

VĚDECKÉ SPISY VYSOKÉHO UČENÍ TECHNICKÉHO V BRNĚ

Edice Habilitační a inaugurační spisy, sv. 438

ISSN 1213-418X

Tomáš Březina

SIMULAČNÍ MODELOVÁNÍ MECHATRONICKÝCH SOUSTAV

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMATIZACE A INFORMATIKY

Doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.

SIMULAČNÍ MODELOVÁNÍ MECHATRONICKÝCH SOUSTAV

SIMULATION MODELLING OF MECHATRONIC SYSTEMS

TEZE PŘEDNÁŠKY
K PROFESORSKÉMU JMENOVACÍMU ŘÍZENÍ
V OBORU APLIKOVANÁ MECHANIKA



BRNO 2012

KLÍČOVÁ SLOVA

mechatronický systém, LTI model, poddajné těleso, stewartova platforma, obráběcí stroj

KEYWORDS

mechatronic system, LTI model, flexible body, stewart platform, machine tool

OBSAH

PŘEDSTAVENÍ AUTORA.....	4
1 ÚVOD	5
2 LTI MODEL.....	6
2.1 Získání LTI modelu mechanické soustavy	6
2.2 Popis LTI modelu.....	6
2.3 Redukce LTI modelu	7
3 NÁVRH TESTOVACÍHO ZAŘÍZENÍ S PARALELNÍ KINEMATIKOU	9
3.1 Prvotní návrh, první průchod V-cyklem	9
3.1.1 Návrh konceptu mechaniky zařízení	9
3.1.2 Stanovení koncepce řízení.....	10
3.2 Realizace dílčích činností, druhý průchod V-cyklem	10
3.2.1 Návrh mechanických/elektromechanických komponent.....	10
3.2.2 Návrh řízení.....	11
3.3 Výsledný návrh, třetí průchod V-cyklem.....	12
3.3.1 Finální návrh a ověření modelu mechaniky.....	12
3.3.2 Doladění a ověření návrhu řízení	12
4 APLIKACE METODIKY NA ANALÝZU VÝROBNÍHO STROJE PRO POTŘEBY VÝVOJE JEHO PODSESTAV	13
4.1 Vytvoření a ověření modelů mechaniky stroje, první průchod V-cyklem.....	14
4.2 Analýza možností potlačení nežádoucích vibrací, druhý průchod V-cyklem	19
4.2.1 Návrh pasivního dynamického tlumiče	19
4.2.2 Posouzení použitelnosti a návrh aktivního tlumení.....	20
5 ZÁVĚR.....	21
LITERATURA.....	22
ABSTRACT	25

PŘEDSTAVENÍ AUTORA

Doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc. je zaměstnán na Ústavu automatizace a informatiky Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně. Narodil se 24. 2. 1954 v Brně.

V roce 1978 ukončil studium na Fakultě elektrotechnické Vysokého učení technického v Brně, obor Slaboproudá elektrotechnika. Poté nastoupil do Výpočetního střediska na Generálním ředitelství nábytkářského průmyslu a v roce 1979 na Katedru obráběcích a tvářecích strojů. V roce 1985 obhájil na Fakultě elektrotechnické kandidátskou disertační práci v oboru Radioelektrotechnika a v téže roce získal doktorát v oboru Teoretická kybernetika, matematická informatika a teorie systémů na Fakultě přírodovědecké University Jana Evangelisty Purkyně v Brně. Od roku 1986 vedl Jednotné výpočetní pracoviště Fakulty strojní a od roku 1991 Katedru informatiky. Od roku 1994 působí na Ústavu automatizace a informatiky, nejprve Fakulty strojní, později Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně. V roce 2003 obhájil habilitační práci na téma Efektivní metoda Q-učení: simulační posouzení použitelnosti pro řízení aktivního magnetického ložiska a byl jmenován docentem v oboru aplikovaná mechanika.

Od roku 1999 se kromě automatizace a informatiky věnuje mechatronice a dlouhodobě řeší projekty v této oblasti - v letech 1999 - 2004 se podílel se na řešení dvou výzkumných záměrů a jednoho projektu GAČR. V letech 2005 - 2011 byl řešitelem záměru, jednoho projektu KONTAKT a jednoho projektu OP VK. Kromě toho se podílel a v současnosti i podílí na řešení dvou dalších projektů OP VK. V rámci projektu NETME Centre působí od roku 2009 jako vedoucí divize Mechatroniky. Celkem publikoval 20 článků v časopisech a 55 příspěvků ve sbornících konferencí. Rovněž přispěl do několika monografií.

Jeho pedagogické působení je zaměřeno zejména na výchovu studentů navazujícího magisterského studia a doktorandů. Je garantem předmětů, jejichž náplň souvisí programovacími technikami, aplikací metod umělé inteligence, řízením technických soustav a mechatronikou. Od roku 2011 je také garantem studijního oboru Aplikovaná informatika a řízení.



1 ÚVOD

Mechatronická soustava je obecně chápána jako komplexní systém, vykazující vyšší hustotu integrace činností, než tradiční mechanické/elektromechanické systémy. Její vývoj představuje řešení interdisciplinární problematiky s oborově specifickými oblastmi řešení. V návrhu mechatronické soustavy vystupuje výrazně do popředí, v porovnání s čistě mechanicko/geometrickými hledisky, funkční hledisko. Hlavní postupy návrhu mechatronických systémů jsou v důsledku toho nastaveny pro etapu vývoje a jejich využití je zásadně orientováno na vyvíjený výrobek. To přináší podstatné rozšíření rozsahu možných přístupů, avšak přispívá to k podstatnému zvýšení složitosti vývojového procesu, který je kompenzován jak optimálním rozložením parametrů soustavy, které přináší energetické úspory či mají přidanou hodnotu výrobku, tak úsporou vývojového času. Zvládnutí složitosti úlohy vyžaduje intenzivnější podporu zpracování dat ve všech oborech.

Návrh mechatronických soustav představuje iterativní proces, protože cílem je vytvořit výrobek s předem stanovenými parametry. Jako optimální postup návrhu mechatronických soustav je stanoven flexibilní model procesu, založený na tzv. makrocyklu, který je jinak známý jako V-cyklus (nebo také V-model), viz norma VDI 2206 [48]. Cílem je vytvořit mezioborovou koncepci řešení, která popisuje hlavní fyzikální a logické pracovní charakteristiky navrhovaného zařízení. Pro tento návrh je celková činnost soustavy dekomponována do jednotlivých hlavních činností. Těmto činnostem jsou přiřazeny vhodné principy práce nebo zvolené prvky a provedení těchto činností je testováno na soustavě. Návrh mechatronického výrobku nelze vytvořit během jednoho V-cyklu, ale obvykle je při návrhu potřebné provést několik makrocyklů. Tím se zvyšuje zralost výrobku.

