

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

Ing. Jan Křepela

**DYNAMICKÉ VLASTNOSTI OSY C PRO MULTIFUNKČNÍ
SOUSTRUŽNICKÉ CENTRUM**

DYNAMIC BEHAVIOURS OF THE C AXIS DRIVE FOR
MULTIFUNCTION CUTTING CENTER

ZKRÁCENÁ VERZE PH.D. THESIS

OBOR	Konstrukční a procesní inženýrství
VEDOUCÍ PRÁCE	Doc. Ing. Vladislav Singule, CSc.
OPONENTI	Doc. Ing. Pavel Souček, DrSc. Prof. Dr. Ing. Jiří Marek Ing. Zdeněk Brychta
DATUM OBHAJOBY	28. 1. 2011

Klíčová slova

Soustružnické centrum, osa C, více-hmotová soustava, řízení Master-Slave, dynamické vlastnosti, šnekový převod, torzní tuhost, samosvornost, simulační model osy C.

Key words

Multifunction turning center, C axis drive, multi-body mass system, Master- Slave drive, dynamic behaviour, worm gear, torsion stiffness, self locking, simulation model of C axis drive.

Místo uložení

Disertační práce je uložena na oddělení vědy a výzkumu

Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně, Technická 2, 616 69 Brno

© Jan Křepela, 2011

ISBN 978-80-214-4258-0

ISSN 1213-4198

OBSAH

OBSAH	3
1 ÚVOD	5
2 MOTIVACE A CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE	6
2.1 Cíle disertační práce	6
3 STRUČNÝ POPIS ZVOLENÉ KONCEPCE OSY C	7
4 SOUČASNÝ STAV MODELOVÁNÍ DYNAMICKÝCH VLASTNOSTÍ ŘÍZENÝCH OS	8
5 HLAVNÍ VÝSLEDKY A PŘÍNOSY DISERTAČNÍ PRÁCE	8
5.1 SIMULAČNÍ MODEL OSY C	9
5.1.1 <i>Mechanická soustava osy C</i>	13
5.1.2 <i>Model tření ve šnekovém soukolí</i>	15
5.1.3 <i>Optimalizace nastavení regulátorů osy C</i>	15
5.1.4 <i>Optimalizace nastavení hodnoty předepnutí momentem</i>	17
5.2 VERIFIKACE SIMULAČNÍHO MODELU	18
6 ZÁVĚR	22
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	24
AUTOROVA PUBLIKAČNÍ ČINNOST	26
ŽIVOTOPIS	27
ABSTRAKT	28
ABSTRACT	28

1 ÚVOD

S rozvojem multifunkčních obráběcích strojů je v současné době požadováno přesné úhlové polohování i na těžkých soustružnických strojích, o čemž svědčí expozice předních světových firem např. na EMO Hannover. Na těžkých strojích všech světových výrobců jsou většinou používány koncepce přesných rotačních os s převody. Je to dáno stále existujícími velkými nároky na velikost kroutících momentů při malých nastavbových rozměrech, což moderní koncepce strojů s přímými pohony zatím plně nespĺňuje.

Trendem pro životní cyklus obráběcích strojů je zkracování vývojových a výrobních časů již při vývoji prototypu stroje, a proto je nutné už ve fázi vývoje prověřit v 3D CAD prostředí a dalších simulačních nástrojů konstrukci a chování strojního uzlu z hlediska mechanických i mechatronických vlastností před samotnou výrobou prototypu. Simulace mechanických vlastností, kolizí a v dnešní době i mechatronických vlastností pomáhá nejen v odstraňování nákladů na zmetky, ale i vylepšuje výsledné požadované chování stroje při obrábění a jeho bezpečnost. Koncepce osy C je navržena se šnekovým převodem z důvodu velkého převodu potřebného pro dosažení požadovaného kroutícího momentu. Protože je šnekový převod vyráběn principiálně s výrobní vůlí, je v této koncepci navíc zahrnut řídicí modul Master-Slave od firmy Siemens. Více o koncepcích rotačních os bude popsáno v kapitole 3. Řídicí modul Master-Slave řídí konstantní rozdíl kroutících momentů dvou elektrických servopohonů. To umožňuje eliminaci výrobní vůle použitím dvou šnekových soukolí na jednom společném nosiči. Prototyp stroje TT75, na kterém je osa C realizována, byl celý namodelován a zpracován do výrobní dokumentace v systému Pro/Engineer Wildfire III. Konkrétně pro osu C byly v Pro/Engineeru vypočítány momenty setrvačnosti jednotlivých komponent. Dále jsou modely komponent použity pro MKP analýzu torzní tuhosti pro více-hmotový model celé dynamické soustavy. Protože pro tento stroj byl určen jako řídicí systém Siemens Sinumerik 840D, bylo nutno řízení i měření dynamického chování osy přizpůsobit právě tomuto řídicímu systému. Protože navržená koncepce osy C představuje komplikovanou elektromechanickou soustavu, je pro dosažení požadovaného dynamického chování nezbytné velice sofistikované řízení. Proto bylo nutné vytvořit komplexní simulační model řízení osy C tak, aby mohl sloužit k optimalizaci parametrů jednotlivých regulačních smyček na základě známé definované mechanické soustavy. Využití simulačního modelu má velký vliv při stavbě prototypu, ale i do budoucna v případě, že se bude zaměřovat mechanická soustava, např. jiné převodové číslo, jiné komponenty nebo jiný požadavek na chování osy C.

2 MOTIVACE A CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Motivace k uvedenému tématu disertační práce vznikala postupně v rámci mého působení v konstruování obráběcích strojů, ať už ve firmě Kovosvit a. s. Sezimovo Ústí, tak ve firmě TOS a. s. Čelákovice. V obou firmách jsem se zabýval vývojem produkčních CNC soustruhů a prošel jsem si postupně od nejmenších strojů až po prototyp TT75 firmy TOS a. s. Čelákovice, který patří do těžké řady. Problematika přesné rotační osy C mě provázela i u všech dosavadních strojů. Ovšem každá velikost stroje měla jiné optimální konstrukční řešení osy C.

2.1 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Cílem této disertační práce bylo vytvořit co nejpřesnější simulační model pro získávání dynamických vlastností osy C prototypu multifunkčního soustružnického centra a tento model verifikovat na prototypu stroje. Tento model musel být vytvořen na základě co nejúplnějšího popisu celé elektromechanické soustavy osy C a jejího řízení. Musel proto zahrnovat všechny podstatné vlastnosti celku. Pro podporu sofistikovaného modelu musí být velice přesně stanoveny parametry jednotlivých komponent, jmenovitě:

- momenty setrvačnosti,
- tuhosti,
- tlumení,
- tření ve šnekovém soukolí,
- prověření linearity těchto parametrů.

Pro stanovení těchto parametrů musí být použity co nejmodernější teorie a prostředky výpočetní techniky. Pro verifikaci simulačního modelu budou prováděna měření dostupnými měřicími prostředky na skutečném smontovaném a zaběhnutém prototypu stroje v prostředí firmy TOS a.s., v Čelákovicích.

Pro dosažení cílů disertace je nutné provést posupně následující dílčí kroky:

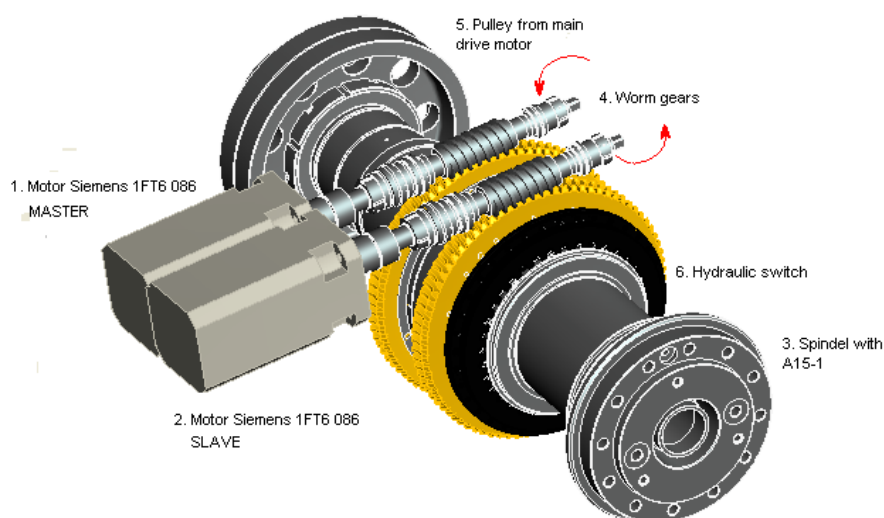
- rozčlenění a zhodnocení vhodnosti různých koncepcí konstrukce a konstrukčních variant osy C,
- komplexní posouzení vybrané koncepce pohonu osy C z hlediska přesnosti, životnosti vzhledem k předepínacím cyklům, ceny, dynamické stability a parametrů pro obrábění,
- identifikace průběhu třecí síly ve šnekovém soukolí prototypu osy C,
- provedení citlivostní analýzy parametrů jednotlivých prvků sestavy na dynamické vlastnosti celku,
- navržení vhodných metod měření přechodových charakteristik pro zjišťování dynamických vlastností osy C,
- verifikace komplexního matematického modelu porovnáním s naměřenými hodnotami na prototypu osy C soustružnického stroje,

- specifikace výhod a nevýhod samosvornosti šnekového soukolí pro navrženou dynamickou mechanickou soustavu,
- měření a statistické vyhodnocení opakované přesnosti najetí na danou úhlovou polohu.

