

PRZEMYSŁOWY INSTYTUT AUTOMATYKI I POMIARÓW
 MERA-PIAP
 Al. Jerozolimskie 202 02-222 Warszawa Telefon 23-70-81
 ZESPÓŁ AUTOMATYKI ELEKTRONICZNEJ

442

BE 10

prof.dr inż. Tadeusz Missala

J. Jank

Główny wykonawca

ZAE: prof.dr inż. Tadeusz Missala, rozdziały 1,2,4.

Wykonawcy

ZSS: doc.dr inż. Piotr Jabłoński i mgr inż. Marek Pachuta, rozdziały 3;6.

Konsultant

OAR: prof.mgr inż. Tadeusz Sołtyk i mgr inż. Ludwik Przybylski, rozdział 5.

Nr zlecenia 1323

Wyrób "GORYL"

Projekt wstępny zgodnie z umowa
nr U/10/92 z dn.1992.10.06.

Zleceniodawca

Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Urządzeń Mechanicznych OBRUM ul. Toszecka 102; 44-101 GLIWICE

Pracę rozpoczęto dnia

1992.08.28

zakończono dnia 1992.11.15.

Z-ca Dyr.d/s

Kierownik Zespołu

Bad.-Rozwojowych

dr inż. J. Jabłkowski

doc.dr inż. J. Korytkowski

Praca zawiera:

Rozdzielnik - ilość egz:

stron 67

Egz. 1 BOINTE

rysunków 5

Egz. 2 OBRUM x2

fotografii

Egz. 3 ZAE-1

tabel

Egz. 4 ZAS OBRUM 2

tablic

Egz. 5 ZSS

załączników 6

Egz. 6 OAR

6890

Nr rejestr.

A

Analiza deskrypcyjowa

NAPĘDY + SERWOMECHANIZMY POŁOŻENIOWE

Analiza dokumentacyjna

Przedstawiono projekt wstępny napędu i stabilizacji ruchu wieży i armaty w czołgu. Projekt zawiera wymagania funkcjonalne i środowiskowe, opis ogólny, obliczenia i dobór silników napędowych, przekładni i mechanizmów, opis żyroskopu układu stabilizacji oraz opis sterowników elektronicznych.

Tytuły poprzednich sprawozdań

2

SPIS TREŚCI

1. WSTĘP. PRZEDMIOT PROJEKTU
2. WYMAGANIA
 - 2.1. Parametr obiektu
 - 2.2. Parametry eksploatacyjne
 - 2.3. Wymagania środowiskowe
 - 2.4. Wymagania inne
3. KONCEPCJA ROZWIĄZANIA - OPIS OGÓLNY
 - 3.1. Wstęp
 - 3.2. Podzespoły układu napędu i stabilizacji
 - 3.3. Rodzaje pracy układu
4. SILNIKI
 - 4.1. Obliczenia silnika napędu ruchu obrotowego wieży
 - 4.2. Obliczenia silnika napędu ruchu nachylenia armaty
 - 4.3. Załączniki
5. CZĘŚĆ MECHANICZNA NAPĘDÓW
 - 5.1. Zadanie
 - 5.2. Wymagania
 - 5.3. Dane wyjściowe
 - 5.4. Opis
 - Napęd obrotu φ (dokoła osi pionowej)
 - Napęd ręczny
 - Układ uproszczony
 - Napęd obrotu α (dokoła osi poziomej)
 - Inny wariant napędu φ
 - Dźwignia sterująca
 - 5.5. Wstępne obliczenia
 - Pierwsza przekładnia obrotu φ
 - Druga przekładnia ślimakowa φ
 - Przekładnia α
 - 5.6. Analiza uchybu nastawy
 - Uchyb nastawy układu wg schem.rys.3 i 4
 - Uchyb nastawy układu wg schem.rys.5
 - 5.7. Zabezpieczenie od wstrząsów
 - 5.8. Orientacyjne obliczenie wytrzymałości zębów
6. OPIS STEROWNIKA
 - 6.1. Praca ręczna

- 6.2. Stabilizacja położenia wieży i armaty
 - 6.3. Nadrężanie za celownikiem
 - 6.4. Napęd mechaniczny
 - 6.5. Budowa sterownika cyfrowego - współpraca z pulpitem
 - 6.6. Program sterownika
 - 6.7. Stopień końcowy mocy
 - 6.8. Układ zasilania
7. HARMONOGRAM I KALKULACJA DALSZYCH PRAC B + R.

4

1. WSTĘP. PRZEDMIOT PROJEKTU.

Niniejszy projekt wstępny jest realizacją umowy nr u/10/92 z dnia 6.10. 1992 zawartej pomiędzy Ośrodkiem Badawczo-Rozwojowym Urządzeń Mechanicznych w Gliwicach jako zleceniodawcą a Przemysłowym Instytutem Automatyki i Pomiarów w Warszawie jako wykonawcą.

Przedmiotem projektu są elektryczne układy napędowe obrotu wieży i podnoszenia armaty w wyrobie "Goryl". Układy te mają za zadanie sterować wymienione wyżej elementy obiektu rozwiązując zadania:

- sterowania nadażnego za ruchem celownika,
- stabilizacji położenia względem położenia wyznaczonego przez żyroskop,
- sterowania ręcznego w sytuacjach awaryjnych.

2. WYMAGANIA

2.1. Parametry obiektu

Parametry obiektu zestawiono w tabelicy 2.1. Wartości momentów bezwładności i niezrównoważenia które należy przyjąć do obliczeń uzgodniono z Zamawiającym. Wartości współczynnika tarcia lepkiego oszacowano na podstawie otrzymanej oferty francuskiej. Dokumenty uzgodnień stanowią załączniki A1 i A2.

Tablica 2.1. Parametry obiektu.

Lp.	RODZAJ RUCHU PARAMETR	Jedn.	OBRÓT (oś φ)	PODNOSENIE (oś α)
1.	Całkowity moment bezwładności wliczając silnik i przekładnię	kgm ²	48000	8200
2.	Moment niezrównoważenia statycznego	Nm	10000	2000
3.	Całkowity współczynnik tarcia lepkiego	Nms	3000	600

2.2. Parametry eksploatacyjne.

Uzgodnione z Zamawiającym wartości parametrów eksploatacyjnych zestawiono w tabelicy 2.2.

2.3. Wymagania środowiskowe.

Ostrości narażeń środowiskowych w warunkach eksploatacji, składowania i transportu, wynikające z obowiązujących norm zestawiono w tabelicy 2.3.

Wykaz norm, na podstawie których opracowano tabelicę 2.3. podano w załączniku B. Wymagania odpowiadają grupie N10, wykonaniu UZ.

Tablica 2.2. Parametry eksploatacyjne.

lp.	RODZAJ RUCHU		Jedn.	OBRÓT	PODNOSENIE
	PARAMETR			(oś φ)	(oś α)
1.	Prędkość maksymalna		$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	0,8	0,7
2.	Prędkość minimalna		$\frac{\text{mrad}}{\text{s}}$	0,5	0,5
3.	Przyspieszenie maksymalne		$\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$	0,75	1,6
4.	Dokładność pozycjonowania				
	- przy celu stałym		mrad	0,1	0,1
	- przy celu ruchomym		mrad	0,2	0,2
5.	Czas trwania cyklu pozycjonowania (od $V=0$ do $V=0$)				
	- dla kąta 180°		s	5	-
	- dla kąta 90°		s	3	-
	- dla kąta 45°		s	2	-
	- dla kąta 30°		s	-	1,2
6.	Zdolność do wykonania pracy		-	odpracowanie cyklu 180° co 15s	odpracowanie cyklu 30° co 11s przy nałożonym obrocie o 15° i okresie 2s
7.	MTBF		h	2500	2500

Tablica 2.3. Narażenia środowiskowe.

lp.	Rodzaj narażenia	OSTROŚĆ dla	
		pracy (odporność)	graniczne (wytrzymałość)
1	2	3	4
1.	Obniżona temperatura °C	-50	-60
2.	Podwyższona temperatura °C	+50	+70
3.	Zmiany temperatury °C	-	-60° + +70°
4.	Zwiększona wilgotność % przy temp. °C	98 przy 25	-
5.	Wibracje sinusoidalne : częstotliwość Hz przyspieszenie ms ⁻²	5 + 500 60	
6.	Wibracje akustyczne : częstotliwość Hz poziom ciśnienia akustyczne- odniesiony do 2·10 ⁻² hPa dB	5 + 10000 135	
7.	Udary mechaniczne pojedyncze : przyspieszenie szczytowe ms ⁻² czas trwania impulsu ms liczba udarów	5000 0,2 + 2(0,5) 1	30000 0,2 + 0,5 1
8.	Udary mechaniczne wielokrotne: przyspieszenie szczytowe ms ⁻² czas trwania impulsu ms liczba udarów	200 5 + 15(11) 3 x 20	1500 1+5 3x3500
	częstotliwość powtarzania Hz	≤80	≤80
9.	Niskie ciśn. atmosferyczne hPa	600	120
10.	Przechyły i pochylenia stopni	±35	-

1	2	3	4
11.	Działanie substancji korozyjnych o stężeniu np.m^{-3} : NH_3 NO_x SO_2 H_2S roztwory odkażające (wg ZTT)	1,0 2,0 2,0 1,0 4 krotne	- - - - -
12.	Fala uderzeniowa wywołana wybuchem jądrowym	-	-
13.	Promieniowanie jonizujące j.w.	IIIj } w czołgu	1) -
14.	Impuls elektromagnetyczny j.w.	Ve }	-
15.	Promieniowanie świetlne j.w.	-	-

1) wg WPN-84/N-01003 tabl.30 i 31.

2.4. Wymagania inne.

Z ZTT dla wyrobu finalnego wynikają następujące wymagania:

- 2.4.1. Napęd stabilizowany armaty i wieży powinien być zdublowany napędem mechanicznym niestabilizowanym i ręcznym .(ZTT p.10.2.16).
- 2.4.2. W przypadkach uzasadnionych względami bezpieczeństwa powinna być zapewniona możliwość awaryjnego sterowania obrotem wieży przez kierowcę. (ZTT p.10.2.19).
- 2.4.3. Konstrukcja zespołów i urządzeń powinna być blokowa w celu zapewnienia wymienności z możliwością szybkiego montażu i demontażu. (ZTT p.11.4).
- 2.4.4. Należy dążyć do zintegrowania elementów sygnalizacyjnych oraz sterujących na minimalnej liczbie pulpitu. (ZTT p.11.6).
- 2.4.5. Potrzebne jest zapewnienie dostępu do elementów regulacyjnych każdego zespołu i urządzenia bez konieczności ich wymontowywania. (ZTT p.11.9).
- 2.4.6. Należy stosować zabezpieczenie wykluczające niewłaściwe zamontowanie zespołu lub urządzenia oraz niewłaściwe podłączenie, a to w celu zmniejszenia prawdopodobieństwa popełnienia błędu w trakcie naprawy, obsługi lub regulacji. (ZTT p.11.10).
- 2.4.7. Oznaczenia (piktogramy) i napisy na zewnątrz oraz wewnątrz czołgu, a także na jego zespołach, urządzeniach lub elementach powinny być uzgodnione z zamawiającym, a ponadto powinny być trwałe, wyrażane i wykonane zgodnie z odnośną PN i w języku polskim. (ZTT p.13.5).
- 2.4.8. Trwałość zespołów i urządzeń elektronicznych, radiowych, elektrycznych, optycznych, hydraulicznych, pneumatycznych i mechanicznych powinna wynosić 10 tys.godzin.(ZTT p.14.3)
- 2.4.9. Diagnostowanie czołgu powinno być realizowane za pomocą systemów:
 - pokładowego : kierowcy, dowódcy ew.działonowego;
 - zewnętrznego : w zakresie kontroli stanu i lokalizacji uszkodzeń (przy wykorzystaniu złącz diagnostycznych poszczególnych urządzeń).(ZTT p.15.3).
- 2.4.10. Podatność obsługowo-naprawcza poszczególnych urządzeń, systemów i zespołów czołgu powinna być zapewniona przez

rozwiązania konstrukcyjne pozwalające m.in. na :

- dostęp do najbardziej podatnych na uszkodzenia pakietów (elementów) bez konieczności demontowania bloków (zespołów w których się znajdują;
- wymianę poszczególnych bloków i zespołów bez konieczności demontowania innych. (ZTT p.15.5.).

2.4.11. System napraw czołgu powinien się opierać m.in. na założeniu, że naprawy bieżące będą wykonywane w J.w. metodą wymiany zespołów bez konieczności regulacji zespołu po jego zamontowaniu. (ZTT p.15.8).

3. Koncepcja rozwiązania - opis ogólny

3.1. Wstęp

Schemat funkcjonalny układu napędu i stabilizacji ruchu wieży i armaty pokazano na rys. 3.1.

Przyjęto następujące podstawowe założenia dotyczące rozwiązań technicznych układu:

- 1) Napędy elektryczne będą realizowane na silnikach prądu stałego z komutacją elektroniczną (tzw silniki synchroniczne z magnesami trwałymi w wirniku).
- 2) Napięcie zasilania silników: 270V, prądu stałego
- 3) Czujnikiem położenia i prędkości w serwomechanizmach będzie bezszczotkowy transformator położenia kąтового (rezolwer).
- 4) Układ stabilizacji będzie zbudowany z zastosowaniem żyroskopu dwuosiowego strojonego dynamicznie.
- 5) Do sterowania silników oraz w układzie ich zasilania będą zastosowane tranzystory z izolowaną bramką typu IGBT i MOS FET.
- 6) Serwomechanizmy będą zbudowane jako układy cyfrowe z zastosowaniem szybkich mikroprocesorów 16 bitowych.
- 7) Zastosowano pełne oddzielenie galwaniczne pomiędzy układem zasilania czołgu (akumulatory 24V), a układem sterowania i układem zasilania napędów (270V).

Przyjęte rozwiązanie zapewni realizację wszystkich wymagań eksploatacyjnych, a ponadto posiada następujące najważniejsze zalety, stawiające go wyżej od konwencjonalnych, dotychczas stosowanych napędów elektrycznych:

- Zastosowane silniki z komutacją elektroniczną posiadają znacznie dłuższy czas pracy od silników szczotkowych
- Tranzystory z izolowaną bramką typu MOS-FET i IGBT zapewniają mniejsze straty mocy oraz umożliwiają zastosowanie wyższej częstotliwości przełączania przy sterowaniu modulacją szerokości impulsu (PWM). Dzięki temu możliwe będzie zmniejszenie gabarytów i wagi układu zasilania i końcówek mocy serwomechanizmów napędowych
- Cyfrowe rozwiązanie serwomechanizmów zapewni większą dokładność i stabilność regulacji, większą niezawodność, a także nie będzie konieczne stosowanie prądnicy tachometrycznej do pomiaru prędkości. Struktura i parametry regulatora w serwomechanizmach cyfrowych są określane przez program sterujący co umożliwia w łatwy sposób ich optymalny dobór.
- Zastosowane oddzielenie galwaniczne zapewni pełne bezpieczeństwo obsługi czołgu oraz wyeliminuje wpływ zakłóceń na pracę układu.

3.2. Podzespoły układu napędu i stabilizacji

W układzie napędu i stabilizacji można wyróżnić następujące podstawowe podzespoły:

- silnik (wraz z rezolwerem) napędu obrotu wieży
- silnik (wraz z rezolwerem) napędu pochyleń armaty
- przekładnia mechaniczna ruchu wieży
- przekładnia mechaniczna ruchu armaty
- układ napędu ręcznego, mechanicznego obrotu wieży

- układ napędu ręcznego, mechanicznego pochylenia armaty
- sterownik (regulator) cyfrowy napędu wieży
- sterownik (regulator) cyfrowy napędu armaty
- stopień końcowy mocy napędu wieży
- stopień końcowy mocy napędu armaty
- zasilacz rezolwerów
- układ zasilania
- układ giroskopu stabilizacji obrotu wieży i pochylenia armaty
- pulpit sterowniczy

3.2.1. Sterowniki cyfrowe napędów wieży i armaty są regulatorami kaskadowymi i posiadają trzy pętle regulacji: momentu, prędkości i położenia. Regulator momentu jest regulatorem proporcjonalno-całkującym (PI), a pomiar momentu rozwijanego przez silnik jest realizowany przez pomiar wartości prądu pobierane przez silnik z układu zasilania. Regulator prędkości jest także regulatorem PI, prędkość obrotu silnika jest mierzona jako różnica położenia rezolwera w ściśle określonych przedziałach czasu. Regulator położenia jest regulatorem proporcjonalnym (P) o nieliniowej (parabolicznej) charakterystyce wzmocnienia, co zapewnia czasowo optymalną regulację położenia wału silnika. Regulatory napędu wieży i armaty są rozwiązane identycznie, różne są jedynie wartości nastawianych parametrów.

3.2.2. Stopnie końcowe mocy napędu wieży i armaty zawierają tranzystorową końcówkę mocy oraz układ jej sterowania sygna-

łami z regulatorów cyfrowych. Stopień końcowy mocy zawiera także układ pomiaru wartości prądu pobieranego przez silnik z układu zasilania 270V. Stopnie końcowe mocy napędu wieży i armaty różnią się jedynie rodzajem (mocą) zastosowanych tranzystorów w końcówce mocy.

3.2.3. Zasilacz rezolwerów wytwarza dwa napięcia sinusoidalne przesunięte w fazie o 90° , służące do zasilania TPK (rezolwerów) obu układów napędowych wieży i armaty.

3.2.4. Układ giroskopu stabilizacji obrotu wieży i pochyle-
nia armaty zawiera dwuosiowy giroskop strojony dynamicznie (giroskop sprężysty) umieszczony na armacie. Giroskop ten mierzy prędkości kątowe względem dwu osi prostopadłych, które są następnie przetwarzane w układzie elektronicznym na sygnały położenia/zmiany φ' i α' wieży i armaty.

