

DYNAMICKÉ VLASTNOSTI REGULAČNÉHO HYDROSTATICKÉHO POHONU POJAZDU PORTÁLOVÉHO ŽERIAVU

Jozef TURZA

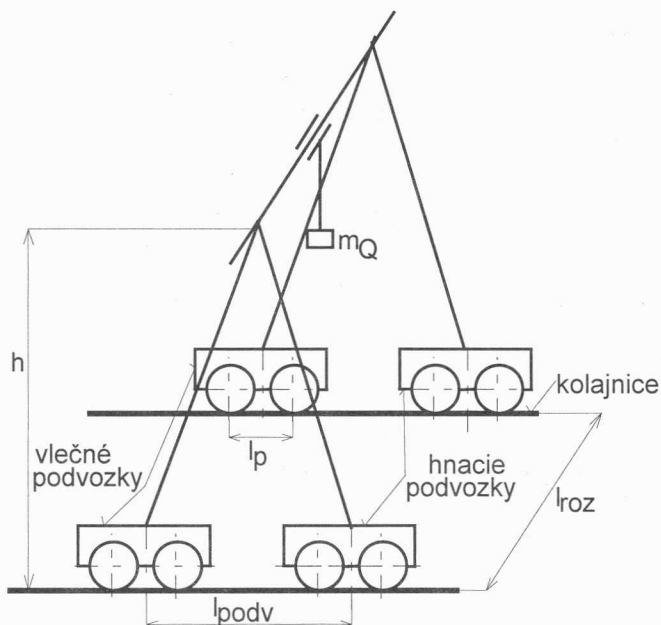
Slovenská technická univerzita v Bratislave, Materiálovotechnologická fakulta v Trnave,
Detašované pracovisko Mf STU, 01851 Dubnica nad Váhom, Slovenská republika

1. POPIS ZARIADENIA

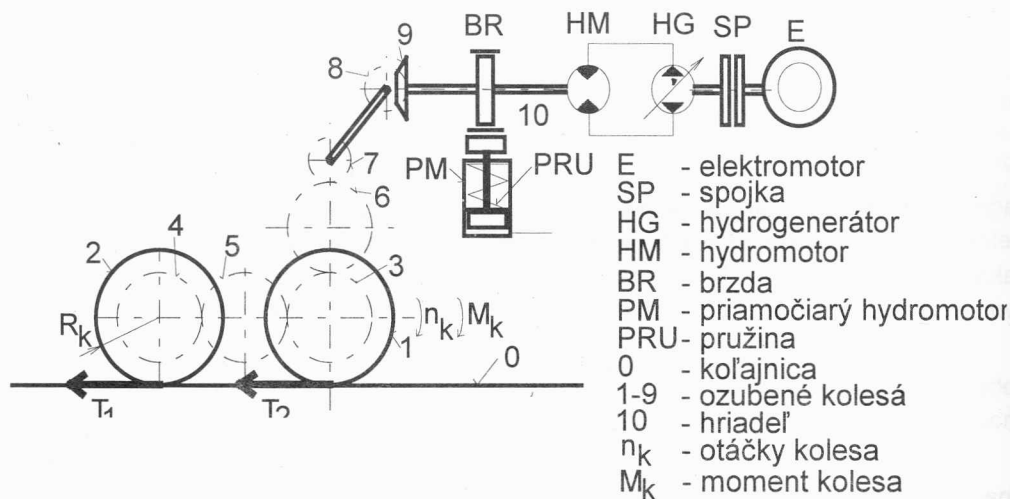
Hydrostatický systém pohonu pojazdu portálového žeriavu s elektrohydraulickým riadením hydrogenerátorov vznikol na základe požiadavky odberateľa. Regulačný elektromotor o výkone 27.6 kW bol nahradený asynchrónnym elektromotorom s kotvou nakrátko o výkone 15 kW a regulačným hydrostatickým prevodom s regulačným hydrogenerátorom a konštantným hydromotorom ZTS a.s. Dubnica nad Váhom.

