuje zmiana znaku wartości poślizgu z dodatniej na ujemną, co wiązałoby się również ze zmianą znaku strat mocy z wartości dodatniej na ujemną. Ponieważ strata mocy musi mieć znak zawsze dodatni, przez co straty te muszą być określane jako wartość bezwzględna. Wobec tego całkowita wartość poślizgu wyraża się w postaci:

$$a = \left| \int_{x_1}^{x_o} da_x \right| + \left| \int_{x_o}^{x_2} da_x \right|$$

A po rozwiązaniu całkowita wartość poślizgu wyniesie:

$$a = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \frac{w_1^2 + w_2^2}{\cos^2 \alpha_o} \quad (7.14)$$

Punkty T_1 oraz T_2 są symetryczne stąd $w = w_1 = w_2$, co w połączeniu z równaniem (7.13) daje wynik:

$$2w = \frac{p}{2} \longrightarrow w = \frac{p}{4} \longrightarrow w_1 = w_2 = \frac{p}{4}$$

podstawiając do (7.14):

$$a = \frac{1}{16} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \frac{p^2}{\cos^2 \alpha_o}$$

$$z_1 \cdot p = 2\pi r_1 \longrightarrow p = \frac{2\pi r_1}{z_1} \quad (7.15)$$

Prędkość poślizgu:

$$v_1 = n_1(z_1 \cdot a)$$

$$n_1 = \frac{\omega_1}{2\pi}$$

$$v_1 = \frac{1}{16} \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) \frac{p}{\cos^2 \alpha_o} \omega_1$$

Siła tarcia wynosi:

$$T = \mu \cdot P \cdot \cos \alpha_o \quad P_o = P \cdot \cos \alpha_o$$

gdzie: P- siła między zębami prostopadła do promienia (N).

Stąd straty mocy w przekładni zębatej z jedną parą kół:

$$W = T \cdot v_1$$

$$W = \frac{\mu}{16} \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) \frac{p \cdot P}{\cos \alpha_o} \omega_1 \quad (7.16)$$

Zależność z momentem napędowym:

$$P = \frac{M_1}{r_1}$$

Podstawiając do (16):

$$W = \frac{\mu}{16} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \frac{p}{\cos \alpha_o} M_1 \omega_1 \quad (7.17)$$

Od strony napędu moc napędu:

$$N_1 = M_1 \omega_1$$

$$W = \frac{\mu}{16} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \frac{p}{\cos \alpha_o} N_1$$

Podstawiając (7.15)

$$W = \frac{\mu\pi}{8} \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) \frac{1}{z_1 \cos \alpha_o} N_1$$

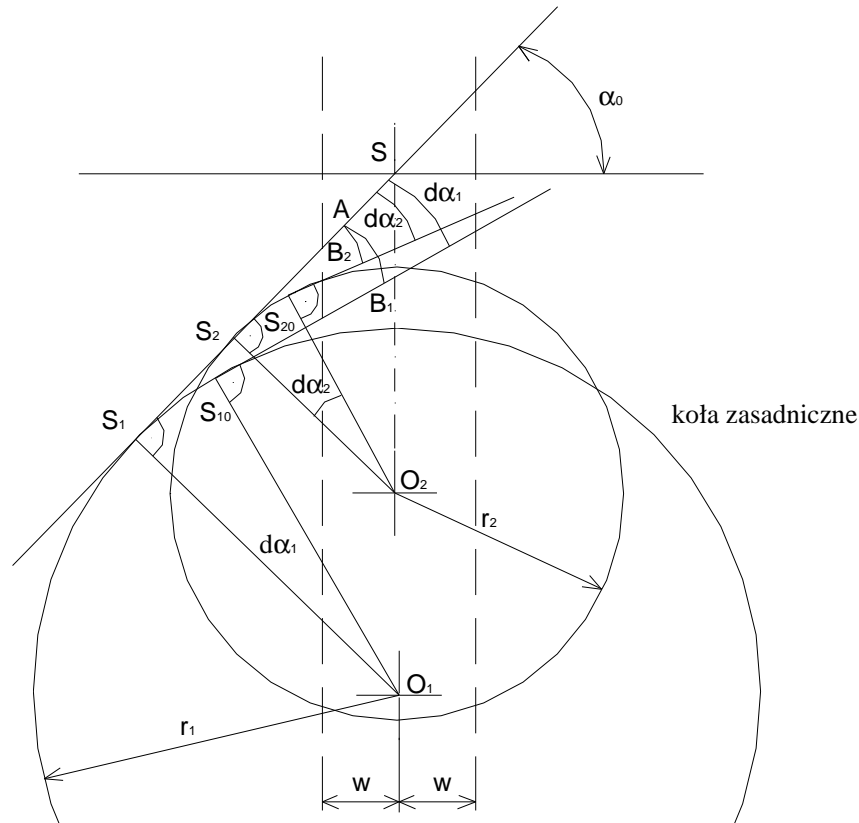
$\frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1}$ - stosunek ilości zębów

Sprawność przekładni:

$$\eta = 1 - \frac{W}{N_1} = 1 - \frac{\mu\pi}{8 \cos \alpha_o} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) \quad (7.18)$$

7.2. Przekładnia o zazębieniu wewnętrznym

Na rys. 7.2 przedstawione zostały podstawowe wielkości charakteryzujące współpracę dwóch kół zębatach o zazębieniu wewnętrznym.



Rys. 7.2. Zazębienie wewnętrzne

$$SS_1 = r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \quad SS_2 = r_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$$

$$S_1 S_2 = SS_1 - SS_2 = (r_1 - r_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$$

$$\overline{AB_1} = x \cdot d\alpha_1 \quad \overline{AB_2} = (x - S_1 S_2) \cdot d\alpha_2$$

$$d\alpha_2 = \frac{r_1}{r_2} \cdot d\alpha_1$$

długość poślizgu: $da_x = \overline{AB_1} - \overline{AB_2}$

$$da_x = x \cdot d\alpha_1 - (x - S_1 S_2) \cdot d\alpha_2 = x \cdot d\alpha_1 - (x - S_1 S_2) \frac{r_1}{r_2} \cdot d\alpha_1$$

$$da_x = (x - r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_0) \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right) \cdot d\alpha_1$$

$$d\alpha_1 = \frac{dx}{r_1}$$

$$da_x = (x - r_1 \cdot \operatorname{tg}\alpha_o) \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \cdot dx$$

Postępując identycznie jak uprzednio:

$$x_o = r_1 \cdot \operatorname{tg}\alpha_o \quad x_1 = r_1 \cdot \operatorname{tg}\alpha_o - \frac{w}{\cos \alpha_o} \quad x_2 = r_1 \cdot \operatorname{tg}\alpha_o + \frac{w}{\cos \alpha_o}$$

$$2w = \frac{p}{2} \quad w = \frac{p}{4}$$

$$\int_{x_1}^{x_o} (x - r_1 \cdot \operatorname{tg}\alpha_o) dx + \int_{x_o}^{x_2} (x - r_1 \cdot \operatorname{tg}\alpha_o) dx = \frac{w^2}{\cos^2 \alpha_o}$$

$$a = \frac{1}{16} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \frac{p^2}{\cos^2 \alpha_o}$$

$$\eta = 1 - \frac{\mu\pi}{8 \cdot \cos \alpha_o} \left| \left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right) \right| \quad (7.19)$$

Jest to sprawność dla przypadku zazębienia wewnętrznego.

Natomiast straty mocy

$$W = \frac{\mu\pi}{8 \cdot \cos \alpha_o} \left| \left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right) \right| \omega_1 M_1$$

$$v_1 = n_1(z_1 a) = \frac{1}{16} \left| \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right) \right| \frac{p}{\cos^2 \alpha_o} \omega_1$$

Straty mocy dla zazębienia wewnętrznego:

$$W = \mu \cdot P \cdot \cos \alpha_o \frac{1}{16} \left| \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right) \right| \frac{p}{\cos^2 \alpha_o} \omega_1 = \frac{\mu}{16} \left| \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right) \right| \frac{p \cdot P}{\cos \alpha_o} \omega_1 \quad (7.20)$$

Wykorzystując wzory (7.18) i (7.20) można wyrazić straty mocy dla poszczególnych zazębiających się kół PJ jako zależność W od M_R , ω_S , ω_A .

Wcześniej wyrażając ze statyki siłę jako funkcję $P = f(M_R)$, z kinematyki $\omega_n = f(\omega_S, \omega_A)$.

Czyli straty mocy dla odpowiednich kół zębatach można zapisać:

$$W_m = f(M_R, \omega_S, \omega_A, H_x, H_y)$$

gdzie: odpowiednie H_x, H_y - stałe zależne od przełożeń.

Natomiast straty mocy dla całej PJ zapisuje się jako sumę poszczególnych $|W_m|$.

Natomiast dla PS całkowite straty mocy są sumą wartości bezwzględnych strat wszystkich PJ, których się ona składa.

8. WPROWADZENIE DO ANALIZY MATEMATYCZNEJ UKŁADU SILNIK - PS - AGREGAT

8.1. Zależności dla układu napędowego z silnikiem spalinowym

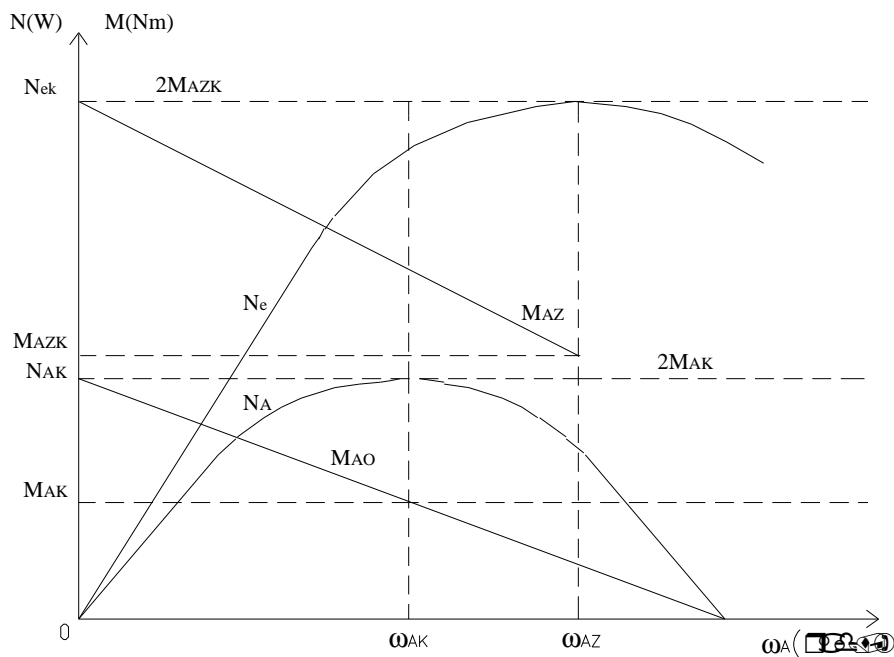
W celu uzyskania matematycznej zależności między mocą a prędkością kątową na wale silnika spalinowego wykorzystuje się dane z literatury na podstawie której można stwierdzić, że ma ona w przybliżeniu charakter paraboli.

Dokonyjemy więc aproksymacji wielomianem drugiego stopnia co umożliwi określenie warunków granicznych jak i uzyskanie pełnego zakresu zależności $N(\omega_A)$.

Wartości współczynników: $FT = N_{ek}/N_{Ak}$ oraz $\varepsilon = \omega_{Ak}/\omega_{Az}$ (widocznych na następnym wykresie wraz z objaśnionymi za nim symbolami: N_{ek} , N_{Ak} , ω_{Ak} , ω_{Az}) są zależne od rodzaju charakterystyki prędkościowej określonego silnika, (o czym będzie mowa w dalszej części). Różnorodne zakresy FT oraz ε umożliwią więc szerszą ocenę zastosowania przekładni samoregulacyjnej przy jej współpracy z danym silnikiem.

Zależności uzyskane z określenia funkcji $N(\omega_A)$ i $M(\omega_A)$ (mocy i momentu od prędkości kątowej na wale silnika ω_A) posłużą nam przy dalszej analizie współpracy przekładni samoregulacyjnej w układzie: silnik - PS - agregat.

Aproksymacja mocy i momentu jako funkcji prędkości kątowej wału silnika



Rys. 8.1. Charakterystyka silnika spalinowego

Aproksymuje się zależność między ω_A prędkością kątową wału silnika oraz N mocą silnika według paraboli drugiego stopnia:

$$N = a_S \cdot \omega_A^2 + b_S \cdot \omega_A + c_S$$

dla $\omega_A = 0$ wartość $N = 0$, stąd $c_S = 0$; natomiast dla $\omega_A = \omega_m$ ($\omega_m = \omega_{Ak}$ lub ω_{Az}) wartość N ($N_m = N_{Ak}$ lub N_{ek}) osiąga maksimum: $N = N_m$.

$$\left(\frac{dN}{d\omega_A} \right)_{\omega_A = \omega_m} = 2 \cdot a_S \cdot \omega_m + b_S = 0$$

$$\text{stąd } b_S = -2 \cdot a_S \cdot \omega_m$$

dla $\omega_A = \omega_m$ wartość $N = N_m$ co prowadzi do równania

$$N_m = a_S \cdot \omega_m^2 + b_S \cdot \omega_m$$

$$N_m = a_S \cdot \omega_m^2 - 2 \cdot a_S \cdot \omega_m^2 = -a_S \cdot \omega_m^2$$

$$a_S = -\frac{N_m}{\omega_m^2}; \quad b_S = -2 \cdot \left(-\frac{N_m}{\omega_m^2} \right) \cdot \omega_m = 2 \cdot \frac{N_m}{\omega_m}$$

$$N = -\frac{N_m}{\omega_m^2} \cdot \omega_A^2 + 2 \cdot \frac{N_m}{\omega_m} \cdot \omega_A$$

$$N = N_m \cdot \left[-\left(\frac{\omega_A}{\omega_m} \right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{\omega_A}{\omega_m} \right) \right] \quad (8.1)$$

$N_A, N_{Ak}, M_{AO}, M_{Ak}$ - moc, moc maksymalna, moment, moment maksymalny na wale napędowym silnika

$N_e, N_{ek}, M_{Az}, 2 \cdot M_{Azk}$ - moc, moc maksymalna, moment, moment maksymalny odpowiadające zużywanej w jednostce czasu ilości paliwa N_{ek} przez silnik napędowy bez strat energii

$$N_{ek} = w_d \cdot G_e \quad (8.2)$$

$G_e \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$ - godzinowe zużycie paliwa

$w_d \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$ - wartość opałowa paliwa

M_{Az}, M_{Azk} - momenty zastępcze odpowiadające mocy N_e ,

ω_{Az} - prędkość kątowa odpowiadająca mocy maksymalnej N_{ek} ,

$$N_{ek} = \omega_{Az} \cdot M_{Azk} \rightarrow M_{Azk} = \frac{N_{ek}}{\omega_{Az}} \quad (8.3)$$

a) podstawiając do (8.1)

dla zużywanego paliwa

$$N_e = N_{ek} \cdot \left[2 \cdot \left(\frac{\omega_A}{\omega_{Az}} \right) - \left(\frac{\omega_A}{\omega_{Az}} \right)^2 \right] = N_{ek} \cdot \left[2 - \left(\frac{\omega_A}{\omega_{Az}} \right) \right] \cdot \frac{\omega_A}{\omega_{Az}} \quad (8.4)$$

$$N_e = M_{Az} \cdot \omega_A \quad (8.5)$$

$$N_{ek} \cdot \left(2 - \frac{\omega_A}{\omega_{Az}} \right) \cdot \frac{\omega_A}{\omega_{Az}} = M_{Az} \cdot \omega_A \quad (8.6)$$

stąd

$$M_{Az} = \frac{N_{ek}}{\omega_{Az}} \cdot \left(2 - \frac{\omega_A}{\omega_{Az}} \right) = M_{Azk} \cdot \left(2 - \frac{\omega_A}{\omega_{Az}} \right) \quad (8.7)$$

b) dla wału napędowego silnika podstawiając do (8.1)

$$N_A = N_{Ak} \cdot \left[2 \cdot \left(\frac{\omega_A}{\omega_{Ak}} \right) - \left(\frac{\omega_A}{\omega_{Ak}} \right)^2 \right] = N_{Ak} \cdot \left[2 - \left(\frac{\omega_A}{\omega_{Ak}} \right) \right] \cdot \frac{\omega_A}{\omega_{Ak}} \quad (8.8)$$

$$N_A = M_{AO} \cdot \omega_A \quad (8.9)$$

$$N_{Ak} \cdot \left(2 - \frac{\omega_A}{\omega_{Ak}} \right) \cdot \frac{\omega_A}{\omega_{Ak}} = M_{AO} \cdot \omega_A \quad (8.10)$$

$$N_{Ak} = M_{Ak} \cdot \omega_{Ak} \rightarrow M_{Ak} = \frac{N_{Ak}}{\omega_{Ak}} \quad (8.11)$$

$$M_{AO} = \frac{N_{Ak}}{\omega_{Ak}} \cdot \left(2 - \frac{\omega_A}{\omega_{Ak}} \right) = M_{Ak} \cdot \left(2 - \frac{\omega_A}{\omega_{Ak}} \right) \quad (8.12)$$

przekształcając (7.01)

$$N_e = N_{ek} \cdot \left[2 \cdot \frac{\omega_A}{\omega_{Ak}} \cdot \frac{\omega_{Ak}}{\omega_{Az}} - \left(\frac{\omega_A}{\omega_{Ak}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\omega_{Ak}}{\omega_{Az}} \right)^2 \right]$$

podstawiając $\varepsilon(\text{ERS}) = \frac{\omega_{Ak}}{\omega_{Az}}$

$$\omega_{AO} = \frac{\omega_A}{\omega_{Ak}} \quad (8.13)$$

$$N_e = N_{ek} \cdot (2 - \varepsilon \cdot \omega_{AO}) \cdot \varepsilon \cdot \omega_{AO} \quad (8.14)$$

$$M_{Az} = M_{Azk} \cdot (2 - \varepsilon \cdot \omega_{AO}) \quad (8.15)$$

$$N_A = N_{Ak} \cdot (2 - \omega_{AO}) \cdot \omega_{AO} \quad (8.16)$$

$$M_{AO} = M_{Ak} \cdot (2 - \omega_{AO}) \quad (8.17)$$

$$M_{AO} = \frac{N_{Ak}}{\omega_{Ak}} \cdot (2 - \omega_{AO}) \quad (8.18)$$

$$M_{AOO} = \frac{M_{AO}}{M_{Ak}} = 2 - \omega_{AO} = 2 - y_n \quad (8.20)$$

$$FT = \frac{N_{ek}}{N_{Ak}}$$

$$N_{ek} = FT \cdot N_{Ak}$$

$$N_{AO} = \frac{N_A}{N_{Ak}} = (2 - \omega_{AO}) \cdot \omega_{AO} = (2 - y_n) \cdot y_n$$

$$N_{EO} = FT \cdot \varepsilon \cdot (2 - \varepsilon \cdot y_n) \cdot y_n$$

$$N_{EO} = \frac{N_e}{N_{Ak}}$$

Analiza współpracy między silnikiem, przekładnią samoregulacyjną oraz napędzanym agregatem [1].

