National Conference with International Participation
ENGINEERING MECHANICS 2003
Svratka, Czech Republic, May 12 – 15, 2003
paper no. 282

CONTROL MECHANISM FOR THE STEP AND CONTINUOUS CHANGE OF THE STITCH DENSITY OF KNITTED FABRIC

P. Mrázek*

Summary: *Mechanical control of the modern small-diameter circular knitting machines is substituted elektromechanical control systems in this time. This contribution deals in project of the elektromechanical control for the step and continual change of the density of the knitted fabric. Stepping motor with electronic control was used for drive. This motor is acceptable for control of the density of the knitted fabric. There was made dynamic analysis of the mechanic system and was suggested adequate mechanism structure including simulating model.*

1. Úvod

Využívání elektroniky v oblasti řízení funkcí maloprůměrových pletacích strojů se v poslední době stalo nezbytnou nutností všech světových výrobců zabývajících se vývojem i výrobou pletacích strojů. Elektromechanické systémy přinášejí výrazné zjednodušení nákladů ve strojní části, zjednodušení vlastní konstrukce stroje při současném snížení nároků na obsluhu strojů. Významným přínosem je též zjednodušení a výrazné zefektivnění samotné technologie pletení na maloprůměrových pletacích strojích, což přináší značné úspory v pletárnách.

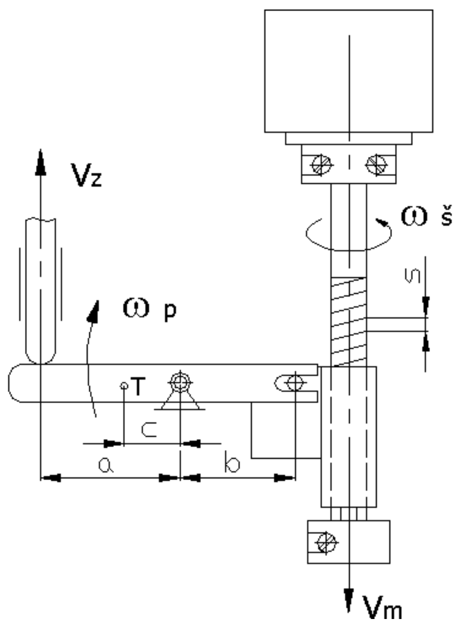
Je tedy prvořadým cílem nahradit dosavadní zastaralé mechanické principy elektronickými příp. elektromechanickými. K tomuto účelu jsou využívány též pneumatické válce s elektronickým řízením přívodu vzduchu.. Tyto systémy však mají nevýhodu v tom, že jejich pohyb není přesně definován, což může být zejména u přemísťování hmot v krátkém časovém intervalu kritické.

Jako podstatně výhodnější se jeví systémy elektromechanické. Jednou z variant elektromechanických systémů je spojení mechanické části s řízeným krokovým motorem. Toto řešení se jeví jako výhodné pro realizaci řízení hustoty pleteniny, kde je požadována jednak plynulá a jednak skoková změna hustoty.

Problémy se vyskytují při realizaci skokové změny, neboť tuto změnu, která spočívá v posunutí segmentu jehelního zámku, je nutno provést ve velice krátké době kolem 6 ms.

* Ing. Petr Mrázek: katedra řídící techniky, Technická univerzita v Liberci; Hálkova 6; 461 17 Liberec1; tel.:+420.485 353 564, fax.:+420.485 353 112; e-mail: petr.mrazek@vslib.cz

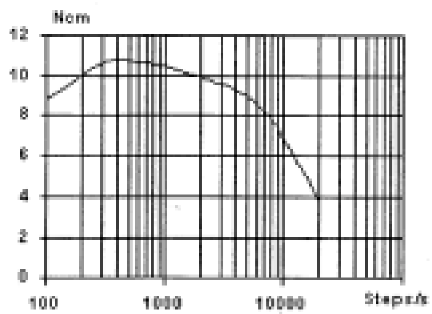
Skoková změna hustoty pleteniny tedy klade vysoké nároky na hnací element celého zařízení. Samotný návrh a následné experimenty ukazují, ž celý pohon se nachází na horní mezi možnosti krokového motoru.