3 STRUČNÝ POPIS ZVOLENÉ KONCEPCE OSY C

Hlavní vřeteno stroje, na kterém je osa C realizována, je pro soustružnické operace poháněna asynchronním vřetenovým motorem o výkonu 71kW. Pro potřebu vysokého kroutícího momentu je pohon zpřevodován do pomala planetovou dvourychlostní převodovkou a stálým řemenovým převodem. Dvourychlostní převodovka umožňuje převod 1:1 a 1:4 a řemenový převod je realizován ozubenými řemeny. Pro potřebu frézovacích a vrtacích operací je tento hlavní motor odpojen neutrální polohou převodovky. Šnekové převody poháněné dvěma synchronními servomotory 1FT6086 od firmy Siemens řízenými v režimu Master-Slave jsou hydraulicky zařazeny na vřeteno – viz Obr. 1. Hydraulický válec je implementován do zbylého prostoru na plášti vřetena mezi šnekovými koly a zadním uložením vřetena. Po aktivaci hydraulického válce je tímto hydraulickým válcem zasunuto přesné Hirtovo ozubení, které pevně spojí nosič šnekových kol s vřetenem.

Režim Master-Slave umožňuje řídicím systémem stroje měnit parametry elektrického předepnutí mezi oběma servomotory. Předepnutí servomotorů vymezí při držení polohy ve vazbě výrobní vůli ve šnekovém soukolí. To je realizováno opřením boků zubů obou šneků na protilehlých zubech šnekových kol opačným působením kroutících momentů obou servomotorů. Při rotačním pohybu se postupně opačné smysly působení kroutících momentů přemění na stejné. Stále ale zůstane konstantní rozdíl těchto momentů.



Obr. 1: Konstrukce osy C stroje TT75, [V2]

Tato koncepce provedení osy C na horizontální ose soustružnického centra je výhodná hlavně z důvodu přenosu velkého kroutícího momentu pro obrábění, a dále je málo citlivá na změnu velikosti obrobku. Pro obrábění s nástroji s pulsujícími silami je tato koncepce výhodná také z hlediska tlumení vlivem tření ve šnekovém soukolí.

4 SOUČASNÝ STAV MODELOVÁNÍ DYNAMICKÝCH VLASTNOSTÍ ŘÍZENÝCH OS

V současné době je každá regulační soustava polohovací osy se synchronními motory tvořena proudovou, rychlostní a polohovou smyčkou. Dalšími, ne již tak používanými způsoby řízení jsou Master-Slave (viz kapitola 5), dále Gantry osy, které jsou použity například při pohonu polohování stolu obráběcího stroje dvěma nezávislými kuličkovými šrouby. Proto, aby bylo možné vytvořit komplexní simulační model řízené osy, je nutné znát přesně nejen mechanickou soustavu, která bude regulována, ale i další mechanické a fyzikální jevy, které s mechanickou soustavou souvisejí. Přímo pro problematiku řízení Master-Slave existuje literatura od firmy Siemens [14]. Pro vypovídající popis mechanické soustavy této koncepce osy C je dále nutná znalost problematiky výpočtu torzní tuhosti šnekového soukolí a tření ve šnekovém soukolí. Tato problematika, avšak pro jinou oblast použití, je mimo jiné popsána v odborné literatuře především z čínských universit [7, 20, 19, 17]. Konkrétně pro dynamické vlastnosti v oblasti vlastních frekvencí a vlastních kmitů je již dnes používán vícehmotový výpočetní model, který je možné najít v nejrůznějších odborných pramenech z této oblasti mechaniky [5, 6, 4]. Na základě prostudování dostupné literatury byl pro komplexní simulační model řízené osy C zvolen simulační software Matlab-Simulink. Pro výpočty torzních tuhostí jednotlivých komponent osy C metodou konečných prvků byla použita školní verze programu Ansys, který umožnila počítat i nelineární kontaktní úlohu ozubení.

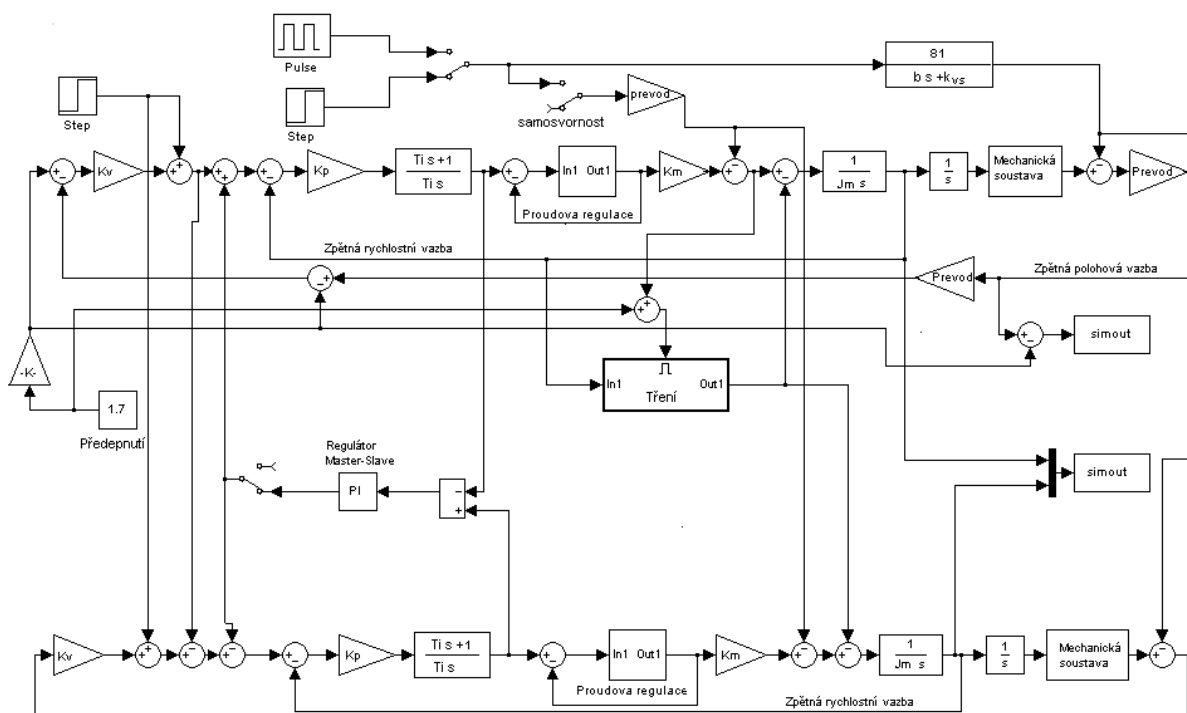
5 HLAVNÍ VÝSLEDKY A PŘÍNOSY DISERTAČNÍ PRÁCE

Obecně hlavním přínosem této disertační práce je simulační model osy C a jeho verifikace pomocí měření na reálném prototypu stroje TT75. tento model je vytvořen na základě mechatronického přístupu k modelování celé regulační soustavy osy C, jak pro samosvorný převod šnekového soukolí 81, tak pro nesamosvorný převod 40,5. Simulační model je sestaven pro oba případy a výstupy jsou v disertační práci dělány rovněž pro oba převody. Verifikace ovšem proběhla pouze na převodu 81, protože tento převod se ukázal z hlediska parametrů osy C lepším pro realizaci stroje.

5.1 SIMULAČNÍ MODEL OSY C

Simulační model osy C v režimu Master-Slave - viz Obr. 2 - zahrnuje všechny podstatné mechanické, elektrické a elektronické vlivy, určující dynamické chování osy C. Takto složitý simulační model ale také zahrnuje několik zjednodušení a nepřesností vůči realitě. Nepřesnosti, se kterými je nutné počítat, jsou následující:

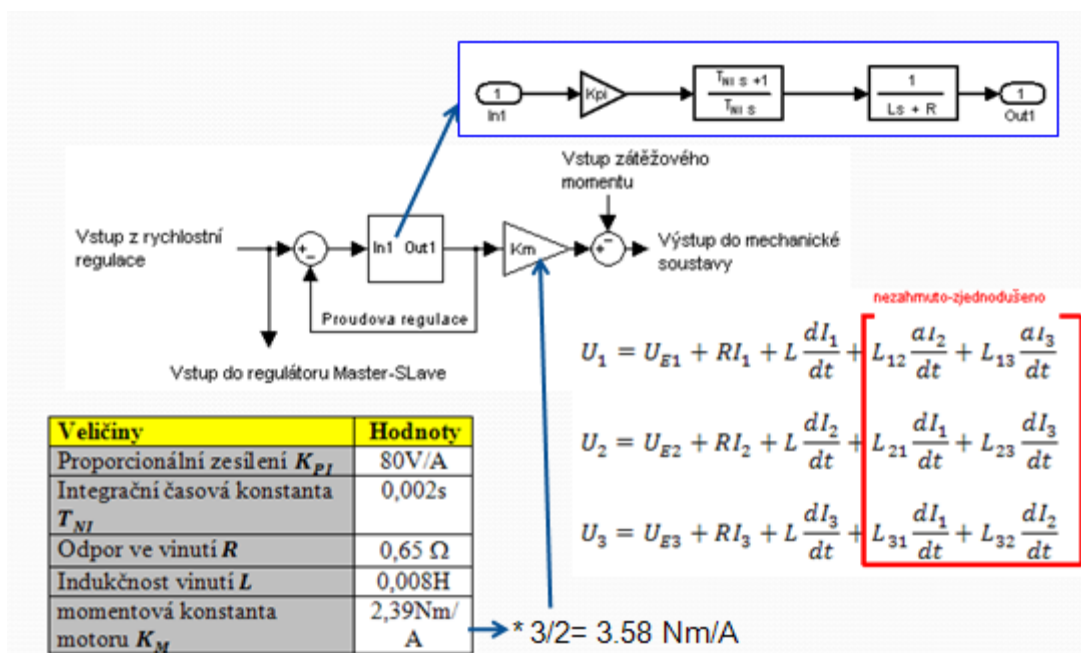
- nelinearita tuhosti šnekového soukolí v závislosti na zatížení,
- tlumení šnekového soukolí vycházející z tření je do mechanické soustavy zaneseno jako konstanta. Ve skutečnosti je toto tlumení nelineárně závislé na rychlosti pohybu,
- proudová regulace je zjednodušena, není zohledněno vzájemné indukované napětí mezi vinutími (obr.3),
- hodnoty tuhostí a momentů setrvačnosti jsou vypočítány pro dílce vyrobené ve jmenovitých rozměrech. Ve skutečnosti tam mohou být odchylky,
- mechanická soustava je pouze diskrétně rozdělena na více-hmotovou (obr.7),
- teplotní vlivy z okolí a řezného procesu,