Silnik - przekładnia samoregulacyjna - napędzany agregat stanowią ściśle powiązany ze sobą zespół, gdzie wszystkie te trzy urządzenia są wzajemnie od siebie współzależnione.

Moment roboczy napędzanego agregatu M_R narzucony warunkami pracy wpływa za pośrednictwem przekładni PS na moment silnika napędowego M_A oraz jego moc.

Dlatego chcąc wyznaczyć prędkości obrotowe wału silnika ω_A , wału agregatu ω_R oraz wyróżnionego wału przekładni samoregulacyjnej ω_{R22} należy określić charakterystykę silnika, czyli funkcję określającą moment napędowy M_A silnika oraz jego moc N_A w zależności od prędkości kątowej ω_A wału napędowego silnika.

Zależności te według literatury są zilustrowane na wykresie wyrażającym typową postać tej zależności dla silnika spalinowego.

Dojście do stanu ustalonego, w którym wszystkie prędkości kątowe ω_A , ω_R , $\omega_{R22} = \omega_p$ zostaną ustalone, poprzedza faza, w której wielkości te zmieniają się w czasie, czemu towarzyszy obecność momentów dynamicznych. Dla określenia tych momentów wprowadza się zastępczy moment bezwładności I .

I - zredukowany moment bezwładności na wał agregatu roboczego.

W czasie dt silnik wykonuje pracę $M_A \cdot d\phi_A$, gdzie $d\phi_A = \omega_A \cdot dt \rightarrow$ kąt obrotu wału silnika w czasie dt . Praca ta jest zużyta na pokonanie oporów tarcia E_{tp} w przekładni PS oraz pracę pobraną przez agregat:

$$M_R \cdot d\phi_R, \quad (8.21)$$

gdzie: $d\phi_R = \omega_R \cdot dt \rightarrow$ kąt obrotu wału agregatu w czasie dt .

Jeśli moment napędowy M_A silnika nie jest zrównoważony momentem statycznym pochodzącym od momentu roboczego M_R agregatu, wówczas pojawiają się siły dynamiczne, których skutkiem będzie wzrost energii kinetycznej całego układu:

$$dE = d\left(\frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega_R^2\right) \quad (8.22)$$

Uwaga: I w późniejszych równaniach upraszcza się.

Zasada równoważności energii kinetycznej i pracy dla całego zespołu wyrazi się w postaci:

$$M_A \cdot \omega_A \cdot dt = dE + M_R \cdot \omega_R \cdot dt + dE_{tp} \quad (8.23)$$

gdzie: dE_{tp} - elementarna praca na pokonanie oporów tarcia,

dE - elementarny przyrost energii kinetycznej całego zespołu.

stąd:

$$M_A \cdot \omega_A = \frac{dE}{dt} + M_R \cdot \omega_R + E_{tps}$$

$$E_{tps} = \frac{dE_{tp}}{dt}$$

Energia całkowita wprowadzona do silnika w postaci energii zawartej w paliwie jest wydatkowana w postaci energii użytkowej zamienionej na pracę oraz na straty w postaci nie użytkowanej energii (np. entalpia ulatujących spalin).

Ponieważ taka sama ilość energii może występować w różnych postaciach, a zatem określona ilość energii występująca w jednej postaci może występować również w innej, byleby ilość jej w obu przypadkach była taka sama. Zatem można ją wyrazić w postaci równorzędnej energii potencjalnej rozpatrywanego układu, jego łącznej masy wyniesionej na określoną wysokość (np. samochód wjeżdżający pod górę).

Zależność mocy uzyskanej z dopływu paliwa do silnika wyraża się równaniem (8.1). Moc silnika jest równa iloczynowi momentu na wale napędowym oraz prędkości obrotowej wału. Wprowadza się moment zastępczy M_{AZ} z równania (8.10). W świetle poprzedniej analizy energia potencjalna całego zespołu (silnik - przekładnia samoregulacyjna - agregat) wyraża się w postaci:

$$U = \int_0^t N_e \cdot dt = N_{ek} \cdot \int_0^t (2 \cdot \varepsilon \cdot \omega_{AO} - \varepsilon^2 \cdot \omega_{AO}^2) \cdot dt \quad (8.24)$$

t - czas pracy silnika

Energia kinetyczna całego zespołu:

$$E = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega_R^2 \quad (8.25)$$

Jako siłę uogólnioną należy przyjąć moment M_{AZ} .

Jako współzrędną uogólnioną przyjmuje się kąt obrotu $\phi_p = \int_0^t \omega_p \cdot dt$ i $\frac{\partial \phi_p}{\partial t} = \omega_p$.

W celu znalezienia dodatkowej zależności między ω_A , ω_p , ω_R stosuje się równanie Lagrange'a II - ego rodzaju:

$$W = E - U \quad (8.26)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W}{\partial \dot{\phi}_p} \right) - \frac{\partial W}{\partial \phi_p} = M_{AZ} \quad (8.27)$$

Równania (6.4) oraz (8.20) i (8.27) da się przekształcić przy pomocy analizy matematycznej do postaci układu dwu równań różniczkowych:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dy_n}{dx_n} &= \frac{z_n - b_p}{a_p} \\ \frac{dz_n}{dx_n} &= g[x_n, y_n, z_n] \end{aligned} \right\} \quad (8.28)$$

$$f[x_n, y_n, z_n] = \frac{z_n - b_p}{a_p}$$

$$g[x_n, y_n, z_n] = \frac{z_n}{\omega_{Rn} - t_{00} \cdot (2 - \varepsilon \cdot y_n) \cdot \varepsilon \cdot y_n} \cdot \left\{ \varepsilon \cdot t_{00} \cdot \left[(2 - \varepsilon \cdot y_n) \cdot \left(1 - y_n \cdot \frac{1 + x_n \cdot t_{01}}{x_n} \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + 2 \cdot \frac{z_n - b_p}{a_p} \cdot (1 - \varepsilon \cdot y_n) \right] - z_n \right\}$$

gdzie:

$$y_n = \frac{\omega_A}{\omega_{AK}} = \omega_{AO}, \quad \omega_p = \omega_{R22},$$

$$x_n = \frac{\omega_p}{\omega_{AK}} = \omega_{p0}, \quad \omega_{Rn} = \frac{\omega_R}{\omega_{AK}}, \quad z_n = \frac{d\omega_{Rn}}{dx_n},$$

$$t_{00} = \frac{N_{ek}}{\omega_{AK} \cdot F_{Ro}}, \quad t_{01} = \frac{1}{F_{Ro}} \cdot \frac{dF_{Ro}}{dx_n},$$

$$F_{Ro} = \frac{N_{AK}}{\omega_{AK} \cdot \omega_{Rn}} \cdot \left[(2 - y_n) \cdot y_n - (M_{Ro} \cdot \omega_{Rn} + E_{tpsoo}) \right],$$

$$M_{Ro} = \frac{M_R}{M_{AK}},$$

E_{tpsoo} - wielkość zależna od E_{tp} , związana ze stratami na tarcie w PS,

Pozostałe wielkości zostały określone wcześniej.

Układ (8.28) rozwiązywany jest metodą całkowania Runge'go-Kutty na której to metodzie oparty jest program komputerowy zastosowany w tym opracowaniu.

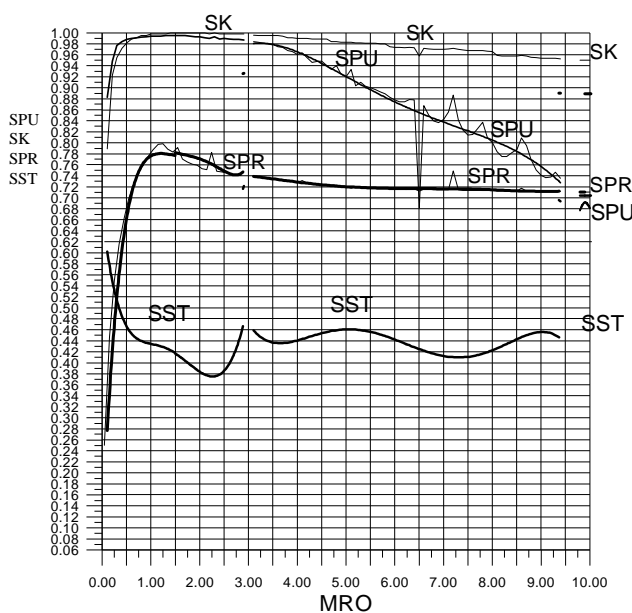
Tak więc związki (6.4), (8.20), (8.27) umożliwiają znalezienie dodatkowej zależności między ω_A , ω_R , ω_p oraz określenia charakterystyk PS od obciążenia. Ponieważ wykorzystuje się je do uzyskania przy pomocy przedstawionych przekształceń układu równań różniczkowych (8.28). Układ ten rozwiązuje się wspomnianą metodą RK wykorzystaną w programie komputerowym. Prowadzi to do określenia wielkości ω_A , ω_R , M_A , N_A od obciążenia w postaci M_R i porównania z podanych wzorów sprawności dla analogicznych wartości M_R , M_A (przełożeń) w przypadku PS, przekładni hydraulicznej (SPU), klasycznej przekładni mechanicznej (SK) oraz całego zespołu silnik – PS - agregat (SST). Przy czym osobno rozważa się to zagadnienie dla PS sześcienniej i czworościennej, bowiem dla obu przypadków równania (6.2), (6.4) są analogiczne przy różnych jednak odpowiednio współczynnikach.

Reasumując pierwsza część programu w oparciu o sposób zawarty w rozdziale 6 wzór (6.1) służy do wygenerowania przełożeń 32-u dla PS-sześcienniej, 16-stu dla PS-czworościennej. Przełożenia te tkwią we współczynnikach równań (6.2), (8.20), (8.27) takich jak np. a_p , b_p . Analiza matematyczna tych równań prowadzi do utworzenia układu równań składającego się z dwóch równań różniczkowych (8.28). Rozwiązać go można metodą Rungego-Kutt'y, na której to metodzie oparta jest druga część programu komputerowego. Umożliwia to określenie wielkości x_n, y_n, z_n - odnoszących się do odpowiednio zredukowanych $\omega_p, \omega_A, \omega_R$ oraz uzyskanie wspomnianych zależności.

8.2. Wyniki obliczeń numerycznych

Wyniki ujęto w postaci poniższych wykresów:

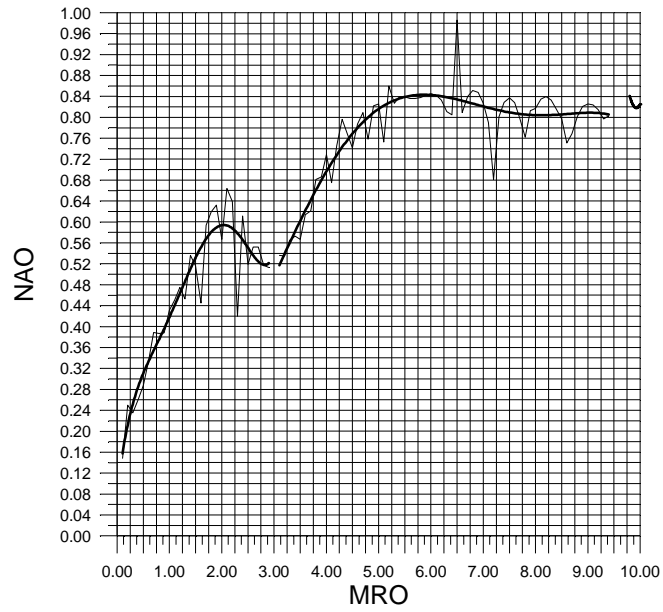
Dla PS-sześcienniej:



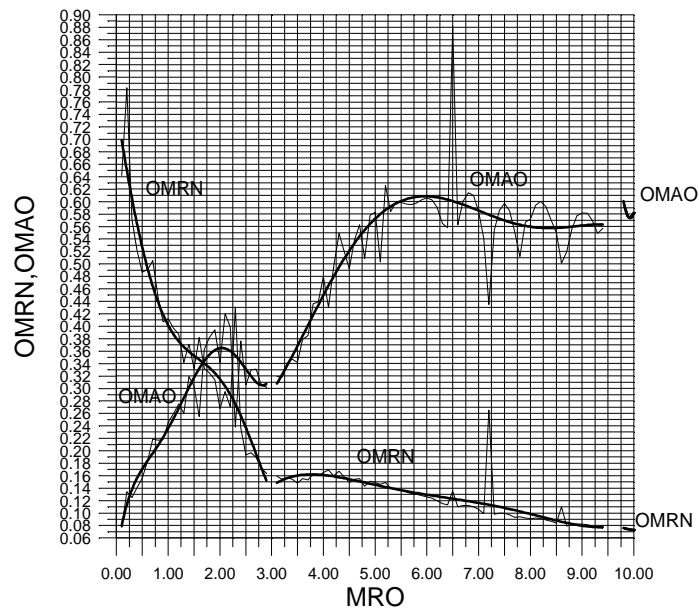
Rys. 8.2. Przykład zależności sprawności od momentu (bezwymiarowego) na wale roboczym o sprawności SPR - przekładni samoregulacyjnej, SPU - przekładni hydrostat., SK - przekładni klasycznej (mechanicznej), SST - całego zespołu związanego z PS

Zależności: SST(MRO), SPR(MRO), SK(MRO), SPU(MRO) dla FT=3 i ERS=1.