3.2.5. Pulpity sterownicze zawierają układy sterowania ręcznego ruchu wieży i armaty przez działonowego i dowódcę, przełączniki zmiany rodzaju pracy oraz elementy sygnalizacji i kontroli.

3.3. Rodzaje pracy układu

Można wyróżnić następujące rodzaje pracy układu:

1. Praca ręczna obejmująca:

- sterowanie ręczne obrotem wieży i pochylaniem armaty przez działonowego lub dowódcę
- awaryjne sterowanie obrotem wieży przez kierowcę

2. Stabilizacja położenia wieży i armaty

3. Nadążanie za celownikiem działonowego lub dowódcy
4. Napęd ręczny mechaniczny obrotem wieży i pochyleniem armaty.

3.3.1. Sterowanie ręczne obrotem wieży i pochyleniem armaty przez działonowego lub dowódcę odbywa się przez ruchy "joystików" umieszczonych na pulpitych sterowniczych. Szybkości ruchów zależą od stopnia wychylenia joystików. Awaryjne sterowanie obrotem wieży przez kierowcę dokonywane jest dwoma przyciskami oznaczonymi "+" i "-", którymi można obracać wieżę z ustaloną prędkością w obu kierunkach. Przy pracy ręcznej układ stabilizacji i układ nadążania za celownikiem nie działają.

3.3.2. Przy stabilizacji położenia wieży i armaty sygnały z giroskopu układu stabilizacji $\varphi' i \alpha'$, zmiany położenia wieży i armaty podawane są na wejścia regulatorów cyfrowych i powodują takie zmiany położenia wieży i armaty aby wartości tych sygnałów doprowadzić do zera.

Działonowy i kierowca mają możliwość dokonać przy pomocy joystików znajdujących się na pulpitych, zmiany stabilizowanego położenia wieży i armaty.

Przy stabilizacji położenia wieży i armaty układ nadążania za celownikiem nie jest wykorzystywany.

3.3.3. Przy nadążaniu za celownikiem sygnały $d\varphi_c$ i $d\alpha_c$ różnicy położenia wieży i armaty w stosunku do położenia zadanego przez celownik są podawane na wejście regulatorów cyfrowych, które powodują taką zmianę położenia wieży i armaty aby

sprowadzić wartości sygnałów do zera. Przy tym rodzaju pracy, system stabilizacji nie jest wykorzystywany.

We wszystkich wyżej wymienionych rodzajach pracy, ruch armaty jest ograniczony wyłącznikami krańcowymi, których stan jest kontrolowany przez regulator cyfrowy napędu armaty

3.3.4. Przy napędzie ręcznym mechanicznym, sterowanie silników jest odłączone, co umożliwia ręczną zmianę położenia wieży i armaty.

Dokładniejszy opis działania układu we wszystkich wyżej wymienionych rodzajach pracy podany jest w rozdziale 6.

4. SILNIKI.

4.1. Obliczenia silnika napędu ruchu obrotowego wieży

4.1.1. Analiza cyklu pozycjonowania.

4.1.1.1. Zależności ogólne

Wykres prędkości kątowej w funkcji czasu, zlinearyzowany (uproszczony) przedstawiono na rys.4.1. Składa się on z rozruchu w czasie t_r , biegu z ustaloną prędkością kątową Ω_u w czasie t_Ω i hamowania w czasie t_h . Całkowity czas odpracowania cyklu t_c jest więc

$$(4.1) \quad t_c = t_r + t_\Omega + t_h$$

Przy założeniu upraszczającym :

$$(4.2) \quad t_r = t_h$$

otrzymuje się :

$$(4.3) \quad t_c = 2t_r + t_\Omega$$

Z dopuszczalnym błędem, a dla zlinearyzowanego przebiegu dokładnie, można przyjąć :

$$(4.4) \quad \frac{\alpha_r}{t_r} = \frac{1}{2} \Omega_u$$

Otrzymuje się wtedy : $\alpha_c = 2t_r \frac{1}{2} \Omega_u + t_\Omega \Omega_u$, co daje

$$(4.5) \quad t_r + t_\Omega = \frac{\alpha_c}{\Omega_u}$$

gdzie przy uwzględnieniu (4.2) :

$$(4.6) \quad \alpha_c = \alpha_r + \alpha_\Omega + \alpha_h \approx 2\alpha_r + \alpha_\Omega$$

jest całkowitą drogą kątową przemierzoną w czasie cyklu pozycjonowania.

4.1.1.2. Obrót o kąt $180^\circ = 3,14$ rad. (indeksy 1)

W tym przypadku jest :

$$\alpha_{c1} = 3,14 \text{ rad} ; t_{c1} = 5 \text{ s (wg p.2.2)}$$

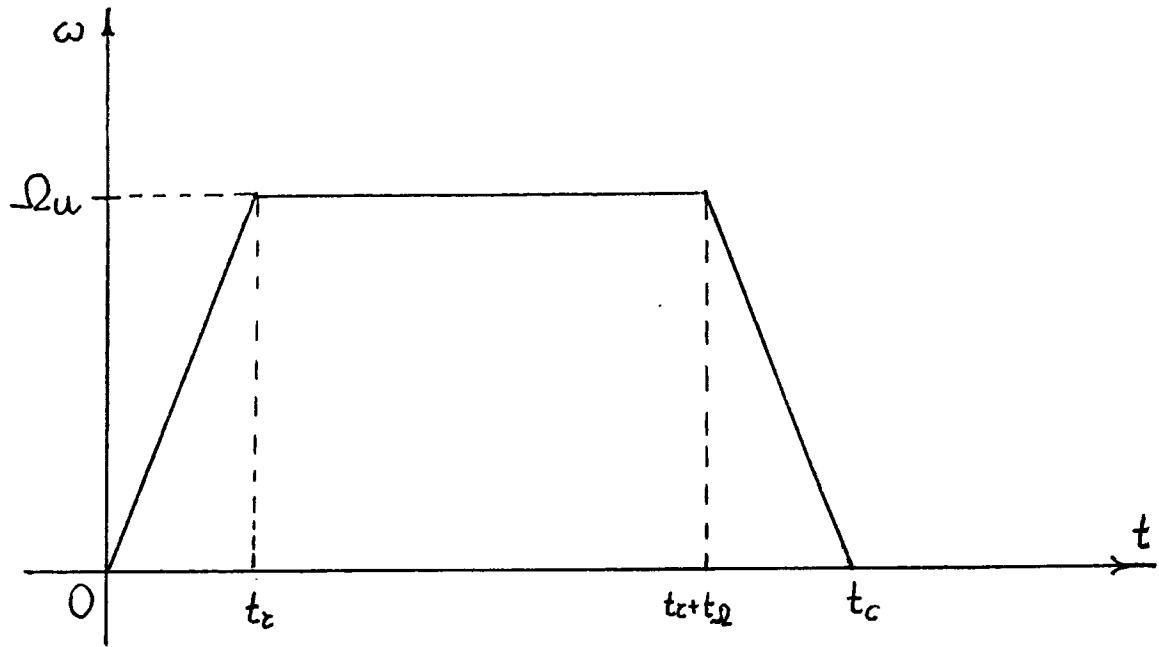
z czego wynika

$$(4.7) \quad 2t_{r1} + t_{\Omega 1} = 5 \text{ s}$$

Zakłada się że prędkość kątowa ustalona jest równa prędkości kątowej maksymalnej t.j.

$$(4.8) \quad \Omega_u = \Omega_m = 0,8 \text{ rad/s.}$$

Ze wzoru (4.5) wynika więc :



$$t_c - (t_z + t_d) = t_n$$

rys.4.1. Wykres cyklu pozycjonowania.

$$(4.9) \quad t_{r1} + t_{\Omega 1} = \frac{3,14}{0,8} = 3,927 \approx 4s$$

Z (4.9) i (4.1) wynika teraz :

$$(4.10) \quad t_{r1} = t_{h1} = 1s ; \quad t_{\Omega 1} = 3s$$

4.1.1.3. Obrót o kąt $90^\circ = 1,57 \text{ rad.}$ (indeksy 2)
Ze wzorów (4.5) i (4.8) wynika teraz ($\alpha_{c2} = 1,57 \text{ rad}$) :

$$(4.11) \quad t_{r2} + t_{\Omega 2} = \frac{1,57}{0,8} = 1,96s \approx 2s$$

Na podstawie (4.11) i (4.1) jest więc przy $t_{c2} = 3s$:

$$(4.12) \quad t_{r2} = t_{h2} = 1s ; \quad t_{\Omega 2} = 1s$$

Warunki rozruchu, decydujące o doborze silnika są więc takie same jak przy obrocie o kąt 180° .

4.1.1.4. Obrót o kąt $45^\circ = 0,79 \text{ rad.}$ (indeksy 3)
Ze wzorów (4.5) i (4.8), dla $\alpha_{c3} = 0,79 \text{ rad}$ jest :

$$(4.13) \quad t_{r3} + t_{\Omega 3} = \frac{0,79}{0,8} = 0,985 \approx 1s$$

Na podstawie (4.13) i (4.1), przy $t_{c3} = 2s$ jest więc

$$(4.14) \quad t_{r3} = t_{h3} = 1s ; \quad t_{\Omega 3} = 0$$

Warunki rozruchu, decydujące o doborze silnika są więc takie same jak przy obrocie o kąt 180° .

4.1.2. Obliczenia dynamiczne

Rozpatruje się przypadek obrotu o kąt 180° , przyjmując czas rozruchu t_{r1} oraz parametry obiektu jak podano w p.2.1. t.j.

$$J_L = 48000 \text{ kgm}^2 ; \quad M_L = 10000 \text{ Nm} ; \quad \beta_L = 3000 \text{ Nms}$$

(indeks L oznacza że dana wartość odnosi się do wału wyjściowego t.j. do obiektu; wartości przeliczone na wał silnika będą oznaczone indeksem H).

Na bazie ogólnej teorii rozruchu silnika obciążonego, przy wymuszeniu prądowym, otrzymuje się

- stała czasowa rozruchu :

$$(4.15) \quad T_B = \frac{J_L}{\beta_L} = \frac{48000}{3000} = 16s$$

- prędkość obliczeniowa :

$$(4.16) \quad \Omega_o = \frac{\Omega_u}{1 - e^{-\frac{t_r}{T_B}}} = \frac{0,8}{1 - e^{-\frac{1}{16}}} = 13,2 \cdot \frac{1}{s}$$

- moment na wale wyjściowym

$$(4.17) \quad M_{SL} = \beta_L \Omega_o + M_L = 3000 \cdot 13,2 + 10000 = 49600 \text{ Nm}$$

Przełożenie przekładni, przy prędkości użytkowej silnika $n = 2000$ obr/min t.j. 209 rad/s jest :

$$(4.18) \quad i = \frac{209}{0,8} \approx 260$$

Przy założeniu że sprawność przełożenia jest $\eta = 0,7$, otrzymuje się :

$$(4.19) \quad M_h = \frac{M_{SL}}{\eta \cdot i} = \frac{49600}{0,7 \cdot 260} = 272,5 \text{ Nm}$$

Jest to moment krótkotrwały (1s).

Moment obrotowy wymagany przy pracy ustalonej będzie natomiast :

$$(4.20) \quad M_{UL} = \beta_L \Omega_u + M_L = 3000 \cdot 0,8 + 10000 = 12400 \text{ Nm}$$

$$(4.21) \quad M_{UH} = \frac{M_{UL}}{\eta \cdot i} = \frac{12400}{0,7 \cdot 260} = 68,13 \text{ Nm}$$

Moment ustalony przy $\Omega = 0$ będzie

$$(4.22) \quad M_{do} = \frac{M_{UH}}{0,85} = 80 \text{ Nm}$$

zaś przyspieszenie maksymalne :

$$(4.23) \quad \Omega_r \max = \frac{M_{SL} - M_L}{J_L} = \frac{49600 - 10000}{48000} = 0,825 \text{ rad/s}^2.$$

4.1.3. Dobór silnika

Dla uzyskania wystarczającej niezawodności oraz utrzymania dostatecznie długiego okresu nowoczesności rozwiązania, przyjęto silniki o następujących cechach :

- komutacja elektroniczna
- wzbudzenie magnesami Sm-Co

Po przeanalizowaniu katalogów firm :

- PEERLESS - WINSMITH,
- ISOFLUX,
- LUCAS,
- SERVOS,
- INLAND,
- INFRANDOR

oraz oferty krajowego producenta t.j. Zakładu Doświadczalnego I Instytutu Elektrotechniki w Warszawie, przyjęto do projektu silniki krajowe. W razie, gdyby dostawy nie mogły być zrealizowane na czas będzie istniała możliwość zakupu silnika firmy PEERLESS - WINSMITH.

Wstępny rysunek gabarytowy i tymczasowe dane techniczne silnika krajowego podano w załączniku C1.

Długość L podana na rysunku gabarytowym obejmuje : silnik, luzownik oraz rezolwer do pomiaru położenia wału i sterowania komutacją. Zastosowano rezolwer "pan-cake" typu LTSC-53 produkowany w Przedsiębiorstwie specjalnych Maszyn Elektrycznych Małej Mocy "MIKROMA" we Wrześni.

Przewidywane rozwiązanie sterownika nie wymaga stosowania prądnic tachometrycznej.

4.2. Obliczenie silnika napędu ruchu nachylenia armaty.

4.2.1. Analiza cyklu pozycjonowania.

W przypadku napędu ruchu armaty droga katowa cyklu pozycjonowania jest :

$$\alpha_{ca} = 30^\circ = \frac{\pi}{6} \text{ rad} = 0,523 \text{ rad}$$

Czas trwania cyklu pozycjonowania, zgodnie z p. 1.2 jest $t_{ca} = 1,2s$.

Ze wzoru (4.5) dla $\Omega_u = 0,7rad/s$ wynika :

$$(4.24) \quad t_{ra} + t_{\Omega\alpha} = \frac{0,523}{0,7} = 0,747s \approx 0,75s$$

ze wzorów (4.1) i (4.24) wynika natomiast :

$$(4.25) \quad t_r = 1,2 - 0,75 = 0,45s ; \quad t_{\Omega\alpha} = 0,3s$$

4.2.2. Obliczenia dynamiczne.

Dla rozpatrywanego przypadku wg p.1.1 jest :

$$J_L = 8200kgm^2 ; M_L = 2000Nm ; \beta_L = 600Nms$$

Analogicznie jak w p.4.1.2 jest :

- stała czasowa rozruchu :

$$(4.27) \quad T_B = \frac{J_L}{\beta_L} = \frac{8200}{600} = 13,67s$$

- prędkość obliczeniowa :

$$(4.27) \quad \Omega_o = \frac{\Omega_u t_r}{1 - e^{-\frac{t_r}{T_B}}} = \frac{0,7}{1 - e^{-\frac{0,45}{13,67}}} = 21,62 \cdot \frac{1}{s}$$

- moment na wale wyjściowym :

$$(4.28) \quad M_{SL} = \beta_L \Omega_o + M_L = 600 \cdot 21,62 + 2000 = 14972$$

Przy tym momencie przyspieszenie maksymalne będzie

$$(4.29) \quad \Omega_{max} = \frac{M_{SL} - M_L}{J} = \frac{14972 - 2000}{8200} = 1,58 rad/s^2$$

a więc nieco za małe .

Moment niezbędny do rozruchu zostanie więc określony z warunku przyspieszenia maksymalnego, które ma być $\geq 1,6 rad/s^2$. Stąd :

$$(4.30) \quad M_{SL} = J\Omega_{\max} + M_L = 8200 \cdot 1,65 + 2000 = 15530\text{Nm}$$

Przy takim momencie uzyskuje się z 4.28)

$$(4.31) \quad \Omega_o = \frac{15530 - 2000}{600} = 22,55 \frac{1}{s}$$

$$(4.32) \quad t_r = T_B \ln \frac{\Omega_o}{\Omega_o - \Omega_u} = 13,67 \ln \frac{22,55}{22,55 - 0,7} = 0,43s ;$$

$$t_\Omega = 0,34$$

Droga całkowita będzie

$$(4.33) \quad \alpha_c = 2t_r \frac{1}{2} \Omega_m + t_\Omega \Omega_m = (0,43 + 0,34) 0,7 = 0,539 \text{rad} = 30,88^\circ > 30^\circ$$

Moment maksymalny wydawany przez silnik będzie

$$(4.34) \quad i = \frac{209}{0,7} = 298,57 \approx 300$$

$$(4.35) \quad M_{SH} = \frac{M_{SL}}{i \cdot \eta} = \frac{15530}{300 \cdot 0,7} = 73,95 \approx 80\text{Nm}$$

Moment niezbędny przy pracy ustalonej :

$$(4.36) \quad M_{UL} = \beta_L \Omega_u + M_L = 600 \cdot 0,7 + 2000 = 2420\text{Nm}$$

$$(4.37) \quad M_{UH} = \frac{M_{UL}}{i \cdot \eta} = \frac{2420}{300 \cdot 0,7} = 11,52\text{Nm} \approx 12\text{Nm}$$

Moment ustalony przy $\Omega = 0$ będzie

$$(4.38) \quad M_{do} = \frac{12}{0,7} \cong 17\text{Nm}.$$

4.2.3. Dobór silnika

Posługując się analogicznymi kryteriami jak podano w p.4.1.3. wybrano silnik RTMct 165-23 produkcji ZDI IEL Warszawa.

Karta katalogowa silnika stanowi załącznik C2.

Wymiar L obejmuje silnik, luzownik i rezolwer, taki sam jak podano w p. 4.1.3.