Základné rozmery žeriava sú zobrazené na **obr. 1**. Žeriav je portálového typu, pohybuje sa štyrmi podvozkami po koľajniciach, z ktorých dva protiľahlé podvozky sú hnacie a každý má dve kolesá s náčkami. Druhé dva podvozky sú vlečné, bez pohonu.

Kinematika usporiadania pohonu hnacieho podvozku je zobrazená na **obr. 2**. Hnací podvozok pozostáva z dvoch kolies 1 a 2 spriahnutých ozubenými kolesami 3 až 5. Prevodom cez ozubené kolesá 3 až 9 sú kolesá poháňané konštantným hydromotorom HM, ktorého otáčky sú riadené regulačným hydrogenerátorom HG s regulátorom. Hydrogenerátor HG je cez spojku SP poháňaný elektromotorom E. Čelust'ová brzda BR zabezpečuje zabrzdzenie podvozku v prípade, že žeriav sa nepohybuje.



Obr. 1 Zjednodušená schéma žeriavu



Obr. 2 Kinematická schéma štruktúry pohonu hnacieho podvozku žeriava

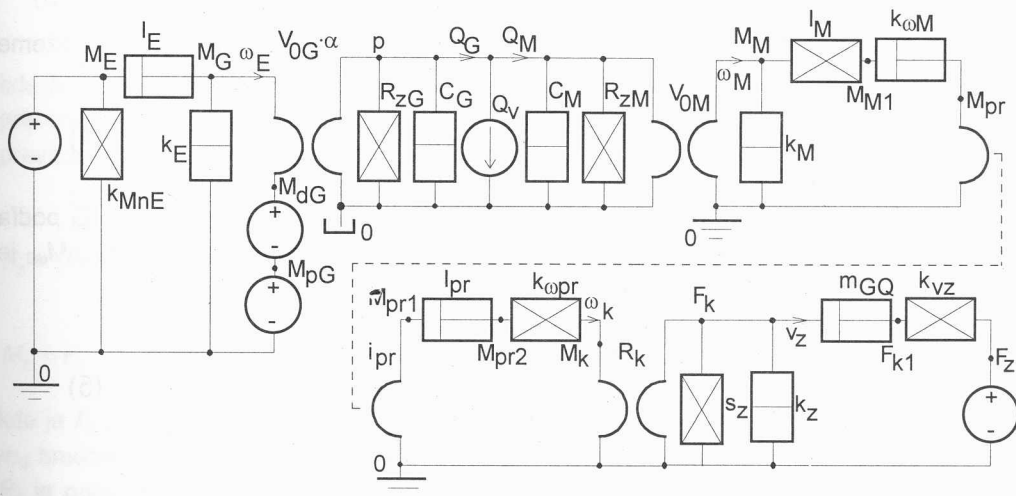
2. DYNAMICKÝ MODEL POJAZDU ŽERIAVA

V ďalšom budeme modelovať iba jednu stranu (polovicu) žeriava. Štruktúra hnacieho podvozku je znázornená pomocou náhradnej schémy na obr. 3 (metodika je prevzatá z [2]).

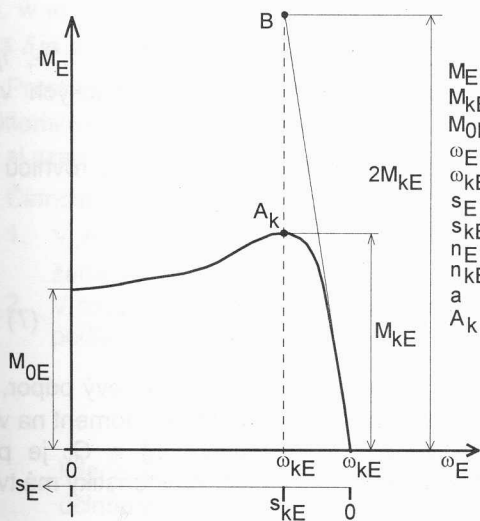
Statickú charakteristiku asynchrónneho elektromotora s kotvou nakrátko môžeme podľa J.Mudrika [3] popísať v zmysle **obr. 3** rovnicami