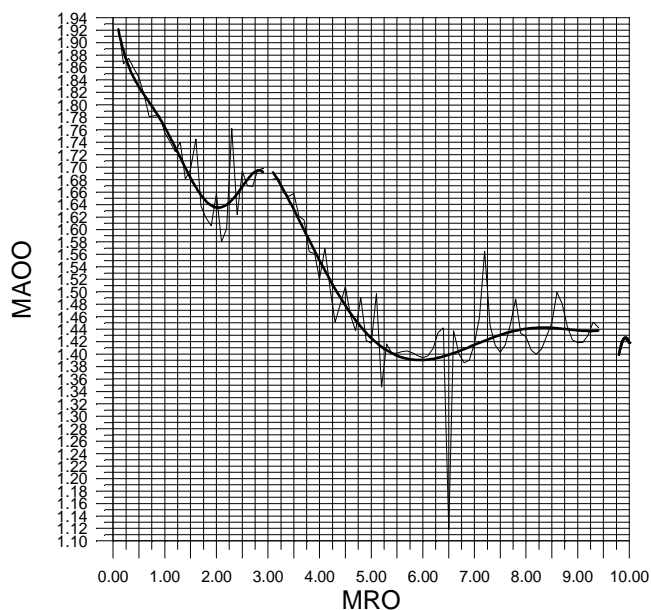
Stan nieustalony dla przedziałów gdzie MRO=(2.9,3.1) oraz dla MRO=(9.4,9.8)



Rys. 8.3. Zależność mocy na wale silnika od obciążenia (obie wielkości bezwymiarowe i zredukowane)

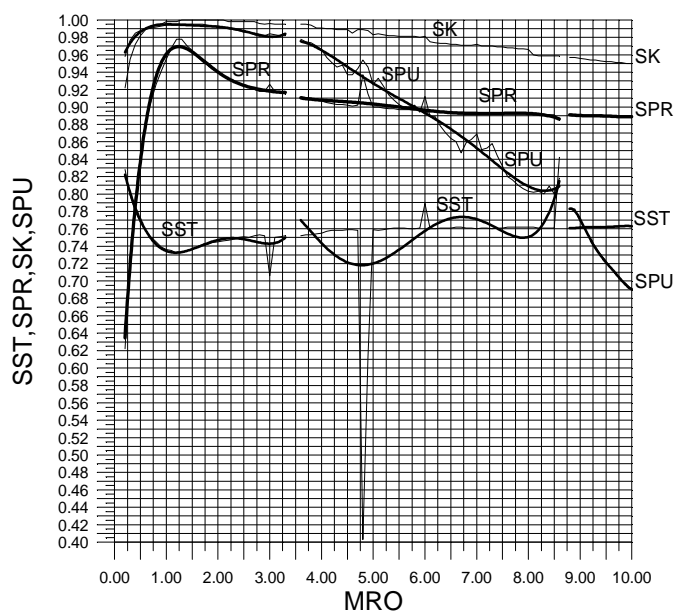


Rys. 8.4. Zależność prędkości kątovej OMAO (zredukowanej) na wale napędowym silnika i prędkości kątovej OMRN (zredukowanej) na wale roboczym od obciążenia zredukowanego

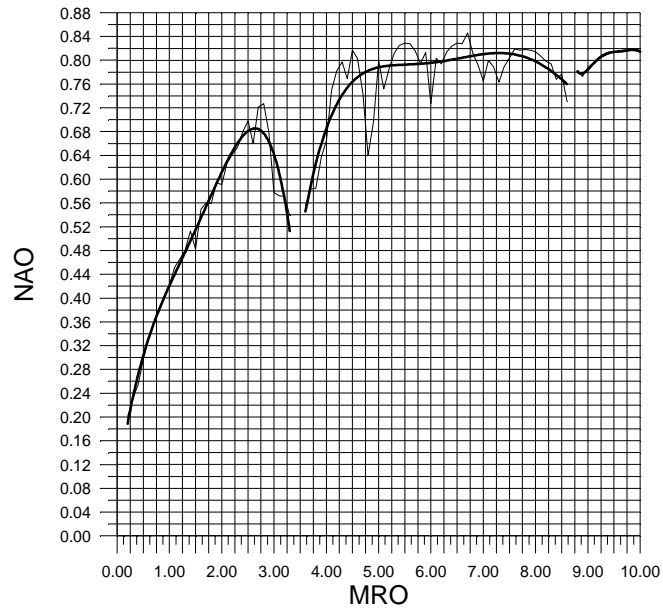


Rys. 8.5. Zależność momentu napędowego MAOO (zredukowanego) na wale silnika od obciążenia (zredukowanego)

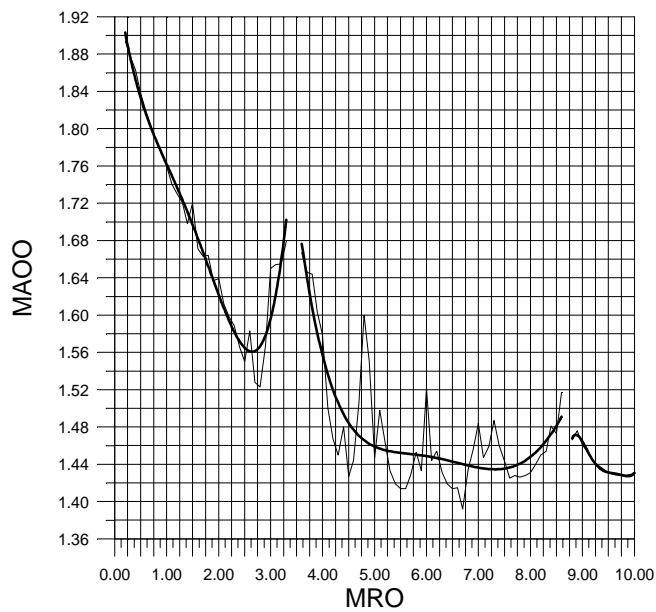
Analogicznie dla PS-czworościennej



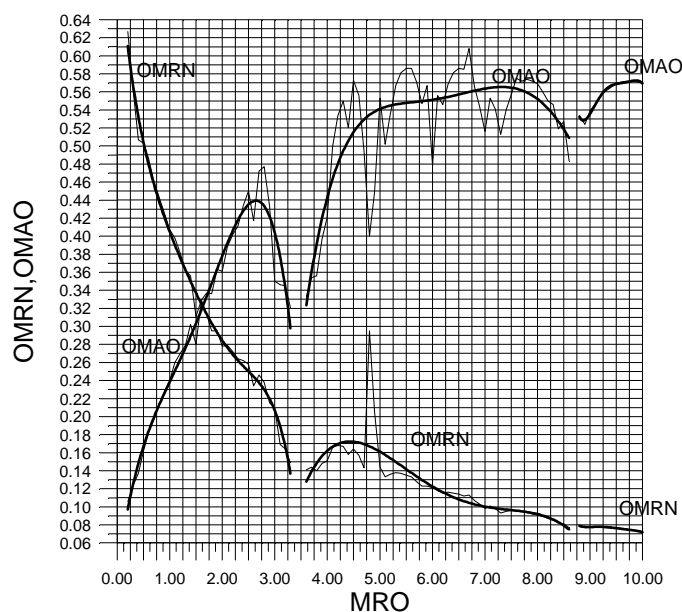
Rys. 8.6. Zależności sprawności od momentu (bezwymiarowego) na wale roboczym o sprawności SPR - przekładni samoregulacyjnej, SPU - przekładni hydrostat., SK - przekładni klasycznej (mechanicznej), SST - całego zespołu związanego z PS



Rys. 8.7. Zależność mocy na wale silnika od obciążenia (obie wielkości bezwymiarowe i zredukowane)



Rys. 8.8. Zależność momentu napędowego MAOO (zredukowanego) na wale silnika od obciążenia (zredukowanego)



Rys. 8.9 Zależność prędkości kątowej OMAO (zredukowanej) na wale napędowym silnika i prędkości kątowej OMRN (zredukowanej) na wale roboczym od obciążenia zredukowanego

Przy czym przełożenia 32-u przekładni obiegowych wchodzących w skład 8-śmiu PJ i oznaczonych odpowiednio jak poniżej, wygenerowane w pierwszej części programu dla PS-sześcienniej wynoszą:

I121P=0.8, I341P=0.8, I091P=1.16, I561P=0.8,
 I122P=0.84, I342P=0.8, I092P=1.2, I562P=0.8,
 I123P=0.8, I343P=0.8, I093P=0.96, I563P=0.8,
 I124P=1.2, I344P=0.8, I094P=1.1, I564P=0.8,
 I121L=0.8, I341L=0.8, I091L=0.96, I561L=0.8,
 I122L=1.2, I342L=0.8, I092L=0.8, I562L=0.8,
 I123L=1.2, I343L=1.08, I093L=0.9, I563L=0.9,
 I124L=1.1, I344L=0.9, I094L=0.9, I564L=0.9,

Natomiast analogicznie przełożenia 16-stu przekładni obiegowych dla 4-ech PJ w PS-czworościennej wynoszą:

I121P=0.28, I341P=0.32, I091P=0.3, I561P=0.28,
 I122P=0.26, I342P=0.28, I092P=3.8, I562P=0.26,
 I123P=0.3, I343P=0.36, I093P=3.52, I563P=0.3,
 I124P=0.26, I344P=3.8, I094P=4, I564P=0.32,

Oczywiście są to zestawy przełożeń spełniające warunki U_1, \dots, U_n zawarte w metodzie opisanej w rozdziale 6-tym i wynikające ze wcześniejszej analizy m. in. kinematycznej dla PS-sześcienniej i PS-czworościennej.

8.3. Podsumowanie

Na podstawie wyników ujętych w postaci wykresów można dostrzec, że zarówno PS-sześcienna jak i PS-czworościenne w układzie z silnikiem i agregatem pracuje w pewnych zakresach wielkości momentu obciążeniowego. Istnieją jednak i takie obszary wartości momentu roboczego, w których trudno cokolwiek powiedzieć o zachowaniu omówionych przekładni, nazwano je stanem nieustalonym. Należy więc dobrać takie parametry pracy aby tych stanów unikać. Należy również stwierdzić, że wielkości parametrów takich jak prędkości kątowe czy moment na wale silnika zmieniają się w sposób ciągły w zależności od zmiany momentu obciążeniowego. Udaje się dzięki temu osiągnąć zdolność bezstopniowej samoregulacji układu, pracującego zgodnie z równaniem Lagrange'a na najkorzystniejszym poziomie energetycznym.

Warto również stwierdzić, że najlepiej zastosować PS dla wysokich wartości obciążeń, w maszynach ciężkich pracujących w trudnych warunkach. Jak wynika bowiem z wykresu dla takich właśnie wartości sprawność przekładni jest wyższa od sprawności przekładni hydraulicznej. Natomiast klasyczna przekładnia mechaniczna o wysokim poziomie sprawności SK jest określona nierealistycznie, bowiem w praktyce nie może mieć tak dużej ilości przełożeń (biegów), by posiadała cechy bezstopniowej przekładni o zdolnościach samoregulacyjnych. Fakt ten uniemożliwiawiając uzyskanie zdolności do samoczynnego dostosowywania wartości przełożenia celem osiągnięcia najkorzystniejszych warunków pracy układu pod względem energetycznym w przeciwieństwie do PS.

Sprawność całkowita ujmująca sprawność silnika oraz przekładni PS:

$$\eta_{st} = \frac{N_A}{N_e} - E_{tpsoo} \cdot \frac{N_{AK}}{N_e}$$

E_{tpsoo} - wielkość związana ze stratami tarcia dla PS (bezwymiarowomowa).

Sprawność dotycząca wyłącznie samej przekładni PS:

$$SPR = 1 - \frac{E_{tpsoo} \cdot N_{AK}}{N_A}$$

Sprawność przekładni powszechnie stosowanej (zakłada się, że przekładnia składa się z „ n_s ” jednakowych przełożeń „AT” wówczas:

$$M_{Ro} = (AT)^{n_s} \cdot M_{AO}$$

$$\eta_k = \left[1 - \frac{\pi \cdot \mu (1 + (AT))}{800 \cdot \cos \alpha_o} \right]^{n_s}$$

Powyższą sprawność przekładni powszechnie stosowanej określa się dla przekładni mechanicznej składającej się z „ n_s ” przełożeń. Jest to porównywalne z zastosowaniem klasycznej skrzyni biegów o dużej wartości przełożeń (biegów) „ n_s ”. Układ ma więc charakter porównawczy i nie ma zastosowania w praktyce. Stosuje się go jedynie w celu teoretycznej analizy sprawności SK w odniesieniu do sprawności innych zespołów. Przedstawiono to na wykresach 8.2 i 8.6.

Sprawność elementarnej przekładni hydrostatycznej, w której przełożenie jest stosunkiem powierzchni tłoków silnik, pompa $i_h = \frac{F_A}{F_R}$.

Sprawność przekładni hydrostatycznej:

$$SPU = 1 - \frac{SPUO}{N_A}$$

gdzie:

N_A - moc na wejściu

$$SPUO = N_{strD} = \frac{1}{2} \rho_o F_R \left[\varepsilon_K + \varepsilon_D \left(\frac{F_R}{f_o} \right)^2 \right] \left(\frac{l}{\pi} i_h \omega_A \right)^3$$

N_{strD} - straty przejścia oleju od jednego układu napędowego do drugiego,

ρ_o - gęstość oleju,

$\varepsilon_K, \varepsilon_D$ - współczynniki przy przejściu cieczy na przewężeniach,

f_o - przekrój przewodu,

l – długość przewodu,

ω_A - prędkość kątowna wału korbowego od silnika.

Pozostałe wielkości występują w tym rozdziale (wyrażone w formie bezwymiarowej).

9. ANALIZA DYNAMICZNA PS

9.1. Model matematyczny przekładni

Analizę dynamiczną przeprowadza się dla przekładni samoregulacyjnej sześcienniej, czworościennej. Polega ona na poddawaniu układu działaniu zmieniającym się wartościom momentów obciążeniowych i obliczaniu zmienności parametrów dynamicznych (przyspieszenie kątowe wałów) od czasu i kinematycznych (prędkość kątowna poszczególnych wałów). Wyniki określa się w postaci wykresów.

Dla każdej z ośmiu przekładni jednostkowych da się zapisać zależności:

$$a_{11p} \frac{d\omega_{A1p}(t)}{dt} + a_{21p} \frac{d\omega_{R1p}(t)}{dt} = M_{A1p} + A_{1p} \cdot M_{S1p}, \quad (9.1)$$

$$b_{11p} \frac{d\omega_{A1p}(t)}{dt} + b_{21p} \frac{d\omega_{R1p}(t)}{dt} = M_{R1p} + R_{1p} \cdot M_{S1p}, \quad (9.2)$$

$$a_{12p} \frac{d\omega_{A2p}(t)}{dt} + a_{22p} \frac{d\omega_{R2p}(t)}{dt} = M_{A2p} + A_{2p} \cdot M_{S2p}, \quad (9.3)$$

$$b_{12p} \frac{d\omega_{A2p}(t)}{dt} + b_{22p} \frac{d\omega_{R2p}(t)}{dt} = M_{R2p} + R_{2p} \cdot M_{S2p}, \quad (9.4)$$

$$a_{13p} \frac{d\omega_{A3p}(t)}{dt} + a_{23p} \frac{d\omega_{R3p}(t)}{dt} = M_{A3p} + A_{3p} \cdot M_{S3p}, \quad (9.5)$$

$$b_{13p} \frac{d\omega_{A3p}(t)}{dt} + b_{23p} \frac{d\omega_{R3p}(t)}{dt} = M_{R3p} + R_{3p} \cdot M_{S3p}, \quad (9.6)$$

$$a_{14p} \frac{d\omega_{A4p}(t)}{dt} + a_{24p} \frac{d\omega_{R4p}(t)}{dt} = M_{A4p} + A_{4p} \cdot M_{S4p}, \quad (9.7)$$

$$b_{14p} \frac{d\omega_{A4p}(t)}{dt} + b_{24p} \frac{d\omega_{R4p}(t)}{dt} = M_{R4p} + R_{4p} \cdot M_{S4p}, \quad (9.8)$$

$$a_{11l} \frac{d\omega_{A1l}(t)}{dt} + a_{21l} \frac{d\omega_{R1l}(t)}{dt} = M_{A1l} + A_{1l} \cdot M_{S1l}, \quad (9.9)$$

$$b_{11l} \frac{d\omega_{A1l}(t)}{dt} + b_{21l} \frac{d\omega_{R1l}(t)}{dt} = M_{R1l} + R_{1l} \cdot M_{S1l}, \quad (9.10)$$

$$a_{12l} \frac{d\omega_{A2l}(t)}{dt} + a_{22l} \frac{d\omega_{R2l}(t)}{dt} = M_{A2l} + A_{2l} \cdot M_{S2l}, \quad (9.11)$$

$$b_{12l} \frac{d\omega_{A2l}(t)}{dt} + b_{22l} \frac{d\omega_{R2l}(t)}{dt} = M_{R2l} + R_{2l} \cdot M_{S2l}, \quad (9.12)$$

$$a_{13l} \frac{d\omega_{A3l}(t)}{dt} + a_{23l} \frac{d\omega_{R3l}(t)}{dt} = M_{A3l} + A_{3l} \cdot M_{S3l}, \quad (9.13)$$

$$b_{13l} \frac{d\omega_{A3l}(t)}{dt} + b_{23l} \frac{d\omega_{R3l}(t)}{dt} = M_{R3l} + R_{3l} \cdot M_{S3l}, \quad (9.14)$$

$$a_{14l} \frac{d\omega_{A4l}(t)}{dt} + a_{24l} \frac{d\omega_{R4l}(t)}{dt} = M_{A4l} + A_{4l} \cdot M_{S4l}, \quad (9.15)$$

$$b_{14l} \frac{d\omega_{A4l}(t)}{dt} + b_{24l} \frac{d\omega_{R4l}(t)}{dt} = M_{R4l} + R_{4l} \cdot M_{S4l}. \quad (9.16)$$

Przy czym: $\omega_A(t)$, $\omega_R(t)$ – prędkości kątowe wałów z indeksem A i R dla danej PJ, a_1 , a_2 , b_1 , b_2 - stałe zależne od przełożeń, mas i momentów bezwładności elementów PJ. Wykorzystując związki między momentami i prędkościami kątowymi na poszczególnych wałach przekładni uzyska się układ równań różniczkowych zwyczajnych, w których przyspieszenia kątowe zależne są od wartości momentu na wale silnika M_A oraz na wale wyjściowym M_R .

Dla ustalonej wartości momentu silnika M_A dynamika przekładni może być analizowana przy zmiennym momencie zewnętrznym przyjętym, jako zmienny harmonicznie:

$$M_R = M_{RO} + A_R \sin(\omega t). \quad (9.17)$$

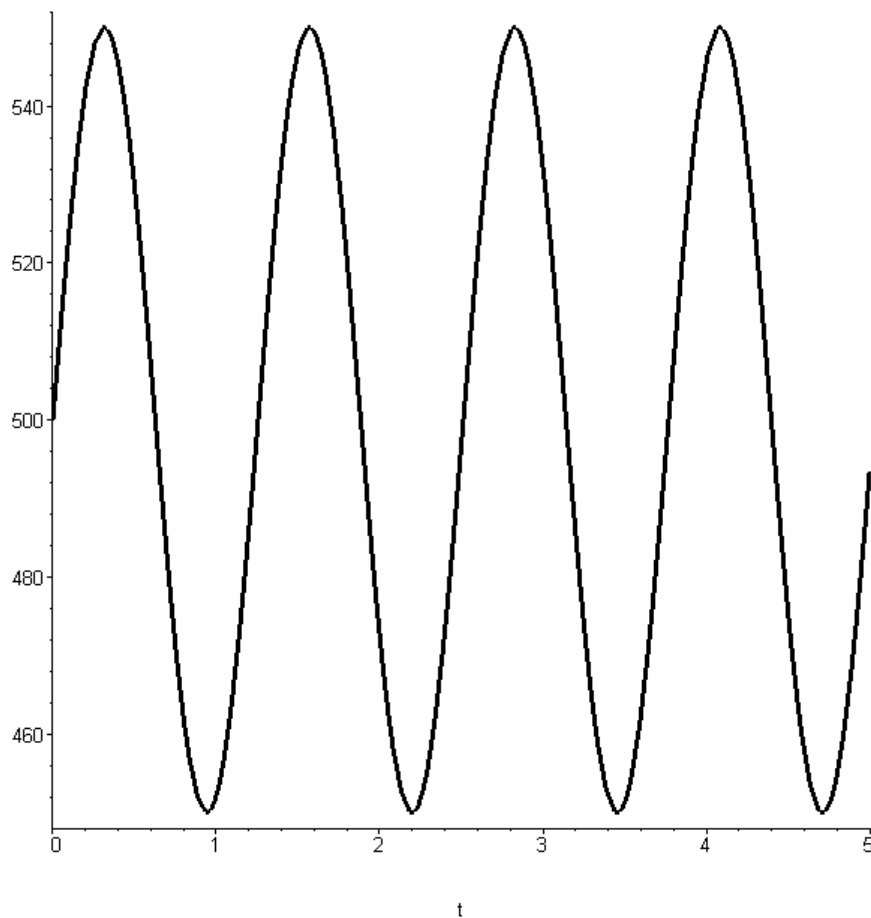
Rozwiązanie analityczne prowadzi do wyznaczenia zależności przyspieszeń kątowych od czasu. Mając dane przyspieszenia kątowe oblicza się dla przyjętych warunków początkowych odpowiadające im prędkości kątowe.