4.3.ZAŁĄCZNIKI



02-222 Warszawa, Al. Jerozolimskie 202

Ośrodek Badawczo-Rozwojowy
Urządzeń Mechanicznych OBRUM
Gł.Konstruktor mgr inż.M.Mazurkiewicz
ul.Toszecka 102
44-101 GLIWICE

FAX 315887

Na pismo z dnia Nasz znak ZAE/PF/2/92 data 1992.10.14.

Dotyczy: wyrobu "Goryl"

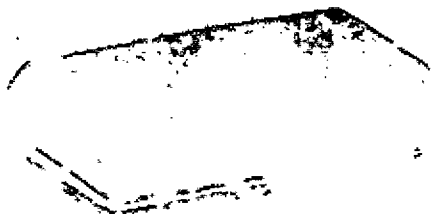
Uprzejmie proszę o potwierdzenie lub skorygowanie niżej podanych danych technicznych, mających być podstawą opracowania projektu napędu i układu stabilizacji, a zestawionych w oparciu o ostatnio otrzymane materiały i informacje podane na odczytanie:

	OBRÓT	PODNOSENIE
1.Prędkość maksymalna rad/s	0,8	0,7
2.Prędkość minimalna mrad/s	0,5	0,5
3.Przyspieszenie maks. rad/s ²	0,75	1,6
4.Dokładność pozycjonowania		
- dla celu stałego mrad.	0,1	0,1
- dla celu ruchomego mrad.	0,2	0,2
5.Czas trwania cyklu pozycjonowania/od v=0 do v=0/:		
- dla kąta 180° s.	5	---
- dla kąta 90° s.	3	---
- dla kąta 45° s.	2	---
- dla kąta 30° s.	---	1,2
5.Całkowity moment bezwładności wliczając silnik i przekładnię		
kgm ²	48000	8200
6.Moment niezrównoważenia /obciążenie statyczne/ Nm	10000	2000
7. MTBF h	2500	2500
8.Zdolność do wykonywania pracy:dla obrotu-odpracowanie cyklu 180° co 15 s. ,dla podnoszenia-odpracowania cyklu 30° co 11 s z nałożonym obrotem o 15° i o okresie 2 s.		
z poważaniem		

[Handwritten signature]
mgr inż. Tomasz Miszalski

ZALĘCZNIK A2.

WZROK 102 4 101 LIW CF



IF 2011

Handwritten notes and markings, including what appears to be a signature or initials, located in the middle left section.

2

Handwritten markings or numbers, possibly '1. 0'.

Handwritten markings or numbers, possibly '2'.

Handwritten markings or numbers, possibly '3'.

1

2

2

2

Handwritten notes and markings at the bottom of the page, including some illegible characters and numbers.

ZAŁĄCZNIK B

SPIS NORM

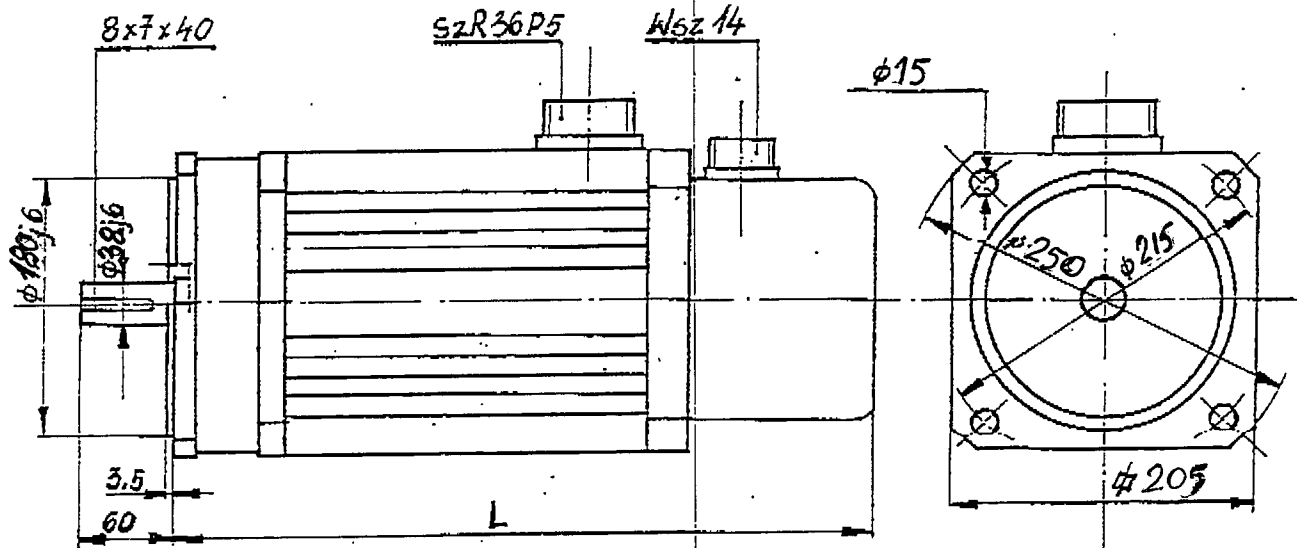
1. WPN-84/N-01003. Aparatura, przyrządy, urządzenia i wyposażenie o przeznaczeniu wojskowym. Ogólne wymagania techniczne, metody kontroli i badań. Wymagania dotyczące działania czynników środowiskowych.
2. WPN-84/N-01007. Aparatura, przyrządy, urządzenia i wyposażenie o przeznaczeniu wojskowym. Ogólne wymagania techniczne. Metody kontroli i badań. Metody badań odporności całkowitej na działanie czynników środowiskowych.
3. WPN-89/T-01003. Wyroby radioelektryczne o przeznaczeniu wojskowym. Ogólne wymagania techniczne. Metody kontroli i badań. Klasyfikacja wg zastosowań i wymagania dotyczące działania czynników środowiskowych.
4. WPN-89/T-01007. Wyroby radioelektryczne o przeznaczeniu wojskowym. Ogólne wymagania techniczne. Metody kontroli i badań. Metody oceny zgodności z wymaganiami konstrukcyjnymi i badanie odporności całkowitej na działanie czynników środowiskowych.



INSTYTUT ELEKTROTECHNIKI
ZAKŁAD DOŚWIADCZALNY I
04-703 WARSZAWA, UL. POŻARYSKIEGO 28

SILNIK SERWOMECHANIZMOWY Z KOMUTACJĄ ELEKTRONICZNĄ

Typ RTMet 215-XX



Lp.	Parametr	Symb.	Jednostka	Oznaczenie		Tol.
				215-80		
1	Moment długotrwały ($n=0$)	M_{D0}	Nm	80		
2	Max. prędkość obrotowa ($M=0$) *)	n_{max}	obr./min.	~3000		
3	Max. prąd (impuls)	I_{max}	A	~320		
4	Max. moment (impuls)	M_{max}	Nm	~288		
5	Stała momentu	K_T	Nm/A	~0.9		
6	Stała napięcia	K_E	V/1000 $\frac{obr.}{min.}$	~90		
7	Rezystancja uzwoj. (20°C)	R_t	Ω			
8	Elektryczna stała czasu	T_E	ms			
9	Mechaniczna stała czasu	T_m	ms			
10	Moment bezwładności	J	$kgm^2 \cdot 10^{-4}$			
11	Max. przyspieszenie katowe	ϵ	rad/sek ²			
12	Stacyjny moment tarcia	M_F	Nm			
13	Stała tłumienia	K_D	Nm·s/rad			
14	Stała czasu nagrzewania	T_H	min.			
15	Rezystancja termiczna	K_0	°K/W			
16	Masa	Q	kg	~60		
17	Długość	L	mm	~500		

Wzbudzenie - maqn. trw. Sm - Co

$n_{zob.} = 2000 \text{ obr./min}$

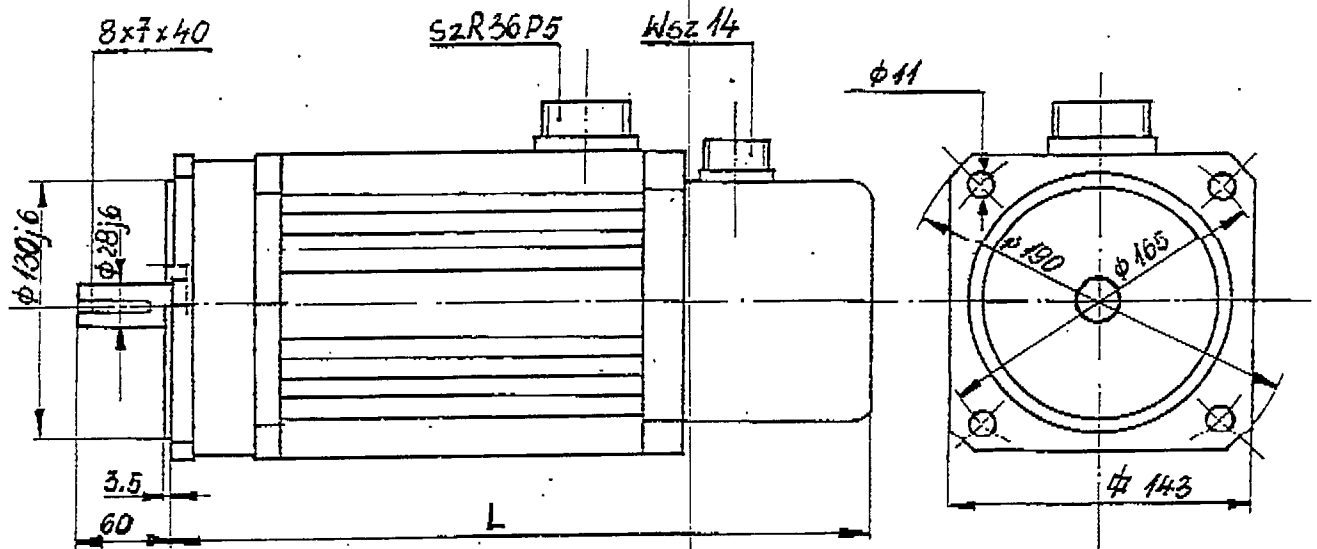
30



INSTYTUT ELEKTROTECHNIKI
ZAKŁAD DOŚWIADCZALNY I
04-703 WARSZAWA, UL. POŻARYSKIEGO 28

SILNIK SERWOMECHANIZMOWY Z KOMUTACJĄ ELEKTRONICZNĄ

Typ RTMct 165-XX



Lp.	Parametr	Symb.	Jednostka	Oznaczenie			
				165-10	165-14	165-18	165-23
1	Moment długotrwały ($n=0$)	M_{D0}	Nm		14		23
2	Max. prędkość obrotowa ($M=0$) *)	n_{max}	obr./min.		3395		3330
3	Max. prąd (impuls)	J_{max}	A		50,8		82
4	Max. moment (impuls)	M_{max}	Nm		44,3		72,8
5	Stała momentu	K_T	Nm/A		0,872		0,888
6	Stała napięcia	K_E	V/1000 $\frac{obr.}{min.}$		91,3		93
7	Rezystancja uzwoj. (20°C)	R_t	Ω		0,49		0,265
8	Elektryczna stała czasu	T_E	ms		10,2		10,6
9	Mechaniczna stała czasu	T_m	ms		1,26		1,0
10	Moment bezwładności	J	$kgm^2 \cdot 10^{-4}$		19,5		29,5
11	Max. przyspieszenie katowe	ϵ	rad/sek ²		22720		24700
12	Stacyjny moment tarcia	M_F	Nm		0,19		0,3
13	Stała tłumienia	K_D	Nm·s/rad		$1,3 \cdot 10^{-3}$		$2,2 \cdot 10^{-3}$
14	Stała czasu nagrzewania	T_H	min.		58		65
15	Rezystancja termiczna	K_o	°K/W		0,49		0,39
16	Masa	Q	kg		14,5		20,0
17	Długość	L	mm		300±20		360±20

Wzbudzenie - magn. trw. Sm - Co

$n_{rob} = 2 \cdot 1000 \text{ obr./min}$

32

Wyrób „Goryl”

Projekt wstępny zgodnie z umową

nr U/10/92 z dn. 1992. 10. 06


5. część mechaniczna napędów

Prof. n. t. T Sołtyk



11-52

Mag. inż. L Przybylski



11-92

SPIS TREŚCI

5.1	Zadanie	str 2	2
5.2	Wymagania	2	2
5.3	Dane wyjściowe	3	3
5.4	opis	4	4
	Napęd obrotu φ (dokoła osi pionowej)	4	4
	Napęd osiowy	5	5
	Układ uproszczony	5	3
	Napęd obrotu α (dokoła osi poziomej)	9	9
	Inny wariant napędu φ	12	12
	Dzwignia sterująca	+2	12
5.5	wstępne obliczenia	15	15
	Pierwsza przekładnia obrotu φ	15	15
	Druga - " - składowe φ	15	15
	Przekładnia α	16	16
5.6	Analiza uchybu nastawy	18	18
	uchyb nastawy układu wgschemy	3 i 4	18
	- " - " - " - " -	5	19
5.7	Zabezpieczenie od wstrząsów	20	20
5.8	Orientacyjne obliczenie wytrzymałości zębów	22	22

Opracował				Kier. Pracowni			
Sprawdził				Kier. Zakładu			23
	Nazwisko	Imię	Data				Data

5.1 Zadanie Projekt wstępny mechanicznej części sterowania dwoma osiami
 1) oś φ - obrót osi pionowa przy obrocie
 2) oś α - obrót osi poziom $+20^\circ - 10^\circ$
 wobec braku danych dotyczących obiektu na który sterowanie ma być zabudowane, możliwe jest tylko przybliżone określenie układowania części

5.2 Wymagania Obroty mają być realizowane przy pomocy silników elektrycznych ze stanowiska drabonowego i dowodzący części elektryczne stanowi osobną część opracowania.
 Napęd elektryczny zapewnić nast. parametry

<u>Na oś φ</u>	przyspieszenie max	0,75 rad/s ²
	prędkość obrotowa max	0,8 1/s ²
	czas obrotu o 180°	5s
	90°	4s 3s } 2-10-92
	45°	2s } 1s

Dopuszczalny uchyb	w ruchu	0,2 mrad.
	w bezruchu	0,1 mrad

W razie potrzeby napęd może być przeniesiony na sterowanie ręczne ze stanowiska dowodzącego drabonowego

<u>Na oś α</u>	przyspieszenie max	1,6 1/s ²
	prędkość obrotowa max	0,7 1/s
	czas obrotu 30° (+20° - 10°)	1,5s 1,2s

Dopuszczalny uchyb	w ruchu	0,2 mrad
	w bezruchu	0,1 mrad

W razie potrzeby napęd może być przeszerony na osie z zainstalowaną drążonową ew. dowodzą

5. Dane wyjściowe Moment bezwadności max $\begin{matrix} \text{os } \varphi & 2 \cdot 11 \cdot 82 \cdot 5000 \text{ kgm}^2 & 48000 \\ \text{os } \alpha & 11000 \text{ kgm}^2 & 8200 \end{matrix}$

Moment szkodliwy $\begin{matrix} \text{os } \varphi & 10000 \text{ Nm} \\ \text{os } \alpha & 2000 \text{ Nm} \end{matrix}$

silniki elektryczne 2000 obr/min
prostate dane w osobnej części opracowania

zarybienie węża z karabinem - $m=8 \quad z=256$

Ponadto innych danych brak

Przebieg dynamiczny

Udary mechaniczne pojedyncze	zmęca.	zam.
prędkość wstrząsu m/s^2	5000	30000
czas trwania ms	0,2 ÷ 2 (0,5)	0,2 ÷ 0,5
liczba uderzeń	1	1

Udary mech. wielokrotne	prędkość wstrząsu	zamęca.	zam.
prędkość wstrząsu m/s^2	200	1500	
czas trwania ms	5 ÷ 15	1 ÷ 5	
liczba uderzeń	3 × 20	3 × 3500	
częstotliwość Hz	≤ 80	≤ 80	

dod
5-11-32

obliczenia
9-11-32

5.4. Opis

Rys 1 przedstawia szkic obiektu do którego ma być opracowany mechanizm sterowania, jest on wronowany na wrótku M103 którego szkice były dostępne w literaturze.

Napęd obrotu φ

Rys 2 przedstawia szkic konstrukcji części mechanicznej sterowania, a rys 3 - jego schemat

Za więcej zgebady 1 zamocowany do kłosa Kadłuba zębia się koło zgebade 2 zamocowane do wieży.

Koło zgebade 1 ma 256 zębów m8 ϕ podziałowe 2048 Ponadto żadnych danych nie otrzymano koło zgebade 2 stanowicie części z wałkiem napędowym - przyjęto 16 zębów, co uważa się za minimum. Korzystne jest jak najmniejsza ilość zębów, ze względu na przekładnię ślimakową 3 - które uzyskuje wtedy największą ^{możliwą} sprawność mechaniczną.

Przekładnię ślimakową 3 składa się ze ślimaka 2-uwójowego i ślimacznicy 33 zębów - przekładnię 16,5 - tarciem z pośrednią $16 \times 16,5 = 264$

Obrano przekładnię ślimakową ze względu na łatwość wystąpienia przekładni 1:165 w jednej parze kół, i cieżki bieżący innych dwojów obrotach silnika. Gdyby okazała się możliwość uzyskania silnika o wyżej wymienionych obrotach, i takwo powiększyć przekładnię ale z pogorszeniem sprawności mechanicznej przekładni.