$$M_E = \frac{2 \cdot M_{kE} \cdot (1 - a \cdot s_{kE})}{\frac{s_{kE}}{s_E} + \frac{s_E}{s_{kE}} + 2 \cdot a \cdot s_{kE}}, \quad s_E = \frac{\omega_{sE} - \omega_E}{\omega_{sE}} = \frac{n_{sE} - n_E}{n_{sE}} = 1 - \frac{\omega_E}{\omega_{sE}} = 1 - \frac{n_E}{n_{sE}} \quad (1)$$

kde M_E je premenný moment závislý na sklze, M_{kE} je max. moment, M_{0E} je záberový moment, s_E je sklz, s_{kE} je kritický sklz odpovedajúci max. momentu, a je pomer činného odporu statora a rotora, $\omega_E = 2 \cdot \pi \cdot n_E$ a $\omega_{sE} = 2 \cdot \pi \cdot n_{sE}$ je uhlová a maximálna uhlová rýchlosť, n_E a n_{sE} sú otáčky a maximálne (synchronné) otáčky elektromotora.



Obr. 3 Náhradná schéma pohonu pojazdu žeriava



- M_E - moment elektromotora
- M_{kE} - maximálny moment pri sklze s_{kE}
- M_{0E} - záberový moment
- ω_E - uhlová rýchlosť elektromotora
- ω_{kE} - kritická uhlová rýchlosť
- s_E - sklz
- s_{kE} - kritický sklz
- n_E - otáčky
- n_{kE} - kritické otáčky
- a - pomer činného odporu statora a rotora
- A_k - kritický bod (bod zvratu)

Obr. 4 Statická momentová charakteristika asynchrónneho elektromotora

Z charakteristiky na **obr. 4** dodávanej výrobcom, môžeme pomocou rov. (1) vypočítať hodnotu pomeru činného odporu statora a rotora

$$a = \frac{1}{s_{KE} \cdot (M_{0E} + M_{KE})} \cdot \left[M_{KE} - \frac{M_{0E}}{2} \cdot \left(s_{KE} + \frac{1}{s_{KE}} \right) \right]. \quad (2)$$

V prípade linearizovaného modelu statickú charakteristiku elektromotora podľa **obr. 4** môžeme vyjadriť v tvare

$$M_E = \frac{2 \cdot M_{KE}}{s_{KE}} \cdot s_E = \frac{2 \cdot M_{KE}}{s_{KE}} \cdot \left(1 - \frac{\omega_E}{\omega_{KE}} \right) = M_{1E} - k_{M\omega E} \cdot \omega_E, \quad M_{1E} = \frac{2 \cdot M_{KE}}{s_{KE}}, \quad k_{M\omega E} = \frac{M_{1E}}{\omega_{KE}}. \quad (3)$$

Pohybovú rovnicu systému od elektromotora E až po hydrogenerátor HG môžeme zapísať v tvare

$$M_E \cdot \frac{1}{\eta_{sp}} = M_G + I_E \cdot \frac{d\omega_E}{dt} + M_{pG} + M_{dG}, \quad (4)$$

kde η_{sp} je účinnosť spojky SP medzi elektromotorom E a hydrogenerátorom HG podľa **obr. 2**, I_E je moment zotrvačnosti elektromotora, spojky a hydrogenerátora, M_{pG} , M_{dG} je moment pomocného pHG a doplňovacieho hydrogenerátora dHG.