Zgodnie z oznaczeniami promieni kół w obiegowej przekładni jednostkowej przedstawionej na rys. 4.7 oznaczono następujące przełożenia: $i_{12} = r_1/r_2$, $i_{34} = r_3/r_4$, $i_{56} = r_5/r_6$, $i_{78} = r_7/r_8$. Obliczenia przeprowadzono dla następujących danych liczbowych przełożeń w przekładni samoregulacyjnej: $i_{121p} = 0,9$, $i_{341p} = 0,9$, $i_{561p} = 0,9$, $i_{781p} = 1,04$; $i_{122p} = 0,98$, $i_{342p} = 0,9$, $i_{562p} = 0,9$, $i_{782p} = 0,9$; $i_{123p} = 0,9$, $i_{343p} = 0,9$, $i_{563p} = 0,9$, $i_{783p} = 0,98$; $i_{124p} = 0,9$, $i_{344p} = 0,9$, $i_{564p} = 0,9$, $i_{784p} = 0,9$; $i_{121l} = 1,1$, $i_{341l} = 0,9$, $i_{561l} = 0,9$, $i_{781l} = 0,9$; $i_{122l} = 0,9$, $i_{342l} = 0,9$, $i_{562l} = 0,9$, $i_{782l} = 0,9$; $i_{123l} = 0,96$, $i_{343l} = 0,9$, $i_{563l} = 0,9$, $i_{783l} = 0,9$; $i_{124l} = 0,9$, $i_{344l} = 0,9$, $i_{564l} = 0,9$, $i_{784l} = 1,1$. Przyjęto, że dla wszystkich przekładni jednostkowych promienie kół $r_2 = r_6 = 30$ [mm], a szerokość wszystkich kół w przekładniach jednostkowych jest jednakowa i wynosi 15 [mm]. W

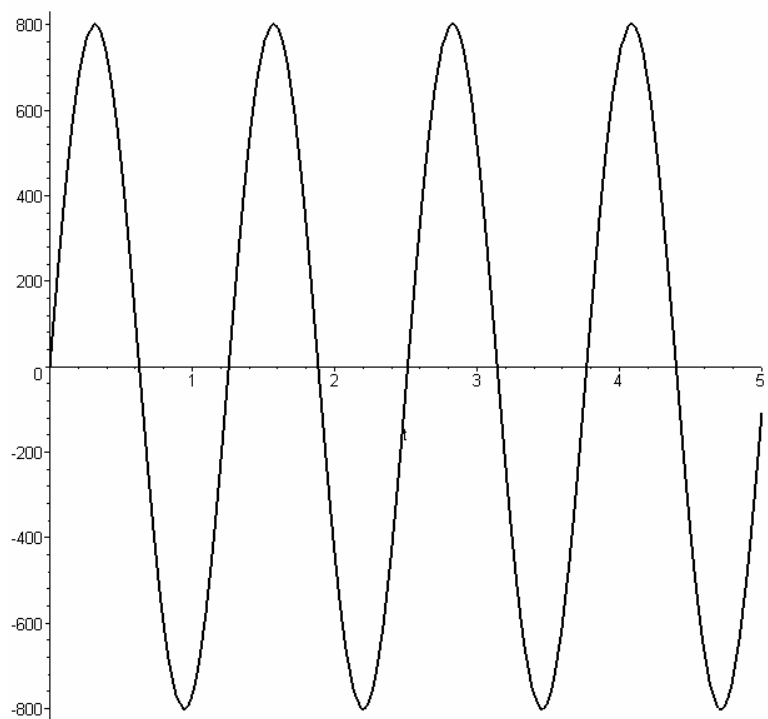
obliczeniach uwzględnione zostały dla wszystkich przekładni jednostkowych warunki geometryczne zapewniające fizyczną realizowalność. Masy i momenty bezwładności elementów przekładni wyznaczono uważając koła zębate jako stalowe tarcze pełne. Dla uproszczenia obliczeń przyjęto dla wszystkich przekładni jednostkowych jednakowe wartości masowych momentów bezwładności pozostałych elementów wirujących, a mianowicie: $I_{10} = 2 \cdot I_7$, $I_{11} = 2 \cdot I_{10}$, $I_{12} = I_{10}$. Moment silnika napędowego przyjęto jako stały $M_A = 250$ [Nm]. Wartość średnią momentu obciążenia przyjęto jako $M_{R0} = 500$ [Nm], natomiast amplituda zmian momentu obciążenia przekładni jest równa $A_R = 50$ [Nm] przy częstotliwości $\omega = 5$ [rad/s]. Prędkość kątowna wału silnika jest równa $\omega_A = 200$ [rad/s].

9.2. Wyniki obliczeń dla przekładni „sześcienniej”

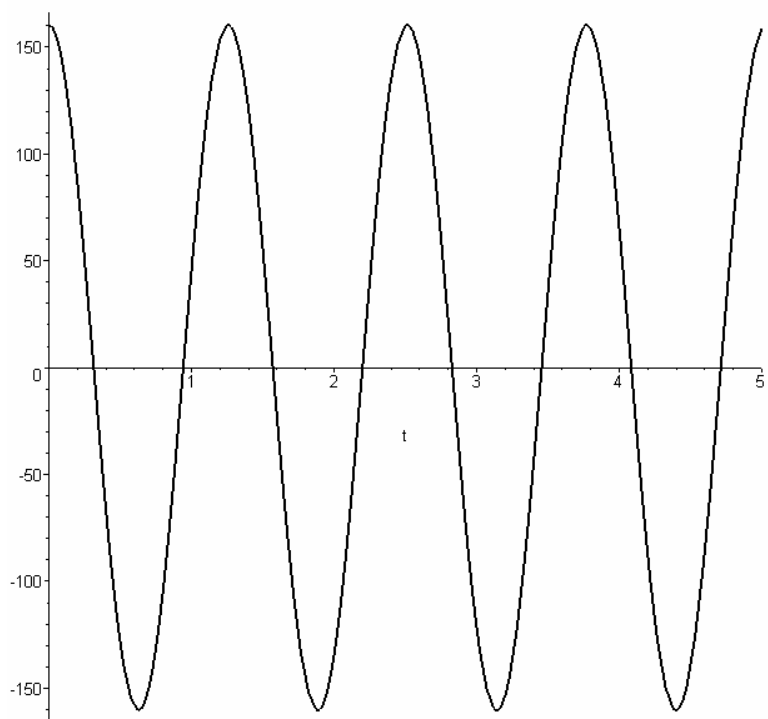
Na podstawie obliczeń sporządzone zostały przebiegi zmienności w funkcji czasu amplitud przyspieszeń kątowych oraz prędkości kątowych poszczególnych wałów przekładni dla zmian momentu obciążenia zgodnie z rys. 9.1.



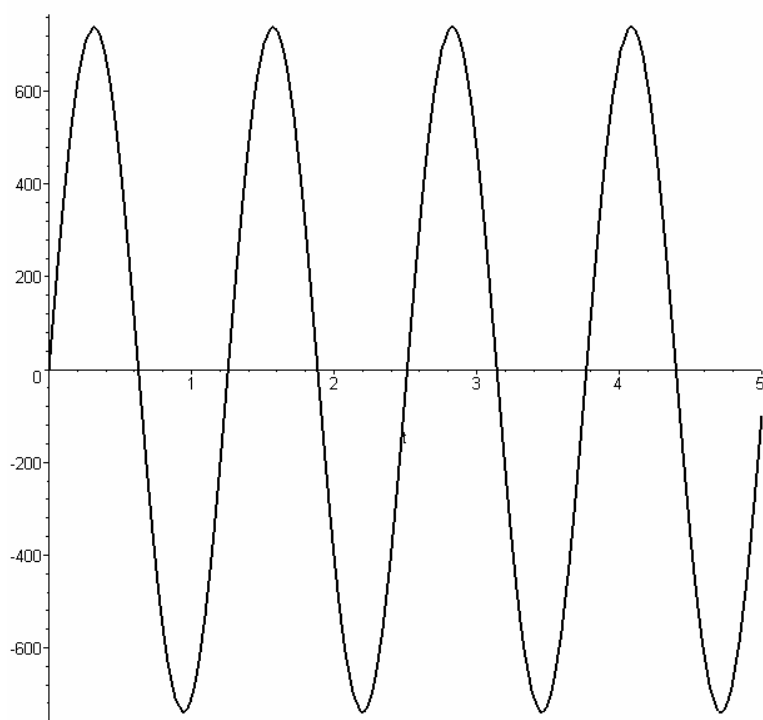
Rys. 9.1. Zależność momentu obciążeniowego M_R od czasu



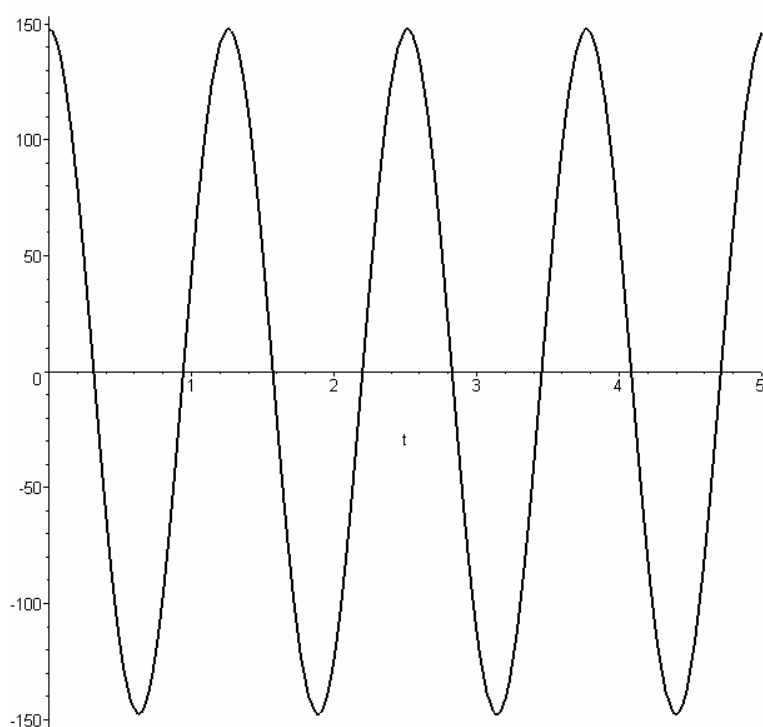
Rys. 9.2. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kąowego na wale 1l -1p od czasu



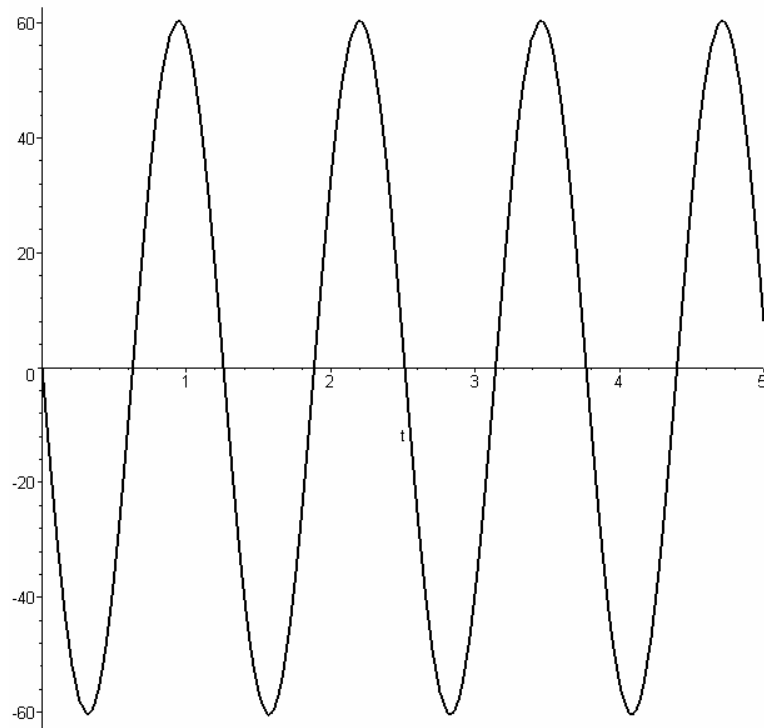
Rys. 9.3. Zależność składowej zmiennej prędkości kąowej na wale 1l -1p od czasu



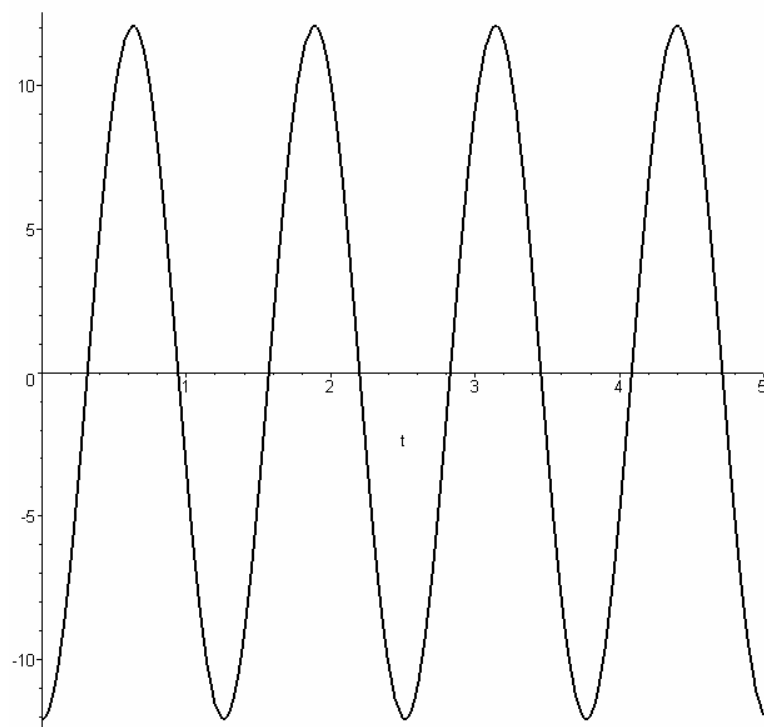
Rys. 9.4. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kąowego na wale 2l - 2p od czasu



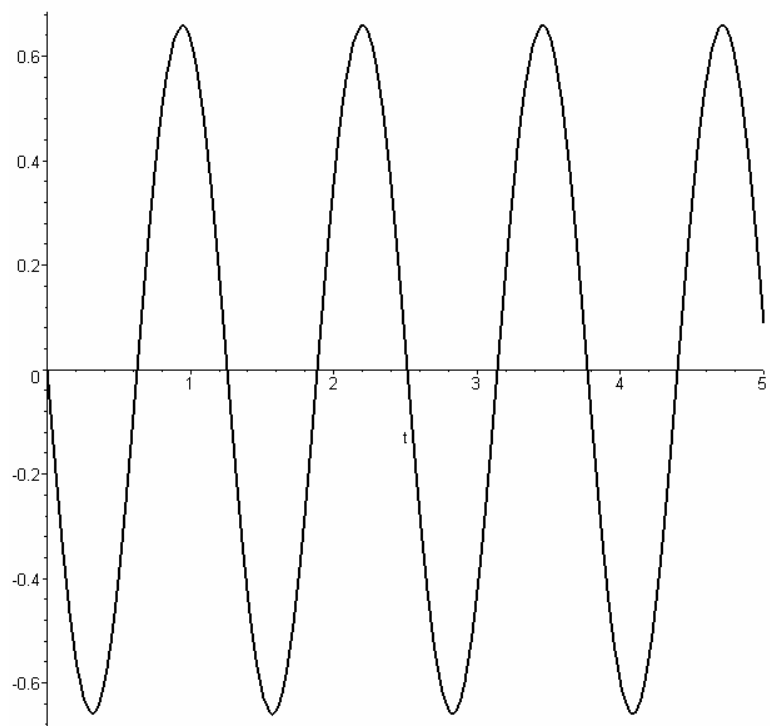
Rys. 9.5. Zależność składowej zmiennej prędkości kąowej na wale 2l - 2p od czasu



