

## MODEL PROCESU ROZRUCHU PRZY POMOCY SPRZĘGŁA CIERNEGO ZE STEROWANIEM HYDRAULICZNYM

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono wyniki eksperymentu numerycznego dotyczącego rozruchu urządzenia o dużej bezwładności, przy pomocy wielotarczowego sprzęgła ciernego, sterowanego hydraulicznie i chłodzonego olejem.

### 1. WSTĘP

Celem niniejszego opracowania jest przedstawienie metody obliczeń dla optymalizacji niektórych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych sprzęgła – hamulca hydraulicznego. Urządzenie to służy do uruchamiania odbiornika mocy mechanicznej o dużej bezwładności. Proces rozruchu trwa kilkadziesiąt sekund i w tym czasie hamulec (sprzęgło) pracuje z poślizgiem, czemu towarzyszy intensywne wydzielanie się ciepła. Jest ono odprowadzane przez olej chłodzący.

Podane dalej wartości liczbowe odnoszą się do modelowego urządzenia o mocy 100 kW współpracującego z przekładnią kątową WOO.133 konstrukcji C.M.G Komag – Gliwice. Większość wniosków z analizy modelu wykorzystano w fazie projektowania zespołu. W dalszej części opracowania urządzenie nazywane będzie „sprzęgłem”.

### 2. MODEL MATEMATYCZNY PROCESU ROZRUCHU

#### 2.1 Oznaczenia

$M_s$	-	moment silnika (zredukowany)
$M_t$	-	moment tarcia (maksymalny)
$M_{op}$	-	moment oporów urządzenia napędowego (zredukowany)
$\omega_2$	-	prędkość kątowna urządzenia napędzanego
$\omega_s$	-	prędkość kątowna silnika (zredukowana)
$\omega_3$	-	obroty wału sprzęgła prędkość kątowna wału sprzęgła
$\varepsilon$	-	przyspieszenie kątowne urządzenia napędzanego
$\tau$	-	czas
$\tau_i$	-	czas, po którym ciśnienie sterowania osiąga wartość maksymalną (czas narastania impulsu)
$t_1, t_2, \Delta t$	-	temperatury oleju
$V$	-	wydatek oleju chłodzącego
$W$	-	pojemność cieplna sprzęgła
$r_1, r_2, r_z$	-	promienie tarczy sprzęgłowej
$z$	-	ilość tarcz ciernych
$S$	-	powierzchnia tłoka dociskającego
$F_s$	-	siła napięcia sprężyny
$F$	-	siła tarcia

$\mu$	-	współczynnik tarcia
$p$	-	ciśnienie oleju sterującego
$p_0$	-	ciśnienie oleju chłodzącego
$Q$	-	ciepło wydzielone w sprzęgle (moc tarcia)
$N_s$	-	moc silnika
$N_2$	-	moc na wale wyjściowym
$J$	-	moment bezwładności urządzenia napędowego (zredukowany)
$m_s$	-	masa sprzęgła
$c_s, c_{ol}$	-	ciepła właściwe
$i$	-	przełożenie
$L$	-	praca tarcz sprzęgłowych
$q_r$	-	współczynnik zużycia tarcz
$n$	-	ilość włączeń (żywoćność sprzęgła)

Wartości wszystkich parametrów mechanicznych (momentów, prędkości kątowych) są zredukowane na obroty (prędkość kątową) wału sprzęgła  $\omega_3$  ( $n_3 = 792 \text{ min}^{-1}$ ). Redukcja polega na uwzględnieniu stosownego przełożenia ( $i$ ), tak aby moc pozostała bez zmian np.