Pre deformačné natočenie hriadeľa elektromotora E platí vzťah

$$\varphi_E = \frac{M_E}{k_E}, \quad (5)$$

kde φ_E je skrútenie hriadeľa elektromotora E a k_E je tuhosť tohoto hriadeľa.

Pre hydrogenerátor HG použijeme momentovú a prietokovú rovnicu

$$M_G = \frac{p \cdot V_{0G} \cdot \alpha}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{mG}}, \quad Q_G = V_{0G} \cdot \alpha \cdot n_G - \frac{p}{R_{zG}} - C_G \cdot \frac{dp}{dt}, \quad (6)$$

kde V_{0G} je geometrický objem, α je regulačný parameter v rozsahu $<-1;1>$, η_{mG} je mechanická účinnosť, R_{zG} je zvodový odpor, C_G je kapacita hydraulických vedení a kvapaliny HG a p je tlak v HSP.

Pre hydromotor HM použijeme už upravenú momentovú a prietokovú rovnicu

$$\frac{p \cdot V_{0M}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{mM}} = I_M \cdot \frac{d\omega_M}{dt} + k_{\omega M} \cdot \omega_M + M_{pr},$$

$$V_{0M} \cdot n_M = Q_G - Q_V - \frac{p}{R_{zM}} - C_M \cdot \frac{dp}{dt}, \quad \varphi_M = \frac{M_M}{k_M}, \quad (7)$$

kde V_{0M} je geometrický objem, η_{mM} je mechanická účinnosť, R_{zM} je zvodový odpor, φ_M je skrútenie hriadeľa HM, ω_M a n_M sú uhlová rýchlosť a otáčky HM, M_{pr} je moment na vstupe prevodovky, C_M je kapacita hydraulických vedení a kvapaliny HM a Q_V je prietok vysokotlakovým ventilom, ktorý pri vyjadrení pomocou statickej charakteristiky má tvar

$$Q_V = \frac{p_{mv} - p}{R_{tv}} \quad \text{pre } p > p_{mv} \quad \text{a} \quad Q_V = 0 \quad \text{pre } p \leq p_{mv}, \quad (8)$$

kde p_{mv} je tlak nastavený na vysokotlakovom ventilu HSP.

U doplnovacieho (dHG) a pomocného (pHG) hydrogenerátora predpokladáme rovnicu

$$M_{dG} = \frac{p_{mdG} \cdot V_{0dG}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{dG}} \text{ a } M_{pG} = \frac{p_{mpG} \cdot V_{0pG}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{pG}}, \quad (9)$$

kde M_{dG} , M_{pG} je moment, V_{0dG} , V_{0pG} je geometrický objem, p_{mdG} , p_{mpG} je tlak a η_{dG} , η_{pG} je celková účinnosť dHG a pHG.

Pre mechanický prevod platia rovnice

$$M_k = i_{pr} \cdot M_{pr} - I_{pr} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} - k_{\omega pr} \cdot \omega_k, \quad \omega_k = \frac{\omega_M}{i_{pr}}, \quad (10)$$

kde M_{pr} je moment na vstupe do prevodovky, M_k je moment na výstupe prevodovky, i_{pr} je prevodový pomer prevodovky, I_{pr} je moment zotrvačnosti redukovaný na výstupný hriadeľ prevodovky a $k_{\omega pr}$ je súčiniteľ trecích strát mechanickej prevodovky.

Pre koleso hnacieho podvozka platia rovnice

$$F_z = (F_t + F_w) \cdot \delta \quad F_t = \frac{(m_Q + m_G) \cdot g_r}{2} \cdot \left(\frac{e_v + f_c \cdot r_c}{R_k} + \frac{L_{roz} \cdot \chi}{800 \cdot I_{podv}} \right), \quad F_w = w \cdot c_w \cdot S_z,$$

$$M_k = F_z \cdot R_k + m_{GQ} \cdot \frac{dv_z}{dt} + k_{vz} \cdot v_z, \quad v_z = R_k \cdot \omega_k - k_z \cdot \frac{dF_k}{dt} - s_z \cdot v_z, \quad (11)$$