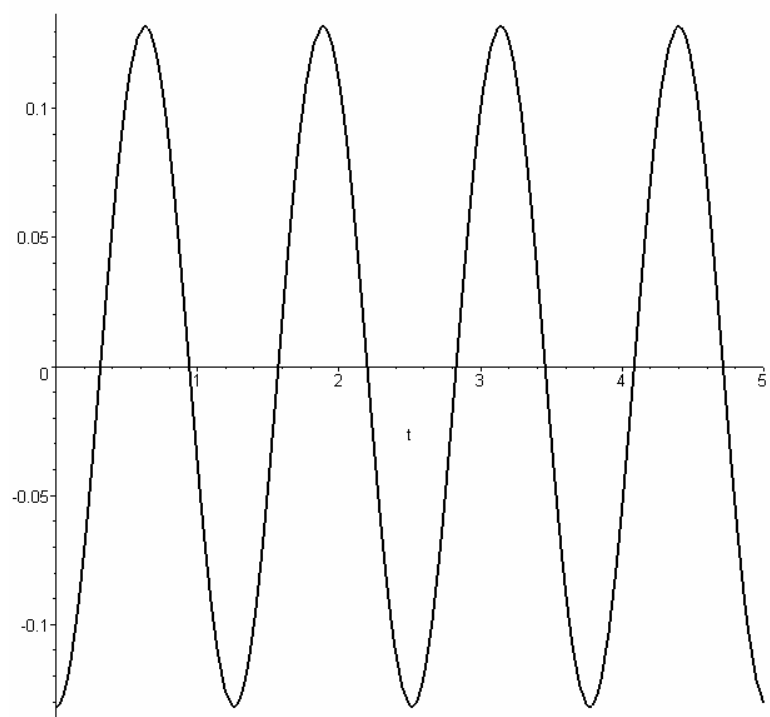
Rys. 9.6. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kąowego na wale 3l - 3p od czasu



Rys. 9.7. Zależność składowej zmiennej prędkości kąowej na wale 3l - 3p od czasu



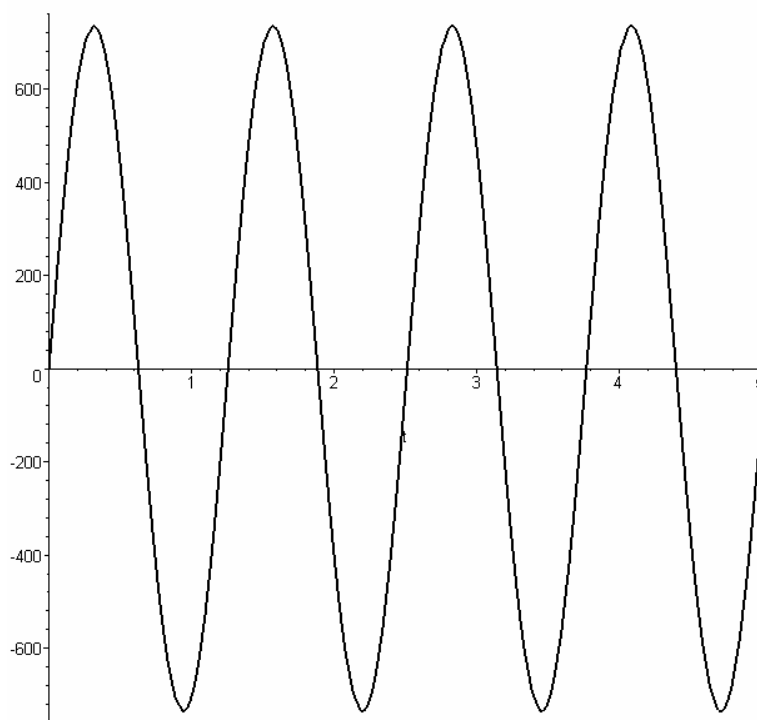
Rys. 9.8. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kąowego na wale 4l - 4p od czasu



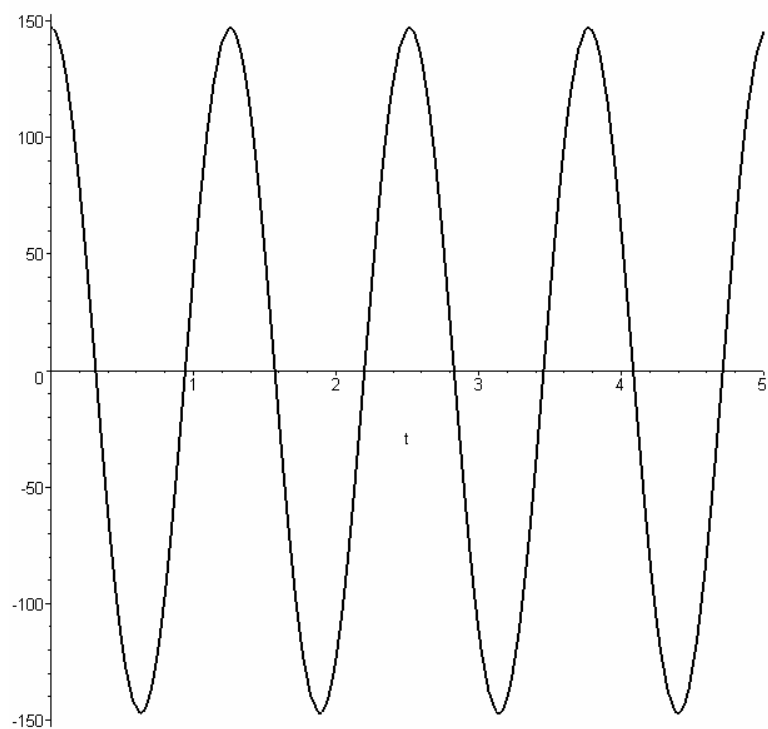
Rys. 9.9. Zależność składowej zmiennej prędkości kąowej na wale 4l - 4p od czasu

Jak widać z wykresów 9.1 - 9.9 dla wałów poziomych największe wartości składowych zmiennych przyspieszeń kątowych występują dla $\varepsilon_{R1p} = \varepsilon_{R1l}$ ponieważ osiągają amplitudalną wartość rzędu 800 [rad/s²], natomiast najmniejsze wartości składowej zmiennej przyspieszenia kątowego można zauważyć w przypadku $\varepsilon_{R4p} = \varepsilon_{R4l}$ bo są to wartości poniżej 1 [rad/s²]. Ponieważ składowa zmienna przyspieszenia kątowego jest funkcją harmoniczną analogicznie zachowują się prędkości kątowe analizowanych wałów przekładni.

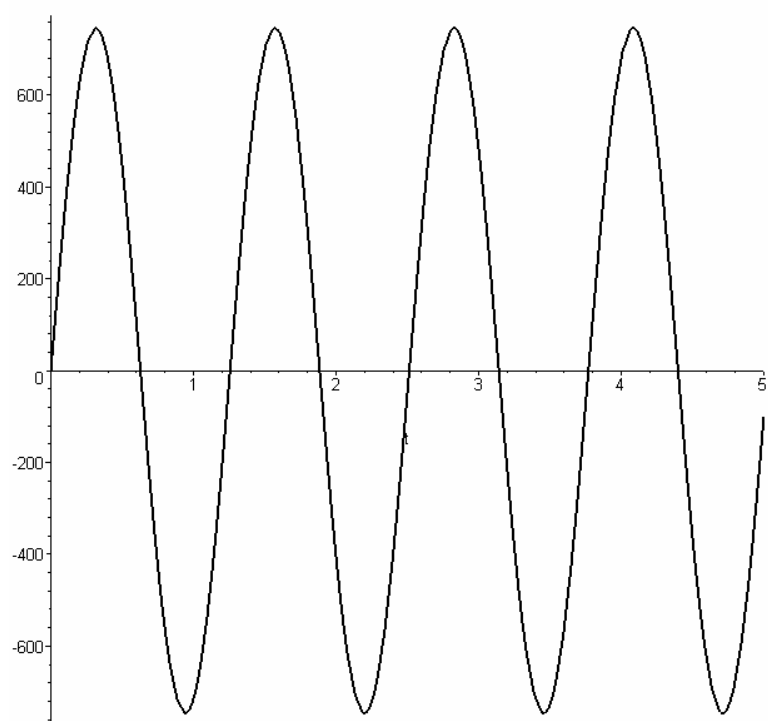
Dla wałów oznaczonych literą l (lewych) i p (prawych) (rys.9.10 - 9.25) charakter przebiegu zmienności przyspieszeń i prędkości kątowych jest zbliżony, występują różnice ilościowe w szczegółowych wartościach oraz różnice w znaku przyspieszeń, co decyduje o rośnięciu lub maleniu prędkości kątowych i zwrocie obrotów wałów.



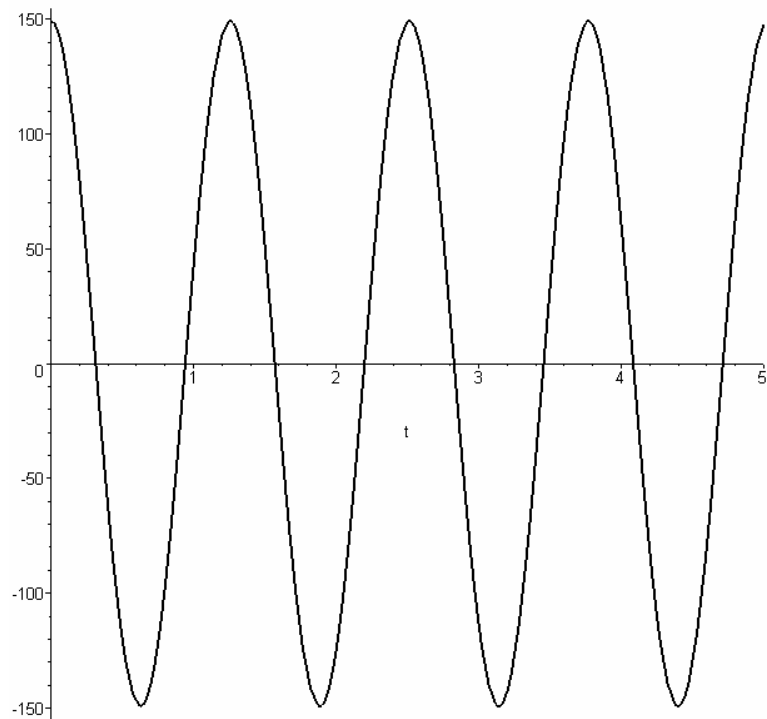
Rys. 9.10. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kątowego na wale 1l - 2l od czasu



Rys. 9.11. Zależność składowej zmiennej prędkości kątowej na wale 1I - 2I od czasu

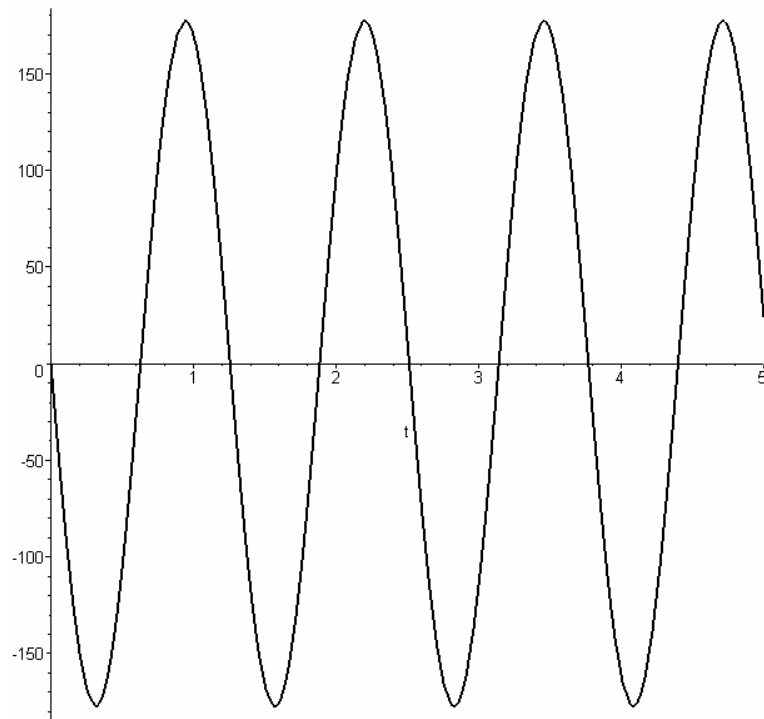


Rys. 9.12. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kątowego na wale 1p -2p od czasu

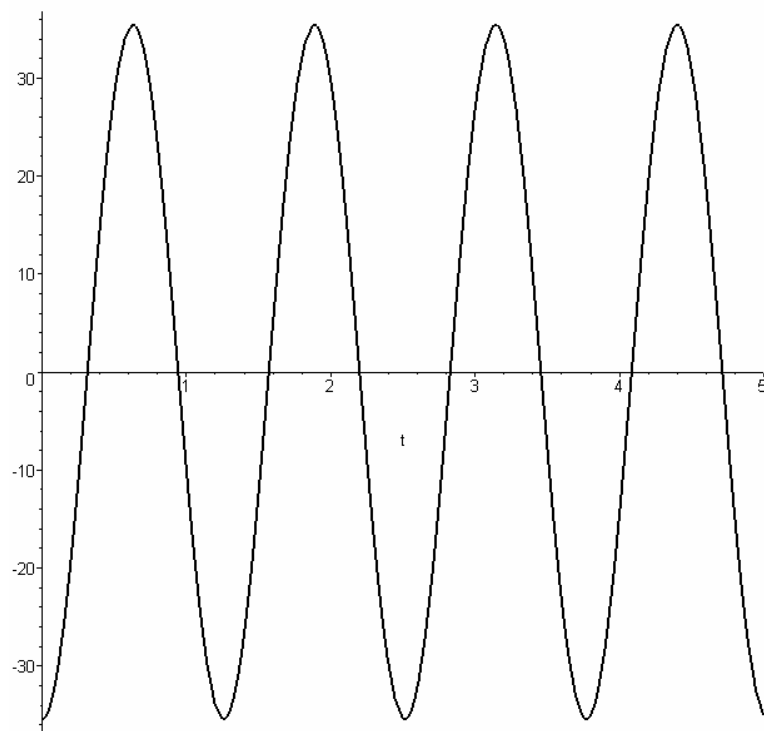


Rys. 9.13. Zależność składowej zmiennej prędkości kątowej na wale $1p$ $-2p$ od czasu

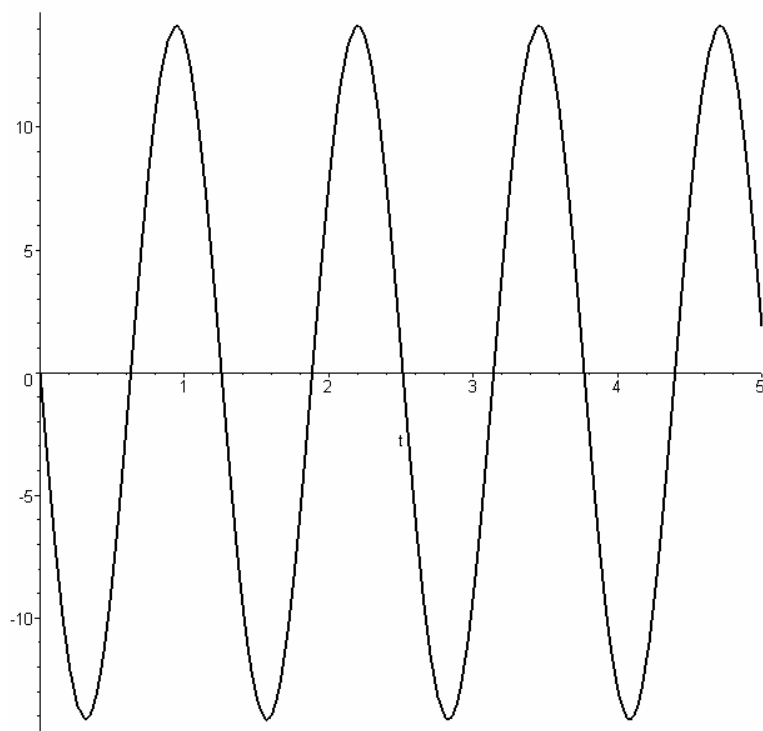
Z rysunków 9.10 - 9.13 wynika, że dla analizowanych elementów przekładni parametry kinematyczne mają zbliżone wartości.