Wałek ślimaka przez sprężbę elektromagnetyczną 7 prowadzi do silnika 9 z zabudowanym licznikiem 8. Licznik 8 prowadzi na pierwsze zatrzymanie nastawowy gdy silnik nie napędza, licznik 8 dwójka gdy nie jest zasilany prądem, gdy 36

1:50

PIAP
Warszawa

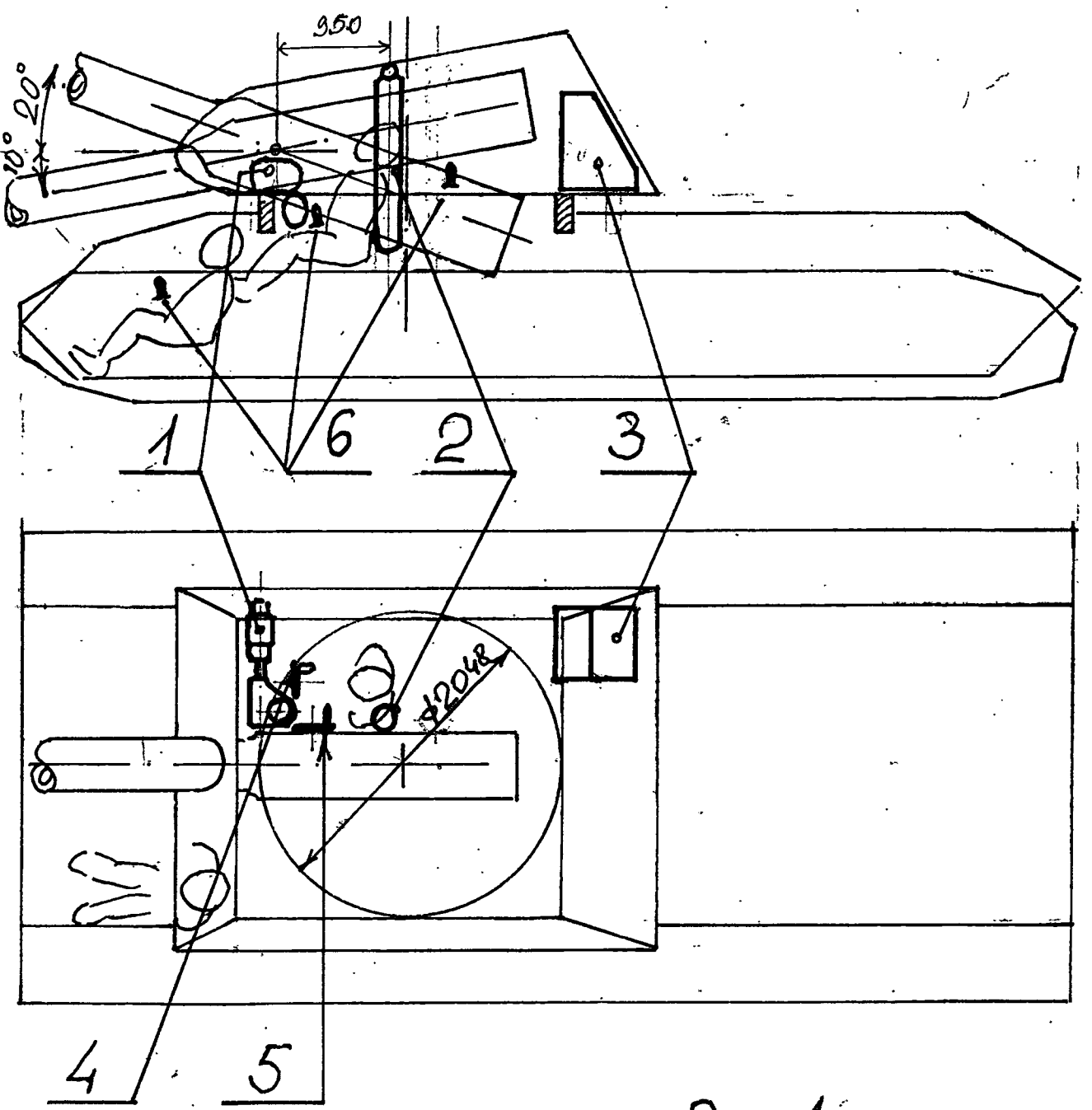
Wyrób „Goryl”

Strona 5

Stron

rozplanowanie zabudowy

Nr



140

950

20°

1

6

2

3

4

5

Rys 1

- 1 Mechanizm obrotu γ
- 2 — " — — " — α
- 3 Zasobniki elektroniki 200 l
- 4 Pokrętko awaryjne ręczne obrotu γ
- 5 — " — — " — — " — — " — α
- 6 Dźwignie sterująca

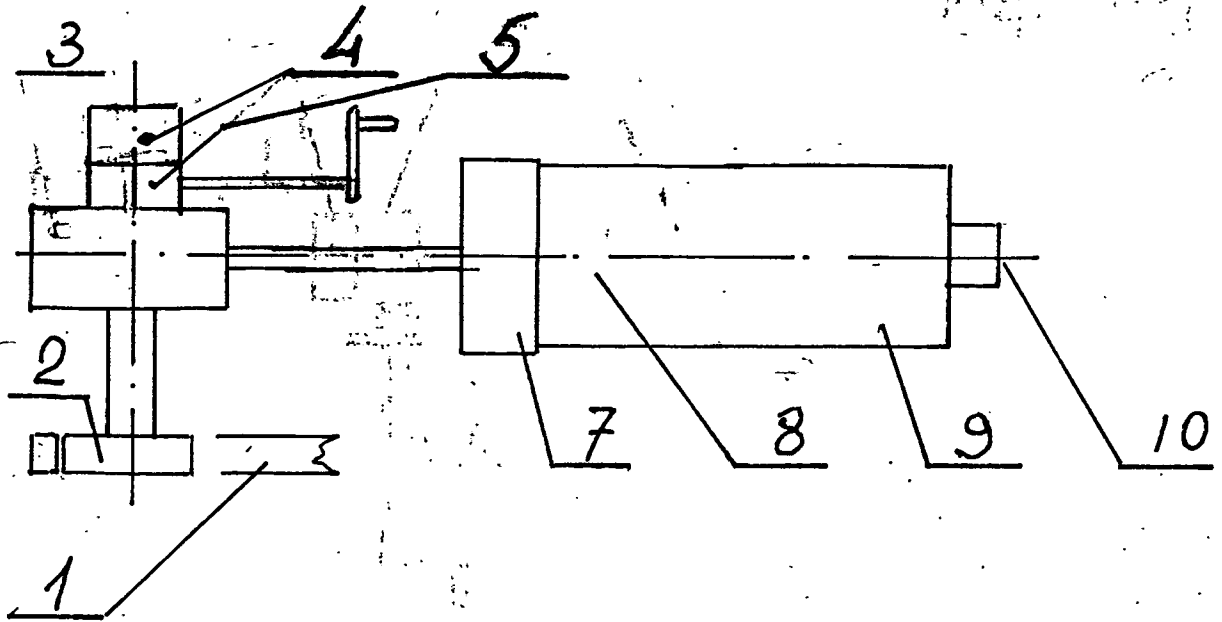
Szkic ten zrobiono wobec braku jakichkolwiek danych wymiarowych, dla możliwego przybliżenia się do rzeczywistości. Do uściślenia wiatr. rad.

n 1:50

37

1 2 3 4 5 6

1956



Rys 3

- 1 Wieniec zębaty kadTuba $\phi 2048-256$ zębów m 8
- 2 Koło zębate przekł. 1:16,3 $\phi 128 - 16$ zębów m 8
- 3 Przekładnia ślimakowa 1:16,5 $\phi 60 \times \phi 388 - 2 \times 33$ zębów m 6
- 4 Sprzęgło nap. ręcznego z stałym magnesem (chwytą gdy wyś. prąd)
- 5 Przekładnia ślimakowa 1:30 do nap. ręcznego samoham.
- 7 Sprzęgło el. magnet. sil. główn. (chwytą gdy zafaz. prąd)
- 8 Łuzownik sil. głównego (chwytą gdy wyś. prąd)
- 9 Silnik 45 kW 2000 obr/min.
- 10 Resolwer

5.4 opis

Napęd ręczny

Silnik nie pracuje. Gdy silnik jest pod prądem nastawę utrzymuje pole elektryczne silnika a kurownik jest zwolniony. Zapewnione to jest dzięki sterownikowi magnesywnemu który zostaje spolaryzowany gdy zadany jest prąd.

Sprężyna elektromagnetyczna 7 odbiera silnik wraz z kurownikiem - gdy silnik nie jest zasilony prądem - wychodzi, albo zasilenie uległo awarii, a wtedy sterowanie jest przełączone samoczynnie na napęd ręczny.

Napęd ręczny. Główną częścią napędu ręcznego jest zespół mechaniczny silnicowicy 1:30 - samostanowione. Koło wężne - silnicowicy używane jest obrótowa na wałku silnicowicy napędu elektrycznego, i zadane sprężyną 4. Sprężyna 4 zadana silnicowicy do wałka napędowego w momencie wychodzenia prądu ^{sprężyna} napędu elektrycznego. Jest to sprężyna 4 ze staliem magnesywnym. Wychodzi on gdy jest prąd - i napęd sil. elektryczny zadane - gdy nie ma prądu, a wtedy napęd ręczny przechodzi przez koło silnicowicy - na obrót wężny.

Na rękę nie działają wypadkowe siły statyczne bo silnik 1:30 jest samostanowiony.

Napęd ręczny przenosi się do stanowiska dwudobowego przez wałek kardanowy i mechaniczne szkielety - z mniejszą kierunkiem. Rozgrzanie może być doprowadzone do stanowiska dowodzący.

Oczywiście napęd ręczny jest znacznie powolniejszy.

Obliczenia sprawności mechanicznej $\eta = 0,98 \times 0,8 = 0,78$

przy dźwigni obrótowej koła zębatego i silnicowicy

Uchwył nastawę przykurki między innymi 0,03 m i 0,06 m od.

UKŁAD uproszczony rys 4

Można zauważyć, że układ sterowania ze schematu na rys. 3 można uprościć usuwając z niego lincowulki 8 i sprężynę 7. Patrz rys 4

Uprawnia się w ten sposób układ, zmniejsza wymiary i masę.

W takim przypadku silnik zasilony jest na stałe, napęd sprężyny przez sprężynę 4 złącza się samoczynnie gdy wystąpi napęd elektryczny. Silnik obraca się raz w jedną stronę gdy jest napęd elektryczny - nastawę 4 trzymamy pole elektryczne silnika, gdy nap. el. wystąpi, nastawę utrzymujemy samoczynny silnik 5

~~Sprawność~~

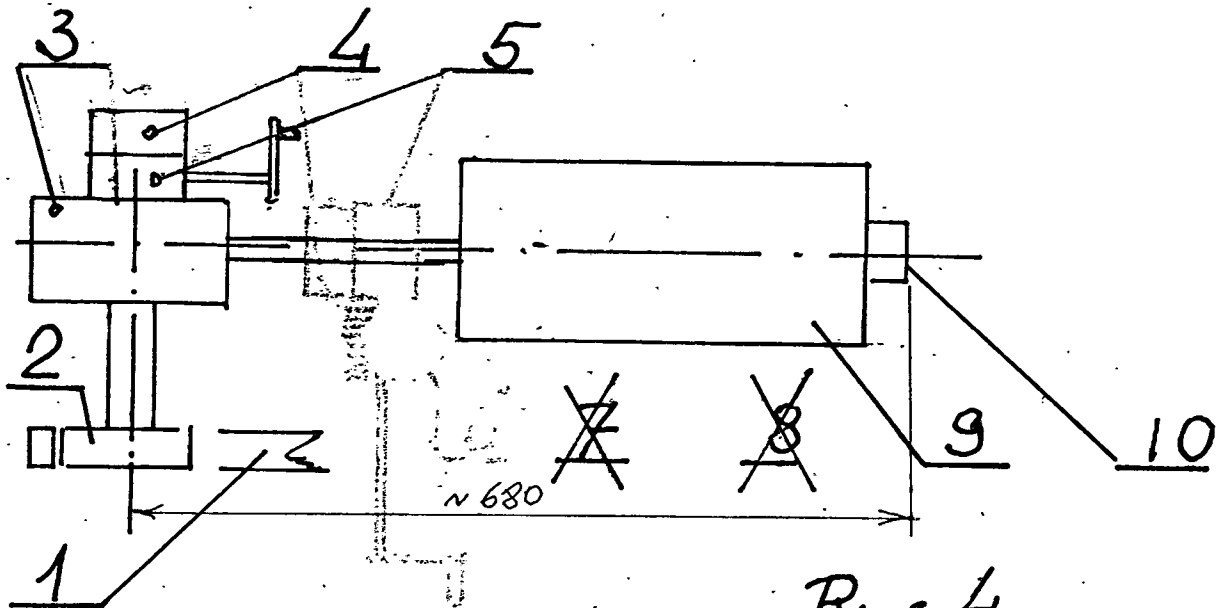
Sprawności mechaniczne i przewidywany udźwig nastawny jak w układzie z rys. 3

Ze względu na większą prostotę, mniejsze wymiary i masę układ ten wydaje się lepszymi poprzedni.

Napęd obrotu α

Rys 5 przedstawia schemat napędu osi α . Jest on rozwiązany analogicznie jak układ osi γ z tą tylko różnicą, że głównym elementem napędu obrotu osi α jest śruba kulkowa, a nie koło zębate. Jej zaletą jest b. wysoka sprawność mechaniczna i minimalne, prawie pomijalne luby.

Nadą jest właściwość uzyskiwania toru na silnie wstrząsy, ale nie przeszkadza to w jego zastosowaniu. Współczynnik przeniesienia, kilkunastokrotny powyżej



Rys 4

Usunięto: Sprzęgło 7 - luzownik 8

po wyłączeniu prądu siły statyczne spoczywają na ślimaku 5

1 Wieniec

2 Koło zębate przekładni 1:16

3 Przekładnia ślimakowa 1:16,5

4 Sprzęgło wyciągające elem. samohamowy (wyl. gdy prąd zan.)

5 Przekładnia ślimakowa 1:30 samoham.

6 Element samohamowy

~~7 Sprzęgło el. mag~~ zbędne

~~8 Luzownik sil. głównego~~ zbędny

9 Silnik 45 KW 2000 obr/min

10 Resolwer

zalecanego obciążenia eksploatacji, należy uważać za wystarczający.

W układzie tym, gdy silnik 3 jest zasilony prądem, kurownik 8 i sprzęgło 4 są zkurowane, a sprzęgło 7 załączone.

Jestli silnik 3 nie jest zasilony, albo umyślnie albo z powodu awarii, samoczynnie rozłącza się sprzęgło 7 a załącza 4. Sprzęgło przełącza się ręcznie przez przekładnię ślimakową, samoczynnie - 5.

Przedstawiony na rys 5 schemat odpowiada schematowi napędu 4 i rysunku 3. Oponierając sprzęgło 7 i kurownik 8 otrzymuje się układ sprężony tak jak układ 4 napędu 4

Sprawność mechaniczna wysoka, należy liczyć $\eta > 0,95$
Uchyb mechaniczny również mały. Wyliczamy tylko uchyb elektryczny.

Na obecnym etapie nie można lepiej skonstruować rysunku mechanizmu gdyż brakuje dalej ilości wiadomości:

zaczepu drąga, zaczepu do wlezy itd.

~~W celu sprawdzenia poprawności działania układu mechanicznego należy wykonać model mechaniczny i sprawdzić jego działanie. W tym celu należy wykonać rysunek mechaniczny i wykonać model mechaniczny. W tym celu należy wykonać rysunek mechaniczny i wykonać model mechaniczny.~~

Przewiduje się kasowanie kurów w miarę rozwoju uwar.

Inny waricant napędu osi φ

Schemat rys 6 przedstawia stary, tradycyjny, z przed wielu lat układ sterowania napędem φ z pomocą przekładni satelitarnych.

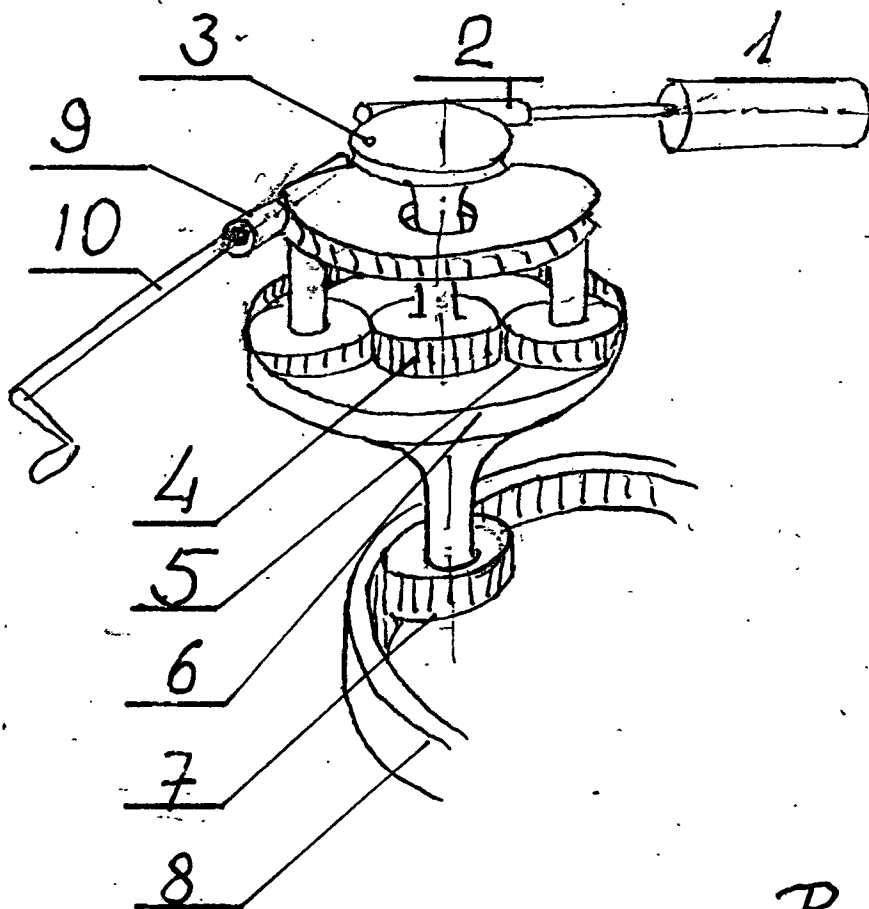
Jest on możliwy do zrealizowania, kuszący gdyż nie zawiera elementów mechanicznych, ale ma niską sprawność mechaniczną, około 0,5 ze względu na użytek samokamionową przekładnię ślimakową, oraz znaczną uchyb, około 5 razy większy, ze względu na dużą ilość użytych zębów, z których każde wprowadza uchyb z powodu luzu międzyzębnego. Wydaje się nie do zastosowania.