v_z … rychlost zámku
ω_p … úhlová rychlost páky
v_m … rychlost matice
$\omega_š$ … úhlová rychlost šroubu hustoty

Základní rozměry:
a = 25 mm
b = 15 mm
c = 7,09 mm
Stoupání šroubu s = 2 mm

Použitý krokový motor firmy MAE:
MAE HY 200 1713



Krokový motor MAE HY 200 1713

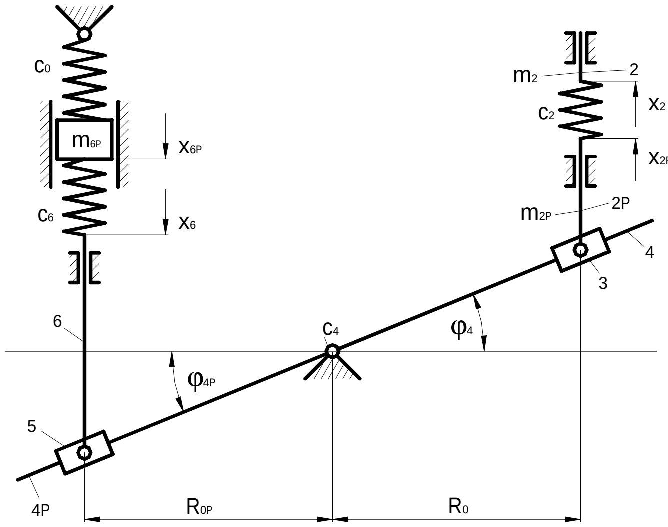
Úhel kroku $\varphi_k = 1{,}8°$

Obrázek1 Upravený mechanismus řízení hustoty pleteniny a momentová charakteristika krokového motoru

Na základě této skutečnosti je nutné provést důkladnou dynamickou i napěťovou analýzu mechanické části řídícího mechanismu.

2. Matematický model

Pro účel dynamické analýzy je navržen dynamický model podle Obrázku2, v němž jsou uvažovány pružné vazby na vstupním členu v oblasti matice a šroubu, na členu 6 v místě



Obrázek2 Dynamický model

styku seřizovacího šroubu na zámku pákou 4 a je uvažována deformace páky 4. Na členu 2 je možno též simulovat seříditelný doraz, který vymezuje přesnou výchozí polohu ovládaného zámku pletacího stroje. Řídící mechanismus vyžaduje přesnost nastavení v setinách milimetru. Velice důležité parametry v chování celého mechanismu budou i tuhost, hmotnost resp. hmotný moment setrvačnosti. Z tohoto důvodu je nutné optimalizovat namáhání a deformace jednotlivých členů mechanismu s využitím metody konečných prvků.

Dynamický model nahrazuje analyzovaný systém šestičlenným kulisovým mechanismem podle Obrázku2 s naznačenými pružnými vazbami. Vazba mezi členem 4 a 6 přes objímku je uvažována jako jednostranná a nucený styk zde zajišťuje pružina s optimalizovanou tuhostí c_0. Tato pružina musí zamezit případným odskokům zámku. Přítlačná síla je seřizována příslušným předpětím pružiny.

V navrženém dynamickém modelu jsou uvažovány též vůle na jednotlivých stupních modelu a pohyb je tlumen viskózním tlumením.

3. Matematický popis

K matematickému popisu dynamického modelu je využito Lagrangeovy rovnice druhého druhu ve tvaru

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_k}\right)-\frac{\partial K}{\partial q_k}=-\frac{\partial U}{\partial q_k}-\frac{\partial R}{\partial \dot{q}_k} \tag{1}$$

kde

$$K = \frac{1}{2} m_{2P} \dot{x}_{2P}^2 + \frac{1}{2} I_4 \dot{\varphi}_4^2 + \frac{1}{2} I_{4P} \dot{\varphi}_{4P}^2 + \frac{1}{2} m_6 \dot{x}_6^2 + \frac{1}{2} m_{6P} \dot{x}_6^2 + \frac{1}{2} m_{6P} \dot{x}_{6P}^2$$

$$U = \frac{1}{2} c_2 \left(x_{2P} - x_2\right)^2 + \frac{1}{2} c_4 \left(\varphi_{4P} - \varphi_4\right)^2 + \frac{1}{2} c_6 \left(x_{6P} - x_6\right)^2 + \frac{1}{2} c_0 \left(x_0 - x_{6P}\right)^2 \qquad (2)$$

$$R = \frac{1}{2} k_2 \left(\dot{x}_{2P} - \dot{x}_2\right)^2 + \frac{1}{2} k_4 \left(\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_4\right)^2 + \frac{1}{2} k_6 \left(\dot{x}_{6P} - \dot{x}_6\right)^2$$