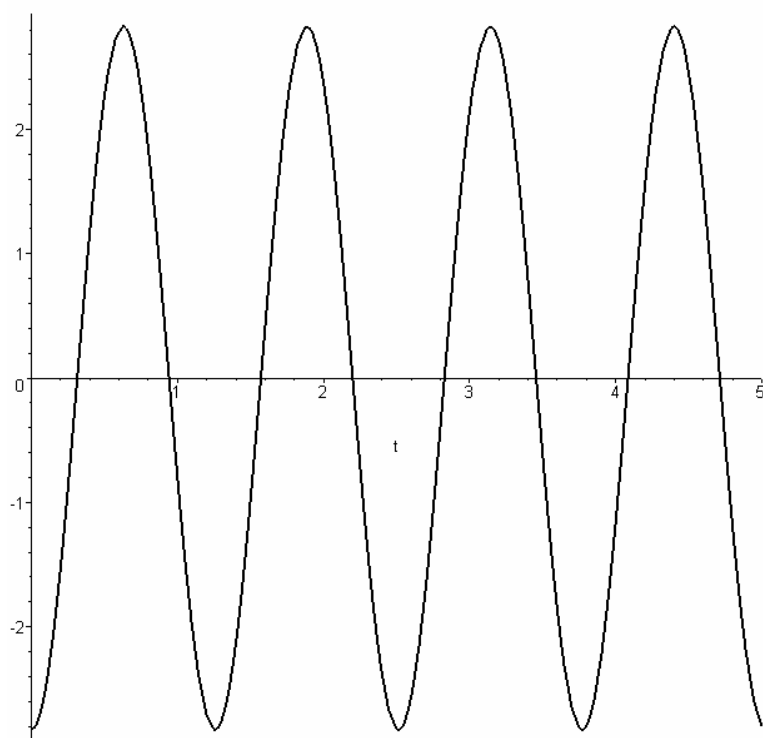
Rys. 9.14. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kąowego na wale 1I - 4I od czasu



Rys. 9.15. Zależność składowej zmiennej prędkości kąowej na wale 1I - 4I od czasu

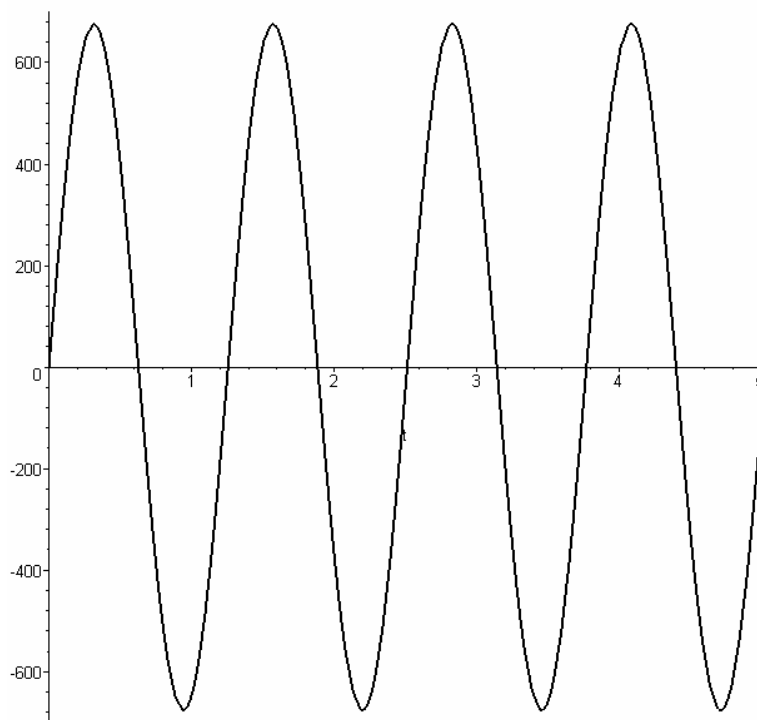


Rys. 9.16. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kątowego na wale 1p - 4p od czasu

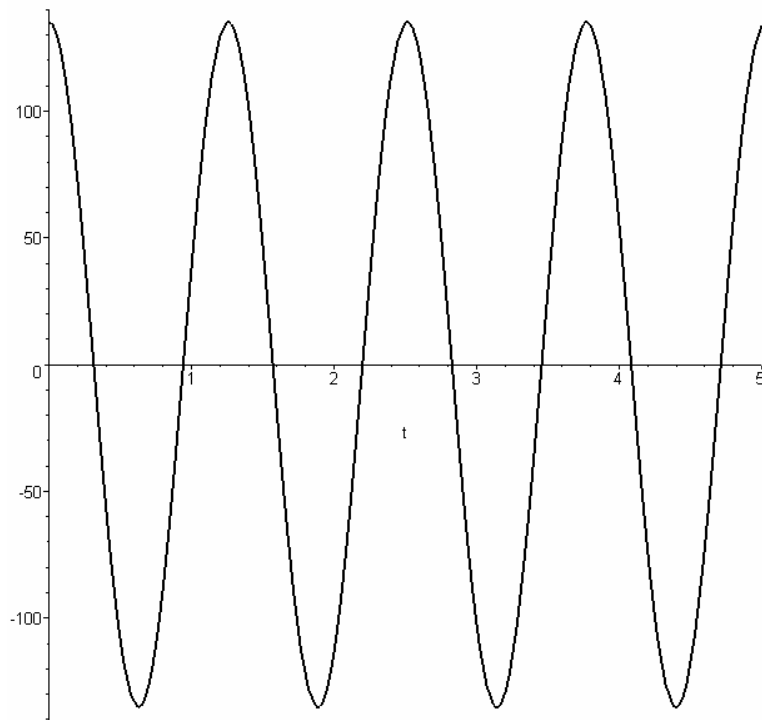


Rys. 9.17. Zależność składowej zmiennej prędkości kątowej na wale 1p - 4p od czasu

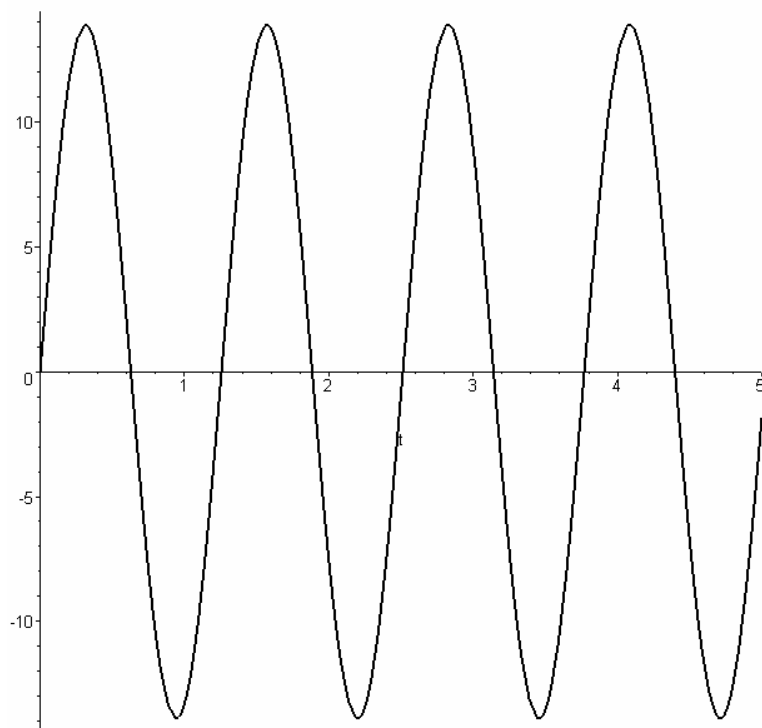
Z rysunków 9.14 - 9.16 wynika, że dla analizowanych elementów przekładni przyspieszenia kątowe i prędkości kątowe są zbliżone i w porównaniu do wartości parametrów kinematycznych poprzednio analizowanych elementów są znacznie mniejsze.



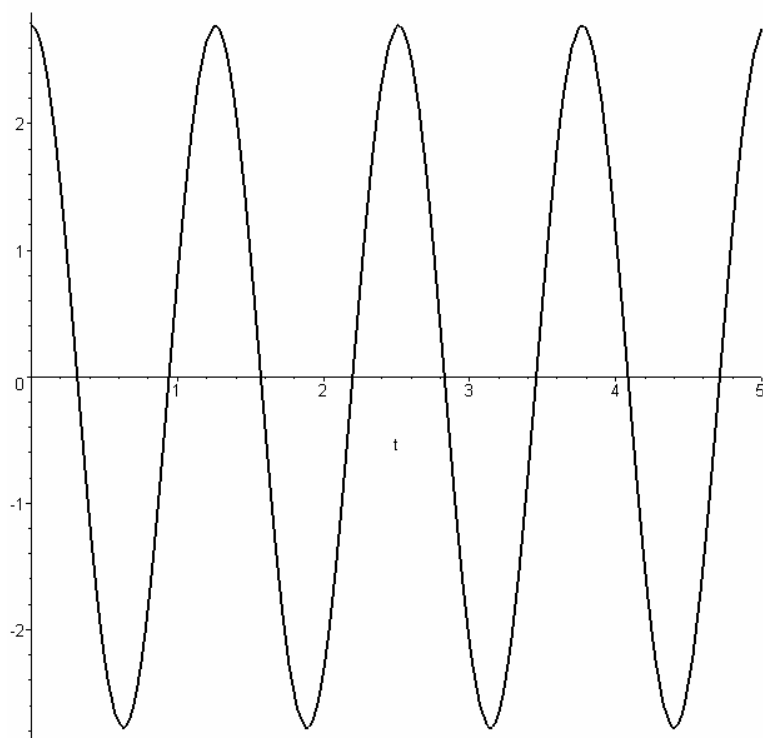
Rys. 9.18. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kątowego na wale 2I - 3I od czasu



Rys. 9.19. Zależność składowej zmiennej prędkości kątowej na wale 2I - 3I od czasu

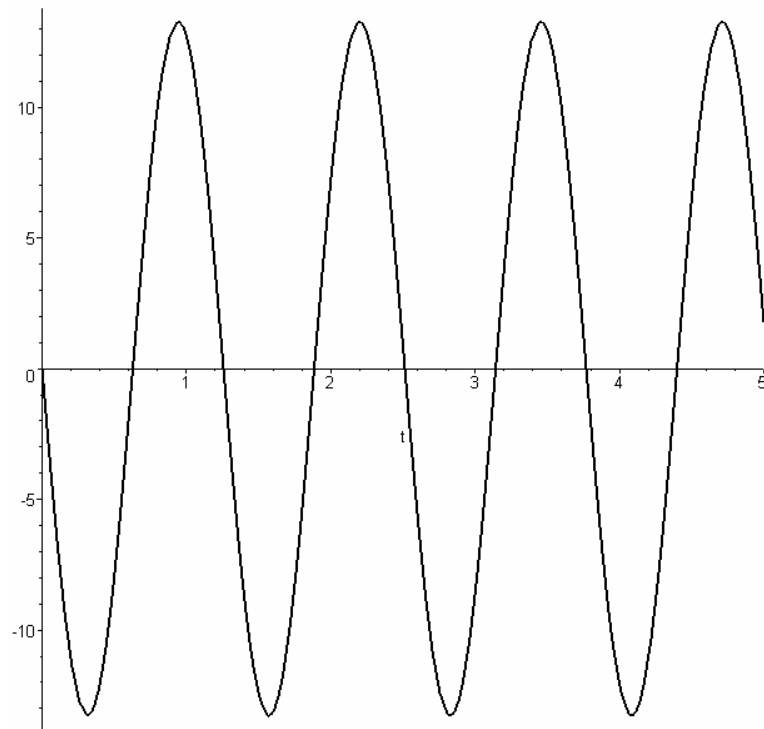


Rys. 9.20. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kątowego na wale 2p - 3p od czasu

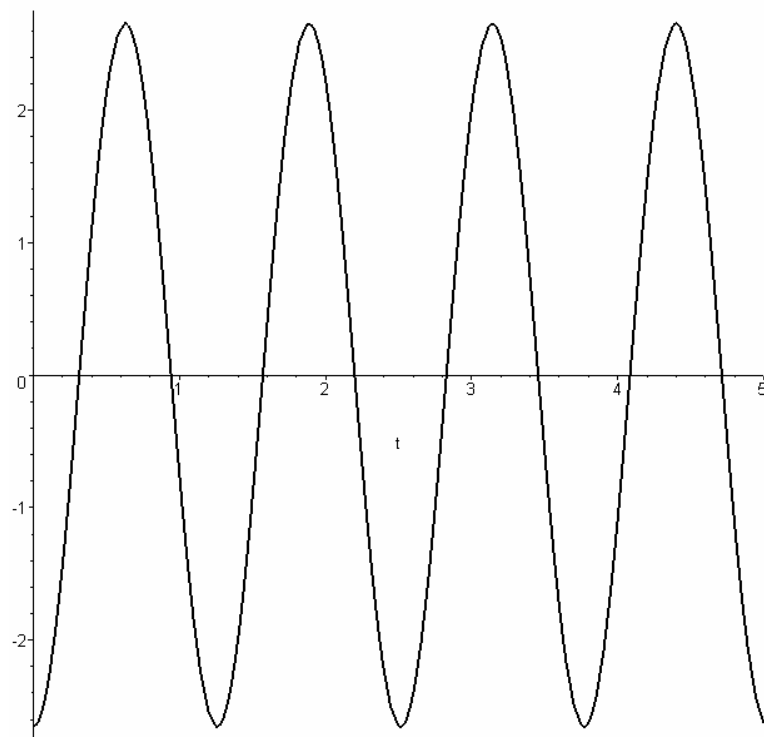


Rys. 9.21. Zależność składowej zmiennej prędkości kątowej na wale 2p - 3p od czasu

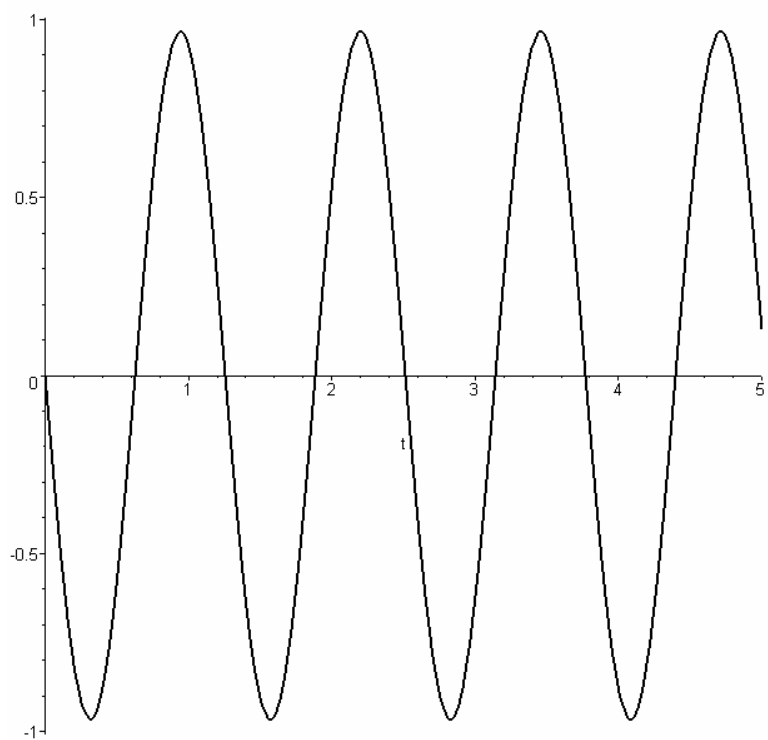
Z rysunków 9.18 - 9.21 wynika, że dla składowych zmiennych przyspieszenia kątowego i prędkości kątowych występuje znacząca różnica wartości dla wałów łączących przekładnie jednostkowe 2l - 3l i 2p - 3p.



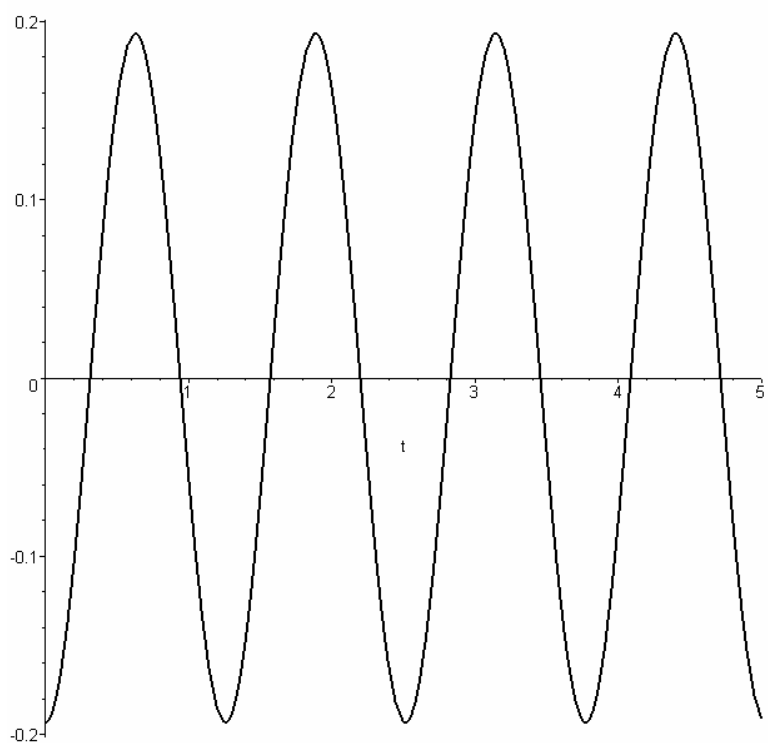
Rys. 9.22. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kąowego na wale 3I - 4I od czasu



Rys. 9.23. Zależność składowej zmiennej prędkości kąowej na wale 3I - 4I od czasu



Rys. 9.24. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kąowego na wale 3p - 4p od czasu



Rys. 9.25. Zależność składowej zmiennej prędkości kąowej na wale 3p - 4p od czasu

Z rysunków 9.22 - 9.25 wynika, że dla wału łączącego przekładnie jednostkowe 3p – 4p oraz 3l – 4l przyspieszenia i prędkości kątowe są bardzo małe w porównaniu do wartości otrzymanych dla innych elementów przekładni.