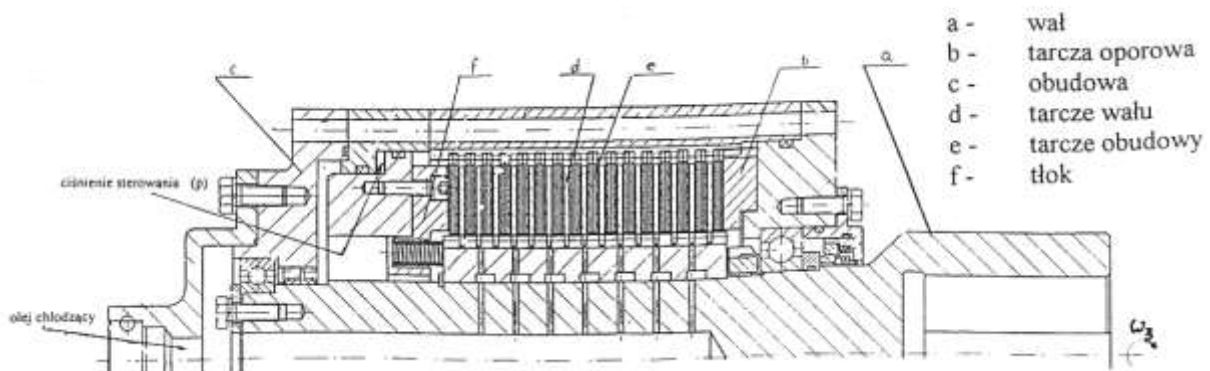
$$(M_s)_{\text{red}} = M_s \cdot i$$

$$(\omega_s)_{\text{red}} = \omega_s / i$$

Upraszczą to postać równania kinematycznego.

## 2.2 Opis mechanizmu

Zasadę działania urządzenia przedstawiono na rys. 1

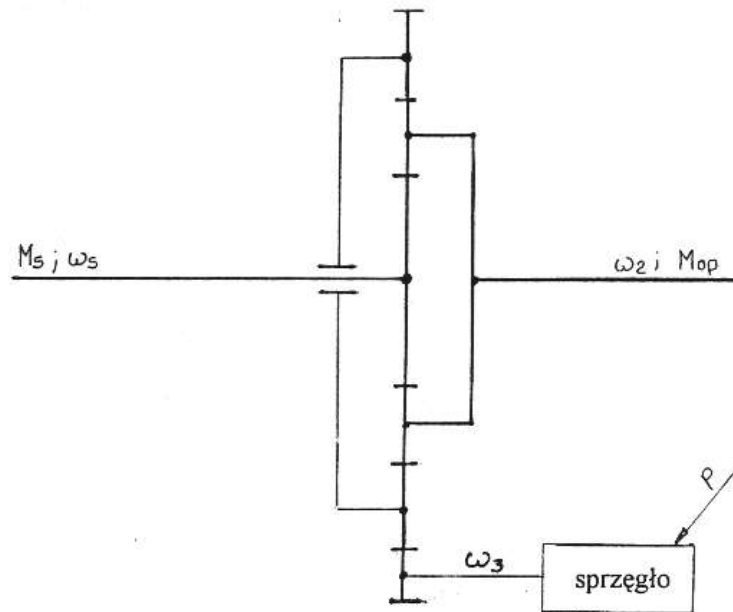


Rys.1. Sprzęgło cierne.

W nieruchomej obudowie (c) obraca się wał (a) z tarczami ciernymi (d). Między tarczami ciernymi wału znajdują się stalowe tarcze (e) mocowane w obudowie sprzęgła. Oba typy tarcz mogą przesuwać się w kierunku osiowym pod naciskiem zespołu tłoka (f). Ze wzrostem ciśnienia sterowania (p) tłok pokonuje opór sprężyny powrotnej i ściska współpracujące tarcze. Powstający moment tarcia hamuje wał i prędkość obrotowa  $\omega_3$  maleje (aż do zera). Aby umożliwić dłuższą pracę sprzęgła w poślizgu cały zespół chłodzony jest olejem o wymuszonym obiegu.

### 2.2.1 Równanie kinematyczne.

Przebieg rozruchu dobrze tłumaczy się na schemacie stopnia przekładni planetarnej jak na rys. 2



Rys. 2. Model przekazywania napędu.