Použitím vztahů (2) v rovnici (1) získáme soustavu pohybových rovnic ve tvaru

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_{2P}\left(m_{2P} + I_4 \mu_{24}^2\right) &= -I_4 \mu_{24} \nu_{24} \dot{x}_{2P}^2 - c_2\left(x_{2P} - x_2\right) + \mu_{24} c_4 \left(\varphi_{4P} - \varphi_4\right) - \\
&\quad - k_2\left(\dot{x}_{2P} - \dot{x}_2\right) + \mu_{24} k_4 \left(\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_4\right) \\
\ddot{\varphi}_{4P}\left(I_{4P} + m_6 \mu_{46}^2\right) &= -m_6 \mu_{46} \nu_{46} \dot{\varphi}_{4P}^2 - c_4\left(\varphi_{4P} - \varphi_4\right) + c_6 \mu_{46}\left(x_{6P} - x_6\right) - \\
&\quad - k_4\left(\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_4\right) + k_6 \mu_{46}\left(\dot{x}_{6P} - \dot{x}_6\right) \\
m_{6P} \ddot{x}_{6P} &= -c_6\left(x_{6P} - x_6\right) + c_0\left(x_0 - x_{6P}\right) - k_6\left(\dot{x}_{6P} - \dot{x}_6\right)
\end{aligned} \qquad (3)$$

V rovnicích jsou vyjádřeny závislosti mezi kinematickými veličinami členu x_{2P}, φ_4 a φ_{4P}, x_6 pomocí převodových funkcí ve tvaru

$$\begin{aligned}
\varphi_4 &= arctg \frac{x_{2P}}{R_0} & x_6 &= R_{0P} tg \varphi_{4P} \\
\dot{\varphi}_4 &= \mu_{24} \dot{x}_{2P} & \dot{x}_6 &= \mu_{46} \dot{\varphi}_{4P} \\
\ddot{\varphi}_4 &= \nu_{24} \dot{x}_{2P}^2 + \mu_{24} \ddot{x}_{2P} & \ddot{x}_6 &= \nu_{46} \dot{\varphi}_{4P}^2 + \mu_{24} \ddot{\varphi}_{4P}
\end{aligned} \qquad (4)$$

kde

$$\begin{aligned}
\mu_{24} &= \frac{\cos^2 \varphi_4}{R_0} & \mu_{46} &= \frac{R_{0P}}{\cos^2 \varphi_{4P}} \\
\nu_{24} &= -\frac{2 \cos^3 \varphi_4 \sin \varphi_4}{R_0^2} & \nu_{46} &= \frac{d\mu_{46}}{d\varphi_{4P}} = \frac{2 R_{0P} \sin \varphi_{4P}}{\cos^3 \varphi_{4P}}
\end{aligned} \qquad (5)$$

jsou 1. a 2. převodové funkce mezi členy 2P a 4 resp. 4P a 6 (Obrázek2). Při matematickém popisu byly uvažovány konstrukční vůle na členech 2P a 4P. Při výpočtu byly realizovány podmínkami:

pro člen 2P

$$\begin{aligned}
&\left|x_{2P} - x_2\right| \le V_2 \Rightarrow (x_{2P} - x_2) \to 0 \\
&x_{2P} - x_2 > V_2 \Rightarrow (x_{2P} - x_2) \to \left(x_{2P} - x_2 - V_2\right) \\
&x_{2P} - x_2 < -V_2 \Rightarrow (x_{2P} - x_2) \to \left(x_{2P} - x_2 + V_2\right)
\end{aligned} \qquad (6)$$

a pro člen 4P

$$
\begin{aligned}
&|\varphi_{4P}-\varphi_4| \le \Phi_4 \Rightarrow (\varphi_{4P}-\varphi_4) \to 0 \\
&\varphi_{4P}-\varphi_4 > \Phi_4 \Rightarrow (\varphi_{4P}-\varphi_4) \to (\varphi_{4P}-\varphi_4-\Phi_4) \\
&\varphi_{4P}-\varphi_4 < -\Phi_4 \Rightarrow (\varphi_{4P}-\varphi_4) \to (\varphi_{4P}-\varphi_4+\Phi_4)
\end{aligned}
\tag{7}
$$