Dalším krokem postupu jsou podle V-cyklu oborově specifické návrhy. Pro tento krok je doporučováno normou VDI 2006 použití procesu analýzy a syntézy, tzv. mikrocyklu. Tento cyklus je využíván pro řešení předvídatelných podproblémů.

K experimentování s vlastnostmi systému a dosažení potřebných znalostí během návrhového cyklu (makrocyklus i mikrocyklus) se používá simulačního modelování, které je přenositelné do reality. Podstatného významu tak nabývají efektivní modely, umožňující zahrnout interakci projevů více fyzikálních principů, a to v časové i frekvenční oblasti. Prvním krokem postupu návrhu soustavy je obvykle získání co nejpřesnějšího modelu vlastního systému, typicky modulu mechaniky, často zahrnujícímu poddajná tělesa.

Zásadní úlohou je alespoň kompromisní překonání rozporu mezi MKP, poskytující tradiční analýzu poddajných těles s vysokým počtem stupňů volnosti ve frekvenční oblasti, která je ale neefektivní pro řešení velkých pohybů těles v časové oblasti, a modelem vázané mechanické soustavy, který naopak pracuje s podstatně nižším počtem stupňů volnosti, ale je efektivní pro řešení velkých pohybů těles v časové oblasti.

Velmi významná je také dosažitelnost jednoduché modifikovatelnosti modelu otevřením možnosti pohodlného ad hoc doplňování alespoň rámcových vzájemných interakcí dalších fyzikálních modelů s výchozím modelem během přiměřeného použití V-cyklu.

Taková možnost byla nalezena v důsledném využívání aproximace modelu vázané mechanické soustavy v podobě lineárního časově invariantního modelu (LTI model), kterého lze použít nejen v časové oblasti, ale i ve frekvenční oblasti. Rovněž je možno využít bezprostřední dostupnosti jeho ekvivalentní reprezentace v podobě matice přenosových funkcí. Vnitřní tvar LTI stavového modelu lze transformovat podobnostními transformacemi, atd. Zanedbatelné není ani to, že je možno LTI model široce zpracovávat sofistikovanými metodami lineární algebry a využít v obecnější rovině teorie a metod automatického řízení. Omezení přesnosti modelu plynoucí z jeho linearity nemusí při jeho opatrném používání a důkladné diskusi výsledků představovat v raných fázích modelování zásadní omezení.

Uvedený postup byl vypracován a ověřen v rámci řešení výzkumného záměru “Simulační modelování mechatronických soustav” a dosažené výsledky aplikace této metodiky jsou prezentovány na dvou příkladech návrhu složitých soustav.

2 LTI MODEL

2.1 ZÍSKÁNÍ LTI MODELU MECHANICKÉ SOUSTAVY

MKP model poddajného tělesa je třeba sestavit s přihlédnutím k použité metodě redukce módů do modelu vázané mechanické soustavy. Redukce módů poddajného tělesa je prováděna Craig-Bampton metodou [23] v prostředí ANSYS. Metoda je vhodná pro malé deformace poddajného tělesa, protože konstruuje skutečné deformace jako lineární superpozice vlastních tvarů tělesa. K tomu zavádí vazební módy a normální módy. Vazební módy představují statické tvary, které se získají buzením každého DOF uzlu rozhraní jednotkovou zobecněnou výchylkou při současném zamezení pohybu ostatních uzlů rozhraní. Síly a vazby v modelu vázané mechanické soustavy lze aplikovat pouze v uzlech rozhraní. Normální módy pak jsou představovány obvyklými vlastními módy poddajného tělesa získanými při modální analýze se zamezením pohybu všech uzlů rozhraní. Významnými parametry redukce módů je proto právě počet DOF uzlů rozhraní a počet normálních módů pro redukci. Modálně redukované poddajné těleso je připraveno pro dynamické analýzy v prostředí ADAMS, kde je přiřazeno materiálové tlumení.

Po provedení redukce je vždy pro kontrolu nutno provést porovnání vlastních frekvencí neredukovaného a redukovaného MKP modelu, jestli ve studovaném frekvenčním rozsahu vyhovují požadavku na míru shody. Obecně se redukuje s určitou hustotou MKP sítě a dle požadavků je tato síť zpřesňována, aby bylo dosaženo požadované míry shody mezi MKP redukovaným a MKP modelem tělesa.

Při metodě redukce je důležitý i počet redukovaných módů. Redukce je za zjemňování MKP sítě opakována při zvyšování počtu normálních módů tak dlouho, dokud vlastní frekvence módů ve studovaném frekvenčním pásmu nevyhoví požadavku na míru shody.

Do modelu vázané mechanické soustavy jsou integrovány připravené modely poddajných těles včetně modelů tuhých těles, připravených přímo v prostředí ADAMS. Materiálů přiřazených tělesům je využito k zavedení tlumení.

Model vázané mechanické soustavy model může zahrnovat i dílčí simulační modely, ve výpočtovém tvaru např. modelů ve stavovém prostoru, matic přenosových funkcí, soustav diferenciálních rovnic, a to lineárních i nelineárních. Tyto modely mohou reprezentovat především chování senzorů, akčních členů a typických interakcí projevů více fyzikálních principů. Jsou organizovány tak, že jejich vstupy tvoří vybrané veličiny modelu vázané mechanické soustavy a výstupy jsou vedeny do DOF uzlů rozhraní.

2.2 POPIS LTI MODELU

Souvislost mezi působením libovolných sil a korespondujícími výchylkami ve zvolených bodech (pro zvolenou pracovní polohu studovaného modelu) lze z modelu vázané mechanické soustavy (ADAMS) vyexportovat v podobě čtveřice matic \mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} , $\mathbf{D} = \mathbf{0}$, které představují lineární časově nezávislý model ve stavovém prostoru (stavový MIMO LTI model). Exportovaný model aproximuje uvedenou souvislost v okolí zvolené pracovní polohy ve tvaru

$$\begin{aligned}\mathbf{x}'(t) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{Q}(t) \\ \mathbf{q}(t) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(t)\end{aligned}\tag{1}$$

kde $\mathbf{x}(t)$ je časově závislý vektor (vnitřních) stavů, vstup $\mathbf{Q}(t)$ je vektor silových působení a výstup $\mathbf{q}(t)$ je vektor korespondujících posunutí.