Wał wejściowy napędzany jest przez silnik (z odpowiednim przełożeniem) i obraca się z prędkością kątową  $\omega_s$ . Gdy sprzęgło jest odblokowane wał wyjściowy, napędzający urządzenie robocze, nie obraca się,  $\omega_2 = 0$ . Z kolei, w stanie zablokowanym, nie obraca się wał sprzęgła,  $\omega_3 = 0$ , a wał wyjściowy posiada prędkość kątową  $\omega_2$ .

W stanie przejściowym, podczas uruchamiania maszyny roboczej, wał sprzęgła przyhamowywany jest momentem  $M_t$  (momentem tarcia). Gdy moment ten przekracza wartość momentu oporów urządzenia, rozpoczyna się rozruch i  $\omega_2$  wzrasta z przyśpieszeniem kątowym  $\varepsilon$ .

Między prędkościami kątowymi  $\omega_s$ ,  $\omega_3$  i  $\omega_2$  istnieje prosty związek kinematyczny:

$$\omega_s = \omega_2 + \omega_3$$

o ile przyjmie się, że wartości  $\omega_2$  i  $\omega_s$  są zredukowane.

Redukcja taka polega na przeliczeniu wszystkich prędkości kątowych  $\omega$  i momentów  $M$  na obroty początkowe wału sprzęgła  $\omega_3$ . Oznaczając promień koła słonecznego na modelu przez  $r_s$  a satelity przez  $r$  otrzyma się:

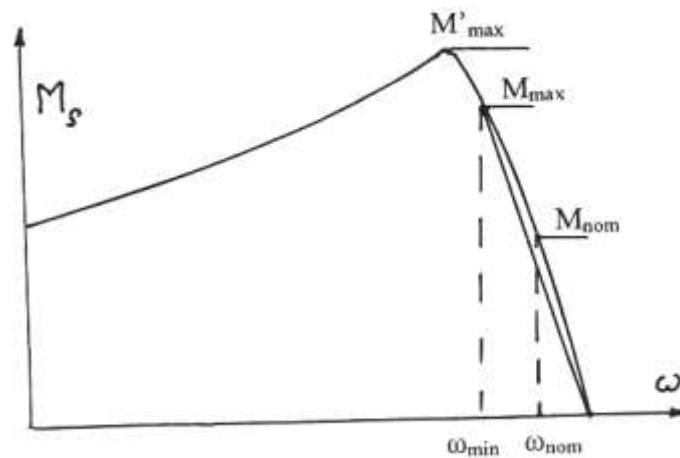
$$\omega_{2,red} = \frac{r_s + r}{r_2 + 2r} \omega_2$$

$$\omega_{s,red} = \frac{r_s}{r_s + 2r} \omega_s$$

W dalszym ciągu, wartości  $\omega_2$  i  $\omega_s$  oraz momenty  $M_s$  i  $M_{op}$  będą rozumiane jako wartości zredukowane.

### 2.2.2 Charakterystyka silnika.

Typowa charakterystyka silnika elektrycznego posiada przebieg jak na rys. 3



Rys.3. Charakterystyka silnika.

Dla rozpatrywanego urządzenia, to znaczy dla silnika o mocy ok. 100kW i obrotach ok.  $1500\text{min}^{-1}$ , po zredukowaniu momentu i obrotów do obrotów wału hamulca, otrzymano:

$$\begin{aligned}\omega_{synch} &= 84,54 \text{ s}^{-1} \\ M_{nom} &= 1204 \text{ Nm} \\ N_{nom} &= 97,7 \text{ kW} \\ \omega_{nom} &= 81,16 \text{ s}^{-1}\end{aligned}$$