Jednotlivé stupně dynamického modelu jsou tlumeny viskózním tlumením daným koeficienty k, jejichž velikost je přibližně určena ze skutečných naměřených závislostí pomocí logaritmického dekrementu podle vztahu

$$
k \doteq \frac{\lg 2}{\pi}\sqrt{cm} \quad \text{resp.} \quad k \doteq \frac{\lg 2}{\pi}\sqrt{cI}
\tag{8}
$$

Průběhy kroutících momentů resp. sil na jednotlivých stupních vyplývají z následujících rovnic

$$
\begin{aligned}
F_{2P} &= c_2(x_{2P}-x_2) \\
M_{4P} &= c_4(\varphi_{4P}-\varphi_4) \\
F_{6P} &= c_6(x_{6P}-x_6)
\end{aligned}
\tag{9}
$$

Pro přesnější rozlišení a vyhodnocení získaných průběhů kinematických veličin jsou zavedeny též jejich odchylky od teoretických průběhů odpovídajících ideálnímu dokonale tuhému kinematickému řetězci bez konstrukčních vůlí. Teoretické hodnoty kinematických veličin vyplývají ze vztahů (4) za předpokladu

$$
\begin{aligned}
x_{2P} &= x_2 & \varphi_{4P} &= \varphi_4 & x_{6P} &= x_6 \\
\dot{x}_{2P} &= \dot{x}_2 & \dot{\varphi}_{4P} &= \dot{\varphi}_4 & \dot{x}_{6P} &= \dot{x}_6 \\
\ddot{x}_{2P} &= \ddot{x}_2 & \ddot{\varphi}_{4P} &= \ddot{\varphi}_4 & \ddot{x}_{6P} &= \ddot{x}_6
\end{aligned}
\tag{10}
$$

Kromě uvedených průběhů kinematických veličin jsou získány též závislosti silového působení na členech 2P,4P a 6P podle vztahů

$$
\begin{aligned}
F_{2P} &= c_2(x_{2P}-x_2) \\
M_{4P} &= c_4(\varphi_{4P}-\varphi_4) \\
F_6 &= c_6(x_{6P}-x_6)
\end{aligned}
\tag{11}
$$

Pro vhodný výpočet byl využit software MATLAB 5.3 včetně toolboxu SIMULINK, což je velice vhodný nástroj pro uvedenou matematickou simulaci.

Základní varianta výpočtu uvedená v tomto příspěvku je dána parametry dle Tabulky1. Počáteční podmínky výpočtu jsou uvedeny v Tabulce2.

Tababulka1 Základní varianta

R_0	[m]	0.015
R_{0P}	[m]	0.025
m_2	[kg]	0.003
m_{2P}	[kg]	0.006
m_6	[kg]	0.003
m_{6P}	[kg]	0.090
I_4	[kg.m^2]	28.10^{-7}
I_{4P}	[kg.m^2]	54.10^{-7}
c_2	[N.m^{-1}]	10^7
c_4	[kg.m^2.s^{-2}]	1680
c_6	[N.m^{-1}]	10^7
c_0	[N.m^{-1}]	0
x_0	[m]	0
k_2	[kg.m^2.s^{-1}]	$\frac{\lg 2}{\pi}\sqrt{c_2 m_2^*}$
k_4	[kg.m^2.s^{-1}]	$\frac{\lg 2}{\pi}\sqrt{c_4 I_4^*}$
k_6	[kg.m^2.s^{-1}]	$\frac{\lg 2}{\pi}\sqrt{c_6 m_6^*}$
Φ_4	[rad]	0
r_2	[m]	0