Laplaceův obraz (L-obraz) tohoto stavového LTI modelu při nulových počátečních podmínkách bude

$$\begin{aligned} s\mathbf{x}(s) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(s) + \mathbf{B}\mathbf{Q}(s) \\ \mathbf{q}(s) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(s) \end{aligned} \quad (2)$$

kde $\mathbf{x}(s)$, $\mathbf{Q}(s)$ a $\mathbf{q}(s)$ nyní znamenají L-obrazy původních veličin. Souvislost mezi působící silou a výchylkou lze pak ekvivalentně vyjádřit v podobě přenosu

$$\alpha_{i,j}(s) = \frac{q_i(s)}{Q_j(s)} = \frac{\sum_l (Q_j)_l s^l}{\sum_l (q_i)_l s^l} \quad (3)$$

Všechny přenosy uspořádané do matice (přenosový model)

$$\boldsymbol{\alpha}(s) = (\alpha_{i,j}(s)) \quad (4)$$

vyjadřují opět souvislost mezi působením libovolných silových působení a korespondujícími posunutími jako

$$\mathbf{q}(s) = \boldsymbol{\alpha}(s)\mathbf{Q}(s) \quad (5)$$

Opačně je možné z matice přenosů $\boldsymbol{\alpha}(s)$ vyjádřit čtveřici matic \mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} , \mathbf{D} , které budou podle (2) popisovat opět stejné souvislosti. Proto se používá zápisu podle (5) jak pro matici přenosů, tak pro stavový model a hovoří se pouze o LTI modelu $\boldsymbol{\alpha}(s)$. Frekvenční charakteristika LTI modelu je dostupná jako $\boldsymbol{\alpha}(i\omega)$, kde $i\omega$ znamená imaginární úhlovou frekvenci působící harmonické síly.

Pokud souvislost mezi působením libovolných silových působení a korespondujícími posunutími zprostředkovává poddajné těleso, představuje přenosový model $|\boldsymbol{\alpha}(i\omega)|$ matici dynamické poddajnosti (receptance), která je však definovaná pouze ve frekvenční oblasti. LTI model receptance $\boldsymbol{\alpha}(s)$ umožňuje studovat pružné deformace i v časové oblasti.

2.3 REDUKCE LTI MODELU

Čtveřic matic \mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} , \mathbf{D} , které popisují stejné souvislosti, je ale nekonečně mnoho. Pro další numerické zpracování se osvědčilo používat takovou čtveřici, jejíž matice \mathbf{A} má kanonický modální tvar

$$\mathbf{A} = \text{diag}(\mathbf{A}_1, \mathbf{A}_2, \dots, \mathbf{A}_n) \quad (6)$$

se čtvercovými maticemi \mathbf{A}_k . Přitom

$$\mathbf{A}_k = \begin{bmatrix} \lambda & \mathbf{h}_{1,2} & \dots & \mathbf{h}_{1,m} \\ & \ddots & & \vdots \\ & & \ddots & \mathbf{h}_{m-1,m} \\ & & & \lambda \end{bmatrix}_k \quad (7)$$

je opět bloková matice, typu m_k/m_k , která nad diagonálou obsahuje nenulové matice a na diagonále opakovaně čtvercovou matici λ_k , do které jsou promítnuta komplexně sdružená vlastní čísla $-\delta \pm i\sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}$ následovně

$$\lambda_k = \begin{bmatrix} -\delta & \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} \\ -\sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} & -\delta \end{bmatrix}_k \quad (8)$$

nebo jednoduše

$$\lambda_k = [-\delta]_k \quad (9)$$

pro reálné vlastní číslo. Symbol δ znamená součinitel doznívání, ω_0 je vlastní úhlová frekvence a m_k násobnost dotyčného vlastního čísla.

Díky (6) má LTI model $\mathbf{a}(s)$ tvar

$$s \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{x}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_1 & & & \\ & \mathbf{A}_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \mathbf{A}_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{x}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_1 \\ \mathbf{B}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{B}_n \end{bmatrix} \mathbf{Q} \quad (10)$$

$$\mathbf{q} = [\mathbf{C}_1 \quad \mathbf{C}_2 \quad \dots \quad \mathbf{C}_n] \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{x}_n \end{bmatrix}$$

Z (10) je zřejmé, že

$$\mathbf{q} = \sum_k \mathbf{C}_k \mathbf{x}_k \quad (11)$$

a při značení dílčích modelů

$$s\mathbf{x}_k(s) = \mathbf{A}_k \mathbf{x}_k(s) + \mathbf{B}_k \mathbf{Q}(s) \quad (12)$$

$$\mathbf{q}_k(s) = \mathbf{C}_k \mathbf{x}_k(s)$$

symbolem \mathbf{a}_k lze psát

$$\mathbf{q}(s) = \sum_k \mathbf{q}_k(s) \quad (13)$$

$$= \left(\sum_k \mathbf{a}_k(s) \right) \mathbf{Q}(s)$$

Vzhledem k tomu, že z (8) platí

$$(\alpha_k)_{i,j}(s) = \left(\frac{\sum_l (\mathcal{Q}_j)_l s^l}{(s^2 + 2\delta s + \omega_0^2)^m} \right)_k \quad (14)$$

je s ohledem na jmenovatel přenosu patrné, že LTI model $\alpha_k(s)$ aproximuje obvyklé pojetí k-tého módu a jeho modálního tvaru. Protože je výsledné chování modelu $\alpha(s)$ podle (7) součtem dílčích chování $\alpha_k(s)$, tj. součtem příspěvků chování jednotlivých módů, lze tohoto faktu využít k redukci LTI modelu $\alpha(s)$, která respektuje strukturu modelu vázané mechanické soustavy, ze kterého byl LTI model extrahován.

Redukci LTI modelu $\alpha(s)$ lze realizovat pouhým vyřazením dílčích modelů $\alpha_k(s)$ těch modálních tvarů, jejichž příspěvek významně neovlivňuje chování původního modelu. K posouzení významnosti jednotlivých modálních tvarů ve frekvenční oblasti se nejvíce osvědčila norma H_∞ , široce používaná v teorii automatického řízení, definovaná pro dílčí model α_k jako

$$\|\alpha_k\|_\infty = \max_{\omega} \sigma_{\max}(\alpha_k(i\omega)) \quad (15)$$

kde σ_{\max} znamená nejvyšší singulární hodnotu matice přenosů LTI modelu $\alpha_k(s)$. Do redukovaného modelu α_R je pak zařazen pouze zvolený počet modálních tvarů (počet módů redukce) s nejvyššími hodnotami normy H_∞ .

Takto provedená redukce vede typicky na snížení počtu módů redukovaného modelu až na 20% počtu módů LTI modelu exportovaného z prostředí ADAMS při maximální z relativních odchylek amplitud a odezev redukovaného LTI a ADAMS modelu do 10%.

Toto výrazné zjednodušení LTI modelu otevírá celou řadu možností jeho použití, včetně aplikací v reálném čase.

3 NÁVRH TESTOVACÍHO ZAŘÍZENÍ S PARALELNÍ KINEMATIKOU

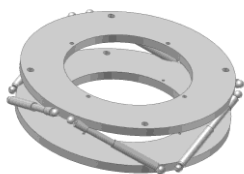
Na základě spolupráce a dosažených výsledků výzkumu a vývoje endoprotéz velkých kloubů lidského těla byl ze strany partnerského medicínského pracoviště vznesen požadavek na univerzální testovací zařízení, které by umožňoval pro potřeby biomechaniky experimentálně modelovat v jistých mezích libovolný pohyb a zatížení jak páteřních prvků, tak velkých kloubů lidského těla. Zde se jedná o návrh zcela nového zařízení, jde tedy podle [48] o postup vedený žádaným stavem.