Dzwignia sterująca

Schic rys 7 przedstawia sugestję dzwigni sterującej napędem φ i α .

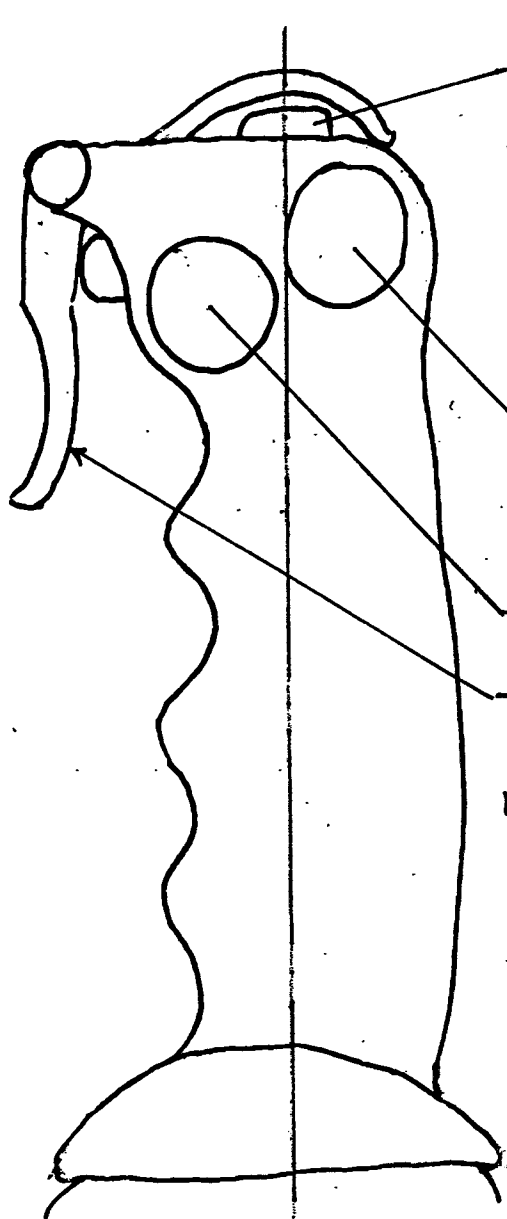
Wydaje się celowe użycie jednej dzwigni dla sterowania dwoma osiami, gdyż uwalnia to jedną rolę obsługi do innych zadań.

Dzwignia ta może mieć na głowie przyciski uruchamiające również inne funkcje.



Rys 6

- 1 silnik z resolverem
- 2 ślimak
- 3 ślimacznica
- 4 Koło centralne
- 5 Koło satelitarne
- 6 Koło zewnętrzne
- 7 Koło napędu wieży
- 8 Włeniec zębaty kadłuba
- 9 ślimak napędu ręcznego
- 10 Korba nap. ręcznego



Załączanie sterów. elek.

z preferencją

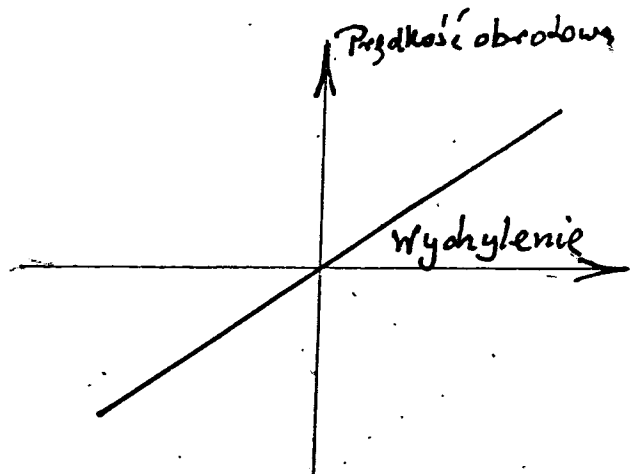
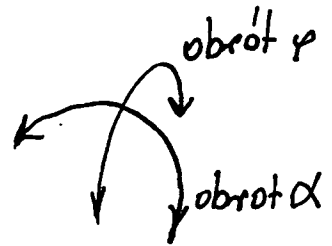
- 1) dowódca
- 2) działonowy
- 3) kierowca

Interfon

Radio

Spust

W głowie dźwigni może być więcej organów sterowania



Sugestia...

Rys 7

5.5 Wstępne obliczenia Pierwsza idt. przekł. φ

Pierwsza przekładnia obrotu φ Rys 1, 2 i Rys 3

Ilość zębów wrenca - 256 moduł 8

Ilość zębów koła wprost przeciwnego 16 (im mniejszym lepiej, mniej nie zalecaj)

Pierwsza przekładnia $i_1 = \frac{256}{16} = 16$

średnica podziałowa koła 16 zębów

$\varnothing_{podk.} = m \cdot z = 8 \cdot 16 = 128$

Cała przekładnia: - jeśli zadane $\omega_{max} = 0,8 \text{ rad/s}$

a obroty silnika $2000 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$, to silnik $\omega_s = \frac{2000 \cdot 2\pi}{60} = 209,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Cała przekładnia $i_{cała} = \frac{209,4}{0,8} = 261,8 \sim 262$

Druga przekładnia: ślimakowa $i_2 = \frac{261,8}{16} = 16,36$

Do wstępnych obliczeń przyjmujemy moduł m 6 licząc prostopadle do zęba. Po dokładniejszym obliczeniu może okazać się możliwe przyjęcie m 5.

Po kilku próbach zakładamy ślimak dwurzędowy:

Ślimacznica $2 \times 16,36 = 32,72 \sim 33$ zęby

$t = 2\pi m$ prostopadle do zęba ϕ pod ślim 60

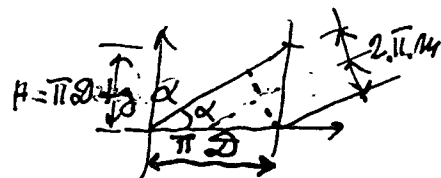
$\sin \alpha = \frac{2\pi m}{\pi \varnothing} = \frac{2 \cdot 6}{60} = 0,2$

$\alpha = 11,53^\circ$

$\lg \alpha = 0,204$

Podziałka w pł. czoła ślimaka

$H = \pi \cdot 60 \cdot 0,204 = 38,48$



Średnica podziałowa ślimacznicy

$\varnothing = H \cdot z \cdot \frac{1}{\pi} = \frac{38,48}{\pi} \cdot 33 = 404,1658$ (m 5 $\varnothing = 336,8$)

Przy dobrej obróbce zębów gary osiągniemy $\eta, \mu = 0,05$ to $\eta = 0,98$

Przekładnia obrotu α

Rys 1 i 5

zadane prędkości obrotowe $\omega = 0,7 \text{ rad/s}$ silnik 2000 obr/min
Nobec braku danych. zakładam zarys mechanizmu obrotu na $r = 950$

Przebiegienie nakładki gdy $\alpha = 30^\circ (= \pm 20^\circ)$; $H = 2 \cdot r \cdot \sin 15^\circ$

$$H = 2 \cdot 950 \cdot \sin 15^\circ = 491,756$$

obrana śruba kulowa $\phi 63 h = 20$

Prędkości obrotowe silnika $\omega_{sil.} = \frac{2000}{60} = 33,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Prędkości obrotowe α $\omega_\alpha = \frac{h \omega_{sil.}}{r} = \frac{20 \cdot 33,3}{950} = 0,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Siła na śrubie

Zadane przyspieszenie $\xi = 1,6 \text{ rad/s}^2$, mom. bezład $J = 8200 \text{ kgm}^2$

$$M = \xi \cdot J = 1,6 \cdot 8200 = 13120 \text{ Nm}$$

wraz z oporami

$$\frac{2000}{13120} \text{ Nm}$$

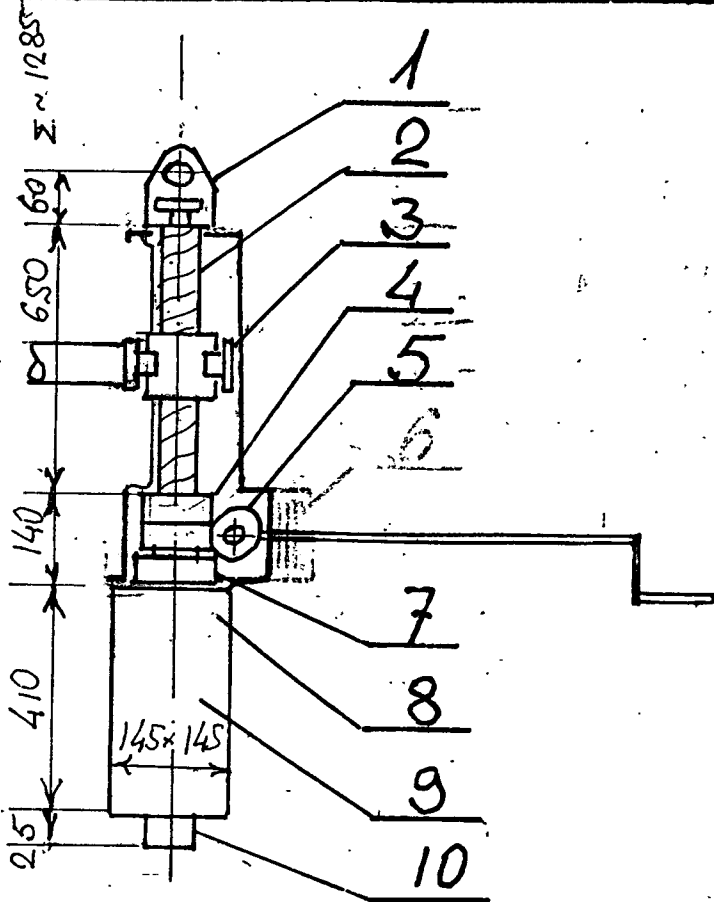
Siła na śrubie $P = \frac{M}{r} = \frac{13120}{0,95} = 15916 \text{ N}$

obrana śruba ma dopuszczalne obciążenie eksplo-
atacyjne 300000 N - w stosunku do tego zapas bezp.

$$\frac{300000}{15916} = 18,8$$

Sprawności b. dużej

Należy minimalny - rzędu 0,03 mrad.



Preferowany
bez symulacji
i modelowania

Rys 5

- 1 Zawieszenie mechanizmu pod sufitem
- 2 Śruba kulkowa $\phi 63$ h-20
- 3 Zaczep dźwiga (skok ~ 550)
- 4 Sprzęgło napędu ręcznego z stałym magnesem (chwytka gdy wył. prz.)
- 5 Przekł. ślimkowa 1:20 (może dla ujednocic. 1:30) napędu ręcznego
- 7 Sprzęgło el. mag. sil. (chwytka gdy zał. prz.)
- 8 Łozownik siln. (chwytka gdy nie ma prądu)
- 9 Silnik 16 kW 2000 obr/min.
- 10 Resolwer

Układ analogiczny do rys 3. Preferow. zopuszczenia
Sprzęgła 7 i Łozownika 8 analogicznie do rys 4

Analiza uchybu nastawy

Zamierzony uchyb nastawy ma być nie większy niż 0,1 mrad. bez ruchu i nie więcej niż 0,2 mrad w ruchu.

Składa się na to uchyb nastawy silnika el., uchyb wynikający z luzów międzyzębnymi - konieczny ze względu na warstwy smarowe.

Nastawa silnika jest mierzona co $\frac{1}{1024}$ obrotu a luz międzyzębnymi ocenia się na 0,03 mm, konieczny ale wymagający dokładnej obróbki.

Zamierzona się wprowadzić możliwość regulacji przy montażu i co pierwsze czas dla usunięcia skutków wytarcia przy użyciu.

Uchyb nastawy układu schem. rys 3 lub 4

Uchyb silnika

$$\Delta_s = \frac{2\pi}{1024} = 6,14 \text{ mrad.} \quad \text{a na osi wręty}$$

$$\Delta_{sw} = \frac{6,14}{262} = 0,0234 \text{ mrad.}$$

Uchyb na drugiej - ślimakowej przekładni - luz m. zęb. 0,03 na promieniu $r = 202$

$$\Delta_2 = \frac{0,03}{202} = 0,1485 \text{ mrad.}$$

apo przekładni na osi wręty

$$\Delta_{2w} = \frac{0,15}{16} = 0,009 \text{ mrad.}$$

Uchyb na pierwszej przekładni - 16 zębów na 256 zębów

Uchyb luzu 0,03 na $r = 1024$

$$\Delta_3 = \frac{0,03}{1024} = 0,029 \text{ mrad}$$

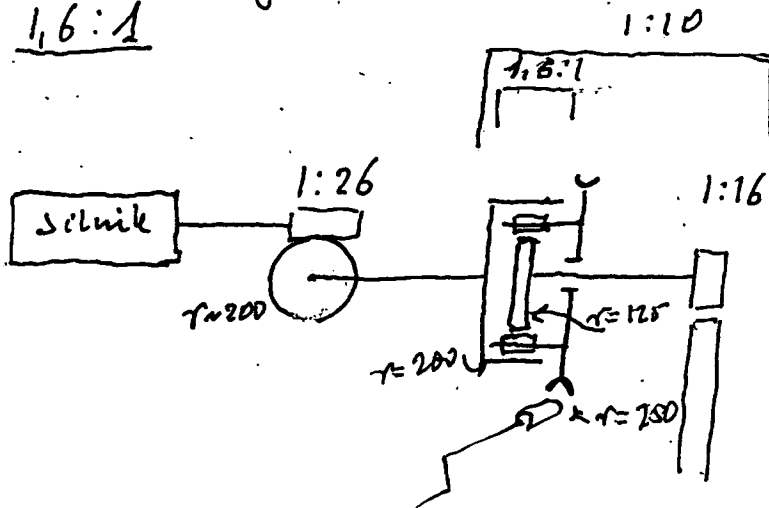
Razem uchyb

$$\Delta = \Delta_{sw} + \Delta_{2w} + \Delta_3 = 0,0234 + 0,009 + 0,029 = 0,06 < 0,1$$

Trzeba sobie zdawać sprawę ze rzeczywisty uchyb będzie nieco inny - zmniejszający wpływ smaru, powiększające inne nie ma.

Uchyb nastawy układu wg schematu rys 5

Ogólna przekładnia jak uprzednio 1:262. Pominiętą przekładnię szkieletową szkielet 2 / szkieletnica 3. ma być samokompensująca musi wynosić $\approx 1:26$, zatem pozostała część - satelitarna - musi być $\approx 1:10$, ponieważ między kołami 7 i 8 jest 1:16 to na samym satelicie $\approx 1,6:1$



Uchyb pozycjonowania silnika - jak uprzednio $\Delta_{sw} = 0,023$ mrad.

Uchyb na przekładni szkieletowej 1:26

$$\Delta_2 = \frac{0,03}{2,00} = 0,015 \text{ mrad.}$$

po przekładni 1:10 $\Delta_{2w} = \frac{0,015}{10} = 0,0015$ mrad na osi wręży

uchyb na przekładni satelitarnej

$$\Delta_3 = 2 \cdot \frac{0,03}{125} + \frac{0,3}{250} = 5 \text{ mrad}$$

Po przekładni 1:16 - na osi wręży

$$\Delta_{3w} = \frac{5}{16} = 0,3 \text{ mrad}$$

Wpływ luzu koła przekładni 1:16

$$\Delta_4 = \Delta_{4w} = \frac{0,03}{1,024} = 0,03 \text{ mrad}$$

Razem $\Delta_w = \Delta_{sw} + \Delta_{2w} + \Delta_{3w} + \Delta_{4w} = 0,023 + 0,0015 + 0,3 + 0,03 = 0,368$

Jest to około 6 razy więcej niż w układach w schem. rys 3 lub 4.

Przebiega się przyspieszenie przy wstrząsach 30000 m/s^2 w czasie do $0,5 \text{ ms}$ jednorazowo, jako granica wytrzymałości, oraz 200 m/sec^2 w czasie do 15 ms jako obciążenie powstające. Obciążenia te działają na masę przekładni, która należy ocenić na

silnik elektryczny	60 kg	
przekładnia I	40	
" " II	6	
" zębata	10	
sprężyna I	14	(prawdop. nie będzie)
" II	4	
obudowa	20	
	<u>154</u>	

Graniczne przyspieszenie jednorazowe $30000 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ powoduje siłę 4620 kN na przekładnię, w tym $\approx 1800 \text{ kN}$ na silnik, w tym $\approx 900 \text{ kN}$ na jego wirnik. Te obciążenia przekładnia musi wytrzymać na granicy wytrzymałości.

