

Zygfryd LIBERUS

PROBLEMY STEROWANIA NAPĘDU ASYNCHRONICZNEGO
MASZYNY WYCIĄGOWEJ

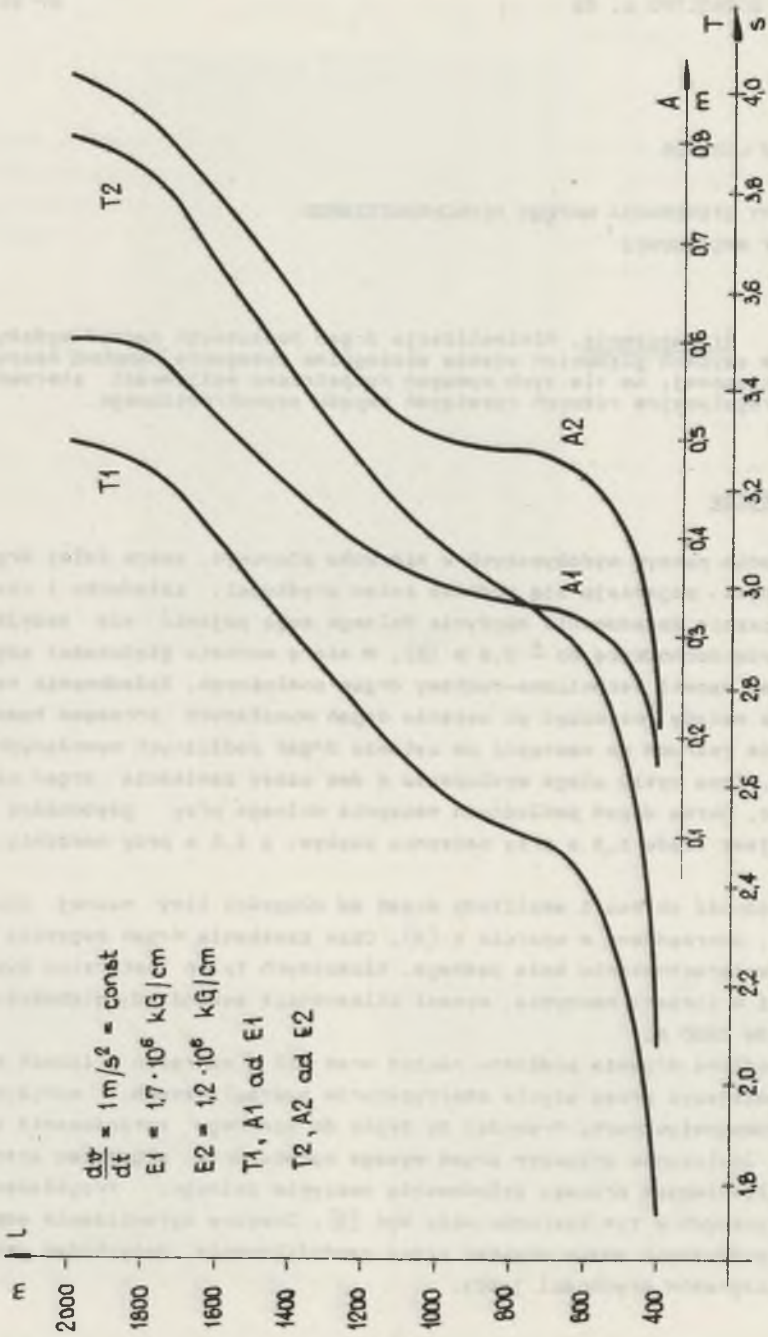
Streszczenie. Minimalizacja drgań podłużnych naczyń wydobywczych w szybach głębokich stawia szczególne wymagania napędowi maszyny wyciągowej. Na tle tych wymagań rozpatrzono możliwości sterownicze i regulacyjne różnych rozwiązań napędu asynchronicznego.

1. Wstęp

Drgania naczyń wydobywczych w kierunku pionowym, zwane dalej drganiami podłużnymi, pojawiają się podczas zmian prędkości, załadunku i rozładunku. W czasie załadowania naczynia dolnego mogą pojawić się oscylacje z amplitudą dochodzącą do $\pm 0,5$ m [6]. W miarę wzrostu głębokości szybu nabrzmiewa aspekt techniczno-ruchowy drgań podłużnych. Załadowanie naczynia dolnego należy rozpocząć po ustaniu drgań wywołanych procesem hamowania. Podobnie rozruch ma nastąpić po ustaniu drgań podłużnych wywołanych ładowaniem. Czas cyklu ulega wydłużeniu o dwa czasy zanikania drgań naczynia dolnego. Okres drgań podłużnych naczynia dolnego przy głębokości szybu 550 m jest rzędu 1,3 s przy naczyniu pustym, a 1,6 s przy naczyniu pełnym [2].