Obr. 2: Komplexní simulační model osy C stroje TT75 [V2]

Pro tyto nezahrnuté vlivy je nutno najít míru ovlivnitelnosti přesnosti výsledku. Jako nejmenší problém se jeví chyba odchylek rozměrů pro výpočet tuhosti a momentu setrvačnosti. Největší riziko ovlivnitelnosti výsledku pro

tento simulační model je v používané hodnotě tlumení šnekového soukolí, což se podařilo graficky znázornit přímo výstupem ze simulačního modelu pro více možných hodnot tlumení (Obr. 5).



Obr. 3: Zjednodušení proudové smyčky obou motorů

Popis simulačního modelu:

Simulační model se skládá z kompletních regulací obou motorů. Na obrázku 2 je na horní části modelu umístěn motor Master a na spodní části je motor Slave. Oba motory jsou bez váhových koeficientů řízeny společným PI regulátorem modulu Master-Slave, do kterého vstupují obě rychlostní regulace. Simulační model zahrnuje dále model tření ve šnekovém soukolí, který má vstupní parametry rychlost a korutící moment. Mechanická soustava je pro oba motory společná. Více-hmotová mechanická soustava je redukována na hřídel motoru a každá sériově zapojená hmota má svojí přenosovou funkci (na obrázku 2. je mechanická soustava označena blokem “mechanická soustava“). Přenosová funkce pro n-tý člen je dle vztahu:

$$G_n(s) = \frac{\varphi_n}{\varphi_{n-1}} = \frac{b_n s + k_n}{J_n s^2 + b_n s + k_n} \quad (1)$$

Mechanická soustava bude dále podrobněji popsána v kapitole 5.2.

Proudová regulace obou motorů je zjednodušena o nezahrnutí vlivu vzájemného indukovaného napětí mezi vinutími statoru (obr.3). Tento vliv

začíná ovlivňovat výsledky simulačního modelu až při vyšších rychlostech motoru, které v daných simulacích nebyly využívány. Polohová regulace motoru v sobě zahrnuje rychlostní regulaci a je dána přenosem bez vlivu mechanické soustavy a propojení Master-Slave:

$$F_{poloha}(s) = \frac{K_v F_R(s)}{s + K_v F_R(s)} \quad (2)$$

Kde K_v je proporcionální zesílení polohové smyčky, $F_R(s)$ je přenos pro rychlostní smyčku.

$$F_R(s) = \frac{K_p K_M}{J_M T_N} \quad (3)$$

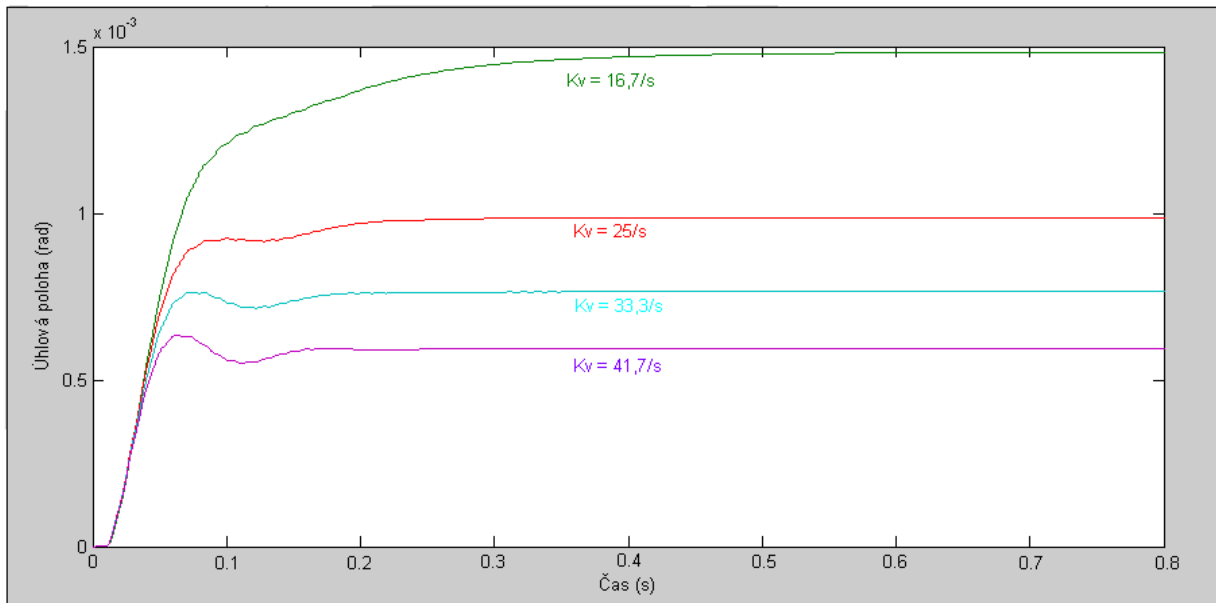
Kde K_p je proporcionální zesílení rychlostní smyčky, K_M je momentová konstanta motoru a T_N je integrační časová konstanta rychlostní regulace.

$$K_M = \frac{3}{2} K_{M(\text{pro1.vinutí})} \quad (4)$$

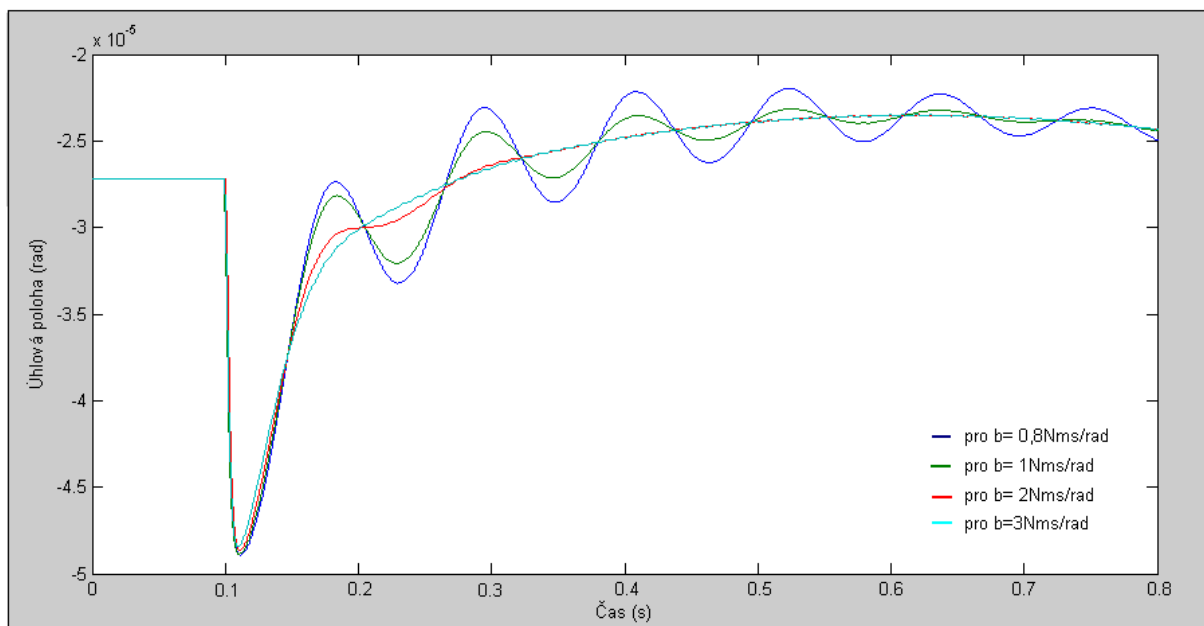
Moment zátěže je přiveden v blokovém schématu simulačního modelu (obr.2) za proudový regulátor motoru. Pro samosvorný převod je spojení přerušeno.

V tomto případě simulační model pouze reaguje na torzní natočení vřetene na přímém odměřování způsobené zatížením. Tento rozdíl je přiveden do polohové smyčky. Vnější zatížení je možné zadávat do simulačního modelu pomocí skokových změn nebo pulzních změn.