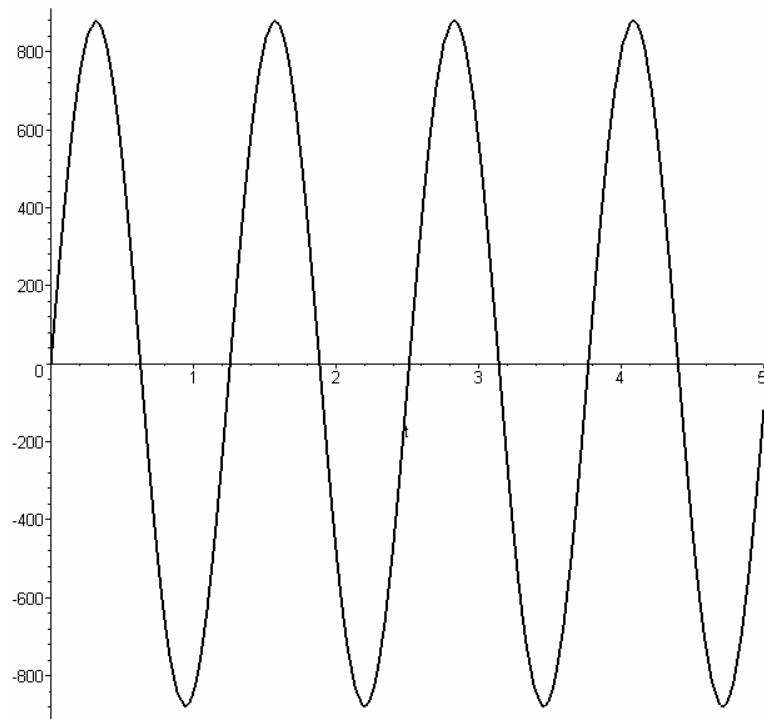
9.3. Wyniki obliczeń dla przekładni „czworościennej”

W analizie dynamicznej całej przekładni czworościennej wałem wejściowym (napęd od strony silnika) jest wał 1-4 obciążony momentem „ M_A ” stanowiący wyjście „ R_1 ” i „ R_4 ” z przekładni jednostkowych „1” i „4”.

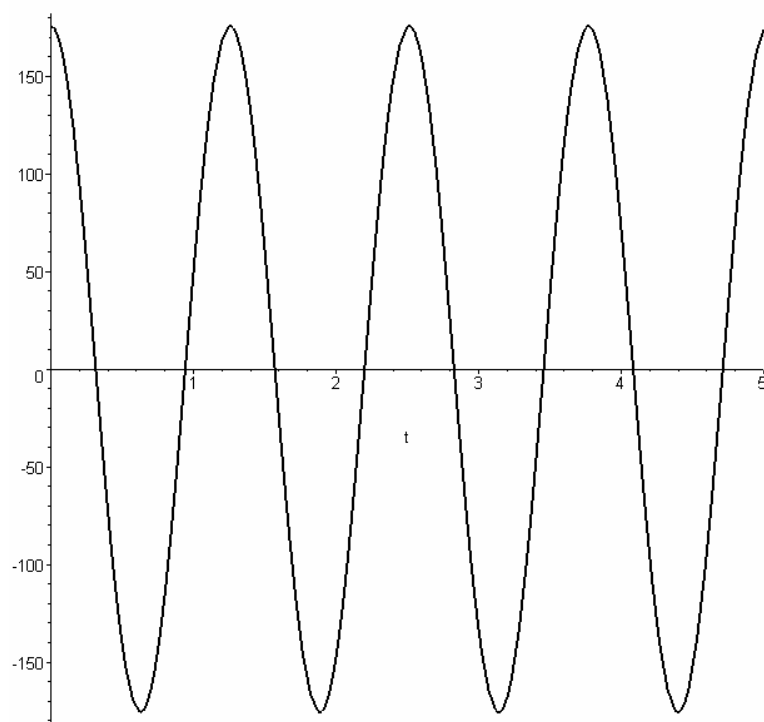
Natomiast wałem obciążeniowym obciążonym momentem „ M_R ” jest wał 2-3 stanowiący wyjście „ R_2 ” i „ R_3 ” z przekładni jednostkowych „2” i „3”.

Podobnie jak dla PS o kształcie sześciianu też w tym przypadku dla każdej PJ można zapisać układ dwu równań różniczkowych określonych przez odpowiednie przyspieszenia kątowe i momenty odnoszące się do poszczególnych wałów.

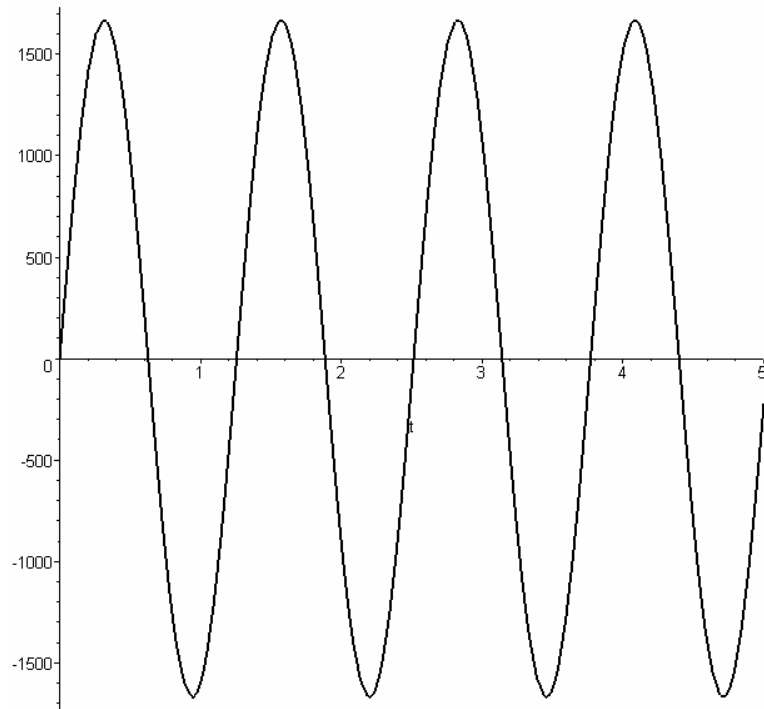
Podobnie jak w przypadku PS-sześcienniej na wał wyjściowy działa harmonicznie zmienny moment, a silnik pracuje przy stałym momencie. Obliczenia przeprowadzono dla następujących danych liczbowych przełożeń w przekładni samoregulacyjnej: $i_{121} = 0,8$, $i_{341} = 0,8$, $i_{561} = 0,8$, $i_{781} = 1,2$; $i_{122} = 0,8$, $i_{342} = 0,8$, $i_{562} = 0,8$, $i_{782} = 1,2$; $i_{123} = 1,2$, $i_{343} = 0,8$, $i_{563} = 0,8$, $i_{783} = 1$; $i_{124} = 0,8$, $i_{344} = 0,8$, $i_{564} = 0,8$, $i_{784} = 0,9$. Pozostałe parametry przyjęto takie, jakie charakteryzowały przekładnie jednostkowe 1p – 4p oraz obciążenie zewnętrzne i silnik napędowy.



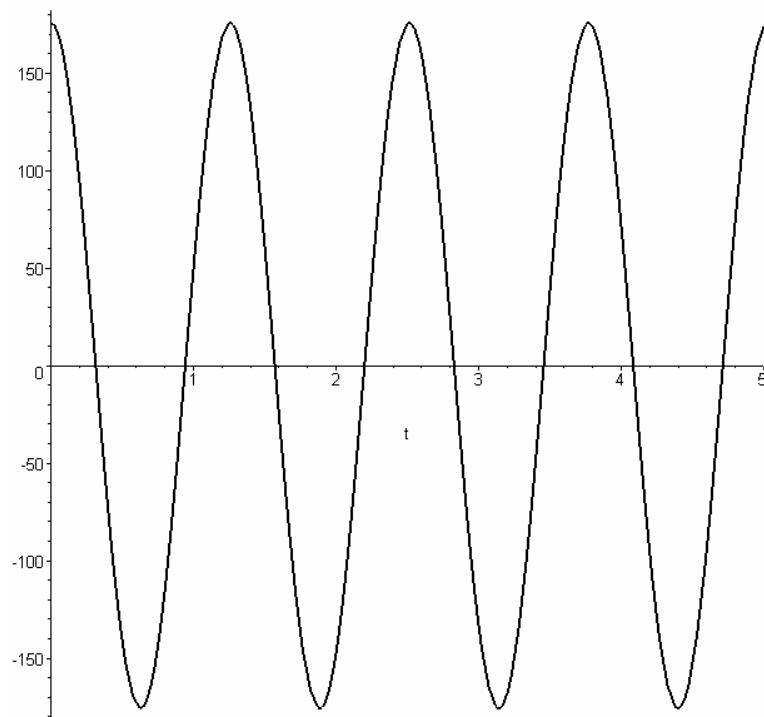
Rys. 9.26. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kąowego na wale 1 - 4 od czasu



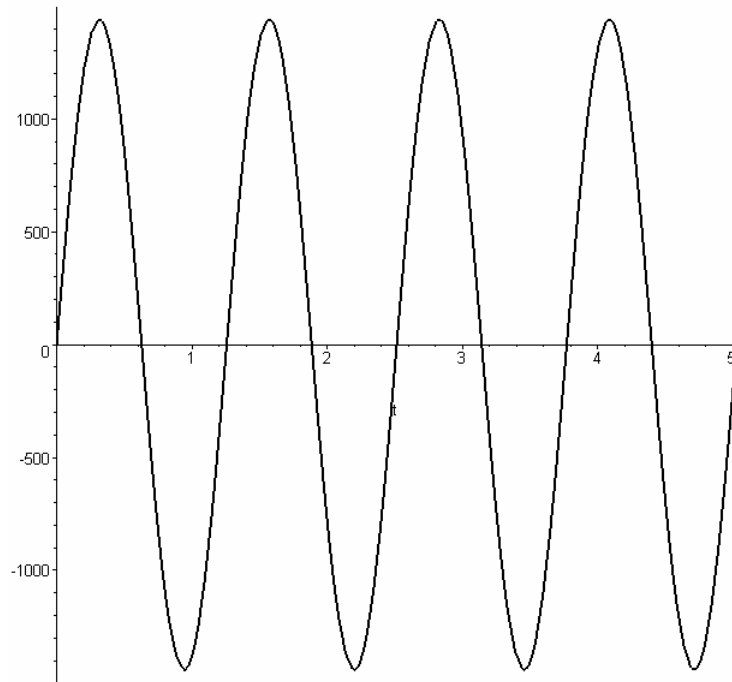
Rys. 9.27. Zależność składowej zmiennej prędkości kąowej na wale 1 - 4 od czasu



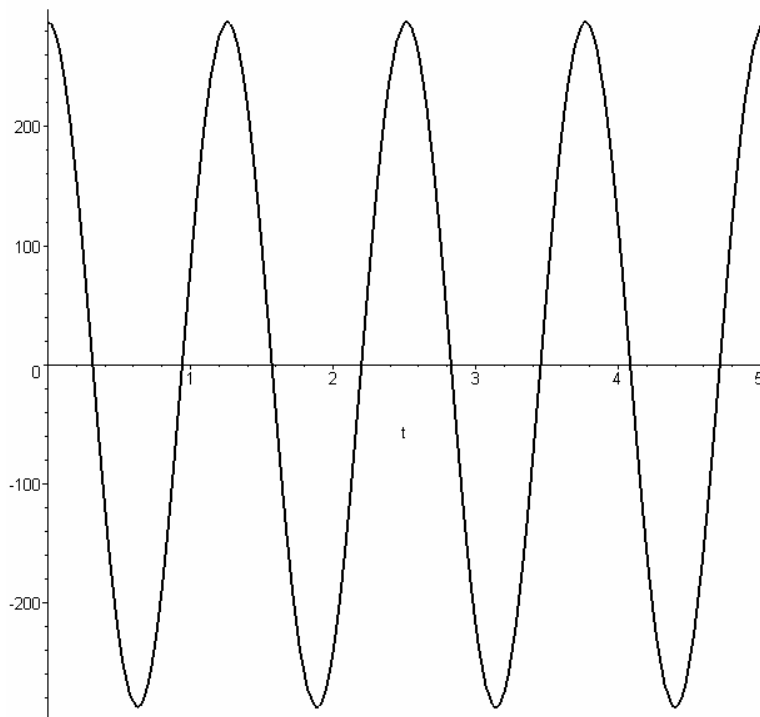
Rys. 9.28. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kąowego na wale 3-4 od czasu



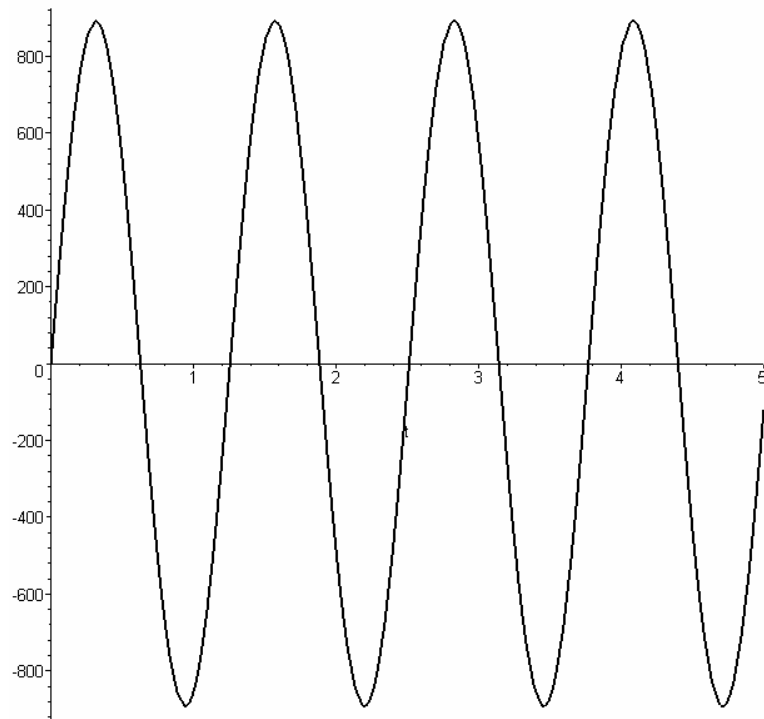
Rys. 9.29. Zależność składowej zmiennej prędkości kąowej na wale 3 - 4 od czasu



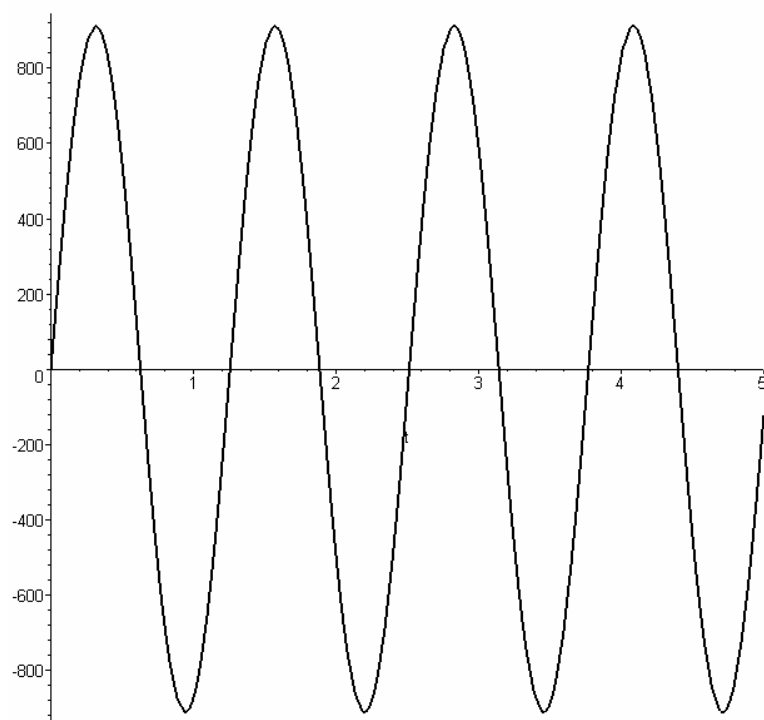
Rys. 9.30. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kąowego na wale 1 - 2 od czasu



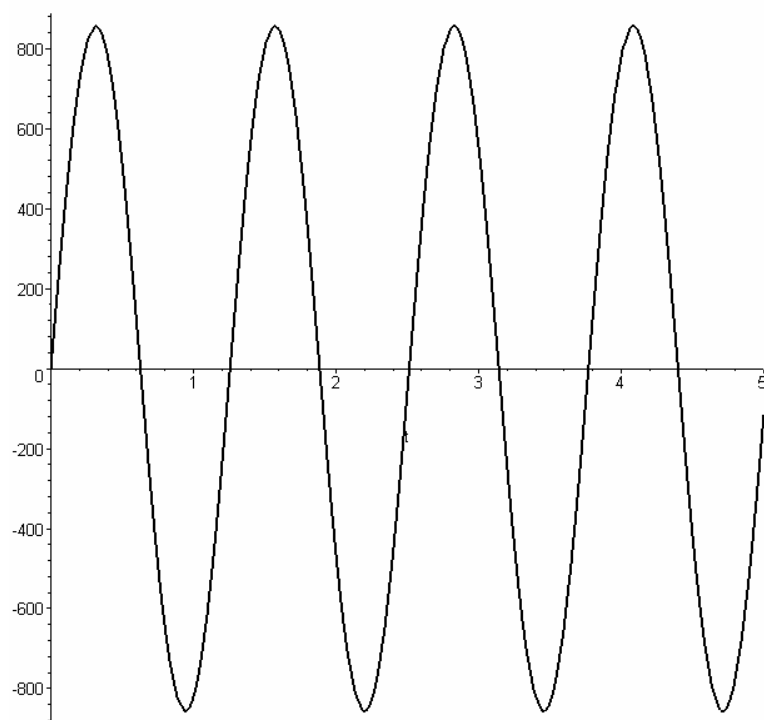
Rys. 9.31. Zależność składowej zmiennej prędkości kąowej na wale 1 - 2 od czasu



Rys. 9.32. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kąowego na wale 2 - 4 od czasu



Rys. 9.33. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kąowego na wale 1 - 3 od czasu



Rys. 9.34. Zależność składowej zmiennej przyspieszenia kąowego na wale 2 - 3 od czasu

Z przedstawionych wykresów jest widoczne, że w przypadku tego typu przekładni wartości składowych zmiennych przyspieszeń kąowych są znacznie większe, a więc i obciążenia dynamiczne elementów przekładni będą większe niż w poprzednim przypadku.