Tabulka2 Počáteční podmínky

x_2	[m]	0
x_{2P}	[m]	0
φ_4	[rad]	0
φ_{4P}	[rad]	0
x_6	[m]	0
x_{6P}	[m]	0
$\dot{x}_2$	[m.s^{-1}]	0
$\dot{x}_{2P}$	[m.s^{-1}]	0
$\dot{\varphi}_4$	[s^{-1}]	0
$\dot{\varphi}_{4P}$	[s^{-1}]	0
$\dot{x}_6$	[m.s^{-1}]	0
$\dot{x}_{6P}$	[m.s^{-1}]	0

$$x_2 = \frac{s}{2\pi}\varphi_M$$

$$\dot{x}_2 = \frac{s}{2\pi}\dot{\varphi}_M$$

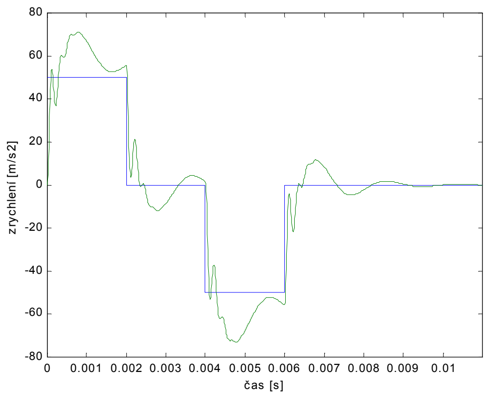
kde

$$\begin{aligned} m_2^* &= m_{2P} + I_4\mu_{24}^2(\varphi_4 = 0) \\ I_4^* &= I_{4P} + m_6\mu_{46}^2(\varphi_{4P} = 0) \\ m_6^* &= m_{6P} \end{aligned} \tag{12}$$

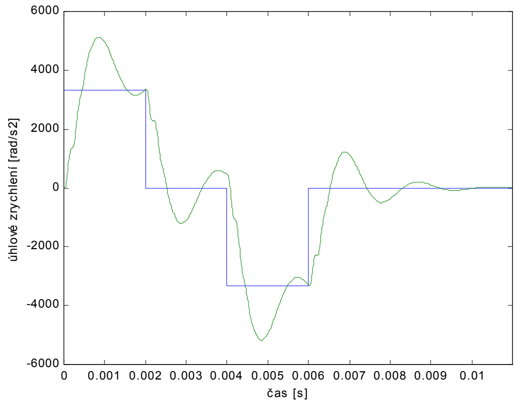
4. Výsledky řešení základní varianty

Na Obrázku3, 4, 5 jsou uvedeny průběhy zrychlení na členech 2P,4P a 6P pro lineární rozběh a zastavení. Časy rozběhu, doběhu a úsek s konstantní rychlostí jsou shodné a jsou rovny 2 ms. Celková doba skokové změny je 6 ms a dráha přemístění na členu 6P činí 0.66 mm. Na průbězích zrychlení vidíme, že zrychlení na členu 6P výrazně převyšuje ideální teoretické hodnoty (až o 50%), což značně zvyšuje nároky na hnací motor, neboť narůstá potřebný kroutící moment na hřídeli hnacího krokového motoru.

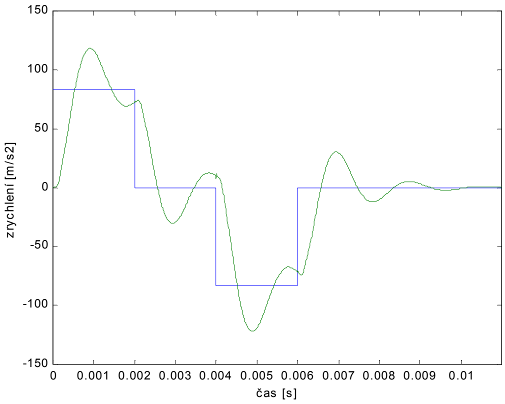
Z průběhu zrychlení rovněž vyplývá, že nejvýrazněji se na dynamice systému projevuje hmotnost jehelního zámku, tedy členu s hmotou m_{6P}. Nárůst zrychlení na členu 2P činí jen 35% ve srovnání s teoretickou hodnotou. Je to dáno především nízkou hmotností a vysokou tuhostí na členu 2P.