3.1 PRVOTNÍ NÁVRH, PRVNÍ PRŮCHOD V-CYKLEM

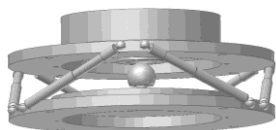
V prvním průchodu V-cyklem byl zvolen výchozí konceptuální model paralelní kinematiky (Stewartova platforma [39]), jehož horní plošina je vzhledem k spodní plošině schopna vykonávat pohyb se šesti stupni volnosti. Obě plošiny jsou svázány sférickými vazbami šesticí ramen, která vhodnými změnami délek (výsuvy) pohybuji horní plošinou vzhledem k dolní plošině.

3.1.1 Návrh konceptu mechaniky zařízení

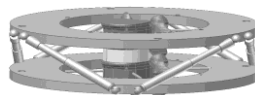
V oborově specifickém návrhu mechaniky byl výchozí koncept promítnut do parametrického geometrického CAD modelu. Na rozdíl od známých řešení byly navrženy obě plošiny v podobě prstencových desek, mezi které jsou fixovány testované vzorky (umístění testovaného biomechanického prvku do vnitřního prostoru mechanismu [19] - Obr. 1). Možností takto koncipované mechaniky lze s výhodou využít také při realizaci jiných experimentálních zařízení pro řešení různých biomechanických problémů (Obr. 2 a Obr. 3), včetně experimentálních zařízení sestavených s využitím možné stavebnicové architektury (Obr. 4).



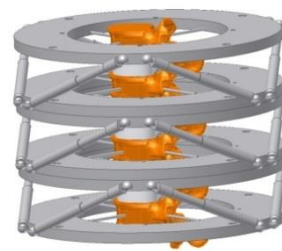
Obr. 1 Konfi-
gurace modelu zařízení



Obr. 2 Použití
zařízení pro testování
polyetylenových jamek



Obr. 3 Použití
zařízení pro testování
páteřních prvků



Obr. 4 Použití
zařízení pro testování
páteřních segmentů

Výchozí CAD model byl použit k vytvoření simulačního modelu Stewartovy platformy v Matlab/SimMechanics jako vázané mechanické soustavy tuhých těles. Po zavedení kinematických vazeb mezi tělesy byl mechanismus buzen silovým zatížením v pracovní poloze, dané polovinou možných výsuvů na všech ramenech a byl z něj extrahován stavový LTI model.

3.1.2 Stanovení koncepce řízení

Pro potřeby dalšího simulačního prohlubování návrhu byl v rámci oborově specifického návrhu řízení navržen spojitý lineární MIMO zpětnovazební řídicí člen, s jednou vrstvou, realizující zákon řízení, zpracovávající regulační odchylku výsuvů ramen dosažených LTI modelem do sil, potřebných k jejich požadovanému dosažení ([13]). Řídicí člen v podobě LTI modelu byl propojen s LTI modelem mechanické části zpětnou vazbou. K převodu referenční polohy horního prstence do požadovaného výsuvu jednotlivých ramen bylo použito inverzního kinematického modelu mechanismu. Po integraci soustavy a simulační analýze jejího modelu byly s rezervou vymezeny pohybové charakteristiky ramen, potřebné k dosažení požadovaného chování zařízení a navrženy změny v geometrii zařízení pro průchod druhým V-cyklem.

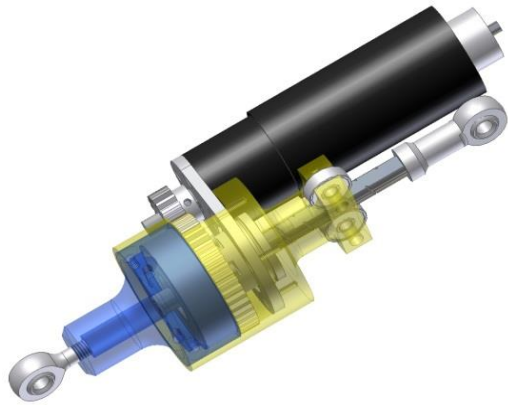
3.2 REALIZACE DÍLČÍCH ČINNOSTÍ, DRUHÝ PRŮCHOD V-CYKLEM

Návrh soustavy vyšel z výsledků modelování inverzního kinematického modelu mechanismu a konceptu řízení stanovených v prvním V-cyklu a byly podrobně rozpracovány oborově specifické návrhy.

3.2.1 Návrh mechanických/elektromechanických komponent

Tento návrh zahrnoval detailní návrh struktury ramene do podoby lineárních akčních členů. K dosažení tohoto cíle byly zvažovány zdroje pohybu: a) lineární elektrický motor, b) rotační elektrický motor s nezbytným mechanismem pro převod rotačního pohybu na translační. Po analýze rozsahů dosažitelných sil a účinností elektromechanické přeměny energie na energii kinetickou byla zvolena jako výsledek mikrocyklu varianta s rotačním DC elektromotorem, převodovkou a kuličkovým šroubem s hnanou maticí. Návrh byl veden snahou získat co nejvyšší výkonnost při přijatelné ceně. Vývoj tohoto členu probíhal paralelně s návrhem dalších nezbytných modulů, jako např. řídicí člen, modul napájení, apod.

Takto stanovené kinematické schéma bylo s použitím konkrétních katalogových prvků propracováno do dalšího parametrického CAD modelu (Obr. 5) a parametry všech těles, chápaných jako tuhá, byly opět použity pro vytvoření modelu lineárního akčního členu v Matlab/SimMechanics.



Obr. 5 Lineární akční člen



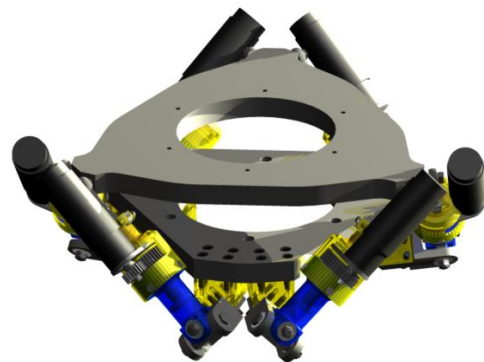
Obr. 6 Návrh konstrukčního řešení zařízení

V prostředí Matlab/SimMechanics byly v rámci mikrocyklu provedeny další simulační analýzy, zahrnující vliv převodového poměru, účinnosti a polohy uchycení akčních členů na horním i dolním prstenci na dosažitelnost silových a pohybových charakteristik, získaných během prvního průchodu V-cyklem. Takto nalezené zpřesněné parametry vedly ke změně vybraných katalogových prvků.