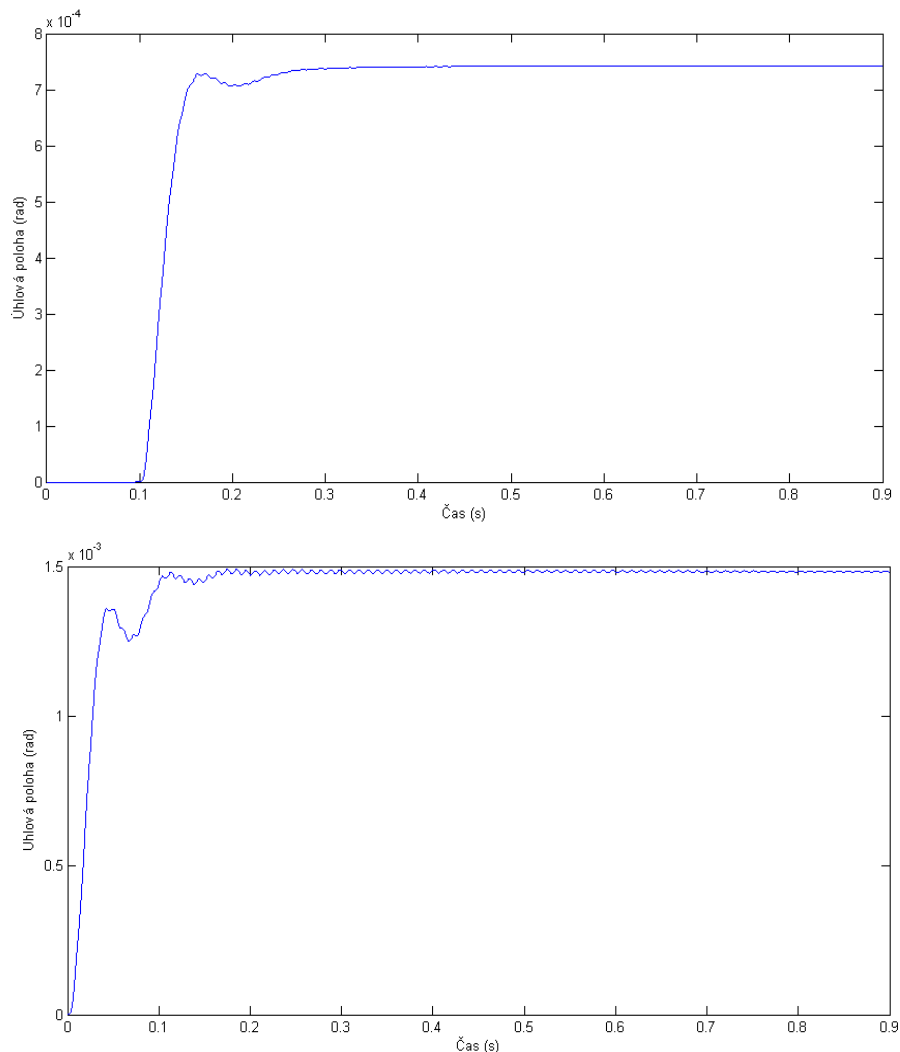
Simulační modelování přináší mnoho pozitivních výstupů. Např. na Obr. 4 je vidět možnost graficky znázornit odezvy polohy na skok rychlosti pro jednotlivá zesílení polohové smyčky. Na základě těchto výstupů lze předem vcelku spolehlivě optimalizovat hodnotu rychlostní konstanty K_v . Dalším velice potřebným výstupem ze simulačního modelu je porovnání průběhů rychlostí obou motorů při skokové změně zatížení. Na základě tohoto výstupu lze optimalizovat nastavení regulátoru Master-Slave. Mezi dílčí výstupy simulačního modelu patří také výstupy třetího momentu při různých změnách zatížení. Simulační model v předvýrobní fázi prototypu umožnil porovnání dynamického chování dvou variant převodů šnekového soukolí, a to 40,5 a 81. Tento simulační model je připraven pro simulaci jakéhokoliv převodu po přepsání vstupních parametrů v blocích simulačního modelu. Dále simulační model umožnil pomocí jeho výstupů optimalizovat nastavení celé regulace osy C jak pro převod 40,5, tak pro převod 81 (obr.6).



Obr. 4: Odezva polohy na skok rychlosti pro různá zesílení polohové zpětné vazby K_v



Obr. 5: Odezva polohy na skok rychlosti pro různá tlumení

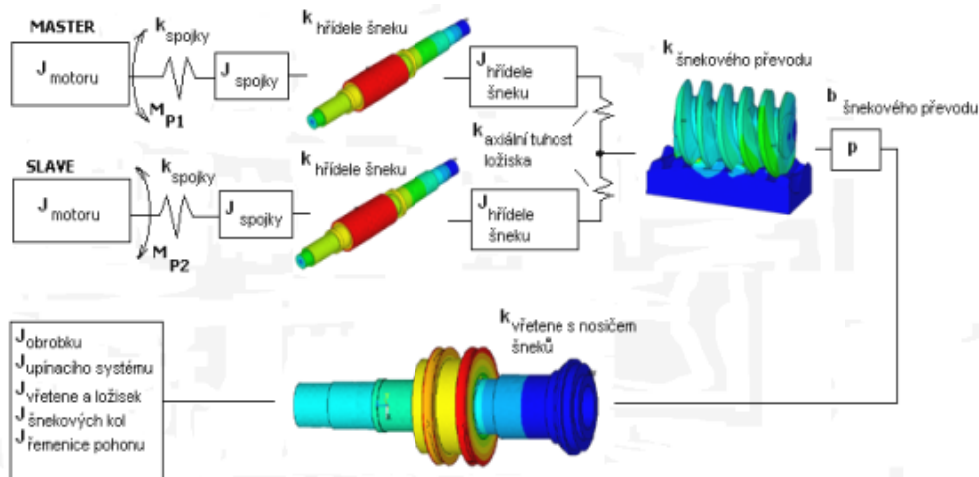


Obr. 6: Porovnání odezvy polohy na skok rychlosti pro oba převody (nahore 81, dole 40,5)

5.1.1 Mechanická soustava osy C

Mechanická soustava osy C (Obr. 7) je skladbou stejná pro převod 81 i 40,5, ale redukované momenty setrvačnosti vřetenové části na hřídel motoru jsou různé a také tuhosti redukované na hřídel motoru mají díky velikosti převodu různou velikost.

Model více-hmotové soustavy vychází z diskretizace mechanické soustavy na 5 hmotných bodů. Matice hmotnosti a tuhosti je sestavena pro případ zjišťování antirezonanční frekvence motoru, kde hmota rotoru je zablokována.



Obr. 7: Mechanická soustava osy C[V5]

Protože konstanta tlumení (vztah 1) je v tomto případě tisíckrát menší v případě první vlastní úhlové frekvence, lze při výpočtu vlastních frekvencí tlumení zanedbat.

$$\delta = \frac{b}{2J} \quad (5)$$

Dále je nutné počítat s tím, že šnekové soukolí je předepnuto a jeho tuhost je nutné započítat paralelně. Jelikož výstupy rezonačních frekvencí při měření jsou sledovány pouze na motoru Master, je nutné počítat pouze s hřídelí šneku motoru Master. Při výpočtu vlastních frekvencí je celá dynamická soustava redukována na hřídel motoru. Pro výpočet vlastních frekvencí netlumené soustavy je použita pohybová rovnice v maticovém tvaru bez složky tlumení [5]:

$$|M^{-1}K - \Omega^2 E| = 0 \quad (6)$$

Maticе hmotnosti má tvar:

$$M = \begin{bmatrix} J_{\text{spojky}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{\text{hš}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{\text{vs}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{\text{ob}} \end{bmatrix} \quad (7)$$

Matice tuhosti má tvar:

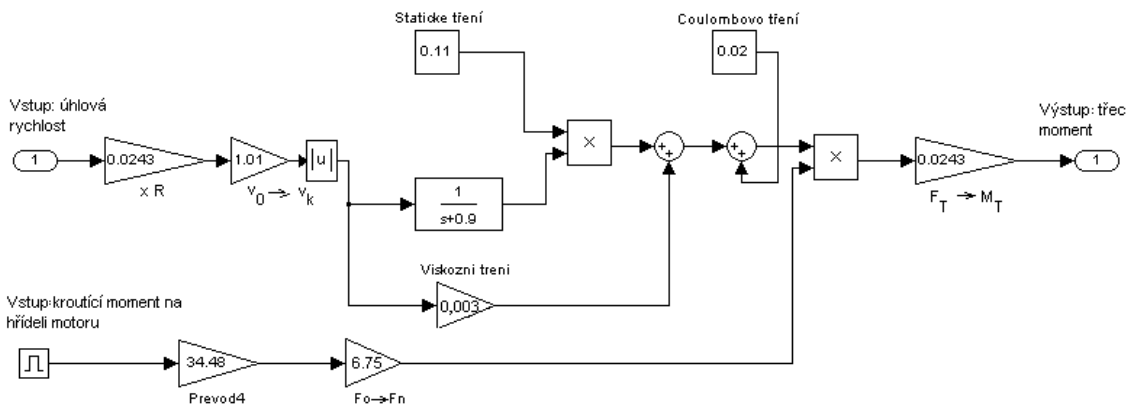
$$K = \begin{bmatrix} k_{m+spojky} & -k_{spojky} & 0 & 0 \\ -k_{spojky} & k_{spojky+hš} & -k_{hš} & 0 \\ 0 & -k_{hš} & k_{hš+2.ss(CEL)} & -2.k_{ss(CEL)} \\ 0 & 0 & -2.k_{ss(CEL)} & k_{2.ss(CEL)+vs} \end{bmatrix} \quad (8)$$