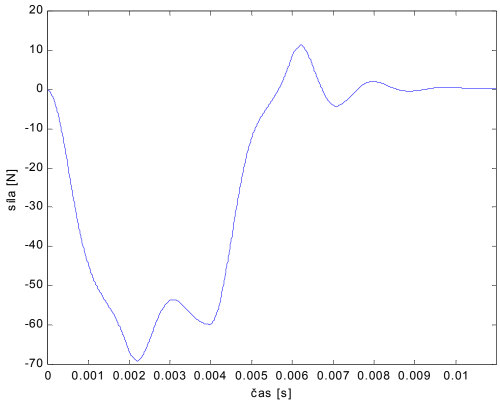
Obrázek3 Průběh zrychlení na členu 2P



Obrázek4 Průběh úhlového zrychlení na členu 4P



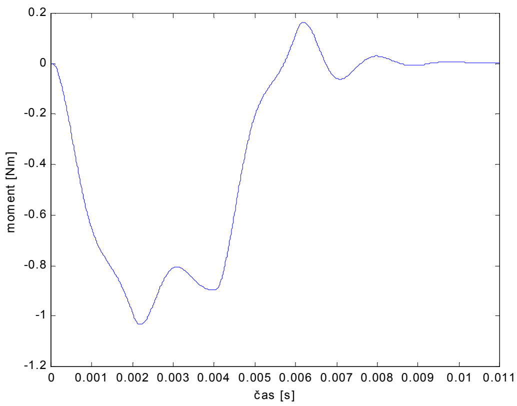
Obrázek5 Průběh zrychlení na členu 6P



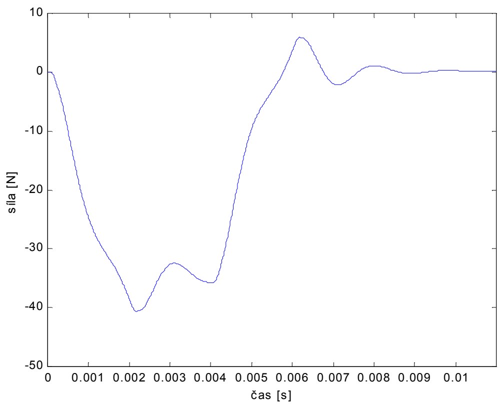
Obrázek6 Průběh síly F_2 na členu 2P

Nepříjemné jsou zákmity po ukončení pohybu, kde by měl být zámek v absolutním klidu. Vibrace se objevují nejsilněji na členu 4P a 6P a jsou přibližně stejného charakteru. To je dáno především vyšší tuhostí c_6 a relativně nižší tuhostí c_4 na dvojzvratné páce 4.

Řešení též ukazuje hodnotu, kterou musí zachytit pružina s tuhostí c_0. Na tuto hodnotu je nutno seřídit předpětí x_0.



Obrázek7 Průběh momentu M_4 na členu 4P

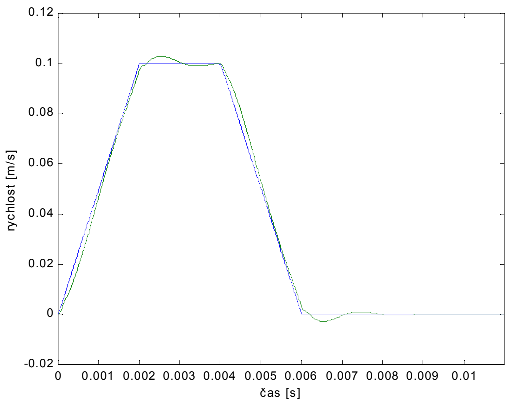


Obrázek8 Průběh síly F_6 na členu 6P

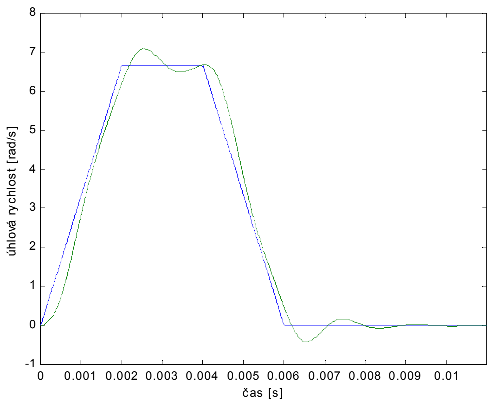
Na Obrázku8, který představuje průběh dynamické síly na zámku tedy členu 6P vidíme, že maximální hodnota síly F_2 činí 40 N, což je poměrně značná hodnota.