Zależność okresu i amplitudy drgań od długości liny nośnej ilustruje rys. 1, sporządzony w oparciu o [4]. Czas zanikania drgań naczynia dolnego po unieruchomieniu koła pędnego, tłumionych tylko naturalną dyspersją energii w linie i naczyniu, wynosi kilkanaście sekund przy głębokości szybu rzędu 1800 m.

Szkodliwe drgania podłużne naczyń oraz sił i naprężeń w linach próbuje się zmniejszyć przez użycie amortyzatorów hydraulicznych, sprężynowych, elektromagnetycznych. Prowadzi to tylko do miernego ograniczenia skutków drgań. Zwalczanie przyczyn drgań wymaga opracowania algorytmu sterowania z uwzględnieniem procesu załadowania naczynia dolnego. Przykładem prac teoretycznych w tym kierunku może być [5]. Znaczne ograniczenie amplitudy drgań podłużnych można uzyskać przez zmodyfikowanie dotychczas stosowanych diagramów prędkości jazdy.



Rys. 1. Zależność okresu T i amplitudy A pierwszej harmonicznej drgań podłużnych naczynia dolnego podczas rozruchu, od długości liny nośnej i jej modułu sprężystości E , przy pominięciu tłumienia liny

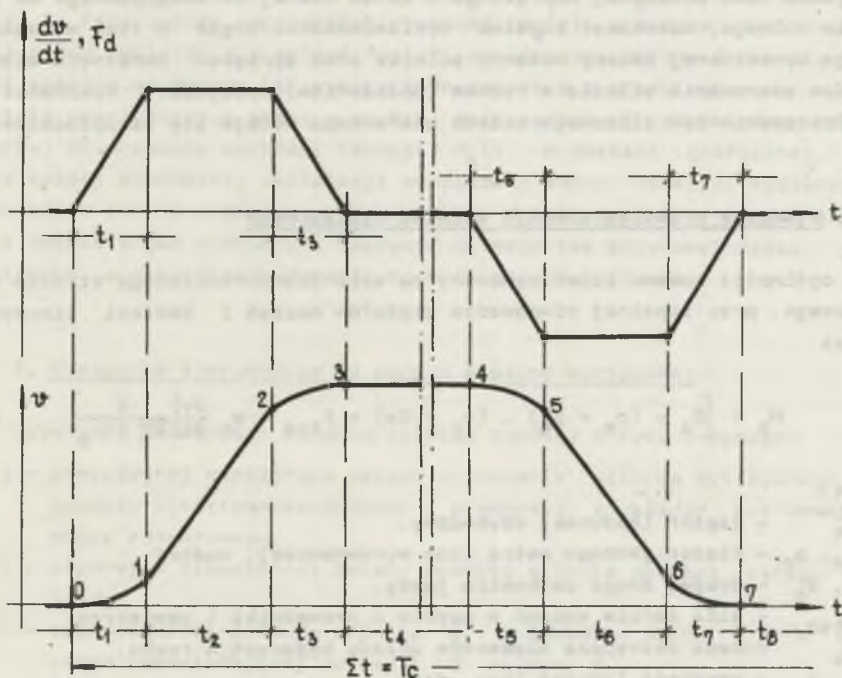
2. Wymagania ogólne od napędu maszyny wyciągowej

Wymagania od napędu, w aspekcie minimalizacji drgań podłużnych, w ogólności sprowadzają się do:

- 2.1 - rozwijania momentu napędowego $M_{er}(t)$ podczas rozruchu oraz momentu hamującego $M_{eh}(t)$ podczas zwalniania wg odpowiedniej funkcji,
- 2.1 - wyboru chwili rozpoczęcia rozruchu z momentem $M_{er}(t)$ przy drgającym jeszcze naczyniu dolnym.

Jak trudne jest dokładne określenie tych wymagań? W literaturze spotyka się różne modele, kryteria i metody obliczeń instalacji wyciągowej, uwzględniające sprężystość lin. Czynione są liczne i nieraz znaczne uproszczenia. Pomimo tego wyniki różnych odmian ujęcia zagadnienia są wzajemnie zbliżone, a co ważniejsze, zbliżone do wyników pomiarów drgań podłużnych przeprowadzonych za granicą i w kraju. Można uznać, że obecnie problem stanowi nie tyle sformułowanie ilościowe wymagań ruchowo-sterowniczych od napędu, co ich realizacja, zważywszy zależność parametrów drgań od stopnia napełnienia naczynia i jego położenia w szybie.