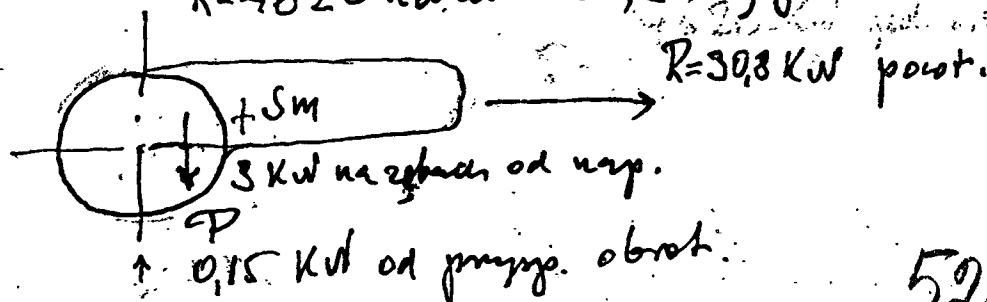
Przyspieszenie powstające 200 m/sec^2 powoduje siłę odpowiadającą na przekładnię $30,8 \text{ kN}$; na silnik - jego wirnik - $\approx 6 \text{ kN}$

Należy przypomnieć że od sterowania przychodzi $\approx 0,75 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ co jest $\approx 6 \text{ m/s}^2$ w porównaniu z poprzedzonym ($\approx 0,115 \text{ kN}$) (siła napędowa na zębach, 3 kN).

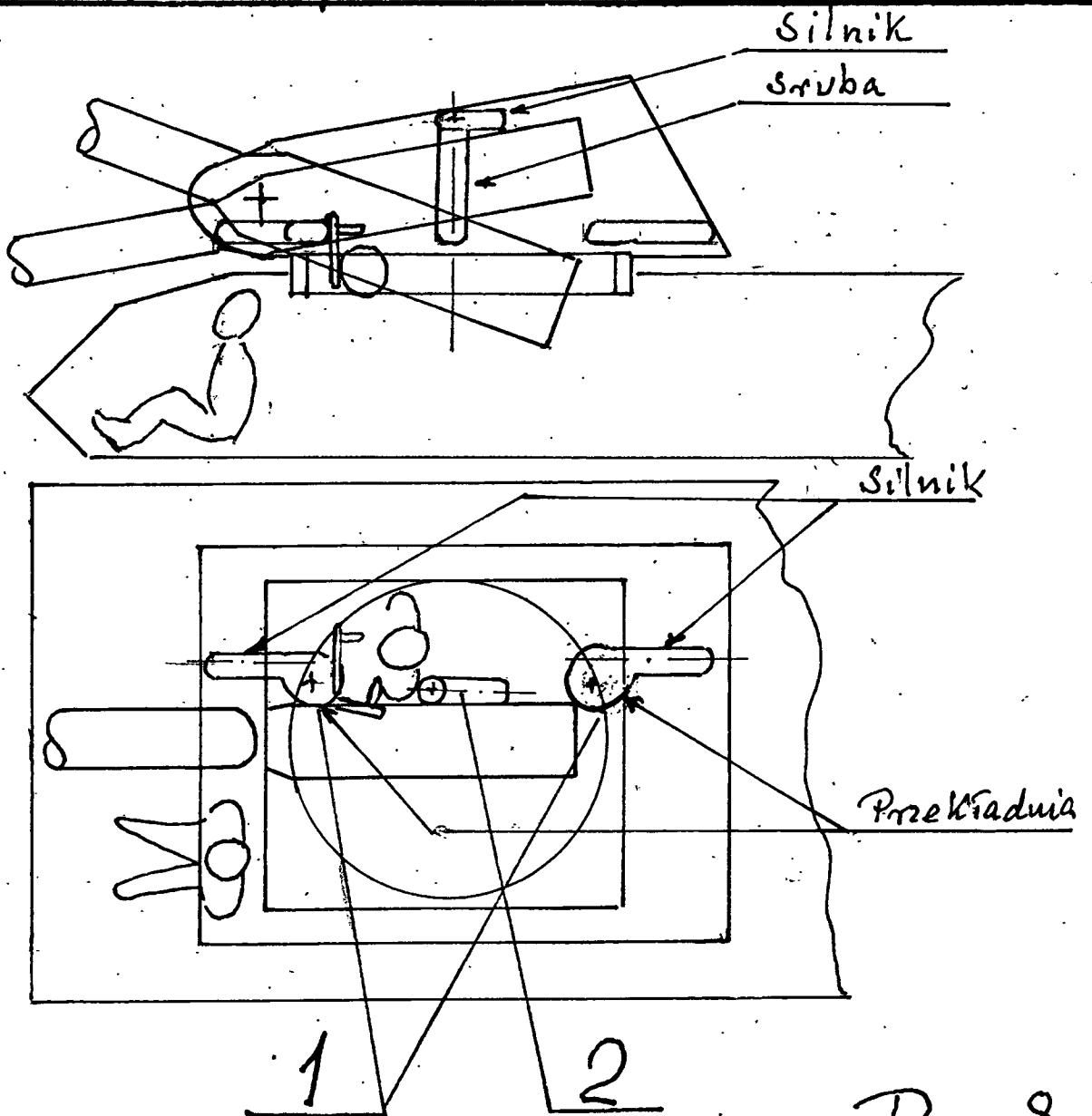
Wynika z tego celowość takiego ustalenia przekładni aby największe obciążenia ukladaly się wzdłuż osi osłony wirnika silnika.

Kobee tego ulokowanie silnika jak na rys 1, 2, 5 musi być zmodyfikowane, co ilustruje rys 3.

$R = 4620 \text{ kN}$ wzdłuż strony jednorazowo



5.7 Zabezpieczenie od wstrząsów



Rys 8

- 1 Poprawiona koncepcja obrotu φ do wybołu.
- 2 Poprawiona koncepcja obrotu α .

Orientacyjne obliczenie wytrzymałości zębów

Sila na zębach przekładni 16: 256 zębów moduł 8

$$M = J \dot{\varphi} = 4800 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 0,75 \text{ rad/s}^2 = 3600 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$P = \frac{M}{R} = \frac{3600}{1,024} \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{m}} = 3516 \text{ N}$$

256 m8 $t = \pi \cdot m = 25$ grubości u podstawy ≈ 13

wysokości $H \approx 0,7t = 17,5$ szerokości (zakładani) $3t = 75$

$$W = \frac{b h^2}{6} = \frac{7,5 \cdot 13^2}{6} = 2 \text{ cm}^3$$

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{3516 \cdot 1,25}{2} \frac{\text{N} \cdot \text{cm}}{\text{cm}^3} = 3076 \text{ N/cm}^2$$

licząc współczynnik 1,5 zęba $\sigma^2 = 2057 \text{ N/cm}^2$

Wydaje się dopuszczalne

Sila na zębach przekładni ślimakowej m6

$$P_{sl} = P \cdot \frac{d}{\delta} = 3516 \cdot \frac{128}{404} = 1114 \text{ N}$$

Podciężka $t = \pi \cdot m = \pi \cdot 6 = 18,8$ grubości zęba u podstawy $\approx 9,5$

wysokości $H \approx 0,7t = 13$ szerokość ≈ 50

$$W = \frac{5 \cdot 0,95^2}{6} = 0,75 \text{ cm}^3$$

$$\sigma = \frac{1114 \cdot 1,3}{0,75} = 1930 \text{ N/cm}^2$$

licząc na współczynnik 2 zębów (zapewnić energię)

$$\sigma \approx 1000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

wydaje się w granicach dopuszczalnych

Uściślenie przy opracowaniu dokumentacji prototypowej

Aby uniemożliwić uderzanie armaty w zderzaki mechanicznie ograniczające jej zakres ruchu, przewidziane są dwa wyłączniki krańcowe, zainstalowane na armacie. Przelączenie wyłącznika uniemożliwia w sposób programowy sterowanie armatą w kierunku "do zderzaka".

6.2. Stabilizacja położenia wieży i armaty

W trybie pracy "stabilizacja położenia" położenie armaty i wieży powinno pozostawać stałe pomimo ruchu czołgu (zmiana nachylenia podłoża i zmiana kierunku jazdy).

Położenie wieży i armaty można zmieniać tak jak w trybie "praca ręczna", po czym stabilizowane będzie nowe położenie.

Przełączania na ten tryb pracy może dokonywać jedynie dowódca lub działonowy przy pomocy przycisków na swoich pulpitach po uprzednim przejęciu obsługi.

Elementem pomiarowym stabilizowanego położenia jest giroskop. Zastosowany został dwuosiowy giroskop typu GS-06, (Zał.D) przy pomocy którego można dokonywać jednocześnie pomiaru nachylenia armaty α i obrotu wieży φ . Umieszczony jest on na armacie.

Ponieważ sam giroskop służy do pomiaru prędkości kątowych, więc dla obliczenia położenia rzeczywistego α' i φ' zastosowany został układ całkujący. Układ ten znajduje się na oddzielnym pakiecie umieszczonym w kasecie z pozostałą częścią elektro-
niki. Zakłada się dokładność pomiaru równą 0,1 mrd.

Uzyskiwane przy pomocy joysticków zakresy prędkości dla wieży i armaty przedstawia poniższa tabela:

$d\alpha_{ji} (d\varphi_{ji})$	wieża		armata	
	silnik	obrot wieży	silnik	ruch armaty
1 (minimum)	3 rd/s (29 obr/min)	11,8 mrd/s	3rd/s (29 obr/min)	10,2 mrd/s
68 (maximum)	208,6 rd/s (1992 obr/min)	0,8rd/s	208,6obr/s (1992 obr/min)	0,69 rd/s

Zależność pomiędzy informacją $\alpha_j (\varphi_j)$ z joysticka a przyrostem $d\alpha_{ji} (d\varphi_{ji})$ powinna być nieliniowa (parabola) w celu łatwiejszego sterowania wolnymi ruchami.

Informacja $\alpha_j (\varphi_j)$ jest 8-bitowa (maksymalne wychylenie w kierunku ujemnym - 80h, maksymalne wychylenie w kierunku dodatnim - 7 Fh)

8-bitowa informacja $d\alpha_{ji} (d\varphi_{ji})$ wchodzi na węzeł sumacyjny regulatora położenia jako zadana zmiana położenia w czasie T_s . Wejściem regulatora jest błąd położenia dr_k wału silnika uaktualniany w tym trybie pracy w okresie $T_R = 2ms$ zgodnie z zależnością $dr_k = dr_{(k-1)} + d_{1k} - dR_k$

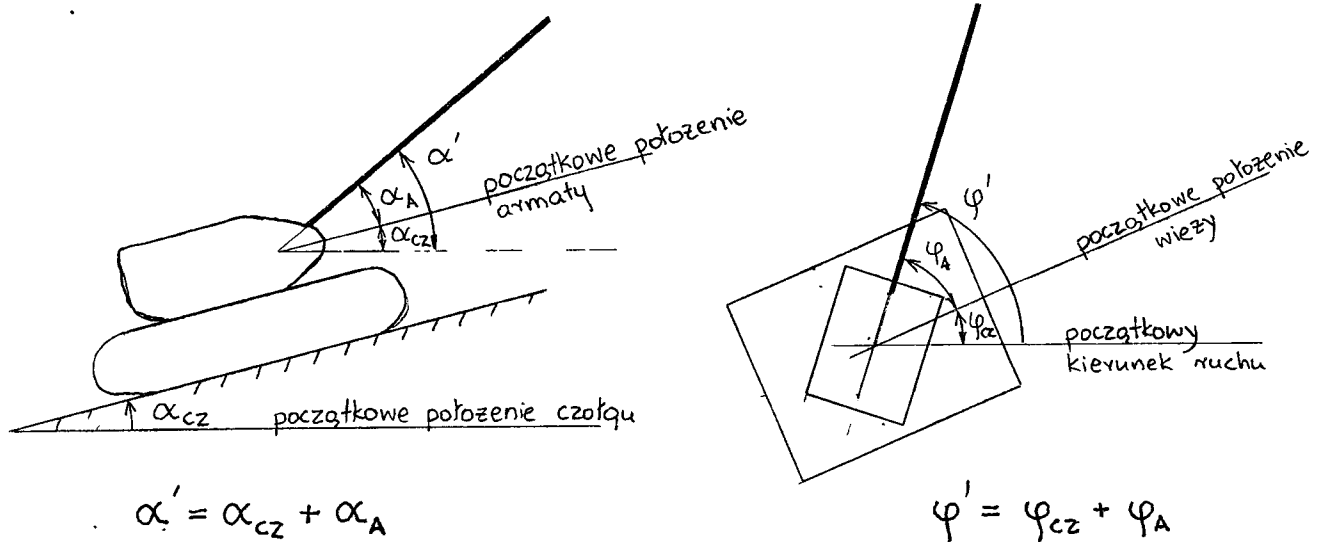
gdzie: dR_k - rzeczywista zmiana położenia w czasie T_R

d_k - zadana zmiana położenia w czasie T_R

$$d_k = d\alpha_{ji} \cdot \frac{T_R}{T_s}$$

Istotną różnicą w sterowaniu ruchem wieży i armaty jest to, że zakres ruchu wieży jest praktycznie nieograniczony (obrót o 360°) podczas gdy armata posiada ograniczenia ruchu do zakresu 30°.

Położenia rzeczywiste w przestrzeni α' i φ' liczy się w odniesieniu do dowolnego położenia wirnika giroskopu $\alpha_{cz}(\varphi_{cz})$ w którym się on znajduje po włączeniu do dowolnego położenia armaty α_A względem wieży (dowolnego położenia wieży φ_A względem korpusu czołgu). Dla jasności wzorów przyjęto początkowe położenie czołgu (po włączeniu zasilania) w poziomie, armaty - w poziomie i wieży - w kierunku jazdy czołgu. Dla tego przypadku ważne są poniższe rysunki i wzory.



Po włączeniu działania stabilizacji, wielkości α' i φ' utrzymywane są przez układ regulacji na stałej wartości. Każda zmiana wielkości α_{cz} lub φ_{cz} powoduje chwilową zmianę α' lub φ' . Wartości te odczytywane są przez sterowniki co $T_m = 8$ ms i obliczona jest zmiana położenia

$$d\alpha'_i = \alpha'_i - \alpha'_{i-1} \quad ; \quad d\varphi'_i = \varphi'_i - \varphi'_{i-1}$$

Informacje α' i φ' są słowami 16-bitowymi przesyłanymi równoległe do cyfrowego sterownika. Minimalna zmiana położenia w czasie T_s wynosi 0,1 mrd, co odpowiada wartości $d\alpha'_i = d\varphi'_i = 1$. W kolejnych cyklach obliczany jest błąd położenia d_i dla

Po włączeniu zasilania systemu, ten rodzaj pracy włącza się automatycznie.

Dowódca i działonowy dysponują dla poruszania wieży i armaty joystickami umieszczonymi przy celownikach. Prędkość i kierunek wymuszanego joystickiem ruchu określona jest kierunkiem i wielkością wychylenia dźwigni. Kierowca ma do dyspozycji trzy przyciski oznaczone "+", "-" i "ZEZWOLENIE" którymi może jedynie obracać wieżę z ustaloną prędkością w obu kierunkach.

To, kto porusza wieżę/armatą określone jest przez dowódcę lub działonowego przez naciśnięcie przycisku PRZEJĘCIE OBSŁUGI znajdującego się na pulpitych. Osoba wybrana w ten sposób może poruszać działem przy pomocy joysticków, po uprzednim wciśnięciu przycisku ZEZWOLENIE znajdującym się w uchwycie. Ma to na celu wyeliminowanie niekontrolowanego ruchu przy niezamierzonym poruszeniu dźwigni joysticka.

Kierowca może poruszać obrotem wieży wciskając przycisk "+" lub "-" jednocześnie wciskając przycisk "ZEZWOLENIE" o ile ruchu wieży nie obsługuje w tym czasie dowódca lub działonowy.

Informacja α_j (φ_j) z joysticka lub przycisku (rys.3.1) określa zadany przyrost $d\alpha_j$ ($d\varphi_j$) w ruchu obrotowym silnika w czasie $T_s=8ms$. Najmniejszy przyrost odpowiada 1/256 obrotu wirnika silnika.

6. Opis sterownika

Schemat ideowy układu napędowego wieży i armaty przedstawiony został na rys. 3.1. Pracą całego układu steruje cyfrowy sterownik. Umożliwia on realizację 4 rodzajów pracy:

1. Praca ręczna
2. Stabilizacja położenia wieży i armaty z możliwością zmiany położenia stabilizowanego przez działonowego lub dowódcę
3. Nadążanie za celownikiem (celowanie)
4. Awaryjny ruch wieży i armaty przy pomocy korby (napęd mechaniczny).

Wyboru jednego z w/w rodzajów pracy dokonuje dowódca lub działonowy czołgu przy pomocy przełączników znajdujących się na pulpitych sterowania.

Sterownik jest układem mikroprocesorowym zbudowanym na 16-bitowym mikroprocesorze rodziny INTEL 80186. Jego pracę określa program zapisany w pamięci stałej. Funkcje jakie spełnia program przedstawione są w sposób blokowy na rys.3.1

6.1. Praca ręczna

W trybie "praca ręczna" każdy z członków załogi (dowódca, działonowy, kierowca) ma możliwość poruszania wieżą, natomiast armatą może poruszać jedynie dowódca lub działonowy. Przełączania na ten rodzaj pracy może dokonywać dowódca lub działonowy przy pomocy przycisków na swoich pulpitych.

regulatorów, równy

$$d_i = d_{i-1} - d\alpha'_i \quad ; \quad d_i = d_{i-1} - d\varphi'_i$$

serwomechanizm doprowadza wartość $\alpha'(\varphi')$ do wartości początkowej.