5.1.2 Model tření ve šnekovém soukolí

V modelu tření pro komplexní simulační model (obr.8) je převeden (vztah 5) pro třecí sílu [2] na krouticí moment v závislosti na okamžité úhlové rychlosti motoru. Jelikož komplexní simulační model osy C je v Laplaceově transformaci, musí se i tento model převést do této transformace.

$$F_{T,celkové}(\dot{x}) = F_N \left[\mu_C + (\mu_{ST} - \mu_C) e^{\frac{-|\dot{x}|}{v_s}} + B_v |\dot{x}| \right] \text{sign}(\dot{x}) \quad (9)$$

kde μ_{ST} je statický součinitel tření pro dvojici ocel-cínový bronz, a pro tento případ byla zvolena hodnota 0,11 v rozmezí (0,09 až 0,14). Tření za pohybu μ_C pro tuto dvojici se pohybuje podle literatury v rozmezí 0,02 až 0,05 v závislosti na provozních podmínkách a stupni zabíhání. Stribeckova rychlost je převzata z [2], Součinitel pro viskózní tření je závislý na dynamické viskozitě oleje, dále na tloušťce vrstvy oleje a tlaku působícího v této vrstvě.

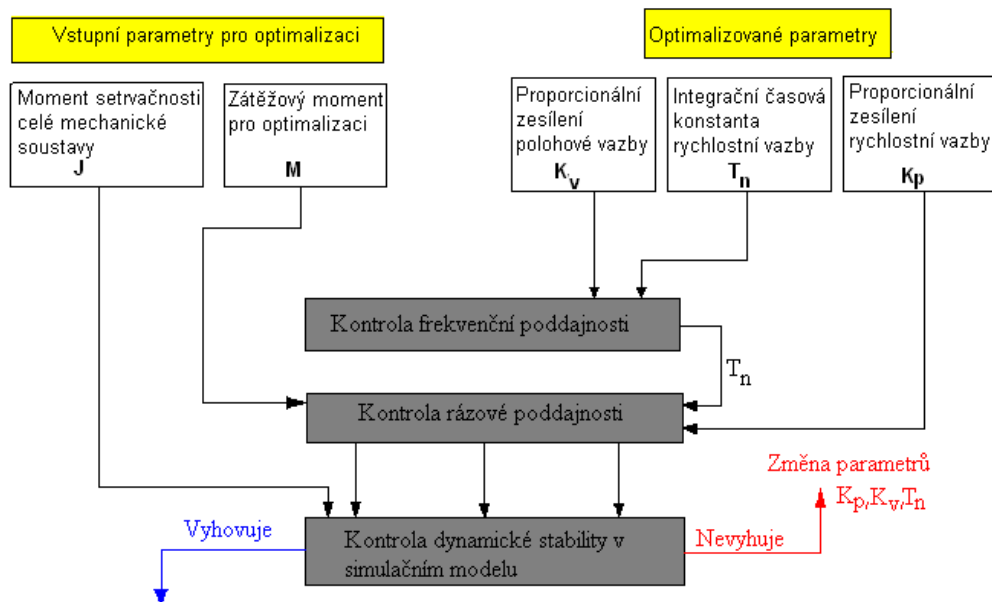


Obr. 8: Model tření ve šnekovém soukolí

5.1.3 Optimalizace nastavení regulátorů osy C

Optimalizace bude probíhat podle diagramu na Obr. 9. Počáteční hodnotou pro parametr K_v bude maximální hodnota 33,3s-1, která vyplývá z nastavení ostatních os stroje. Hodnota vstupního momentu bude nastavena na základě

požadavku technologického procesu frézování na průměru 750mm. Maximální hmotnost obrobku daná specifikací stroje je 3000kg. Z toho vyplývá hodnota momentu setrvačnosti obráběného dílce, redukováná na hřídel motoru.



Obr. 9: Blokové schéma optimalizace nastavení regulátorů osy C

Kontrola frekvenční poddajnosti

Optimalizaci frekvenční poddajnosti je možné se vyhnout za předpokladu, že rezonanční frekvence polohové a rychlostní smyčky bude za potřebnou hranicí používaného frekvenčního spektra. Minimální požadovaná hodnota pro optimalizaci je stanovena vyšší, než 100Hz. Tomuto požadavku při $K_v = 33,3 \text{ s}^{-1}$ odpovídá integrační konstanta $T_n = 0,003 \text{ s}$. Tato hodnota je pak dále použita pro kontrolu rázové poddajnosti. Rezonanční frekvence se vypočítá podle vztahu [7]:

$$f_{rez} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_v}{T_n}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{33,3}{0,003}} = 105 \text{ Hz} \quad (10)$$

Kontrola rázové poddajnosti

Do kontroly rázové poddajnosti vstupuje více parametrů. Za prvé je to moment setrvačnosti maximálního technologicky reálného obrobku. Dále již z kontroly frekvenční poddajnosti vystupuje parametr T_n pro momentové zatížení určené technologií, a v neposlední řadě také požadovaná minimální přesnost při obrábění. Požadovaná přesnost při takovémto rázovém zatížení je 50 úhlových vteřin. Z této části optimalizace určíme parametr K_p , což je

proporcionální zesílení rychlostní smyčky. Výpočet pro hodnotu úhlové polohy pro rázovou poddajnost je [7]:

$$\varphi_{\max} = \frac{M_k T_n}{K_p K_M} (T_n K_v) \left(\frac{T_n K_v}{1 - (T_n K_v)} \right) \quad (11)$$

Kontrola dynamické stability při skoku rychlosti

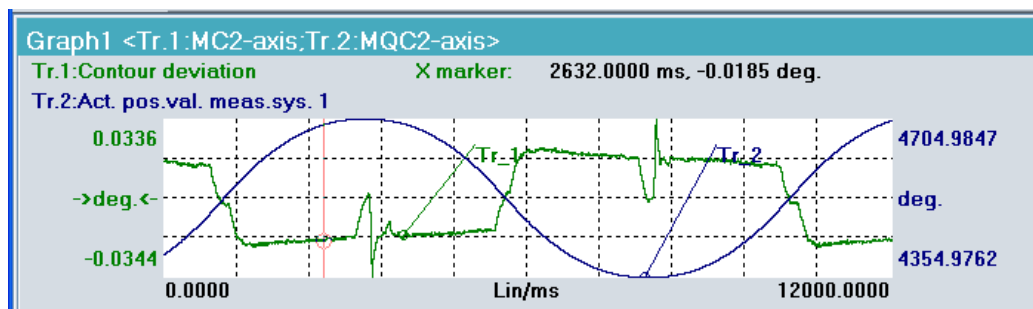
Tato kontrola bude provedena v simulačním modelu osy C parametry navržené, v prvním kroku. Rovněž je možné toto nastavení posuzovat podle naměřené amplitudo-fázové frekvenční odezvy rychlostní smyčky.

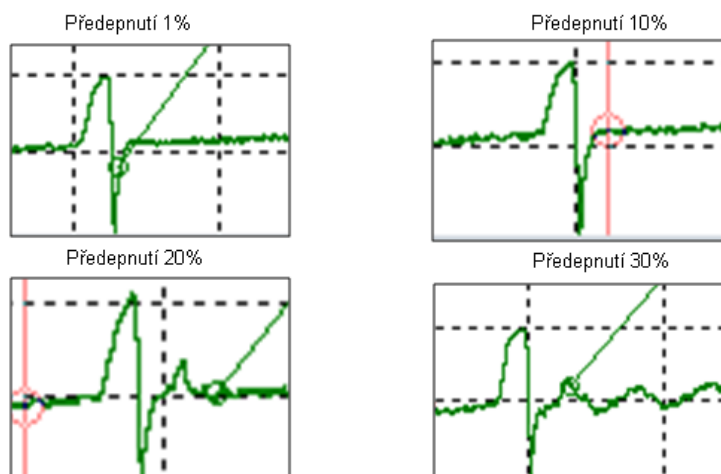
5.1.4 Optimalizace nastavení hodnoty předeptnutí momentem

Jednotlivé dílčí cíle optimalizace byly následující:

- nastavení optimálního momentového předeptnutí mezi motory Master a Slave vzhledem k překonání statického tření při procesu vymezování vůle a vzhledem ke stabilitě regulace.
- Co nejmenší opotřebení šnekového soukolí vlivem momentového předeptnutí motorů.

Na obrázku 10 je možné pozorovat dynamickou odezvu polohy na změnu směru otáčení osy C pro 4 velikosti předeptnutí. Maximální akceptovatelná hodnota z hlediska dynamického chování je 20% předeptnutí ze jmenovitého krouticího momentu. Z výpočtu potřebného momentu pro překonání statického tření ve šnekovém soukolí vyšla minimální hodnota 11% předeptnutí ze jmenovitého momentu motoru. Na konec z důvodu bezpečnosti ke stavu překonání statického tření byla zvolena hodnota 15%.