Zpřesněné provedení lineárního akčního členu si při integraci soustavy vynutilo i úpravy CAD modelu celého zařízení (Obr. 6) a nahrazení sférické vazby mezi dolní částí lineárního akčního členu a spodním prstencem platformy kloubovým okem vazbou se dvěma stupni volnosti, realizovanou podle (Obr. 7). V této fázi návrhu byla provedena i kontrolní MKP modální analýza všech použitých prvků. Protože se frekvence silového buzení mechanismu nepřiblížila nejnižší vlastní frekvenci žádného z těles, byla všechna tělesa i nadále považována za tuhá. Zpřesnění CAD modelu Stewartovy platformy (Obr. 8) se promítlo i do zpřesnění všech modelů odvozených. Do zpřesněného modelu lineárního akčního členu [29] v Matlab/SimMechanics byl také integrován stavový LTI model motoru.



Obr. 7 Model zpřesněné verze lineárního pohonu s klouby



Obr. 8 Zpřesnění konstrukčního řešení zařízení

3.2.2 Návrh řízení

Model řídicího členu se stal příliš složitým, proto byl v rámci mikrocyklu řídicí člen rozdělen do dvou vrstev - vyšší vrstvy synchronizační a nižší vrstvy, obsahující polohové regulátory

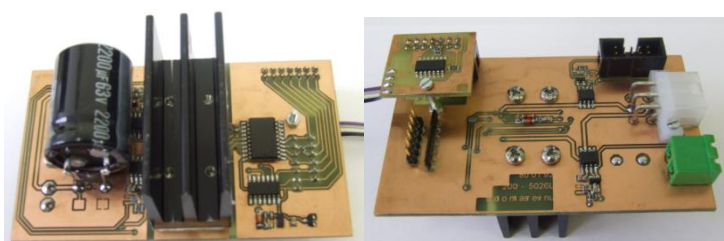
jednotlivých lineárních akčních členů. To současně vytvořilo podmínky pro vytvoření funkčních modulů lineárních pohonů, včetně odpovídajícího strukturování řídicího software.

Zákon řízení polohového regulátoru jednoho lineárního akčního členu byl navržen na minimalizaci vlivu výstupní poruchy výsuvu lineárního akčního členu s měřením natočení, přepočítávaného na výsuv a akčním zásahem v podobě změny napájecího napětí stejnosměrného motoru. K návrhu bylo použito LTI modelu lineárního akčního členu, který byl získán pro pracovní polohu extrakcí z modelu soustavy vázaných tuhých těles v Matlab/SimMechanics s integrovaným LTI modelem stejnosměrného motoru [13]. Pro budoucí doladění řídicího členu byl v prostředí NI LabView, určeném k vývoji řídicího software, vytvořen model zpětnovazební smyčky nižší vrstvy řízení, do kterého byl importován LTI model řídicího členu i celý simulační model lineárního akčního členu v Matlab/SimMechanics s integrovaným modelem stejnosměrného motoru.

Návrh tak dosáhl dostatečné zralosti k tomu, aby byl zhotoven a verifikován funkční vzorek lineárního pohonu (Obr. 9) včetně hardware řídicí jednotky (Obr. 10).



Obr. 9 Testování lineárního akčního členu



Obr. 10 Výkonová jednotka

3.3 VÝSLEDNÝ NÁVRH, TŘETÍ PRŮCHOD V-CYKLEM

Rozhodnutí o provedení třetího V-cyklu bylo vyvoláno výsledky experimentální verifikace funkčních vzorků lineárního pohonu a pevnostních a deformačních analýz původně navržené konstrukce.

3.3.1 Finální návrh a ověření modelu mechaniky

Na základě výsledků experimentální verifikace byla v rámci mikrocyklu změněna konstrukce spodního kloubu pohonu a upraven tvar pro montáž snímačů síly a absolutního snímače polohy šroubu pohonu. Snížením převodového poměru byla získána rychlostní rezerva pohonu. Spodní kloub byl realizován křížovým kloubem se dvěma stupni volnosti, otočná vazba kuličkovými ložisky. Poslední změnou bylo zdvojení počtu vodících kladek pohybového šroubu. Tím bylo dosaženo lepšího zachycení kroticího momentu od pohybového šroubu. V tomto smyslu byl upraven i funkční vzorek lineárního akčního členu.

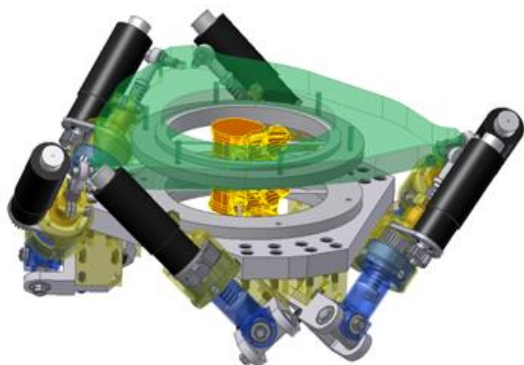
Provedena byla rovněž MKP pevnostní a deformační analýza navržené konstrukce Stewartovy platformy a na jejím základě upraven tvar horní i dolní plošiny.

3.3.2 Doladění a ověření návrhu řízení

V NI LabView modelu zpětnovazební smyčky nižší vrstvy řízení byl nahrazen simulační model lineárního akčního členu propojením lineárního akčního členu s výkonovou jednotkou s funkčním vzorkem. Poté bylo provedeno doladění řídicího členu [30].

Po provedení tohoto makrocyklu dosáhl virtuální model (Obr. 11) dostatečné zralosti k tomu, aby byl zhotoven i funkční vzorek celého zařízení (Obr. 12).

Na funkčním vzorku proběhla experimentální verifikace konstrukce, funkčnosti a splnění požadavků, definovaných zadáním. Výsledky verifikačních experimentů potvrdily, že podstatné požadavky, stanovené na počátku vývoje, byly v potřebné míře dosaženy.



Obr. 11 Výsledný návrh konstrukčního řešení zařízení



Obr. 12 Funkční vzorek zařízení

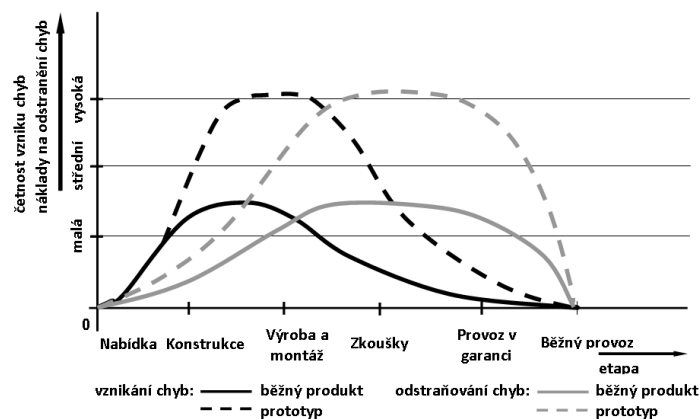
Prezentovaný projekt plně potvrdil vysokou efektivitu aplikace metodiky vývoje složitých výrobků dle [48]. Postup, vedený makrocyklem umožnil včasnou identifikaci funkčních/geometrických kolizí řešení jednotlivých komponent/modulů, postup vedený mikrocyklem pak umožnil objektivní volbu oborově specifických řešení prvků/modulů a jejich integraci do výsledné soustavy v rámci jednotlivých makrocyklů [17].