Z analizy drgań naczynia dolnego, przy opisie liny nośnej jako pręta sprężyste lepkiego z wykorzystaniem zasady d'Alamberta i hipotezy Fojgta wynika, że optymalny jest diagram prędkości pokazany na rys. 2 [4]. Pozor-



Rys. 2. Optymalny przebieg siły dynamicznej F_d , pochodnej prędkości dv/dt oraz prędkości v z uwagi na minimalizację drgań podłużnych naczynia dolnego

nie nie spełnia on kryterium minimalno-czasowego sterowania maszyny wyciągowej. Pamiętając jednak o teoretycznej eliminacji (a praktycznej minimalizacji) straty czasu na oczekiwanie zaniku nietłumionych drgań naczynia dolnego po unieruchomieniu koła pędnego, diagram prędkości wg rys. 2 także spełnia kryterium minimalno-czasowe, ale w warunkach znacznych (koniecznych do uwzględnienia i zwalczania) drgań naczynia dolnego. Przez to i przy okazji, zmodyfikowany diagram prędkości ułatwia spełnienie wymagań ekonomicznych i bezpieczeństwa. Albowiem jeśli czasy narastania i zanikania przyspieszenia i opóźnienia będą wynosić: $t_1 = k \cdot T_1$, $t_3 = k \cdot T_3$, $t_5 = k \cdot T_5$, $t_7 = k \cdot T_7$, to zmiana prędkości naczynia będzie zgodna z rys. 2, czyli rozruch, jazda ustalona i zwalnianie odbywać się będzie bez oscylacji sił i naprężeń [1, 4]. T_1 do T_7 oznacza okres drgań własnych swobodnych naczynia dolnego w poszczególnych fazach ruchu, natomiast $k = 1, 2, 3, \dots$

Optymalny w aspekcie drgań podłużnych diagram prędkości wg rys. 2 wiąże się z wymaganiem 2.1. Wymaganie 2.2 wchodzi w rachubę w wypadkach uruchamiania maszyny z jeszcze drgającym naczyniem dolnym, pobudzonym do drgań podczas procesu załadowania. W takich warunkach minimalizację zaburzeń dynamicznych uzyskać można przez przyłożenie siły napędowej rozruchowej do naczynia w chwili, w której naczynie oscylujące zajmie najniższe położenie. Wymaga to przyłożenia momentu rozruchowego z wyprzedzeniem o czas przejścia fali podłużnej naprężenia w linie nośnej od koła pędnego do naczynia dolnego. Natomiast zupełne wyeliminowanie drgań w tych warunkach wymaga dynamicznej zmiany momentu silnika oraz sprzężeń zwrotnych między układem sterowania silnika a ruchem (położeniem) naczynia. Wykonanie i eksploataowanie tak złożonego układu sterowania wydaje się nieopłacalne.

3. Wymagany przebieg momentu silnika wyciągowego

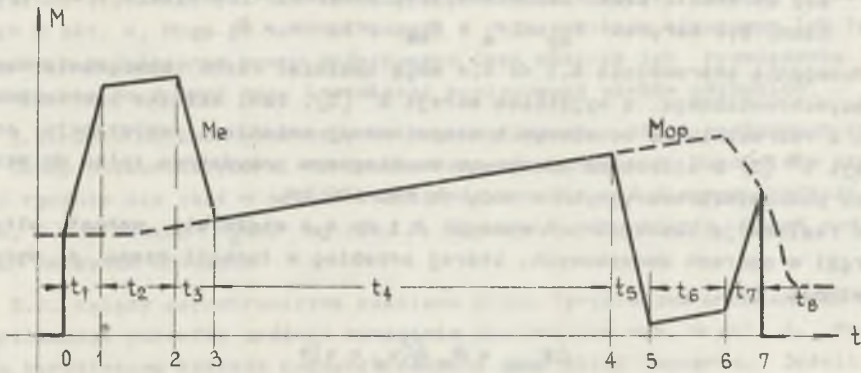
W ogólności moment zapotrzebowany na wale asynchronicznego silnika wyciągowego, przy zupełnej równowadze ciężarów naczyń i zawiesi linowych, wynosi

$$M_e = \left[G_u - (p_w - p_n) \cdot (s_c - 2s) + F_{taz} + m_z \frac{dv}{dt} \right] \frac{d}{2\eta_1 \eta_p} \quad (1)$$

gdzie:

- G_u - ciężar (ładunek) użyteczny,
- p_w, p_n - ciężar jednego metra liny wyrównawczej, nośnej,
- s, s_c - droga, droga całkowita jazdy,
- F_{taz} - siła tarcia naczyń w szybie o prowadniki i powietrze,
- m_z - masa zastępcza elementów układu będących w ruchu,
- v, t - prędkość liniowa liny, czas,
- d - średnica koła pędnego,

η, η_p - sprawność energetyczna koła pędnego, przekładni.
 i - przełożenie przekładni. $i = n_{nsil}/n_{przekł.}$



Rys. 3. Przykład momentu napędowego wymaganego do minimalizacji drgań skipu dolnego

Na rys. 3 pokazano przykład przebiegu funkcji $M_e(t)$ opisaną równaniem (1) przy: użyciu skipu z otwieraniem przydennym, przyjęciu $p_w > p_l$, założeniu $F_{tsz} = const, \eta = const, \eta_p = const, G_U = const, v(t)$ jak na rys. 2. Przy takich założeniach przebieg $M_e(t)$ w każdym cząstkowym okresie czasu cyklu da się opisać funkcją analityczną. Drugi i czwarty składnik momentu we wzorze (1) wynika jednoznacznie z przebiegów na rys. 2. Ścisłe uwzględnienie strat w szybie, kole pędnym i przekładni prowadzi raczej do poznania wartości funkcji $M_e(t)$ w postaci graficznej. Zatem dla każdej konkretnej instalacji wyciągowej można określić wystarczająco dokładnie taki przebieg momentu silnika $M_e(t)$, przy którym teoretycznie nie będzie drgań podłużnych naczynia dolnego tak przy zwalnianiu jak i rozruchu, a praktycznie drgania te będą zminimalizowane.

4. Wymagania sterownicze od napędu maszyny wyciągowej

Uzyskanie zmienności momentu silnika zgodnej z rys. 3 wymaga:

- 4.1 - precyzyjnej współpracy układu sterowania silnika wyciągowego (jego momentu elektromechanicznego i prędkości) z układem sterowania hamulca manewrowego,
- 4.2 - płynnej i nieustannej zmiany momentu silnika podczas całego czasu jazdy,
- 4.3 - zrównoważenia momentu silnika M_e z momentem oporu M_{op} w chwili czasu odpowiadającej punktowi 0 na rys. 3.

4.4 - dostosowania szybkości zanikania siły napędowej F_e do szybkości narastania siły hamowania F_{hm} hamulca manewrowego tak, aby począwszy od chwili czasu odpowiadającej punktowi 7 na rys. 2 i 3 spełniony był warunek $F_{op} \leq F_e + F_{hm}$ przy $v = 0$.

Wymagania sterownicze 4.1 do 4.4 mogą spełniać różne rozwiązania napędu asynchronicznego, z wyjątkiem wersji 2^o [3], tzn. silnika pierścieniowego z rozrusznikiem metalowym o stopniowanej zmianie rezystancji oraz wersji 1^o [3] z silnikiem klatkowym dwubiegowym przydatnym tylko do wciągarok pomocniczo-awaryjnych o mocy do ok. 100 kW.

Z realizacją szczególnych wymagań 4.1 do 4.4 wiąże się wzrost straty energii w oporach dodatkowych, której przebieg w funkcji czasu t wyraża zależność

$$\Delta E_{reg} = M_e \frac{2}{d} (v_u - v) t \quad (2)$$

gdzie wielkości fizyczne i oznaczenia jak we wzorze (1), a v_u jest prędkością ustaloną w chwili zwarcia oporu dodatkowego. Praktyczny wpływ na zwiększenie strat regulacji, w odniesieniu do strat przy trapezowym diagramie prędkości, mają okresy czasu t_1 , t_3 , t_5 i t_7 naniesione na rys. 2 i 3. Straty energii w czasie zmiany momentu M_e od zera do wartości momentu oporu, koniecznej do spełnienia wymagania 4.3, są względnie pomijalne i mniejsze niż podczas sterowania ręcznego. Analogicznie kształtują się straty energii w czasie zmiany momentu od M_{op} do zera, koniecznej do spełnienia wymagania 4.4.