Obr. 10: Analýza průběhu odchylky polohy při změně pohybu pro jednotlivá předepnutí

5.2 VERIFIKACE SIMULAČNÍHO MODELU

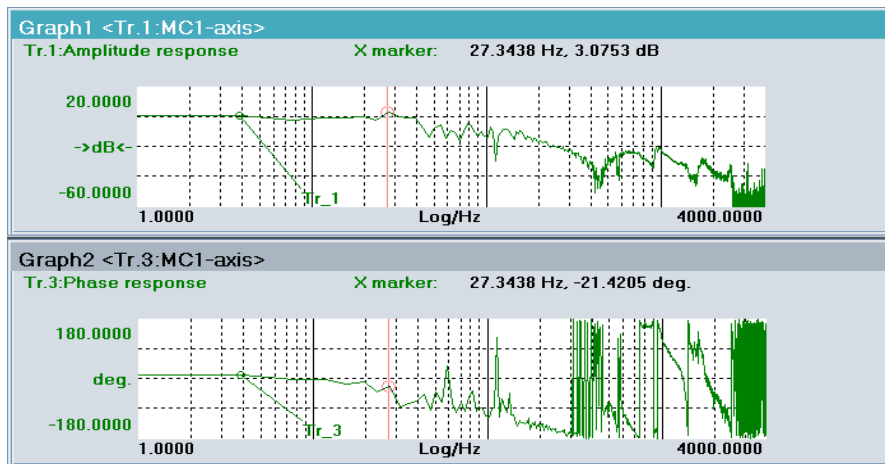
Prototypový stroj, který byl k dispozici pro experimenty a měření, je vybaven C osou se šnekovým soukolím s převodovým poměrem 81. Proto byla verifikována data pro osu C stroje pouze s tímto převodem.

V rámci verifikace simulačního modelu je nutno nejprve určit důležité charakteristiky, které lze ze simulačního modelu získat, přičemž tyto charakteristiky musejí být měřitelné dostupnými prostředky přímo na prototypu stroje. V rámci krátkého časového prostoru pro měření v rámci harmonogramů dokončování strojů ve formě TOS bylo pro verifikaci modelu měřeno následující:

- amplitudová a fázová frekvenční charakteristika rychlostní smyčky,
- průběh pasivních odporů v závislosti na čase při jednosměrném polohování s konstantní rychlostí,
- pasivní odpory v čase při polohování se změnou směru otáčení,
- odezva polohy na skokovou změnu momentu zátěže,
- odezva polohy na skokovou změnu rychlosti,
- odezva rychlostí obou motorů na skokovou změnu momentu zátěže.

Všechna měření byla provedena s využitím nástrojů řídicího systému Sinumerik 840D.

Amplitudová a fázová frekvenční charakteristika rychlostní smyčky prokázaly s určitou nepřesností existenci čtyř antirezonančních frekvencí při zablokovaném motoru Master (Obr. 11).



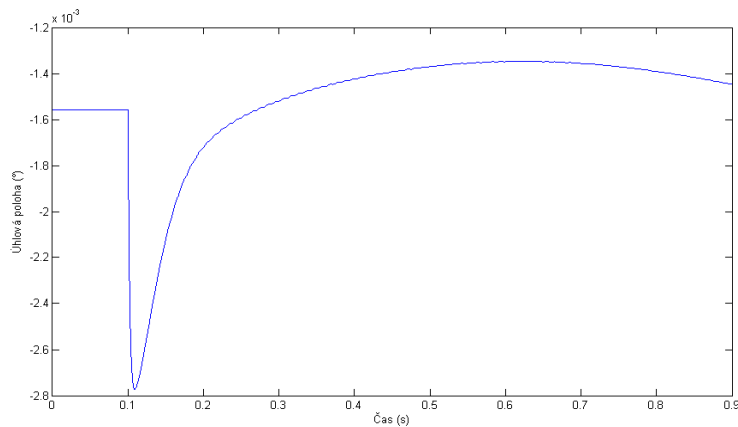
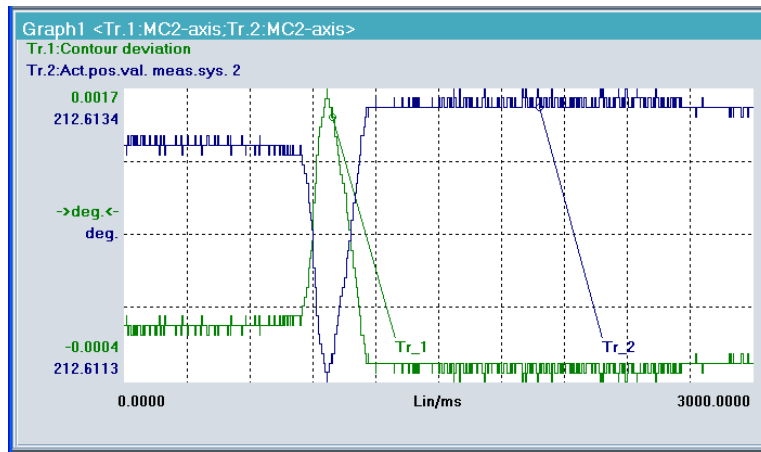
Obr. 11: Amplitudová a fázová frekvenční charakteristika rychlostní smyčky

Měření pasivních odporů prototypu stroje jak při konstantní rychlosti, tak při změně směru otáčení, pomohlo především při optimalizaci správného elektronického předepnutí obou motorů.

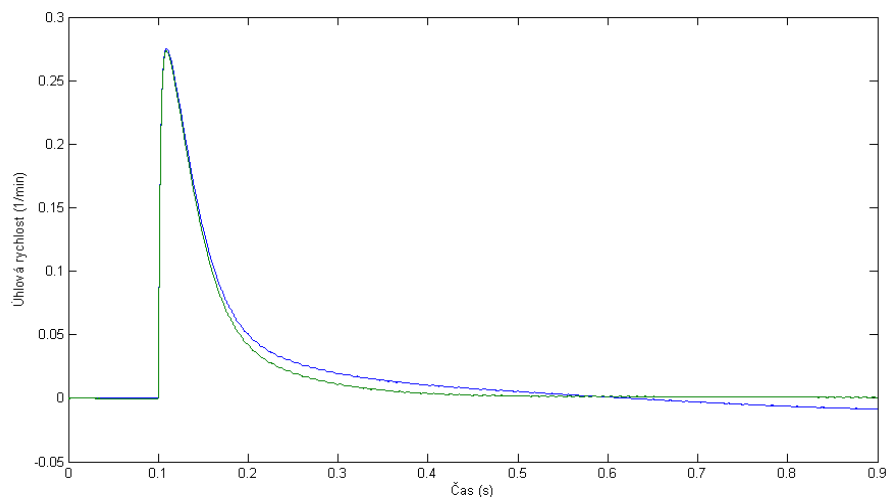
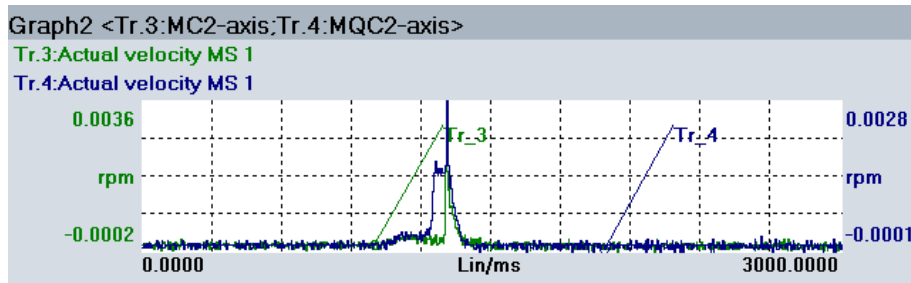
Dále byla provedena verifikace odezvy polohy na skokovou změnu momentu zátěže (Obr. 12). Toto měření bylo prováděno pomocí upnuté dlouhé tyče na vřetenu osy C a siloměrem byla vyvinuta předem definovaná síla pro skokovou změnu momentu zátěže. Skoková změna byla prováděná přestřihnutím spojení mezi siloměrem a tyčí. Nastavené hodnoty pro měření byly následující:

- zesílení rychlostní smyčky $K_V = 16.7/s$,
- integrační časová konstanta pro motor Master $I_M = 3ms$,
- integrační časová konstanta pro motor Slave $I_S = 3ms$,
- integrační časová konstanta pro PI regulátor momentu $I_M = 10ms$,
- proporcionální zesílení pro motor Master $K_P = 2100Nms/rad$,
- proporcionální zesílení pro motor Slave $K_P = 2100Nms/rad$,
- proporcionální zesílení pro PI regulátor momentu $K_P = 2100Nms/rad$,
- předepnutí 15% z K_P

Při tomto nastavení regulace byla provedena ještě další dvě verifikační měření, a to odezva polohy na skokovou změnu rychlosti (Obr. 13) a odezva rychlostí obou motorů na skokovou změnu momentu zátěže (Obr. 14).