4 APLIKACE METODIKY NA ANALÝZU VÝROBNÍHO STROJE PRO POTŘEBY VÝVOJE JEHO PODSESTAV

Motivací použitím metodiky mechatronického návrhu pro tvorbu virtuálních prototypů konstrukcí výrobních strojů je skutečnost, že tato úloha není v pravém slova smyslu doposud uspokojivě vyřešena a v praxi používána, a to zejména z těchto důvodů [38] :

- výrobci nedisponují odborníky, kteří umí efektivně provázat souvislosti mezi mechanikou stroje a pohony, elektronikou a řízením pohybových os,
- v podmínkách výrobce není dostatek času pro zvládnutí tohoto druhu modelování, IT nástroje a hardwarová podpora modelování a její upgrade jsou velmi drahé a kontinuálně jsou využitelné pouze u velkých firem,
- v průmyslových firmách převládá přílišný praktikismus pracovníků oddělení vývoje a konstrukce, tito pak mají tendenci zlehčovat význam této problematiky.

Přitom je však evidentní, že četnost vzniku chyby a náklady na jejich odstraňování jsou ve fázi projektování stroje a tvorby výkresové dokumentace nepřímo úměrné (Obr. 13).



Obr. 13 Náklady na odstraňování chyb v životním cyklu produktu [38]

Proto byl uvedený přístup použit v rámci smluvního výzkum s firmou TOSHULIN, a.s., založen projekt orientovaný na dynamickou analýzu svislého soustružnického obráběcího centra aplikací metodologie návrhu mechatronických soustav. Koncept tohoto stroje je standardní, viz Obr. 14. a vychází z osvědčených výrobků výrobce firmy TOSHULÍN, a.s.

4.1 VYTVOŘENÍ A OVĚŘENÍ MODELŮ MECHANIKY STROJE, PRVNÍ PRŮCHOD V-CYKLEM

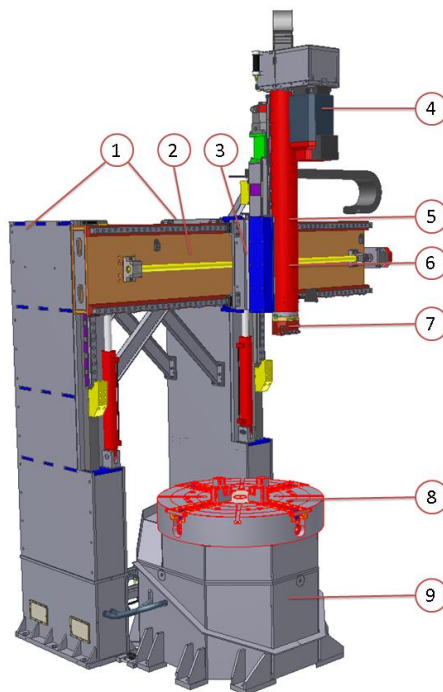
Cílem tohoto V-cyklu bylo vytvoření co nejjednoduššího modelu všech přenosů vstupního silového buzení na výchylky smýkadla v osách X, Y, Z. Byl sestaven s využitím modelu stroje s poddajnými tělesy v prostředí ADAMS na základě CAD dokumentace výrobce. Dalším cílem tohoto V-cyklu bylo, aby vytvořený model přenosů ve studovaném frekvenčním pásmu buzení 0 až 280 Hz odpovídal chování reálného stroje. V časové oblasti mělo být dosaženo shody odezvy obou modelů (model přenosů a modelu stroje s poddajnými tělesy v ADAMS) s přesností shody do 10%. Takto verifikovaný model přenosů sloužil k prvotnímu návrhu pasivních, případně aktivních kompenzací dynamiky stroje - vstupní požadavek do případného druhého V-cyklu.

Kostru obráběcího centra tvoří svařovaný ocelový rám. Dva stojany, které jsou pevně uchyceny k základu stroje vedle lože, jsou vzájemně svázané příčnickem, po kterém se pohybuje suport nesoucí smykadlo s nástrojem, viz Obr. 14, Obr. 15. Obráběcí centrum umožňuje pohyb nástroje nad ložem, na kterém je upevněn obrobek.

Protože se jedná o podstatně složitější mechanismus, bylo nutno v mikrocyklu oborově specifického návrhu analýzy mechanické části stroje postupovat jinak, než během návrhu výše prezentovaného testovacího zařízení s paralelní kinematikou. Obsluha mikrocyklu, tedy proces analýzy a syntézy probíhal v následujících pracovních krocích [11]:



Obr. 14 Analyzovaný obráběcí stroj výrobce TOSHULIN, a. s.



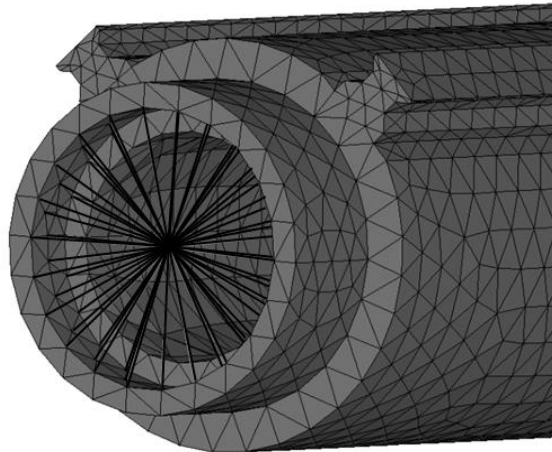
Obr. 15 CAD model analyzovaného obráběcího stroje výrobce TOSHULIN, a. s. (1 – stojany, 2 – příčník, 3 – suport, 4 – pohon vřetene, 5 – smykadlo, 6 – vřeteno, 7 – držák nástrojů, 8 – upínací deska, 9 – lože)

1. krok

Z CAD modelu sestavy obráběcího stroje a modelů jednotlivých dílů (těles) byla stanovena tělesa, jejich objemové modely byly importovány do prostředí ADAMS a tato tělesa byla propojena ideálními vazbami. Tím byl vytvořen model vázané mechanické soustavy devíti tuhých těles. Do modelu byly dále zavedeny tuhosti posuvných vazeb, které reprezentovaly valivá hnízda mezi příčníkem a stojany, příčníkem a suportem a suportem a smykadlem, zavedením pružných prvků. K nastavení parametrů těchto prvků bylo použito katalogových listů výrobce valivých hnízd. Do modelu stroje integrovány modely pohonů a byla přiřazena silová zatížení (tíhové pole a silové buzení od obrábění). Z následné analýzy dynamického chování modelu stroje vyplynulo rozdělení modelu obráběcího stroje na tuhá a poddajná tělesa. Konkrétně tělesa 1 (stojany), 2 (příčník), 3 (suport), 5 (smykadlo) a 6 (vřeteno) byla vyhodnocena jako poddajná tělesa a tělesa 4 (pohon vřetene), 7 (držák nástrojů) jako tuhá. Tělesa 8 (upínací deska) a 9 (lože) byla modelována také jako tuhá, protože jsou nezávisle upevněny k podlaze vedle stroje. Do modelu nebyl zahrnut model nástroje, protože jeho malá hmotnost neovlivňovala dynamické chování celého modelu.