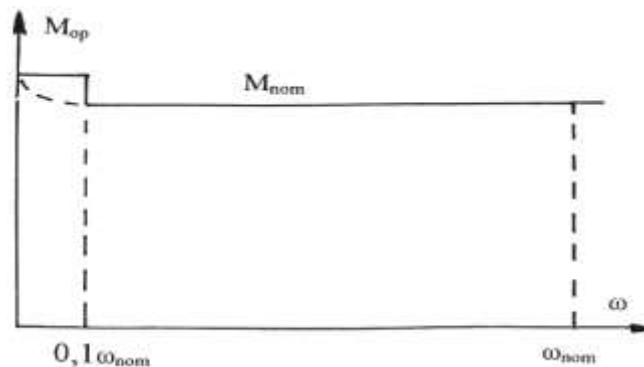
Wielkości  $M_{max}$  i  $\omega_{min}$  zależą od konstrukcji silnika. Do dalszych rozważań przyjęto, charakterystykę opartą o  $M_{max} = 2,5 \cdot M_{nom}$  i  $\omega_{min} = 0,9 \omega_{synch}$  [1].

Odcinek charakterystyki między  $\omega_{min}$  i  $\omega_{synch}$  zaproksymowano linią prostą.

### 2.2.3 Charakterystyka odbiornika mocy.

Urządzenie napędzane posiada moment oporu  $M_{op}$  i bezwładność  $J$ . Założono, że w chwili rozruchu moment oporu ma większą wartość od momentu w czasie pracy, gdzie  $M_{op} = M_{nom} = 1204\text{Nm}$ .

Przyjętą charakterystykę momentu oporu przedstawia rys. 4



Rys.4. Charakterystyka urządzenia napędzanego.

### 2.3 Przebieg rozruchu

Z chwilą włączenia sprzęgła, na tłoku sprzęgła pojawi się ciśnienie  $p$ , które szybko narasta i osiąga wartość maksymalną  $p_{max}$ . Utrzymywane jest ono przez cały czas rozruchu. Po zakończeniu procesu może ono zostać obniżone do pewnej wartości nominalnej lub być utrzymywane dalej w tej samej wysokości.

Związek między ciśnieniem sterowania a momentem tarcia jest następujący:

$$\left. \begin{aligned} p &= (p_{max}) / \tau_i \cdot \tau \\ p &= p_{max} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{dla } \tau < \tau_i \\ &\text{dla } \tau \geq \tau_i \end{aligned}$$

dalej: siła tarcia  $F = (p - p_0) S - F_s = p \cdot S - A$

i moment tarcia  $M_t = F \cdot \mu \cdot r_z \cdot 2z$

Promień zastępczy tarczy sprzęgłowej  $r_z$  należy liczyć jako

$$r_z = \frac{2}{3} (r_2^2 + r_1 \cdot r_2 + r_1^2) / (r_1 + r_2)$$

Ze względu na wartości liczbowe ciśnienia sterowania  $p$ , parametry  $p_2$ ,  $F_s$ , można pominąć jako małe.

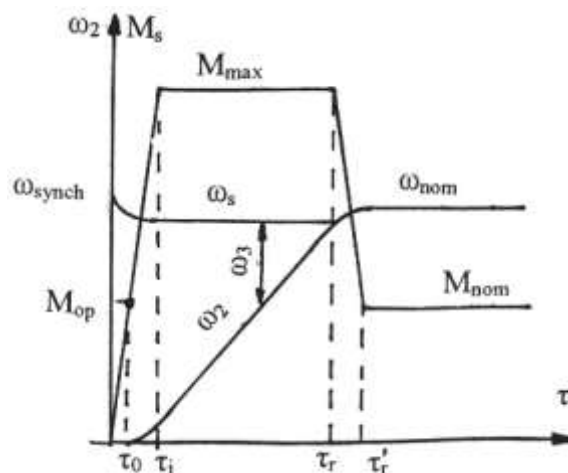
Z chwilą, gdy moment tarcia przekroczy wartość momentu oporów, (po czasie  $\tau_0$ ) maszyna napędzana zacznie się rozpędzać z przyspieszeniem kątowym  $\varepsilon$

$$\varepsilon = (M_t - M_{op}) / J$$

a jej obroty rosną  $\omega_2 = \omega_2 + \varepsilon \cdot \Delta\tau$

Jednocześnie tarcza sprzęgła pracuje w poślizgu, aż do chwili wyrównania się obrotów silnika  $\omega_3$  i urządzenia napędzającego  $\omega_2$  (czas rozruchu  $\tau_r$ ). Dalsze rozpędzanie do obrotów nominalnych następuje już bez poślizgu tarcia.