kde je F_z je odpor žeriava, F_w , F_t je odpor vetra, pasívne odpory pojazďových kolies, m_Q , m_G hmotnosť bremena, žeriava, g_r je gravitačné zrýchlenie, ω_k je uhlová rýchlosť kolesa, R_k je polomer pojazďného kolesa, m_{GQ} je hmotnosť žeriava a bremena, e_v je súčiniteľ valivého trenia, f_c je súčiniteľ čapového trenia pojazďových kolies, r_c je polomer čapu pojazďného kolesa, χ je súčiniteľ vedenia žeriavu, v_z je rýchlosť žeriava, s_z je preklz kolies, w je tlak vetra, c_w je tvarový súčiniteľ, S_z je plocha žeriava na ktorú pôsobí tlak vetra a δ je súčiniteľ kombinácie pasívnych odporov a vetra.

Proporcionálny regulátor regulačného HG bol zvolený tak, aby pracoval podľa charakteristiky zobrazenej na **obr. 5** pre generátorický aj motorický režim, pre jazdu vpred aj vzad.

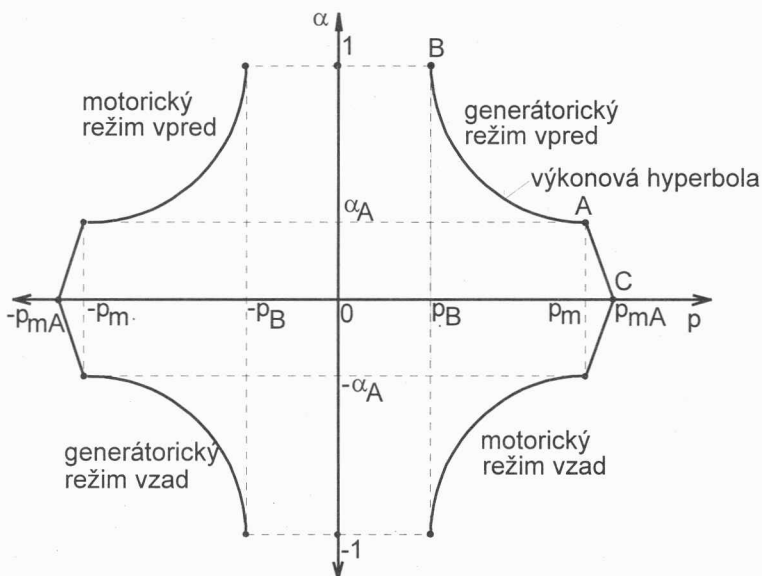
Činnosť regulátora HSP podľa **obr. 5** pre jazdu vpred je nasledovná:

1. V rozsahu tlakov 0 až p_B (čiara 0B) je $\alpha=1$, okrem rozbehu a brzdenia žeriava.
2. V rozsahu tlakov p_B až p_A (krivka BA) pracuje regulátor na konštantný výkon podľa vzťahu

$$\alpha = \frac{P_{En} \cdot \eta_{cG}}{V_{0G} \cdot p}, \quad (12)$$

kde je P_{En} nastavený žiadaný menovitý výkon elektromotora \underline{E} , η_{cG} je celková účinnosť HG a spojky SP a tlaky v bodoch A, B sú

$$p_A = p_m, \quad p_B = \frac{P_{En} \cdot \eta_{cG}}{V_{0G}} \quad (13)$$



Obr. 5 Charakteristika proporcionálneho regulátora hydrogenerátora.