Je nutné si uvědomit, že síla F_2 v této sledované fázi, tedy sestupu, mechanismus odlehčuje, což ovšem neplatí při pohybu zámku vzhůru, kdy naopak mechanismus řízení hustoty pleteniny zatěžuje prakticky na dvojnásobek dynamických sil.

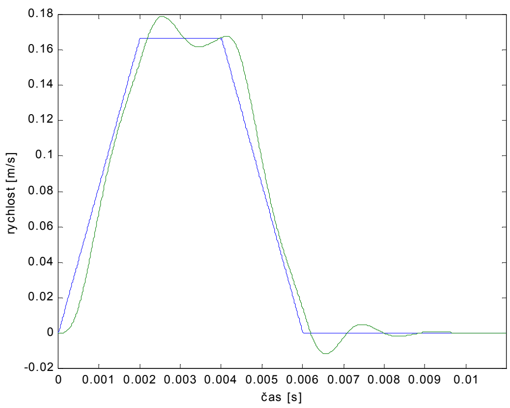
Obrázek6, který představuje průběh síly F_2 na členu 2 jen potvrzuje výše uvedený názor, že hmotnosti dalších členů soustavy jen nepatrně korigují zatížení hnacího členu. Nárůst hodnoty síly F_2 ve srovnání s členem 6P je způsoben především převodovým poměrem mezi těmito členy.



Obrázek9 Průběh rychlosti na členu 2P



Obrázek10 Průběh úhlové rychlosti na členu 4P



Obrázek11 Průběh rychlosti na členu 6P

Na Obrázku9, 10 a 11 jsou uvedeny průběhy rychlostí členů 2P, 4P a 6P. Poměrně těsně sledují teoretické průběhy, tedy kinematické veličiny ideálního dokonale tuhého mechanismu. Projevuje se zde opět poměrně dlouhá doba na zatlumení vibrací po ukončení zdvihu. Maximální hodnota rychlosti na členu dva musí dosáhnout hodnoty 0.1 $m.s^{-1}$, což odpovídá frekvenci f=9994 Hz při úhlu stoupání na pohybovém šroubu s=2 mm.

5. Závěr

Předložený dynamický model popisuje analyzovaný mechanismus řízení hustoty pleteniny jako rovinnou soustavu s pružnými členy. Je možné uvažovat vůle v kinematických vazbách a je možné volit různé pohybové zákony tak, jak jsou určeny charakterem pohonné jednotky. Předložené řešení provedené za zjednodušujících podmínek ukazuje, že hnací jednotka se pohybuje na mezi možností. Z uvedených výsledků vyplývá, že maximální kroutící moment na pohybovém šroubu po přepočtu ze síly F_2 činí M_k=6.5 N.cm při stoupání závitu s=2 mm a koeficientu tření f=0.15. Maximální frekvence, kterou by měl krokový motor dosáhnout po době rozběhu t_R=2 ms činí 9994 Hz. Ze srovnání s charakteristikou motoru MAE HY 200 1713 (Obrázek1) vidíme, že motor by musel pracovat na mezi svých možností (je nutné počítat s momentem setrvačnosti vlastního rotoru s pohybovým šroubem).

Z toho tedy vyplývá, že bude nutné provést důkladnou optimalizaci navržené struktury s ohledem na maximální odlehčení všech součástí a zároveň udržení vysoké tuhosti kritických součástí, které způsobují výrazné vibrace celého systému.

Řešení prokázalo, že navržený dynamický model je schopen požadované dynamické optimalizace. Na druhé straně bude rovněž nutné věnovat se otázce řízení krokového motoru tak, aby byl schopen zajistit požadované parametry náhonu.

6. Literatura

Julis, K.– Brepta, R. a kol. (1987) *Mechanika – dynamika*, SNTL Praha

Dufek, V. (1969) *Okrouhle puncochove automaty – usporadani a obsluha*, SNTL Praha

Nise, N.S. (2000) *Control system engineering*, JOHN WILEY&SONS,INC.

Mrázek, P., Modrlák, O. (2001) *Optimisation of the control mechanism for the step change of the stitch density of knitted fabric.* In.5th Workshop on ECMS. Toulouse, France