Na rys. 5 przedstawiono charakterystykę rozpędzania maszyny ( $\omega_2$ ) i obciążenia silnika ( $M_s$  i  $\omega_s$ ).



Rys.5. Przebieg rozruchu.

## 2.4 Trwałość sprzęgła

Trwałość sprzęgła reprezentowana jest ilością włączeń  $n$  możliwych do wykonania do chwili granicznego zużycia tarcz sprzęgłowych.

Przy włączeniu, sprzęgło wykonuje pewną pracę  $L$ .

$$L = \int_0^{\pi} Q d\tau$$

w czasie której zużywają się okładziny. Wg [2], dla tarcz ze spieków cermetalowych i stalowych, współczynnik zużycia objętościowego

$$q_r = 5.1 \cdot 10^{-6} \text{ cm}^3 / \text{kJ}$$

Dopuszczalne zużycie tarcz sprzęgłowych (geometryczne)  $V_z$  jest objętością materiału cierne.

$$V_z = \Delta h \cdot \pi (r_2^2 - r_1^2) \cdot z$$

gdzie  $\Delta h$  - dopuszczalne zużycie pojedynczej tarczy (0,8 mm)

Oczekiwana ilość włączeń sprzęgła  $n$  można ocenić, w pierwszym przybliżeniu, jako:

$$n = \frac{V}{q_r \cdot L}$$

## 2.5 Chłodzenie tarcz sprzęgłowych i bilans energetyczny

### 2.5.1 Bilans energetyczny.

Sprzęgło otrzymuje moc silnika  $N_s$ , przekazuje ją częściowo na wał urządzenia napędzanego, a częściowo przejmuje w postaci wydzielonego ciepła.

Równanie bilansu ma postać:

$$N_s = I \cdot \varepsilon \cdot \omega_2 + M_{op} \cdot \omega_2 + Q$$

- pierwszy składnik oznacza przyrost energii kinetycznej ,
- drugi moc oporów,
- trzeci moc cieplną wynikającą z pracy tarcia.

Ilość wydzielanego ciepła w sprzęgle (moc tarcia) należy liczyć jako:

$$Q = M_t \cdot \omega_3 = M_t (\omega_s - \omega_2)$$

Gdy sprzęgło nie pracuje w prześlizgu ( $\omega_3 = 0$ ), ciepło nie wydzielają się.

Z kolei ciepło wydzielane na tarczach jest odprowadzane z olejem chłodzącym i akumulowane:

$$Q \cdot dt = W \cdot dt - Q_{ol} \cdot dt$$

Stąd można obliczyć przyrost temperatury oleju chłodzącego:

$$\Delta t = (Q - Q_{ol}) / W \cdot \Delta \tau$$

a dalej, temperaturę  $t_2$ :  $t_2 = t_1 + \Delta t$

i strumień ciepła odprowadzony przez olej:  $Q_{ol} = V \cdot c_{ol} (t_2 - t_1)$

### 2.5.2 Pojemność cieplna

Ponieważ objętość oleju w sprzęgle jest niewielka można jej wpływ na pojemność cieplną sprzęgła pominąć. W rezultacie o pojemności cieplnej decyduje masa stali.

$$W = m_s \cdot c_s$$

### 2.5.3 Wymiana ciepła

Ciepło wywiązujące się na tarczach podnosi temperaturę tarcz ciernych i tłoka.

Z kolei olej chłodzący chłodzi tarcze, a jego temperatura wzrasta od  $t_1$  do  $t_2$ .