3. V rozsahu tlakov p_A až p_{mA} (čiara AC) pracuje regulátor na konštantný tlak (ako tlakový kompenzátor), pričom bol zvolený pomer $p_{mA}/p_m=1,05$. Regulátor zabezpečuje, aby pri brzdení žeriava (motorický režim HSP) nedošlo k prekročeniu maximálnych otáčok elektromotora, ktorý je schopný vo funkcii generátora dodávať prúd do siete. Regulátor môže zabezpečiť, že prevážna časť energie nebude marená v HSP na vysokotlakovom ventilu (premenená na teplo).
4. Na základe skúseností pri rozjazde a pri brzdení bola skutočná hodnota nastavenia regulačného parametra α oneskorená za žiadanou tak, aby zrýchlenie a spomalenie žeriava neprekračovalo hodnotu stanovenú fyzickými požiadavkami operátora žeriavu.

Pre prvé priblíženie boli použité zjednodušené vzťahy, ktoré pri podrobnejšej analýze boli postupne upresňované. Hodnoty účinností mechanických prevodov boli prevzaté z lit. [4].

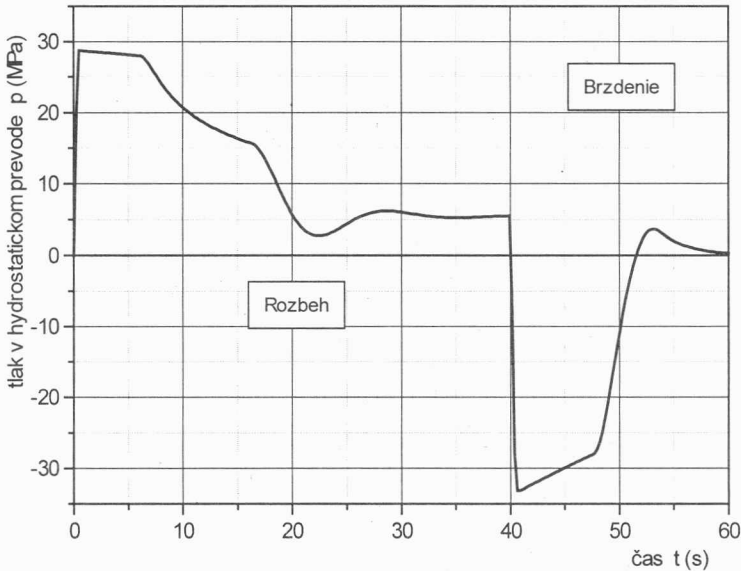
3. SIMULÁCIA MODELU

Pre simuláciu boli použité rov. (1) až (13) s nasledovnými parametrami: $m_G=180000$ kg, $m_Q=25000$ kg, $l_{podv}=24.71$ m, $l_{roz}=48$ m, $l_p=0.828$, $R_k=0.3048$ m, $r_c=0.031$ m, $P_{En}=15$ kW, $n_E=25$ s⁻¹, $\delta=0.8$, $S_z=25$ m², $w=150$ kPa, $c_w=1.6$, $\chi=0.8$, $e_c=0.0006$, $f_c=0.015$, $\eta_{pr}=0.97$, $\eta_{sp}=0.99$, $i_{pr}=14.75$, $l_{pr}=0.012$ kg·m⁻², $l_{sp}=0.005$ kg·m⁻², $l_E=0.12$ kg·m⁻², $k_{MnE}=294.33$ N·m·s, $V_{0G}=33$ cm³, $V_{0M}=69.8$ cm³, $R_{zG}=8.35 \cdot 10^{11}$ N·m⁻⁵·s, $R_{zM}=8.5 \cdot 10^{11}$ N·m⁻⁵·s, $R_{tv}=5 \cdot 10^9$ N·m⁻⁵·s, $\eta_{mG}=0.945$, $\eta_{cG}=0.9$, $\eta_{mM}=0.97$, $\eta_{cM}=0.9$, $l_G=0.00434$ kg·m⁻², $l_M=0.00434$ kg·m⁻², $V_{0dG}=18$ cm³, $p_{mdG}=1.5$ MPa, $\eta_{dG}=0.9$, $V_{0pG}=8.2$ cm³, $p_{mpG}=1.6$ MPa, $\eta_{pG}=0.9$.