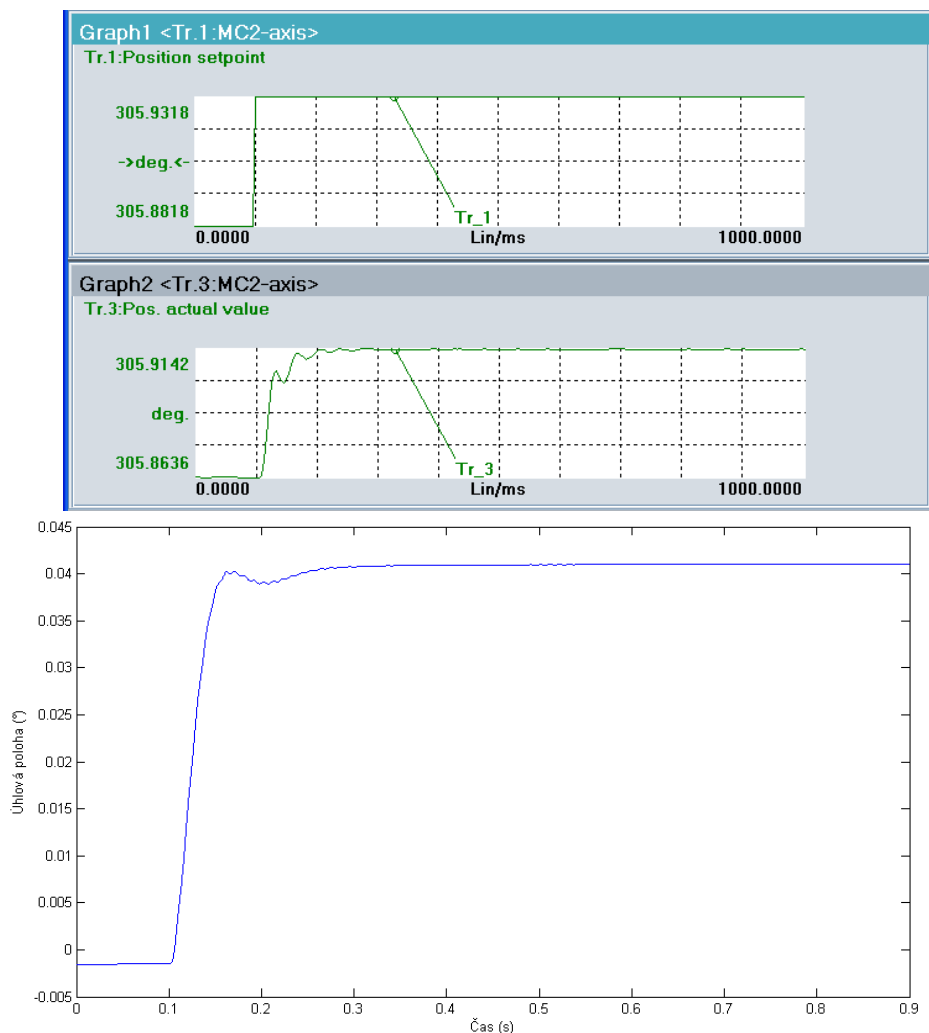


Obr. 12: Porovnání odezev úhlových poloh při skoku momentu 220Nm



Obr. 13: Porovnání průběhu otáček při skoku momentu 220Nm

Všechna verifikační měření prokázala určité odchylky naměřených a vypočítaných průběhů, ale přesto lze simulační model považovat za dostatečně přesný pro zjištění dynamického chování osy C při vývoji prototypu stroje.



Obr. 14: Porovnání průběhu odezvy polohy při skoku rychlosti 2rad/s

6 ZÁVĚR

Disertační práce byla zaměřena na zjišťování dynamických vlastností osy C, která je konstruována se šnekovým převodem, přičemž výrobní vůle ve šnekovém soukolí jsou kompenzovány předepnutím dvou šneků na spojených dvou šnekových kolech elektrickými pohony s řízením Master-Slave. Potřeba zjišťování dynamických vlastností osy C a možnosti řízení této osy nastala už od samého počátku konstruování osy C pro stroj TT75 ve firmě TOS a.s. Čelákovice. Pro předem potřebné zjišťování chování osy C při nastavení všech regulací, které řízení Master-Slave v sobě zahrnuje, byl vytvořen komplexní simulační model osy C. Výstupy za simulačního modelu byly verifikovány na prototypu stroje TT75.

Protože náplň práce je velice rozsáhlá a sahá do několika odvětví vědy, bylo nutné po celou dobu zpracování disertační práce vycházet z literární rešerše v oblastech modelování regulovaných soustav, modelů tření, modelování kontaktní problematiky ve šnekovém soukolí metodou MKP a v neposlední řadě experimentálně ověřovat dynamické vlastnosti řízených os.

Prvním dílčím výsledkem této práce bylo navržení šnekového soukolí ve dvou variantách, tj. s převodovým poměrem 40,5 a 81. Pro provoz osy C na prvních prototypu byl vybrán převod 81 z důvodu lepší dynamické tuhosti a z důvodu vyššího krouticího momentu na vřetenu v režimu osy C. Volba velikosti a uložení hřídelí šneku byla provedena s ohledem na co nejlepší dynamické vlastnosti. Dále byly předělány spojky spojující motor s hřídelem šneku na spojky tužší konstrukce.

Simulačním modelováním byly nalezeny vlastní frekvence mechanické soustavy osy C. Tyto vlastní frekvence byly verifikovány měřením amplitudové a fázové frekvenční charakteristiky rychlostní smyčky s motorem Master. Při této verifikaci bylo zjištěno, že vlastní frekvence jsou značně potlačeny tlumením ve šnekovém soukolí.

Simulační model pomohl k identifikaci dynamických jevů, které se vyskytují v rámci provozu osy C, a dále pak pomohl k nastavení parametrů regulátorů přímo na prototypu stroje. V simulačním modelu bylo možné přepsáním parametrů velice jednoduše zjistit rozdíly chování osy C se šnekovým soukolím o převodu 40,5 a převodu 81. Samosvornost tohoto převodu se projevila jako výhoda. Převod 40,5 je lepší pouze v maximálních otáčkách, které dovolí šnekový převod. Osa C pro technologii obrábění výkovek z legovaných ocelí ale nepotřebuje pro frézování vyšší otáčky, než nabízí převod 81.

Výstupy ze simulačního modelu osy C byly verifikovány měřením na prototypu stroje. Výstupy z měření byly získány využitím nástrojů řídicího systému Sinumerik 840D.

Na základě citlivostní analýzy parametrů, které nejvíce ovlivňují průběh odezvy úhlové polohy na skok momentu, lze říci, že velkou mírou se podílí na nestabilitě změna velikosti tlumení ve šnekovém soukolí a v menší míře rovněž moment setrvačnosti obrobku. Výstupy ze simulačního modelu prokázaly, že převod 81 lze lépe nastavit pro kvalitní dynamické chování osy C. Nastavení parametrů regulace osy C je plně vyhovující ostatním řízeným osám daného stroje.

Z měření opakovaného najetí na definovanou úhlovou polohu byla provedena statistická analýza pro vyhodnocení dat. V rámci tohoto zpracování bylo provedeno testování závislosti na úhlové poloze a na rychlosti, z kterých byla přesnost opakovaného najetí vyhodnocována. Naměřená data pro přesnost najetí na definovanou úhlovou polohu jsou skutečně závislá na úhlové poloze. To je odůvodnitelné čelním nebo radiálním házením šnekového kola. Naopak testování závislosti přesnosti opakovaného najetí na rychlosti se ukázalo jako nezávislé.

Na základě podrobných analýz dynamického chování osy C jak z měření přímo na stroji, tak ze simulací, lze jednoznačně říci, že tato konstrukce osy C je sice velice komplikovaná na nastavení všech regulací, ale jeví se jako vhodná pro tento typ stroje.

Přínos disertační práce spočívá v implementaci mechatronické metodiky konstruování do stavby výrobních strojů s použitím širokého spektra nástrojů simulačního modelování a verifikaci simulačních výstupů na prototypu stroje.

Disertační práce dále obsahuje metodiku tvorby komplexního simulačního modelu pro takto složitou mechatronickou soustavu včetně možností verifikace experimentem v běžném prostředí montážní haly výrobce obráběcích strojů.