Należy przypuszczać, że lokalnie temperatura tarcz jest wyższa od  $t_2$ .

Z kolei temperatura środkowej części sprzęgła jest niższa od  $t_2$ .

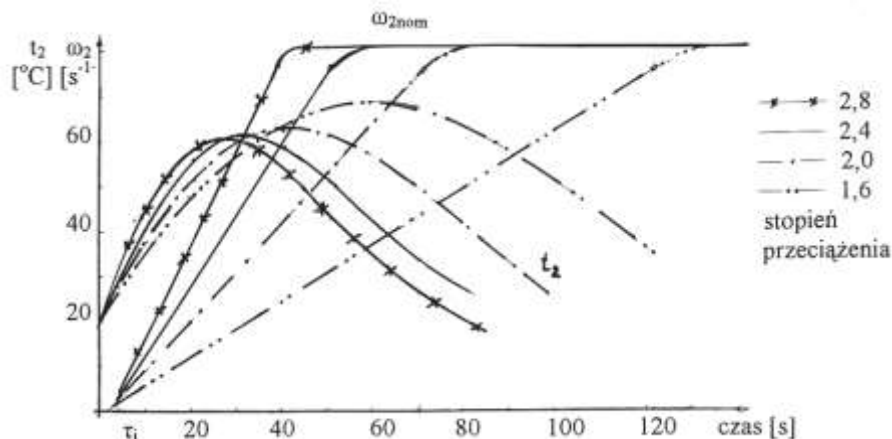
Z powodu braku możliwości dokładnej oceny przyjęto i założono, że temperatura tarcz i oleju wylotowego wynosi  $t_2$

## 3. WYNIKI OBLICZEŃ

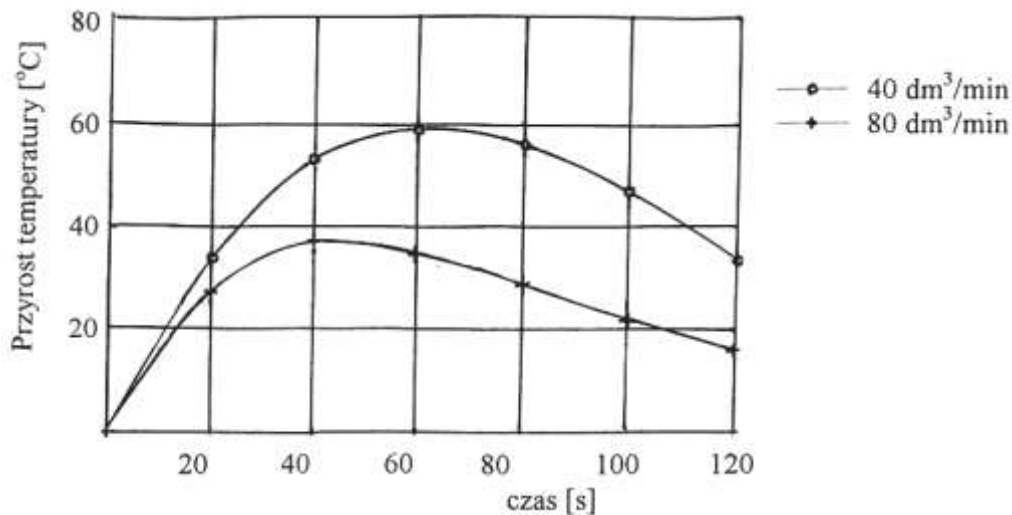
Przeprowadzono symulację rozruchu maszyny o momencie bezwładności (zredukowanym)  $J = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ . Czas narastania impulsu ciśnienia  $t_i$  był stały (4s).

Wydatek oleju rozpatrywano w dwóch wariantach  $V = 0,67 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  i  $1,33 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  (40 l/min i 80 l/min).