Jozef Turza:

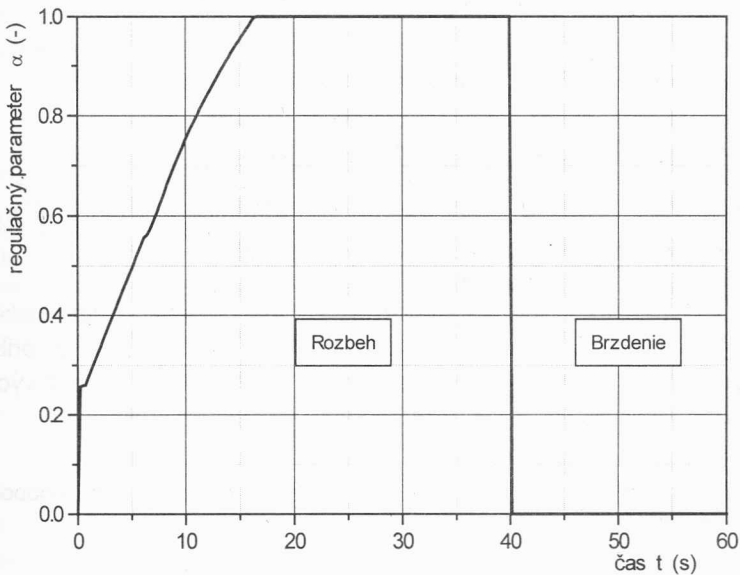
Na nasledujúcich obrázkoch 6 až 9 sú zobrazené priebehy niektorých parametrov pojazdu pri rozbehu žeriava počas 40 s, kedy došlo k okamžitému prestaveniu regulačného parametra α na nulu.

Na obr. 6 je zobrazený priebeh tlaku p v hydrostatickom prevode.



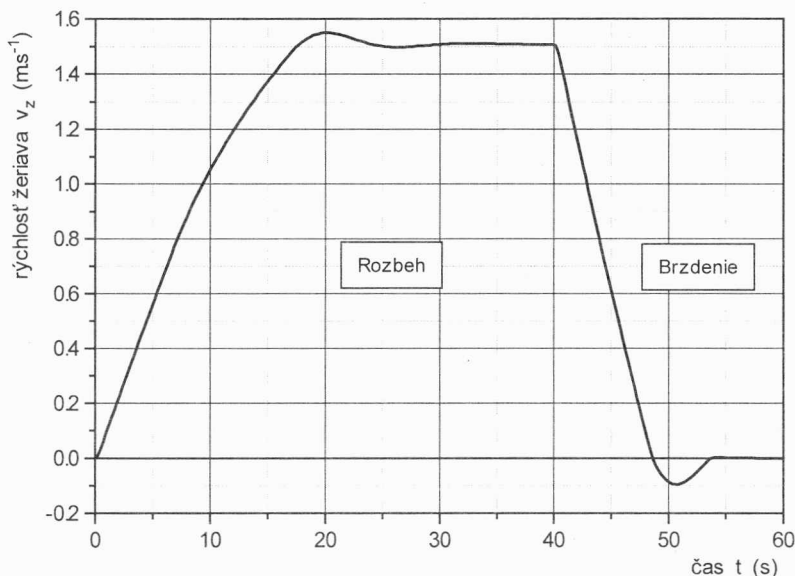
Obr. 6 Priebeh tlaku v hydrostatickom prevode pri rozbehu a brzdení.

Na obr. 7 je vidieť priebeh regulačného parametra α regulačného hydrogenerátora HG.



Obr. 7 Priebeh regulačného parametra hydrogenerátora pre rozbeh a brzdenie.

Obr. 8 znázorňuje priebeh rýchlosti žeriava v_z až po jeho úplne zastavenie.



Obr. 8 Závislosť rýchlosti žeriava na čase pre rozbeh a brzdenie.