W przypadku jednoczesnego sterowania ruchem z joysticka i stabilizacji, błąd położenia obliczany jest ze wzoru

$$d_i = d_{i-1} - d\alpha'_i + d\alpha_{ji} \quad ; \quad d_i = d_{i-1} - d\varphi'_i + d\varphi_{ji}$$

Wartość d_i jest wartością zadaną dla regulatora położenia wału silnika i jest wielokrotnością 0,1 mrd. Ponieważ minimalna wartość wejściowa regulatora $d_{r.w.} = 1$ odpowiada 1/256 obrotu wału silnika, czyli 0,0818 mrd dla armaty i 0,0944mrd dla wieży, stąd dla wyrażenia wartości d_i w jednostkach równych 1/256 obrotu wału silnika należy ją pomnożyć odpowiednio dla armaty przez $a=1,22$ i dla wieży przez $b=1,06$.

6.3. Nadążanie za celownikiem.

W trybie pracy "nadążanie za celownikiem" sterowanie ruchami armaty i wieży przejmuje jeden z dwóch układów celowników będących na wyposażeniu czołgu - celownik dowódcy lub celownik działonowego.

Przełączania na ten rodzaj pracy może dokonywać dowódca lub działonowy przy pomocy przycisków na swoich pulpitych, po uprzednim przejęciu obsługi.

Informacja z celowników $d\varphi_{c1}$ lub $d\varphi_{c2}$ oraz $d\alpha_{c1}$ lub $d\alpha_{c2}$ przesyłana jest w postaci szeregowej (transmisja RS 422) i jest rozkazem ruchu wieży lub armaty z rozdzielczością

0,1 mrd. Który z celowników steruje ruchami określa dowódca lub działonowy przy pomocy przycisków PRZEJĘCIE OBSŁUGI na pulpitych. Na podstawie rozkazu ruchu $\delta\varphi_c$ ($\delta\alpha_c$) obliczona jest wartość zadanej zmiany położenia wieży $\delta\varphi_{cj}$ i armaty $\delta\alpha_{cj}$ w czasie T_c . Czas realizacji przyrostów T_c zależny jest od mocy obliczeniowych celowników, ale jest nie mniejszy niż 8 ms.

Po przejściu na jednostki odpowiednie dla regulatorów położenia silników (1/256 obr. wału silnika) przez pomnożenie wartości zadanego położenia armaty $\delta\alpha_{cj}$ i wieży $\delta\varphi_{cj}$ odpowiednio przez współczynniki "a" lub "b" otrzymuje się wartość sterowania d_w regulatorów położenia.

6.4. Napęd mechaniczny

Napęd mechaniczny przy użyciu korby stosowany jest w sytuacjach awaryjnych, gdy:

- a) nastąpi awaria układu zasilania +24VDC
- b) dowódca lub działonowy przełącza przełącznik "NAPĘD MECHANICZNY" na pulpicie sterowniczym

Przy pomocy korb można poprzez sprzęgła obracać wałami silników napędzających wieżę lub armatę. Po włączeniu zasilania +24VDC korby są odłączone od wałów silników (wyłączenie sprzęgła). Ponowne włączenie sprzęgła następuje przez wyłączenie ~~X~~ zasilania +24VDC (awaria) lub na rozkaz dowódcy lub działonowego przez przełączenie przełącznika na pulpicie sterowniczym. Przełącznik ten steruje bezpośrednio sprzęgłem bez pośrednictwa programu. W czasie włączenia napędu mechanicznego przełącznikiem, zablokowana jest programowo praca regulatorów serwomechanizmów i silniki nie są sterowane.

6.5. Budowa sterownika cyfrowego - współpraca z pulpitemi.

Budowę sterownika cyfrowego przedstawia schemat blokowy na rys. 6.1. Sterownik jest układem mikroprocesorowym zbudowanym na 16-bitowym mikroprocesorze rodziny INTEL 80186. Program realizujący pracę sterownika ma za zadanie optymalnie sterować ruchami silnika napędzającego wieżę lub armatę, przy czym źródłem sygnałów sterujących mogą być

1. Joystick dowódcy - w pracy ręcznej
2. Joystick działonowego - w pracy ręcznej
3. Przycisk "+" lub "-" kierowcy - w pracy ręcznej przy napędzie wieży
4. Giroskop - w czasie stabilizacji położenia
5. Celownik dowódcy - przy celowaniu
6. Celownik działonowego - przy celowaniu

Wybór źródła dokonywany jest przy pomocy monostabilnych przycisków na pulpitemi sterowniczych dowódcy lub działonowego. Każdemu przyciskowi przyporządkowana jest lampka informująca o dokonanej zmianie w momencie gdy oba sterowniki cyfrowe (dla wieży i armaty) potwierdzą przyjęcie zmiany rodzaju pracy (tzn. przejdą do realizacji tego rodzaju pracy)

Po przejściu do realizacji rodzaju pracy "celowanie" i zaświeceniu się przyporządkowanej mu lampki, do celownika związanego z pulpitem dowódcy lub działonowego przekazywany jest sygnał zezwalający na jego pracę i przesyłanie przez niego sygnałów sterujących do sterownika.

Z pulpitemi związane są dwa joysticki sterujące wieżą i armatą. Każdy z nich posiada przycisk zezwolenia.

Przejsście do realizacji rodzaju pracy "napęd mechaniczny" ma miejsce po przełączeniu bistabilnego przełącznika "NAPED MECHANICZNY". Rezultatem przełączenia jest zablokowanie sygnału PWM sterującego stopniem końcowym mocy silnika i włączenie sprzęgła umożliwiające pracę przy pomocy korby.

Wszystkie sygnały wejściowe i wyjściowe sterownika są oddzielone galwanicznie od układu elektronicznego sterownika.

6.6. Program sterownika

Program sterownika zapisany w pamięci EPROM przyjmuje sygnały sterujące z jednego z sześciu źródeł o czym decydują rozkazy z pulpitów dowódcy lub działonowego. Schemat ideowy działania programu przedstawiony został na rys. 3.1.

W celu osiągnięcia optymalnego sterowania ruchami silnika zastosowano kaskadowy układ regulatorów - położenia, prędkości i momentu. Wszystkie regulatory realizowane są cyfrowo przez program. Regulator położenia jest regulatorem proporcjonalnym o nieliniowej charakterystyce. Regulatory prędkości i prądu są regulatorami typu PI.

Sygnałami wyjściowymi sterującymi stopień końcowy mocy są sygnały: PWM o stałej częstotliwości i zmiennym wypełnieniu oraz sygnał DIR określający kierunek ruchu.

Zastosowany silnik wymaga komutacji elektronicznej, która realizowana jest przez program na podstawie informacji z rezolwera o położeniu wału silnika.

Producentem sterowników cyfrowych będzie Przemysłowy Instytut Automatyki i Pomiarów PIAP.

Giroskop będzie produkowany przez Wytwórnię Sprzętu Komunikacyjnego PZL-WARSZAWA II

6.7. Stopień końcowy mocy.

Stopnie końcowe mocy serwomechanizmów napędu wieży i armaty mają za zadanie zamianę sygnałów typu PWM (modulacja szerokości impulsu) otrzymanych z regulatora cyfrowego na sygnały napięcia podawanego na silniki wykonawcze. W stopniu końcowym mocy dokonywany jest także pomiar prądu pobieranego przez silnik z układu zasilania. Wartość tego prądu jest proporcjonalna do wartości momentu napędowego rozwijanego przez silnik. Schemat ideowy końcówek mocy pokazany jest na rys.

6.2. Rozwiązania końcówek mocy dla serwomechanizmów napędu wieży i armaty są identyczne, a różnią się jedynie mocą zastosowanych kluczy $T_1...T_6$. Jako klucze zastosowano tranzystory bipolarne z izolowaną bramką (IGBT). Tranzystory takie zapewniają maksymalną sprawność przy przyjętej wartości napięcia zasilania $V_p=270V$ i częstotliwości sygnału PWM równej $4kHz$. Zastosowane optoizolatory zapewniają oddzielenie galwaniczne końcówek mocy od układu elektronicznego. Pomiar prądu zrealizowano na halotronowym przetworniku produkcji firmy LEM-Szwajcaria. Przetwornik ten zapewnia także oddzielenie galwaniczne.

Z obliczeń wykonanych w rozdziale 4 oraz danych technicznych silników wynika, że maksymalne wartości prądów i_a , i_b , i_c płynących przez silnik będą wynosić:
dla końcówki mocy pochylania armaty ok. $100A$, a dla końcówki mocy obrotu wieży ok. $300A$.

Jako klucze tranzystorowe T1...T6 mogą być użyte tranzystory IGBT np. firmy Siemens: BSM 100 GB 100D (dwa tranzystory w układzie półmostka dla maksymalnego prądu 100A i napięcia pracy do 1000V) i BSM 300GA 100D (pojedynczy tranzystor dla maksymalnego prądu 300A i napięcia pracy do 1000V).

Produkcja i gabaryty

Producentem stopni końcowych mocy będzie Przemysłowy Instytut Automatyki i Pomiarów.

Gabaryty końcówek mocy:

pochylenia armaty ≤ 20 l

obrotu wieży ≤ 22 l

Masa końcówek mocy:

pochylenia armaty ≤ 26 kg

obrotu wieży ≤ 28 kg

Podane wyżej dane techniczne mogą być zmienione po badaniach modeli i prototypów.

6.8. Układ zasilania

Układ zasilania składa się z: przetwornika napięcia zasilania z akumulatora $U_z=24V$ na napięcie pracy silników $V_p=270V$ oraz bloku kondensatorów dla magazynowania energii Ponadto układ zasilania zawiera obwody zasilania układów elektronicznych +5V, -15V, +15V i +24V.

Wielkość magazynowanej w bloku kondensatorów energii przyjęto o 25% większą niż w urządzeniach firmy CSEE tj. równą 15kJ.

Uproszczony schemat ideowy układu zasilania pokazano na rys. 6.3. Na rys. 6.4. pokazano idealizowane przebiegi sygnałów. Przetwornik napięcia zrealizowano jako układ typu Push-Pull. Układ zawiera proporcjonalno-całkujący regulator napięcia oraz proporcjonalny regulator prądu.

Sterowanie kluczy tranzystorowych T1 i T2 zrealizowane jest w systemie modulacji szerokości impulsu (PWM). Oddzielenie galwaniczne zapewnia transformator Tr oraz optoizolatory. Pomiar prądu zapewnia przetwornik halotronowy np. produkcji firmy LEM-Szwajcaria.

6.8.1. Obliczenia

Przyjęto z uwzględnieniem materiałów firmy CSEE

- Maksymalna moc przetwornika $P=5kW$
- Częstotliwość pracy przetwornika $f=4kHz$

a) Wyznaczenie przełożenia transformatora Tr

Wartość napięcia wyjściowego V_p równa

$$V_p = U_z \cdot n \cdot \alpha$$

gdzie: n - przełożenie transformatora

α - wielkość sygnału PWM

Dla najmniej korzystnych warunków pracy tj. dla minimalnej wartości $U_{z_{min}} = 24V - 20\% = 19,2V$

i przyjętej maksymalnej wartości PWM $\alpha_{max} = 0,9$ otrzymujemy:

$$\eta = \frac{V_p}{U_{z_{min}} \cdot \alpha_{max}} = \frac{270}{19,2 \cdot 0,9} = 15,6$$

b) Wyznaczenie wartości indukcyjności dławika L

Wartość maksymalna średniego prądu I_0 przy maksymalnym poborze mocy $P=5\text{kW}$ wynosi:

$$I_{0\max} = \frac{P}{V_p} = \frac{5000}{270} = 18,5\text{A}$$

Wartość amplitudy zmian prądu i_0 płynącego przez dławik jest równa:

$$\Delta i_D = \frac{V_p \cdot t_{\text{off}}}{L}$$

(w czasie gdy klucze T1 i T2 nie przewodzą wartości napięcia na dławiku jest równa V_p).

Przyjmujemy dopuszczalną amplitudę zmian prądu płynącego przez dławik równą $\Delta i_{D\max}=20\text{A}$. Amplituda ta będzie największa przy maksymalnej wartości napięcia zasilającego $U_{z\max}=24\text{V}+20\text{V}=28,8\text{V}$ i przy maksymalnym poborze prądu $I_{0\max}=18,5\text{A}$.

Dla takich warunków pracy wartość α PWM jest równa:

$$\alpha = \frac{V_p}{U_{z\max} \cdot n} = \frac{270}{28,8 \cdot 15,6} = 0,6$$

Stąd można wyznaczyć wartość t_{off}

$$t_{\text{off}} = \frac{1}{2} T_s (1-\alpha) = \frac{1-\alpha}{2f} = \frac{1-0,6}{2 \cdot 4000} = 50\mu\text{s}$$

i następnie: $L = \frac{V_p \cdot t_{\text{off}}}{\Delta i_{D\max}} = \frac{270 \cdot 50 \cdot 10^{-6}}{20} = 0,675\text{mH}$

c) Wyznaczenie maksymalnego prądu płynącego przez klucze tranzystorowe T1 i T2

Wartość tego prądu jest równa

$$i_{z\max} = i_{D\max} \cdot n = (18,5+10) \cdot 15,6 = 445\text{A}$$

d) Wyznaczenie pojemności kondensatora C w akumulatorze energii.

Wartość magazynowanej energii wyraża się wzorem:

$$E = \frac{1}{2} \cdot V_p^2 \cdot C$$

stąd otrzymujemy:

$$C = \frac{2 \cdot E}{V_p^2} = \frac{2 \cdot 15 \cdot 10^3}{270^2} = 0,41F$$

e) Obliczenie czasu ładowania akumulatora energii

Prąd ładowania jest stały i równy $I_{omax}=18,5A$.

Pojemność kondensatora C w akumulatorze energii przyjmujemy równą $C=0,5F$.

Czas ładowania t_1 , kondensatora C od napięcia równego zero do napięcia równego V_p jest równa:

$$t_1 = \frac{V_p \cdot C}{I_{omax}} = \frac{270 \cdot 0,5}{18,5A} = 7,3s$$

6.8.2. Warunki produkcji, gabaryty

Producentem układu zasilania będzie Przemysłowy Instytut Automatyki i Pomiarów PIAP w kooperacji z Fabryką Aparatury Elektrycznej EFA (w zakresie transformatora i dławika). Klucze transformatorowe T1 i T2 będą wykonane z tranzystorów MOSFET. Maksymalne napięcie pracy tranzystora 100V, maksymalny prąd 600A. Mogą to np. być 3 tranzystory połączone równolegle typu BSM111AR firmy Siemens.

Diody D1 i D2 powinny być diodami typu "fast recovery" np. typu 40HFLB0505 firmy International Rectifier o parametrach $V_{Fmax}=800V$, $I_{Fmax}=40A$, $t_{rr}=500ns$

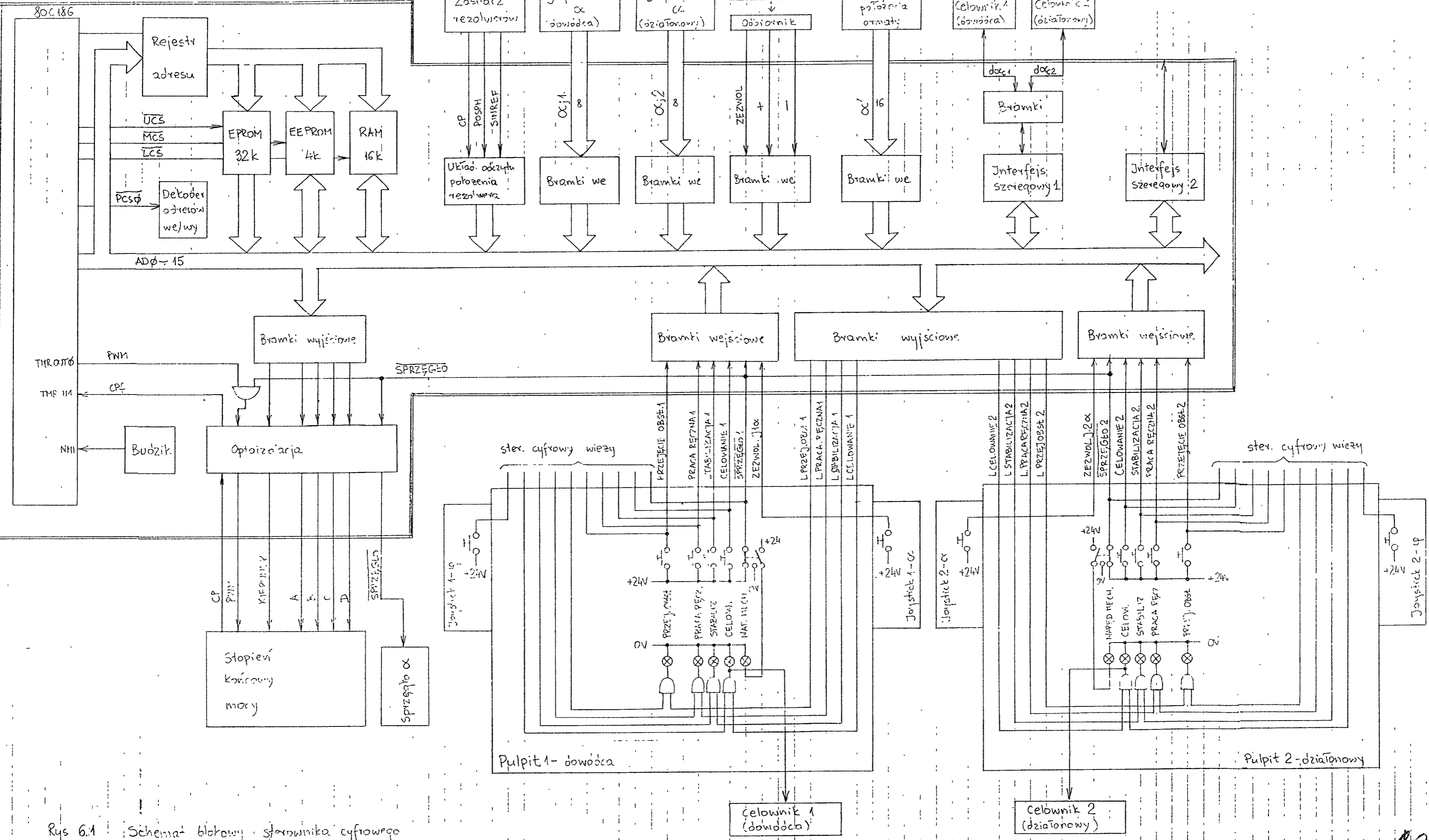
Blok kondensatorów C o pojemności 0,5F będzie zbudowany z kondensatorów elektrolitycznych aluminiowych na napięcie pracy równe 400VDC przeznaczone do pracy przy częstotliwości do 10kHz.