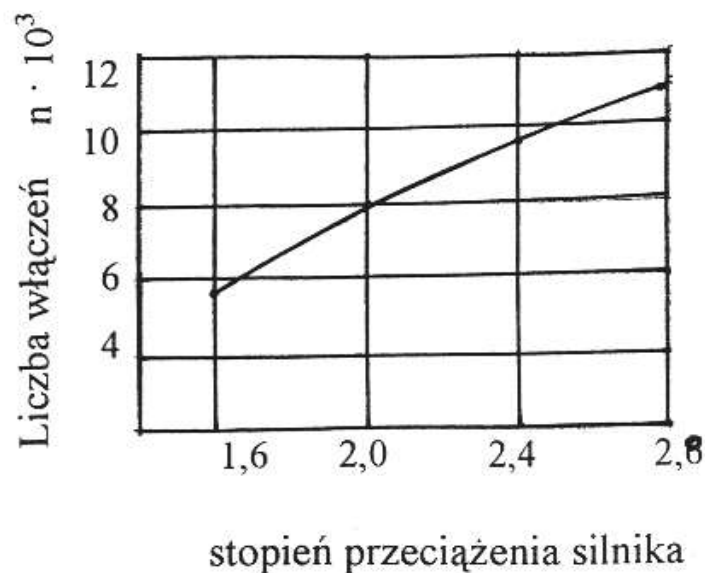
Analizowano wpływ stopnia przeciążalności silnika na przebieg rozruchu. Rozpatrzono przypadek silników przeciążonych, w fazie rozruchu, 1,6; 2,0; 2,4 i 2,8 razy w stosunku do momentu nominalnego. Założono, że prędkość synchroniczna oraz wartość momentu nominalnego się nie zmieniają. Wyniki tych obliczeń przedstawione są na rys. 6, 7, 8 i w tabeli nr 1.



Rys.6. Wpływ stopnia przeciążalności silnika na przebieg rozruchu.



Rys.7. Wpływ wydatku oleju chłodzącego na jego temperaturę.



Rys.8. Wpływ stopnia przeciążenia silnika w czasie rozruchu na teoretyczną żywotność sprzęgła.

Wynika z nich, że ze wzrostem stopnia przeciążenia silnika (od 1,6 do 2,8):

- znacznie wzrasta żywotność sprzęgła, (choć nieliniowo) z 5.700 do 10.800 włączeń (rys. 8)
- znacząco maleje praca tarcia sprzęgła z 9.4MJ do 4.9MJ na każdy rozruch
- przyrost temperatury oleju chłodzącego maleje z 45° do 41° (rys. 6)
- skraca się wyraźnie czas rozruchu, rozumiany jako czas pracy sprzęgła w poślizgu, ze 120s do 38s (rys. 6)
- pomiędzy kolejnymi rozruchami należy zachować minimalny odstęp czasowy od 55 do 30s (tabela nr 1)

Na rys. 7 przedstawiono przebieg temperatur oleju chłodzonego dla dwóch różnych wydatków oleju chłodzącego przy rozruchu o tym samym stopniu przeciążenia (1,6). Z kolei na rys. 8 przedstawiono zależność trwałości sprzęgła (ilości rozruchów) od stopnia przeciążenia silnika przy rozruchu.



O poprawności doboru wydatku oleju chłodzącego świadczy maksymalna temperatura sprzęgła oraz czas osiągnięcia gotowości do kolejnego rozruchu. Jak widać temperatura maksymalna sprzęgła przy zwiększonym wydatku zmniejsza się z 59<sup>0</sup> do 38<sup>0</sup> i zmienia się moment jej osiągnięcia (położenia maksimum).

Znacznie bardziej istotne są wyniki symulacji rozruchu „ciepłego”.

Porównanie ich zawiera tabela nr 1.

Tabela nr 1 Temperatury maksymalne i czas ich osiągnięcia dla różnych wariantów rozruchu.