2. krok

Pro každé poddajné těleso byl vytvořen dílčí MKP model tělesa, vycházející ze zjednodušeného CAD modelu (odstraněním otvorů pro šrouby, sražení hran, atd.). Poté byly do MKP modelu přidány referenční body, které slouží pro pozdější ztotožnění vazeb a aplikaci zatížení v prostředí ADAMS. Na tomto MKP modelu byla provedena modální analýza daného tělesa pro určení vlastních frekvencí, které jsou nižší, než frekvence typických silových zatížení, viz ilustrativní Obr. 16.



Obr. 16 Referenční bod na smykadle (spojení smykadla a vřetena)

3. krok

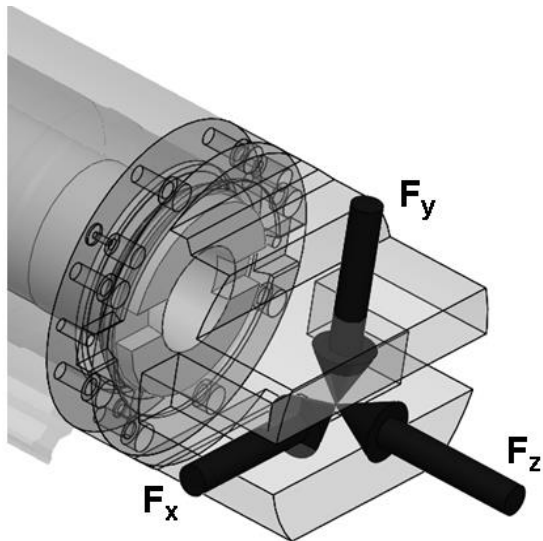
V tomto kroku byla provedena Craig-Bampton metodou redukce každého z těles, tj. redukce stupňů volnosti při zachování míry shody chování redukovaného modelu s neredukovaným MKP modelem. Byla akceptována míra shody vlastních frekvencí obou modelů do 1 %, a to u vlastních frekvencí, které jsou nižší, než frekvence typických silových zatížení.

4. krok

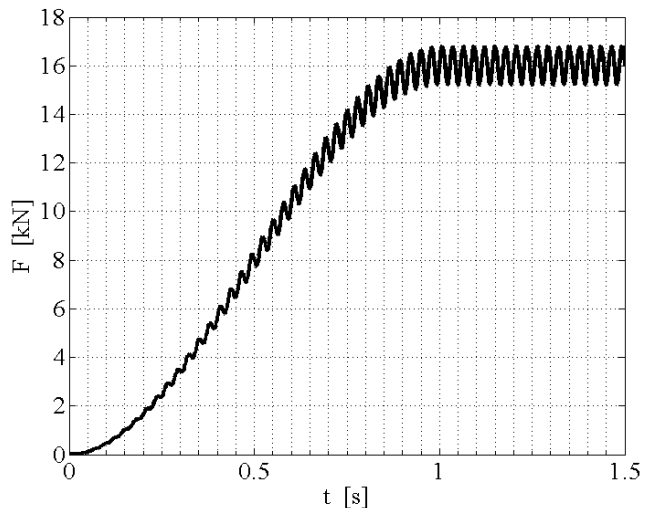
Modálně redukované modely byly importovány do prostředí ADAMS, ztotožněny s připravenými vazbami modelů těles a doplněno materiálového tlumení, tedy poměrný útlum pro jednotlivé módy. Tím byl sestaven zpřesněný model vázané mechanické soustavy s tuhými i poddajnými tělesy. Poté byla stanovena statická tuhost modelu stroje v osách X a Y a výsledky z modelu byly porovnány s výsledky měření na reálném stroji. Následně byla provedena modální analýza modelu obráběcího stroje jako celku a její výsledky také porovnány s měřením na reálném stroji. Z porovnání výsledků modelování a experimentálních dat bylo v rámci dílčího mikrocyklu provedeno zpřesnění tuhostí posuvných vazeb tak, aby statická tuhost stroje i výsledky jeho modální analýzy přibližně korespondovaly s reálným strojem. Míra shody takto vytvořeného a modelu verifikovaného použitím experimentálních dat firmy byla do 10%.

5. krok

Na modelu bylo simulováno dynamické chování při zatížení modelem řezné síly a sledována odezva modelu (časový průběh posunutí v jednotlivých směrech X, Y, Z) [15]. Do modelu bylo zavedeno silové buzení, které má dvě složky - pomalu se měnící složku o maximální velikosti 16 kN a na ni superponovanou harmonickou složkou s amplitudou 500 N a frekvencí 35Hz, viz Obr. 17 a Obr. 18.



Obr. 17 Relativní souřadný systém zavedení silového působení do modelu stroje, (8) držák nástrojů



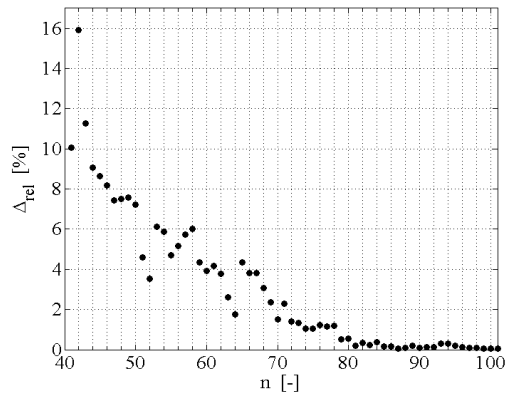
Obr. 18 Model silového zatížení

6. Krok

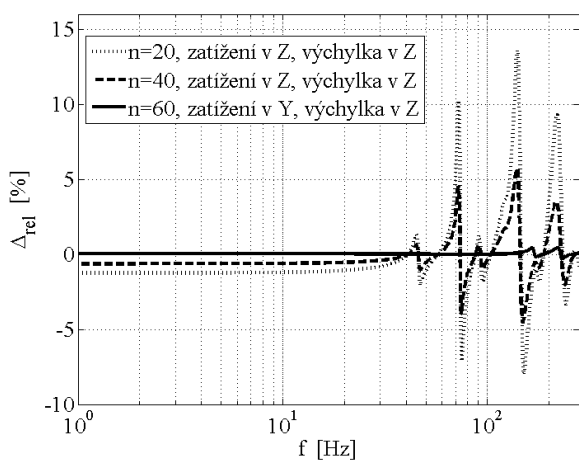
Do modelu byly zavedeny stavové proměnné jako silové vstupy v osách X, Y a Z a sledovány výstupní stavové proměnné jako výchylky v jednotlivých osách. Pro takto stanovené vstupy a výstupy modelu v prostředí ADAMS bylo možno extrahovat linearizovaný stavový LTI model v nastavené pracovní poloze obráběcího centra. Za pracovní polohu bylo zvoleno nejméně příznivé postavení nástroj – obrobek, a to v horní poloze (Obr. 17) a smykadlo maximálně vysunuté. Počet módů takto extrahovaného LTI modelu bývá několik set, a proto byl extrahovaný model redukován (viz. kap 2.3).