Gabaryty układu zasilania \leq 40 litrów

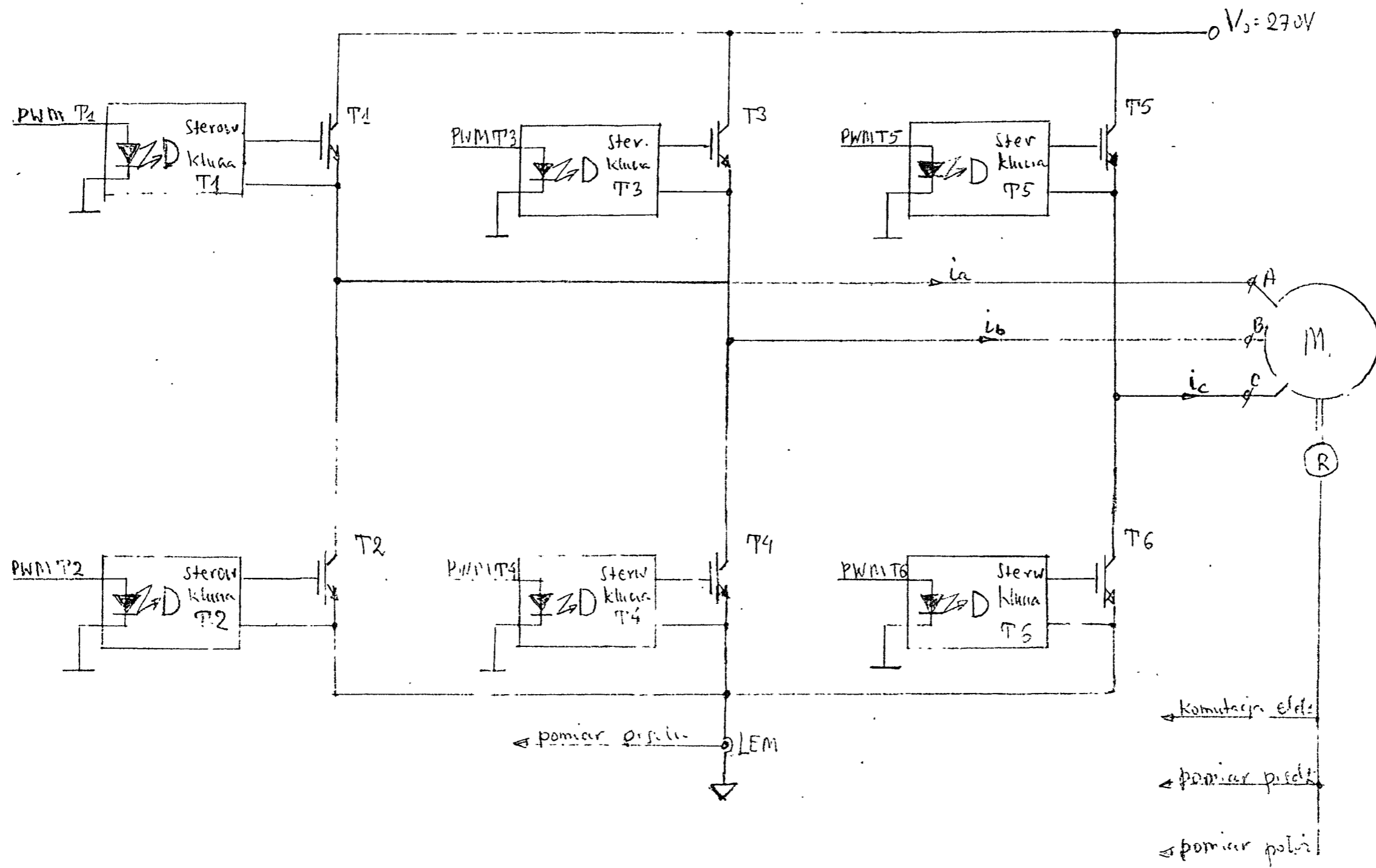
Masa \leq 55 kg

Po badaniach poligonowych modelu i prototypów podane wyżej parametry układu zasilania mogą ulec zmianie.

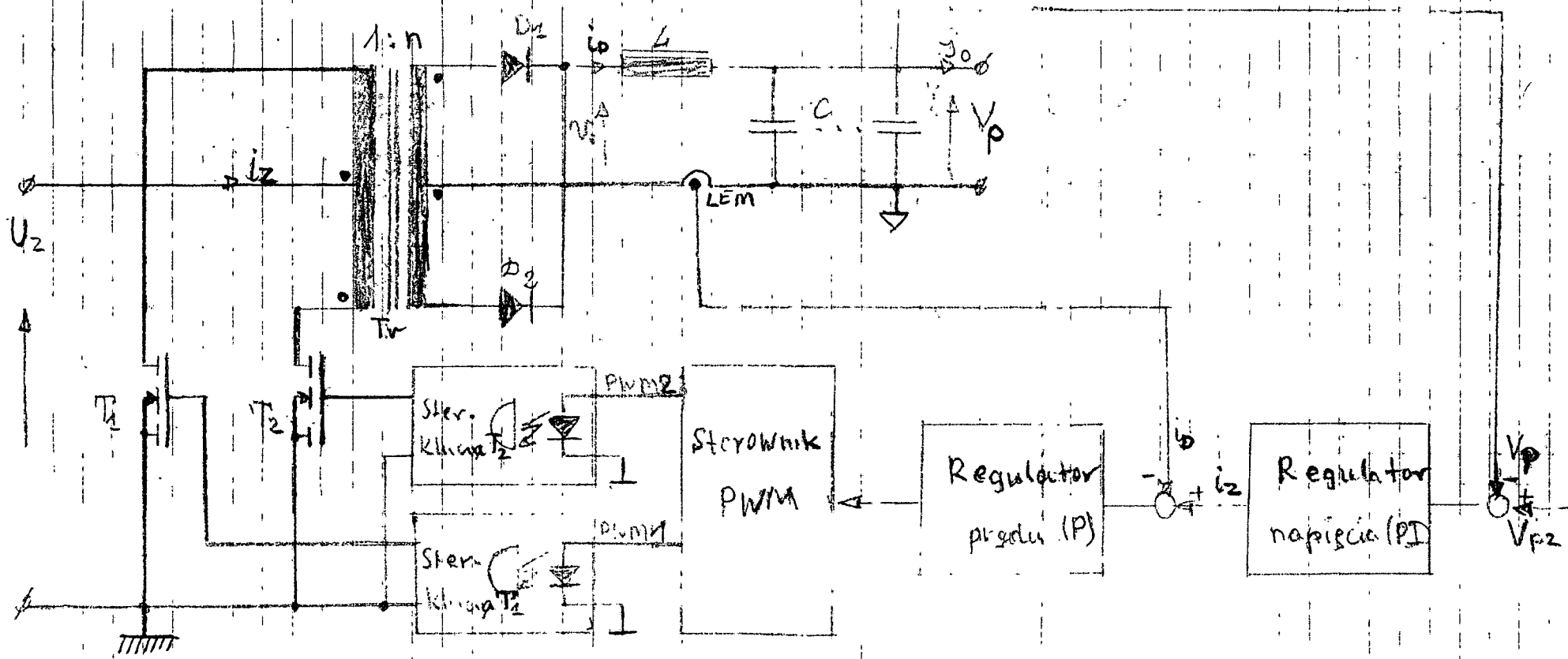
Stwierdzenie cyfrowy (sterujący)



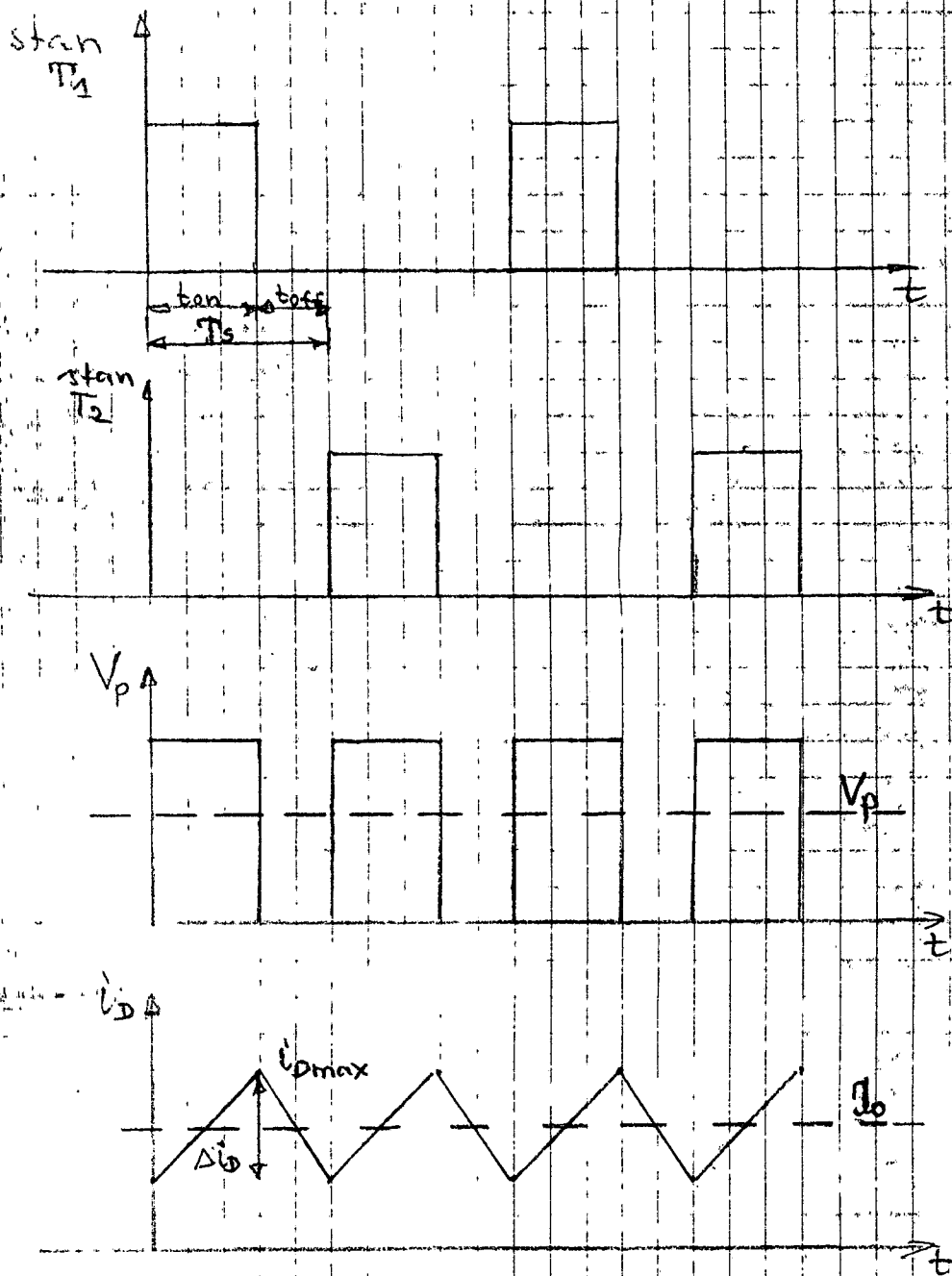
Rys 6.1 Schemat blokowy sterownika cyfrowego



rys 6.2. Schemat elektryczny inwertera do mocy.



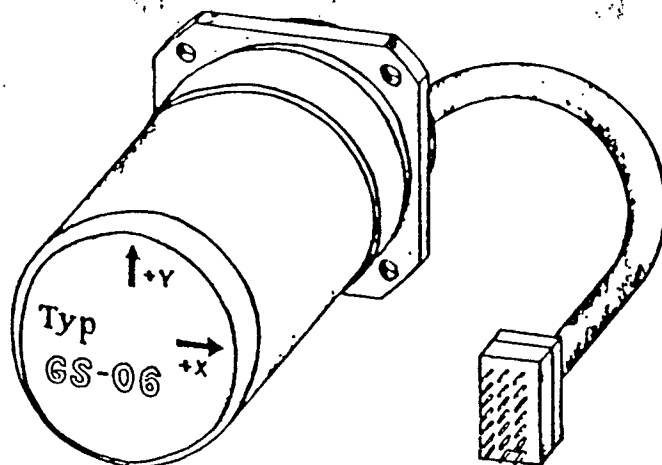
rys 6.3 Schemat ideowy układu zasilania



rys. 6.4. Przebiegi sygnałów w ultracisłym zasilaniu

GIROSKOP STROJONY DYNAMICZNIE GS-06

Załącznik D



I OPIS DZIAŁANIA

Giroskop strojony dynamicznie (GSD), nazywany również giroskopem sprężystym, służy do pomiaru prędkości kątowych, względem dwóch osi prostopadłych do osi wirowania wirnika. Elementem pomiarowym jest wirnik giroskopu zawieszony sprężysto na wałku napędzanym silnikiem synchronicznym histerezowym. Do pomiaru wychylenia wirnika służą indukcyjne czujniki położenia, umieszczone w korpusie giroskopu. Do położenia zerowego wirnik jest sprowadzany za pomocą silników momentowych. Cewki silników momentowych umieszczone są na korpusie giroskopu i współpracują z magnesem trwałym pierścieniowym, zamocowanym na wirniku giroskopu. Sygnał korekcyjny w silnikach momentowych jest proporcjonalny do mierzonej prędkości kątowej. Ze względu na maksymalną dokładność pomiaru, silnik napędowy giroskopu pracuje z częstotliwością równą częstotliwości rezonansowej układu wirnik - zawieszenie sprężyste.

Giroskop współpracuje z własnym układem elektronicznym dostarczającym niezbędne napięcia (częstotliwości) zasilania silnika oraz realizującym sprzężenia między czujnikami położenia i silnikami momentowymi. Układ może być montowany w oddzielnym bloku (nie przedstawionym na rysunku) lub w postaci płytki przeznaczonej do montażu w zespole elektronicznym całego systemu użytkowego.

verte

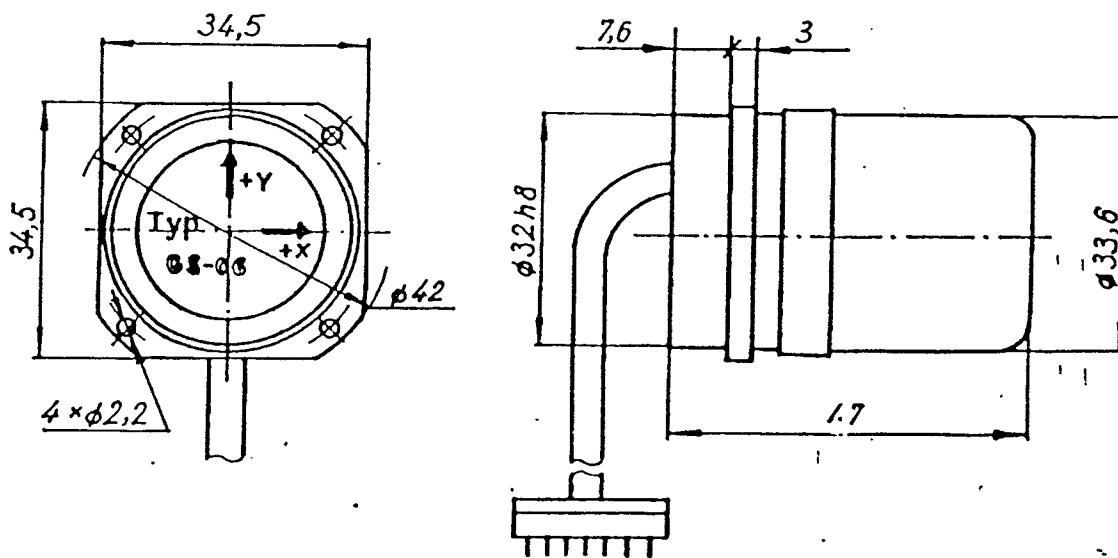
II ZASTOSOWANIE

Ze względu na takie cechy jak: małe gabaryty, mała masa, duży zakres pomiarowy, długi czas pracy bezawaryjnej, mały pobór mocy, dużą dokładność, giroskopy strojone dynamicznie są zwykle głównym elementem pomiarowym w następujących układach:

- orientacji przestrzennej obiektów ruchomych
- nawigacji samolotów i pojazdów lądowych
- stabilizacji położenia
- kontroli przebiegu osi geologicznych odwiertów
- kontroli stanu torów kolejowych

III DANE TECHNICZNE

Liczba osi pomiarowych	2
Liczba faz silnika	2
Częstotliwość zasilania	600 Hz
Napięcie zasilania przy rozruchu	15 V
Napięcie zasilania ustalone	10 V
Prędkość obrotowa	200 obr/s
Czas rozruchu	maks. 30 s
Zakres pomiarowy	100°/s
Dryf przypadkowy	<0,5°/h (1σ)
Masa	<200 g



P.

74

7. HARMONOGRAM I KALKULACJA DALSZYCH PRAC B+R.

Materiały te zostały przesłane przy piśmie PIAP L.dz.
ZAE/PF/6/92 z dn. 1992.11.18.