Wariant	t = 0	t = 20 <sup>0</sup>	τ [s]
1,6	59 <sup>0</sup>	65 <sup>0</sup>	30
2,0	55 <sup>0</sup>	63 <sup>0</sup>	45
2,4	52 <sup>0</sup>	62 <sup>0</sup>	50
2,8	49 <sup>0</sup>	61 <sup>0</sup>	55

W kolumnie pierwszej wyróżnione są warianty rozruchu z różnym stopniem przeciążenia. Kolumna druga zawiera maksymalne przyrosty temperatur sprzęgła przy rozruchu „zimnym”, gdy temperatura oleju jest taka sama jak temperatura sprzęgła. Kolumna trzecia zawiera maksymalną temperaturę oleju przy rozruchu „ciepłym”, gdy temperatura sprzęgła jest o 20<sup>0</sup> wyższa od temperatury oleju chłodzącego. W kolumnie czwartej podano czasy osiągnięcia gotowości do kolejnego rozruchu „ciepłego”.

## 4 WNIOSKI

Z przeprowadzonych symulacji wynikają następujące wnioski konstrukcyjne:

- ponieważ dla otrzymania temperatury bezwzględnej oleju należy dodać temperaturę otoczenia (ok. 20<sup>0</sup>), wydatek oleju 40l/min może się okazać niewystarczający. Temperatury oleju, przy rozruchu „zimnym”, co prawda, nie przekraczają wartości 80<sup>0</sup>C, ale już przy powtórnych rozruchach są wyższe od 80<sup>0</sup>C. Należy również wziąć pod uwagę fakt, że lokalnie, na tarczach ciernych, temperatury te będą dużo wyższe (zagadnienie to powinno stanowić przedmiot oddzielnej oceny). Jedynie, więc wyniki eksperymentu mogą ostatecznie przesądzić o poprawności doboru wydatku oleju chłodzącego.
- stosować silnik o możliwie dużym stopniu przeciążenia  $M_{max} / M_{nom}$ , a jednocześnie tzw. miękki tzn., że obroty silnika spadają znacząco ze wzrostem obciążenia ( $\omega_{min}$  możliwie małe)
- stosowanie silnika o dużym stopniu przeciążenia lub z zapasem mocy jest korzystne, ze względu na niższe temperatury oleju chłodzącego, (choć czas osiągnięcia gotowości do kolejnego rozruchu wydłuża się).
- ciśnienie sterowania powinno być wysokie dla zapewnienia dużego momentu rozruchowego i skrócenia czasu rozruchu. Skrócenie czasu rozruchu jest wskazane nie tyle ze względu na temperaturę oleju, ile ze względu na żywotność tarcz. Zgodnie z [2] żywotność tarcz zależy od pracy tarcia, czyli od ciepła wydzielonego, a w rezultacie odprowadzonego z tarcz. Ciepło to reprezentowane jest przez pole pod

- krzywą  $t_2$  na rys. 6 i 7 (przy rozruchu zimnym). Jak widać z wykresów, pole to jest najmniejsze dla rozruchu przy możliwie maksymalnym przeciążeniu.
- czas narastania impulsu nie ma większego znaczenia. Przy obliczeniach przyjęto bardzo długi czas  $t_i = 4s$
  - czynnikiem niekorzystnym pracy z wysokim przeciążeniem może okazać się efekt lokalnego nierównomiernego nagrzewania tarcz sprzęgłowych co może prowadzić do ich skrzywienia. Problem ten zostanie sprawdzony w trakcie badań.

## 5. LITERATURA

- [1] BAJOREK Z.: Maszyny elektryczne. Warszawa 1997.
- [2] KOREWA W.: Podstawy konstrukcji maszyn T II. Warszawa 1968.
- [3] STRYCZEK S.: Napęd hydrostatyczny. Warszawa 1984.

### MODEL OF DEVICE STARTING USING A HYDRAULICALLY CONTROLLED FRICTION CLUTCH

**Abstract:** Results are presented of a numerical experiment on starting a high-inertia device by means of a hydraulically controlled and oil-cooled multiple-disk clutch.

Recenzent: dr inż. Jacek SPAŁEK