Przy sterowaniu oporowym i niepełnym zrównoważeniu liny nośnej następuje nieuchronna zmiana prędkości jazdy ustalonej, z powodu ustępliwości charakterystyki mechanicznej silnika asynchronicznego. Procentowa zmiana tej prędkości nie przekracza poślizgu silnika wyrażonego w procentach.

Pewien problem sterowania oporowego stanowi wybór wartości czasu t_1 , t_3 , t_5 i t_7 . Wyrażenia na te czasy podano w pkt. 2. Względy ekonomiczne wskazują na wybór $k = 1$, gdyż wówczas straty regulacji będą najmniejsze. Względy ruchowe wskazują na wybór $k > 1$, aby osłabić skutki niedokładności obliczeń, budowy i działania układu sterowania. Własności techniczne układu mogą wręcz narzucić $k > 1$, np. na skutek bezwładności serwomechanizmu rozrusznika cieczonego.

Ostre wymaganie ciągłości i płynności regulacji momentu M_e silnika może być niespełnialne przy sterowaniu oporowym, jeśli następuje zmiana znaku momentu silnika w okresie zwalniania. Przerwa w rozwijaniu momentu M_e w wyniku przełączenia na hamowanie dynamiczne jest nieunikniona, a idealne zastąpienie momentu hamującego silnika momentem od hamulca manewrowego jest niewykonalne.

5. Wnioski

5.1. Rozpowszechnione w kraju napędy asynchroniczne z rozrusznikami metalowo-stycznikowymi nie spełniają żadnego z czterech wymagań wymienionych w pkt. 4. Mogą je spełnić napędy z rozrusznikiem cieczowym lub tyrystorowym modulatorem oporu dodatkowego lecz obecnie ich rozwiązania nie nadają się do dużych mocy instalacji wyciągowych szybów głębokich.

5.2. Jako warunek konieczny do zminimalizowania drgań podłużnych trzeba uznać półautomatyczne sterowanie maszyny wyciągowej. Maszynista sterując ręcznie nie jest w stanie bezbłędnie zrealizować diagram prędkości wg rys. 2 i przebieg $M_e(t)$ wg rys. 3. Tym samym nie uniknie drgań podłużnych naczyńa dolnego.

5.3. Napędy asynchroniczne zasilane przez tyrystorowe przemienniki częstotliwości potrafią spełnić wymagania sterownicze wym. w pkt. 4. Podobnie tyrystorowa kaskada podsynchroniczna oraz układ Leonarda. Jeżeli nie trzeba zmieniać znaku momentu silnika wyciągowego podczas zwalniania bardzo konkurencyjny wobec ww. rozwiązań i rodzajów napędu okazuje się napęd przekształtnikowy prądu stałego.

LITERATURA

- [1] Czernałych W.M.: Primenienije strukturalnogo modielirowanija dla isliedowanija dinamiki podjemnoj ustanowki. Sb. Stalnyje kanaty nr 5, Technika, Kijew 1968.
- [2] Hankus J.: Badania wzdluznych odkształceń i modułu sprężystości górniczych lin wyciągowych różnej konstrukcji. Praca doktorska GIG Katowice 1975.
- [3] Liberus Z.: O przydatności napędu asynchronicznego do maszyn wyciągowych. ZN Pol. Śl. Górnictwo z. 72, Gliwice 1976.
- [4] Piątek H., Pomorańska J.: Sposób regulacji napędu asynchronicznego maszyny wyciągowej dla minimalizacji drgań naczyńa dolnego. Praca dypl. Inst. Elektryf. i Autom. Górn. Pol. Śl. Gliwice 1976.
- [5] Szklarski L., Kiszka J.: Starowanie maszyną wyciągową jako układem o parametrach rozłożonych. Archiwum Górnictwa T. XXI z. 2 1976.
- [6] Szklarski L., Skalny A.: Teoretyczne zagadnienia maszyn wyciągowych cz. I PWN, Warszawa 1975.

ПРОБЛЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АСИНХРОННЫМ ПРИВОДОМ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

Резюме

Минимализация продольных колебаний подъемных сосудов в глубоких стволах ставит особые требования к приводам подъемных машин. На фоне этих требований рассмотрены возможности управления и регулирования в разных решениях асинхронного привода.

PROBLEMS OF CONTROLLING ASYNCHRONOUS DRIVES FOR HOISTING MACHINES

Summary

Reducing longitudinal oscillations of transport vessels in deep pits increases requirements for the hoist drive. Some control possibilities of a number of solutions for asynchronous drives have been considered.