Priebeh ťažnej sily na kolesách podvozka je pri konštatnej účinnosti hydromotora rovnaký ako priebeh tlaku na obr. 6, iba s inou mierkou na zvislej osi.

4. ZÁVER

Pri zámene systému pohonu žeriava s regulačným elektromotorom o výkone 27,6 kW za systém s neregulačným asynchrónnym elektromotorom s kotvou nakrátko o výkone 15 kW a regulačným hydrostatickým prevodom došlo k

1. úspore na vstavanom výkone o cca 45 %,
2. úspore prostriedkov na energie pri prevádzke,
3. výraznej úspore finančných prostriedkov pri pravidelných aj vynútených opravách a výmenách elektromotorov, ktoré mali pomerne malú životnosť,
4. zvýšeniu spoľahlivosti systému pojazdu žeriava,
5. zníženiu prevádzkových nákladov.

Vykonaná dynamická analýza umožnila predbežne overiť technické parametre dané technickými podmienkami systému, stanoviť druh regulácie a približne overiť chovanie žeriava, ako aj vyšetriť veľkosť a priebeh parametrov v jednotlivých skupinách pohonu pojazdu.

Autor ďakuje VEGA Ministerstvu školstva SR a SAV za čiastočnú finančnú podporu tejto práce v rámci projektu 1/4264/97.

Lektoroval: Doc. Ing. Josef Koreis, CSc.

Předloženo v říjnu 1998.

Jozef Turza:

Literatura

- [1] TURZA, J.: Dynamika tekutinových systémov. Skriptá Sjf VŠDS. Žilina, Sjf VŠDS 1994.
- [2] TURZA, J.: Dynamický model rotačného hydrostatického prevodu s obmedzením max. tlaku objemovým riadením. [Habilitačná práca.]. Žilina, VŠDS 1992.
- [3] MUDRÍK, J.: Meranie dynamických charakteristík strojových agregátov s elektropohonom. Strojnícky časopis 42 (1992), no.2, 425-442.
- [4] JURČO, I.: Harmonické prevody. Strojirenství č.10, SNTL Praha, 1977, s.604-608.
- [5] KOREIS, J.: Řízení zatížení hnacího motoru regulačním převodem. In.: Zborník z 3. medznárodnej vedeckej konferencie „Akademická Dubnica 97“. Dubnica nad Váhom, DP MTF STU sept. 1997.

Resumé

DYNAMICKÉ VLASTNOSTI REGULAČNÉHO HYDROSTATICKÉHO POHONU POJAZDU PORTÁLOVÉHO ŽERIAVU

Jozef TURZA

Príspevok sa zaoberá náhradou elektrického regulačného pohonu pojazdu portálového žeriava asynchrónnym elektromotorom s kotvou nakrátko a regulačným hydrostatickým prevodom. Spracovaný je zjednodušený matematický model pohonu žeriava, uvedená je jeho náhradná štruktúra a uvedené sú niektoré výsledky simulácie tohoto modelu. Analýza modelu bola vykonaná za účelom overenia vybraných technických parametrov žeriava a tiež bolo overené chovanie pohonu pri zabudovaní jednoduchého proporcionálneho regulátora regulačného hydrogenerátora hydrostatického pohonu.

Summary

DYNAMIC CHARACTERISTIC REGULATION HYDROSTATIC DRIVE OF THE PORTAL GANTRY CRANE

Jozef TURZA

This contribution deals with a substitution of electric control drive of the portal gantry crane travel by an asynchronous electric motor with a short-circuit armature and a hydrostatic transmission with variable displacement. The report covers a simplified mathematics model of the crane drive with its equivalent structure and some results of simulating this model. The model analysis has been carried out in order to verify some crane technical parameters selected as well as to verify the drive behaviour after building-in a simple proportional governor of the hydraulic pump with variable displacement inside the hydrostatic drive.