Informace, které tato práce obsahuje, jsou vhodné pro tvorbu simulačních modelů podobných mechatronických soustav v obráběcích strojích a jako takové jsou bezprostředně využitelné jak v technické praxi, tak ve všech stupních studia konstrukčních studijních oborů vysokých škol technického zaměření.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Čech, V., Jevický, J.: Zjednodušený dynamický model samosvorné převodovky, Colloquium Dynamics of Machines 2005, CCEMS, Prague 2005.
- [2] Garcia, E., Gonzales de Santos, P., Canudas de Wit, C.: Velocity Dependence in the Viscous friction Arising with Gears, in: The International Journal of Robotics Research, Vol. 21, No. 9, Sage Publications, pp. 761–771.
- [3] Chen, Ting, Yu, Perng, Juinn, Ning, Chiou, Shean -Juinn.: Two -stage optimum design of the dual -lead worm, Engineering Optimization, Vol. 35, No 5, 2003, pp. 561–572.
- [4] Tanaka, E., Tanaka, N., OHNO, K.: Vibration Analysis of a Multi-Stage Gear system Including Drive Mechanism Elements, JSME International Jurnal, 2001, Series C, Vol 44, No.2.
- [5] Mišun, V.: Dynamika výrobních strojů, VUT Brno 1991, ISBN 80–214-0297–0.
- [6] Mišun, V.: Vibrace a hluk, CERM, s.r.o. Brno 2005, ISBN 80-214-3060-5
- [7] Souček, P.: Servomechanismy ve výrobních strojích, ČVUT Praha, 2004, ISBN 80–01-0292–6.
- [8] Su, D., Qin, D.: Integration of numerical analysis, virtual simulation and finite element analysis for the optimum design of worm gearing, Journal of Processing Technology, 2003, pp 429–435.
- [9] Yang, F., Su, D., Gentle, R., C.: Finite element modelling and load share analysis for involute worm gears with localized tooth contact, The Nottingham Trent University, IMechE 2001, Vol. 215, Part C.
- [10] Das IndustrieMagazin, KonstruktionAntriebstechnik, Getriebemotorspindel, Seite 43, 43/2006.
- [11] International Kongres, Matar Praha 2004. Machine Tools, Automation and Robotic in Mechanical engineering, ČVUT Praha, ISBN 80–903421-3–2.
- [12] Boháček, F.: Části mechanismy strojů III, VUT Brno, 1987, ISBN 55-618-87.
- [13] Weck, M., Brecher, Ch.: Werkzeugmaschinen, Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose, Springer- Verlag Berlin Heidelberg 2006, ISBN 3-540-22506.
- [14] Siemens 2006, Speed/Torque Coupling, Master-Slave (TE3), Function Manual Siemens, 03/2006 Edition, 6FC5397-2BP10-1BAO.
- [15] Siemens 2008, elektronický katalog PM21 EN, Kapitola 4.
- [16] Dooner, David, B., Lim, Teklo, C.: Design of Direkt Contact Mechanisms, Journal of Mechanical Design, 2007 by ASME, Vol. 129, pp 5–6.
- [17] Janiček, P., Ondráček, E.: Řešení problémů modelování, FS VUT v Brně a PC-DIR Real, Brno, 1998.
- [18] Mudrik, J.: Engine drive with locking mechanisms, Engineering mechanics 2007, Svratka 2007.
- [19] Procházka, F., Kratochvíl, C.: Úvod do matematického modelování pohonových soustav, Cerm Brno, 2002, ISBN 80–7204-256–4.

- [20] Skalický, J.: Elektrické servopohony, PC-DIR Real Brno 1999, ISBN 80-214-1484-7.
- [21] Kratochvíl, C., Slavík, J.: Mechanika Těles, Dynamika, CERM, s.r.o. Brno 2002, ISBN80-214-2260-2.
- [22] Renishaw plc 2000-2002, Principles of rotary axis calibration.
- [23] Armstrong, B., Friction: Experimental determinativ, modeling and compensation, IEEE Int., Conference on Robotic and Automation, 1988, v. 3, pp. 1422-1427
- [24] Shing, T. K., Dynamics and control of geared servomechanisms with backlash and friction consideration, Ph.D. Thesis, 1994, The University of Maryland.
- [25] Bliman, P. A. Mathematical study of the Dahl's friction model, Eur. J. Mech., 1992, a v. 11(6): pp. 835-848.
- [26] Harnoy, A., Friedland, B., dynamic friction model of lubricated surfaces for precise motion control, 1993, Preprint No. 93-TC-1d-2. Society of Tribologists and Lubrication Engineers.
- [27] Karnopp, D., Computer simulation of slip-stick friction in mechanical dynamic system, Journal Dynamics System Measuring Control, 1985, 107(1):100-103.
- [28] Meloun, M., Militký, J., Statistická analýza experimentálních dat, Vydavatelství Academia, ISBN 80-200-1254-0
- [29] Haas Automation, Inc <http://www.haascnc.com>, Haas automatik, Inc, 2009.
- [30] Redex Andantex, <http://www.redex-andantex.com>, Redex Andantex, 2009.
- [31] Technické listy firmy Magtrol, <http://www.magtrol.com>, MAGTROL, 2008.
- [32] Schaffler group, <http://www.ina.de>, Schaffler group, 2008.
- [33] KTR, <http://www.ktr.com>, KTR, 2007.

AUTOROVA PUBLIKAČNÍ ČINNOST

- [V1] Křepela, J., Singule, V.: Mathematic model of C-axis drive for identification of dynamic behaviour horizontal multifunction turning center, Engineering Mechanics 2007, Svratka 2007, pp. 143–144.
- [V2] Křepela, J., Singule, V.: Dynamical behaviors of the C axis mutibody mass system with the worm gear, Recent Advances in Mechatronics, IBSN 978–3-540–73955-5, Springer Berlin-Verlag Heidelberg 2007, pp. 1–5.
- [V3] Křepela, J., Singule, V.: Dynamical behaviors of the C axis with the worm gear, Proceedings of 10th international symposium on mechatronics, Trenčianské Teplice 2007, pp. 69–70.
- [V4] Křepela, J., Singule, V.: Analysis of the Deformation on the Worm Gear with help of FEM for the accurate driven C axis of the Turning Center, Engineering Mechanics 2008, Svratka, ISBN 978-80-87012-11-6
- [V5] Křepela, J., Singule, V.: Simulation of the dynamic Behaviors of the C axis Drive by the Turning center, Mechatronic Systems and Materials III, Solid State Phenomena, 2009, Volumes 147-149, ISSN 1012-0394.
- [V6] Křepela, J., Singule, V.: Měření dynamických vlastností osy C multifunkčního soustružnického centra v režimu Master-Slave, 2nd Ph.D. Student Workshop Brno 2008, UVSSaR VUT Brno.
- [V7] Křepela, J., Singule, V.: Možnosti verifikace simulačního modelu osy C na prototypu obráběcího stroje, 3rd Ph.D. Students Workshop Brno 2009, UVSSaR VUT Brno.
- [V8] Křepela, J., Singule, V.: Verification of the simulation model for C axis drive in the control system Master-Slave by the Turning center, Recent Advances in Mechatronics 2008-2009, Springer publishers, ISBN 978-3-642-05021-3
- [V9] Hovorka, J., Křepela, J.: Aktuální vývoj výroby ozubení, Seminář: Aktuální trendy ve výzkumu a vývoji obráběcích strojů, VCSVTT, ISBN 978-80-904077-1-8.

ŽIVOTOPIS

Osobní data:

Jméno, Příjmení: Ing. Jan Křepela
Datum narození: 4.7.1979
Státní příslušnost: ČR
Adresa : Podbřezí, Lhota-Netřeba 68, p. Dobruška 518 01
Telefon: +420728085317

Vzdělání:

1998-2003 VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství, obor:
Stavba výrobních strojů a zařízení
2002-2003 TU Chemnitz, Fakultät für Maschinenbau Fachrichtung :
Werkzeugemaschinen und Umformtechnik
2004-2011 doktorandské studium, VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství,
obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Praxe:

2004 - 2006 Kovosvit MAS, oddělení: vývoj obráběcích strojů
2006 - 2009 TOS, a.s. Čelákovice, oddělení: vývoj obráběcích strojů
2010- WIKOV MGI,a.s. Hronov, oddělení: konstrukce, MKP výpočty

Jazykové znalosti:

Němčina: komunikativní a technická znalost v oboru obráběcích strojů
DSH- Oberstufeprüfung
Angličtina: komunikativní znalost

Další znalosti:

Word, Exel, Power Point, Autocad 2008, Matlab Simulink, Proengineer,
Ansys, SolidEdge , FEMAP, Kisoft

ABSTRAKT

Obsahem předložené disertační práce je tvorba simulačního modelu osy C multifunkčního obráběcího centra a jeho verifikace na prototypu stroje. Osa C stroje je řízena v polohové smyčce. Simulační model byl vytvořen před realizací prototypu stroje pro předběžnou identifikaci dynamického chování osy C při pracovním zatížení a tím pro realizovatelnost předpokládané koncepce řešení. Osa C je zkonstruována se šnekovým převodem s vymezením vůle, která je realizována dvěma servopohony. Oba servopohony jsou řízené v režimu Master-Slave. Multifunkční soustružnické centrum, kde je osa C použita, je určeno pro těžké obrábění kovaných dílců, u kterých jsou problémy s dynamickou stabilitou řezného procesu. Simulační model obsahuje moduly více-hmotové dynamické soustavy, tření ve šnekovém soukolí, samosvornosti a tlumení ve šnekovém soukolí a umožnil optimalizaci nastavení mnoha parametrů jednotlivých regulátorů. Simulační model byl verifikován na prototypu stroje a provedené experimenty potvrdily dobrou shodu simulace se skutečným chováním stroje. Dosažené výsledky přinesly nové poznatky použitelné pro simulaci složitých strojních soustav a tyto poznatky jsou využitelné pro výzkum a vývoj obdobných mechatronických soustav.

ABSTRACT

These Dissertation theses involve the creating of the simulation model of C axis drive over mentioned machine and them verification on the prototype of this machine. C axis is controlled with position feedback. Simulation model was created before the realisation of the machine prototype for the preliminary identification of the dynamic behaviours in the working cycles and them opportunity of the realization this conception. C axis is constructed with worm gear and is controlled with help of Master-Slave drive. This torque drive eliminates the production backlash in the worm gear. The multifunction turning centre, where is used this C axis, is determinate for heavy duty roughing cutting of forged peaces, where is problem with dynamic stability of cutting process. Simulation model includes the problems with multi-body mass system, friction on the worm gear, self locking, damping on the worm gear and optimization of the of the parameters for many regulators. Simulation model was verified on the prototype of the machine and realized experiments shows the good correspondence with real behaviours of the machine. Achieved results bring the new knowledge, which are used for simulation complicated machine nodes and this knowledge is used for research and developing of the similar mechatronics systems.