10. PODSUMOWANIE PRACY

W pracy wykazano możliwość skonstruowania mechanizmu w postaci zespołu przekładni, w którym określono przełożenie jako symbol nieoznaczony „0/0” to znaczy $i = M_A / M_R = 0/0$.

Posłużono się w tym celu dwoma modelami o kształcie „sześcianu” i „czworościanu” nazywając je odpowiednio PS–sześcienna, PS-czworościenna.

W wyniku tak zaprojektowanych mechanizmów o takim przełożeniu uzyskano zjawisko samoregulacji (zdefiniowane w rozdziale 6), co umożliwia pracę zespołu na najkorzystniejszych warunkach energetycznych (zoptymalizowanych równaniem różniczkowym Lagrange’a). Zakres stosowalności dla uzyskanych przełożeń wyrażają wyniki przedstawione w rozdziale 8 (rys. 8.2-8.9). Wykazują one, że jest on szeroki i może się odnosić do dużych obciążeń w pracy maszyn ciężkich takich jak np. spycharka, ciągnik ciężki, samochód ciężarowy itp. W rozwiązaniu zagadnienia posłużono się szeregiem modeli matematycznych, w których ze względu na złożony charakter funkcji uwikłanych zastosowano metodę numeryczną w programach komputerowych. Metody te zastosowano najpierw w celu wygenerowania przełożeń (opis w rozdziale 6), następnie w celu scharakteryzowania PS (metoda Runge’go-Kutty), aż w końcu przy analizie dynamicznej osobno dla PJ, PS-sześciennej, PS-czworościennej (rozdział 9). We wspomnianej analizie dynamicznej uzyskano przebieg zmian wielkości kinematycznych oraz momentów na poszczególnych elementach o charakterze zbliżonym do harmonicznego (rys. 9.1-9.34) bowiem zastosowano obciążenie okresowo zmienne, co umożliwiło np. analizę jakościową pod względem wartości skrajnych odchyłań.

Należy powiedzieć, że praca składa się z trzech części:

- analizy konstrukcyjnej PS (odnoszącej się do określenia m. in. przełożeń),
- charakterystyki PS w układzie, w jakim ona pracuje(dotyczącej m. in. zależności funkcyjnej parametrów fizycznych od obciążenia),
- analizy dynamicznej PS (w sytuacji obciążenia jej okresowo zmiennym momentem).

Wszystkie wspomniane części są powiązane ze sobą potrzebą wykorzystania rezultatów obliczeń z części jej poprzedzających. Tak, więc pierwszą i drugą część rozwiązuje się dwoma podwójnymi metodami numerycznymi w postaci programów komputerowych osobno dla PS–sześciennej i PS-czworościennej. Natomiast

w części ostatniej wykorzystuje się 3 niezależne programy dla PS–sześcienniej, PS-czworościennej i PJ.

Praca zawiera szereg nowych pomysłów zarówno, jeśli chodzi o sposób postawienia problemu jak i matematycznych metod obliczeniowych służących do jego rozwiązania. Do najważniejszych z nich należy przede wszystkim zaliczyć wstępne założenie w postaci warunku nieoznaczoności przełożenia, metodę numeryczną wygenerowania przełożeń w PS (nakreśloną w rozdziale 6), metodę obliczeń strat mocy we współpracujących ze sobą kołach zębatych (rozdział 7), wspomniane metody numeryczne w części drugiej i trzeciej (z wyłączeniem Runge’go-Kutty), sposób analizy matematycznej układu silnik-PS- agregat z wykorzystaniem równania Lagrange’a i aproksymacji na charakterystyce silnika (rozdział 9) oraz zjawisko samoregulacji z podanym warunkiem nieoznaczoności.

Przedstawione zagadnienie daje perspektywę do dalszych badań zjawiska samoregulacji niekoniecznie w zamkniętym układzie przekładni obiegowych, jak również umożliwia zastosowanie innych rozwiązań konstrukcyjnych np. przekładni cykloidalnych.

LITERATURA

- [1] Agashe V., Parker R.G., Vijayakar S.M.; Dynamic response of a Planetary Gear System using a Finite Element/Contact Mechanics Model. Transactions of the ASME. Journal of Mechanical Design. The American Society of Mechanical Engineers , NY September 2000.
- [2] Airapetov E.L., Genkin M.D.; Statics of Planetary Gears. Nauka , Moskwa 1976.
- [3] Artobolewski I.I.; Teoria Mechanizmow. Izdatjelstwo Nauki 1965.
- [4] Badin F., Jeanneret B. Roumegoux J-P., Thomas M.; Energy comparison between mechanical, diesel-electric and hybrid drives for buses using a simulation program, The Sciences of the Total Environment 189/190 (1996).
- [5] Castillo J. M.; The analytical expression of the efficiency of planetary gear trains. Mechanism and Machine Theory 37 (2002).
- [6] Chau K.T., Wong Y.S.; Overview of power management in hybrid electric vehicles, Energy conversion and Management 43 (2002).
- [7] Coe H. H., Rubadeux K. L., Savage M.; Effects of planetary speed reduction ratio on mean service life. Transactions of the ASME. Journal of Mechanical Design. The American Society of Mechanical Engineers , New York March 1998.
- [8] Cyplakow J.S.; Biplanetaryje mechanizmy. Izdatjelstwo maszynostrojenia, Moskwa 1966.
- [9] Dietrich M. i in.; Podstawy konstrukcji maszyn. PWN, Warszawa 1995.
- [10] Dziama A., Michniewicz M., Niedźwiedzki A.; Przekładnie zębate, Warszawa 1989.
- [11] Elsgolc L.E.; Rachunek wariacyjny. PWN, Warszawa 1960.
- [12] Flugrad D. R., Qamhiyah A.Z.; A Self-Actuating Traction-Drive Speed Reducer. Journal of Mechanical Design, July 2005.
- [13] Freudenstein F., Pennestri E.; The Mechanical Efficiency of Epicyclic Gear Trains. Transactions of the ASME. Journal of Mechanical Design. The American Society of Mechanical Engineers , NY September 1993.

- [14] Heiman B., Gerth W., Popp K.; Mechatronika. Komponenty, metody, przykłady, PWN, Warszawa 2001.
- [15] Gawrilenko W.A.; Zubczatyje pieriedaczi w maszynostrojenii. Maszynostrojenije, Moskwa 1962.
- [16] Gorobiec I.P.; Zabłonskij K.I.: Planetarnyje pieriedaczi. Tiechnika, Kijów 1972.
- [17] Jaśkiewicz Z.; Mechaniczne skrzynki przekładniowe, WKŁ, Warszawa 1975.
- [18] Kahraman A.; Free torsional vibration characteristics of compound planetary gear sets. Mechanism and machine theory 36 (2001).
- [19] Kimura A., Abe T., Sasaki S.; Drive force control of parallel-series hybrid system, JSAE Review 20, No. 20 (1999).
- [20] Kolczin N.I.; Mechanika maszyn 2. Maszgiz, Moskwa 1963.
- [21] Kowal A.; Wariator o zwiększonym momencie obrotowym. Patent nr 303849 z 14.06.1994 F 16H 7/02.
- [22] Kowal A.; Wariator z kołami zębatymi o regulowanej średnicy. Patent nr 303848 z 14.06.1994 F 16H 1/14.
- [23] Kożewnikow S.N.; Elementy mechanizmów. PWN, Warszawa 1954.
- [24] Kudriawcew W.N.; Planetarnyje pieriedaczi. Maszynostrojenije, Moskwa 1966.
- [25] Lipiński T.; Skrzynie przekładniowe „automatyczne inaczej”. Vantehnika 10/2001.
- [26] Lipski J.; Napędy i sterowanie hydrauliczne. WKiŁ, Warszawa 1981.
- [27] Łęgiewicz J.; Co dalej z CVT. Autotechnika motoryzacyjna. W-wa 12/1999.
- [28] Madej J.; Mechanika transmisji momentu trakcyjnego. WPW, Warszawa 2000.
- [29] Majak M.; Przekładnia bezstopniowa N-CVT. Autotechnika motoryzacyjna. W-wa 12/1999.
- [30] Madej J.; Mechanika transmisji momentu trakcyjnego. WPW, Warszawa 2000.
- [31] Mechanics and applied mathematics. The quartely journal of Oxford University Press I 2002.
- [32] Mechanik, miesięcznik naukowo techniczny. SIMP, Warszawa VIII, IX 99.
- [33] Mechanism and machine theory. Elsevier Science Ltd., The Boulevard, Langford Lane, Kidlington Oxford Ox 5 July 2002.
- [34] Mierzejewski W., Szopa T.; Loads of Planet Wheels in Planetary Gears. Transactions of the ASME. Journal of Mechanical Design. The American Society of Mechanical Engineers, NY December 1993.
- [35] Müller L., Wilk A.; Zębate przekładnie obiegowe, PWN, Warszawa 1996.
- [36] Müller L.; Przekładnie zębate. Dynamika, PWN, Warszawa 1986.
- [37] Müller L.; Przekładnie zębate badania, PWN, Warszawa 1984.
- [38] Müller L.; Przekładnie zębate projektowanie, PWN, Warszawa 1996.
- [39] Müller L.; Przekładnie zębate badania, PWN, Warszawa 1984.
- [40] Müller L.; Przekładnie zębate obliczenia wytrzymałościowe, PWN, Warszawa 1984.
- [41] Nickstadt G.A.; Self regulating gear reduction mechanism. Patent nr 3079814 z 5.03.1963.
- [42] Myśliwiec W.; Stabilizacja prędkości kątowej w przekładni obiegowej hybrydowego układu napędowego. Mechanika 2006.
- [43] Nizioł J.; Metodyka rozwiązywania zadań z mechaniki. PWN, Warszawa 2002.
- [44] Ochęduszko K.; Koła zębate, t.1 Konstrukcje. WNT, Warszawa 1985.
- [45] Ochęduszko K.; Koła zębate, t.2 Wykonanie i montaż. WNT, Warszawa 1985.
- [46] Ochęduszko K.; Koła zębate, t.3 Sprawdzanie. WNT, Warszawa 1985.
- [47] Ohshima K., Kondo K., Ibaraki R., Matsui H.; Development of transaxle for hybrid vehicle, JSAE Review No. 21 (2000).
- [48] Rudienko N.F.; Planetarnyje pieriedaczi. Maszgiz, Moskwa 1947.
- [49] Ryś J.; Analiza obciążeń statycznych i dynamicznych w walcowych przekładniach zębatych. PK, Zeszyt naukowy nr. 6, Kraków 1977.
- [50] Shen S., Serrarens A., Steinbuch M., Veldpaus F.; Coordinated control of a mechanical hybrid driveline with a continuously variable transmission. JSAE Review 22, 2001, pp. 453-461.
- [51] Simiński P.; Automatyczne skrzynie biegów. Autotechnika motoryzacyjna. W-wa 10/2000.

- [52] Simionescu P. A., Beale D., Dozier G. V.; Teeth-Number Synthesis of a Multispeed Planetary Transmission Using an Estimation of Distribution Algorithm. Transactions of the ASME, January 2006.
- [53] Simionescu P.; A Unified Approach to the Assembly Condition of Epicyclic Gears. Transactions of the ASME. Journal of Mechanical Design. The American Society of Mechanical Engineers, NY September 1998.
- [54] Stidworthy F.M.; Self regulating transmission. Patent nr 8512265 GB 2160598A z 15.05.1985 F 16H 3/74.
- [55] Stiehler Ruediger,; Self regulating converter, consists of two or more planetary gears with two or more driven shafts. Patent nr DE 4005204 z 2.08.1990 F 16H 1/38.
- [56] Surowiak W.; Przekładnie obiegowe (planetarne). PWN, Warszawa 1959.
- [57] Szydelski Z.; Napęd i sterowanie hydrauliczne. WKŁ, Warszawa 1999.
- [58] Szydelski Z.; Sprzęgła, hamulce i przekładnie hydrokinetyczne. WKŁ, Warszawa 1981.
- [59] Tsai L. W., Schultz G.; A Motor-Integrated Parallel Hybrid Transmission. Journal of Mechanical Design, September 2004.
- [60] Świtoński E.; Modelowanie mechatronicznych układów napędowych. WPS, Gliwice 2004.
- [61] Wajand A.J., Wajand T.J.; Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe, WNT, Warszawa 2000.
- [62] Zhang Y., Lin H., Zhang B., Mi C.; Performance Modeling and Optimization of a Novel Multi-mode Hybrid Powertrain. Journal of Mechanical Design, January 2006.
- [63] Zhao X., Maisser P.; A novel power splitting drive train for variable speed wind power generators. Renewable Energy 28 (2003).



ZAŁĄCZNIK NR 1

do § 1 ust. 2 zarządzenia Nr 12 Rektora PK z dnia 9 marca 2006 r.

Opis rozprawy doktorskiej:

Imię i nazwisko autora pracy	Wojciech Myśliwiec
Imię i nazwisko promotora pracy	Prof. dr hab. inż. Stanisław Michałowski
Wydział	Wydział Mechaniczny
Instytut/Katedra	Instytut Konstrukcji Maszyn / Zakład Teorii Mechanizmów i Manipulatorów
Data obrony	28 marzec 2007 r.
Dziedzina wg klasyfikacji PKT*	371937 Maszyny i urządzenia do robót ziemnych, budowlanych i drogowych
Tytuł pracy w jęz. polskim	Analiza kinematyczna i dynamiczna zamkniętego układu przekładni obiegowych
Tytuł pracy w jęz. angielskim	Dynamic and kinematic analysis of the power unit consisting of planetary gears
Język pracy	polski
Słowa kluczowe w jęz. polskim (max 5)	kinematyka, dynamika, przekładnia obiegowa, samoregulacja
Słowa kluczowe w jęz. angielskim (max 5)	kinematic, dynamic, planetary gear, self-regulation
Streszczenie pracy w jęz. polskim (max 1400 znaków)	<p>Praca składa się z trzech części:</p> <ul style="list-style-type: none">– analizy konstrukcyjnej PS-przekładni samoregulacyjnej (odnoszącej się do określenia m. in. przełożeń),– charakterystyki PS w układzie, w jakim ona pracuje(dotyczącej m. in. zależności funkcyjnej parametrów fizycznych od obciążenia),– analizy dynamicznej PS (w sytuacji obciążenia jej okresowo zmiennym momentem).
Streszczenie pracy w jęz. angielskim (max 1400 znaków)	My doctor's dissertation consists of three scientific conceptions. The first and the second idea refers to calculation the number of ratios and

	to the problem self – regulation of complex planetary gear. The third idea is connected with dynamic and kinematic analysis of power units.
Opis fizyczny (liczba stron, tab., wyk., bibliogr.)	<ul style="list-style-type: none"> - liczba stron - 94 - liczba tabel - 2 - liczba rysunków - 27 - liczba wykresów - 50 - liczba poz. bibliografii - 63

*Polska Klasyfikacja Tematyczna (<http://www.kbn.gov.pl/pub/kbn/docs/pkt.html>)

ZAŁĄCZNIK NR 2

do § 2 ust. 5 zarządzenia Nr 12 Rektora PK z dnia 9 marca 2006 r.

Oświadczenie autora rozprawy doktorskiej:

Imię i nazwisko autora pracy	Wojciech Myśliwiec
Imię i nazwisko promotora pracy	Prof. dr hab. inż. Stanisław Michałowski
Wydział	Wydział Mechaniczny
Instytut/Katedra	Instytut Konstrukcji Maszyn / Zakład Teorii Mechanizmów i Manipulatorów
Kierunek studiów	Mechanika i Budowa Maszyn
Specjalność	Maszyny Robocze Ciężkie
Tytuł pracy	Analiza kinematyczna i dynamiczna zamkniętego układu przekładni obiegowych

Oświadczam, że:

1) Udzielam nieodpłatnie Politechnice Krakowskiej licencji niewyłącznej na umieszczenie ww. pracy w wersji drukowanej w zbiorach Biblioteki Głównej PK i w wersji elektronicznej w bazie BC PK oraz upoważniam Politechnikę Krakowską do przechowywania i archiwizowania pracy w zakresie zapisu na nośnikach cyfrowych oraz do jej zwielokrotniania i udostępniania w formie elektronicznej w zakresie koniecznym do zapewnienia ochrony praw do autorstwa.

2) Udzielam nieodpłatnie Politechnice Krakowskiej licencji niewyłącznej do korzystania z pracy bez ograniczeń czasowych i terytorialnych na następujących polach eksploatacji*:

- w zakresie ustalania – w formie elektronicznej techniką cyfrową lub optyczną utworu, jak i jego części;
- w zakresie zwielokrotnienia utworu w formie elektronicznej techniką cyfrową lub optyczną;
- w zakresie rozpowszechniania utworu w trybie on-line poprzez udostępnienie w internecie bez ograniczeń

3) Udzielenie licencji do korzystania z pracy przez Politechnikę Krakowską na warunkach określonych w pkt. 2 ograniczam w następujący sposób:.....

.....
.....

Kraków, 12.03.2007 r.
miejsowość i data

Wojciech Myśliwiec
podpis

* właściwe pola zaznaczyć „x”