Některé výsledky řady provedených simulací tohoto oborově specifického návrhu jsou znázorněny na Obr. 19 až Obr. 23.

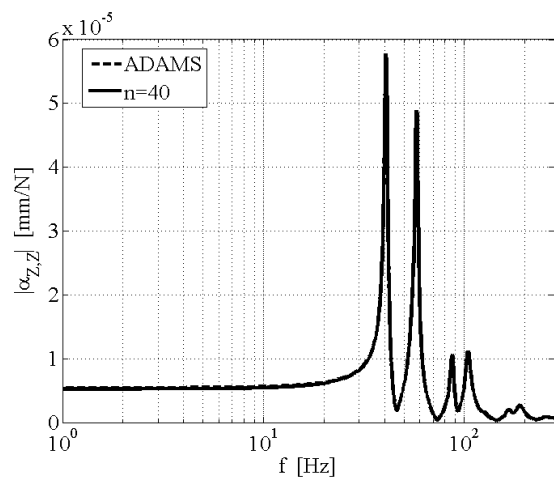
Závislosti relativní odchylky na počtu módů redukováného modelu, vynesené na Obr. 19 jsou stanovovány pro nejhorší případ ze všech přenosů ve sledovaných směrech X, Y a Z, a to jak v časové, tak frekvenční oblasti. Zkušenost ukazuje, že hranicí, od které jsou redukované LTI modely použitelné, je 10 procentní relativní odchylka. Lepší shodu vykazují odezvy redukováných modelů ve frekvenční oblasti (Obr. 20). S modelem se 40-ti módy bylo dosaženo míry shody okolo 7%.



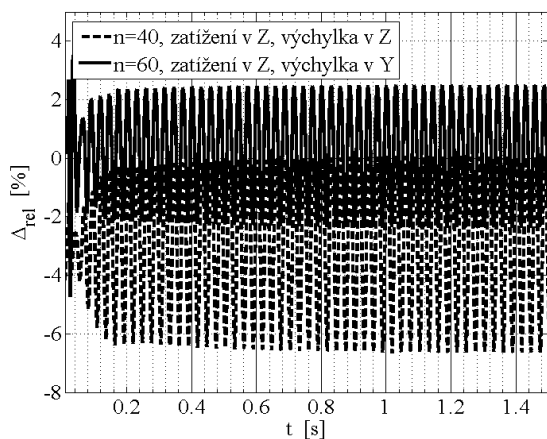
Obr. 19 Vliv redukce na maximální z relativních odchylek amplitud a odezev redukovaného LTI a ADAMS modelu, n je počet módů redukce



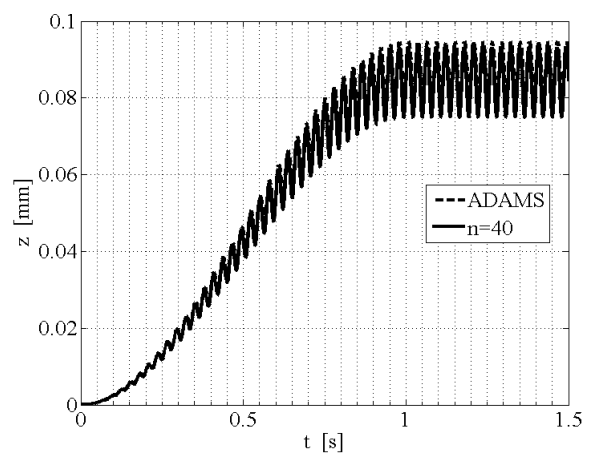
Obr. 20 Průběh nejvyšších relativních odchylek amplitud redukovaného LTI a ADAMS modelu, n je počet módů redukce



Obr. 21 Příklad amplitudové charakteristiky redukovaného LTI a ADAMS modelu redukce, zatížení v ose Z, výchylka v Z, n je počet módů



Obr. 22 Průběh nejvyšších relativních odchylek odezev redukovaného LTI a ADAMS modelu, n je počet módů redukce



Obr. 23 Příklad odezvy redukovaného LTI a ADAMS, , zatížení v ose Z, výchylka v Z, n je počet módů redukce

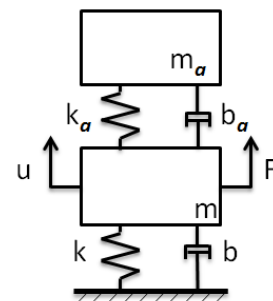
4.2 ANALÝZA MOŽNOSTÍ POTLAČENÍ NEŽÁDOUCÍCH VIBRACÍ, DRUHÝ PRŮCHOD V-CYKLEM

Cílem tohoto makrocyklu byla analýza možností potlačení nežádoucích vibrací obráběcího stroje pasivním a aktivním dynamickým tlumičem.

4.2.1 Návrh pasivního dynamického tlumiče

V rámci oborově specifického návrhu mechaniky byl připraven prvotní návrh pasivního dynamického tlumiče podle Obr. 24 a posouzen vliv na chování mechaniky stroje.

Protože redukovaný LTI model představuje efektivní výpočetní model, bylo pro nalezení optimálních hodnot parametrů $\mathbf{x} = [m_a \ b_a \ k_a]^T$ dynamického tlumiče podle (16), použito optimalizační procedury, jejíž účelová funkce využívala redukovaný LTI model. Nejvíce se osvědčila procedura minimalizující nejvyšší rezonanční amplitudu všech přenosových funkcí modelu dynamické poddajnosti α obráběcího stroje se zavedeným tlumičem. Tato minimalizace je definována jako

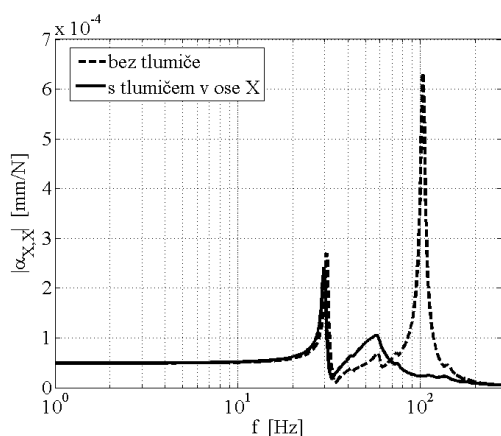


Obr. 24 Schéma použitého dynamického tlumiče

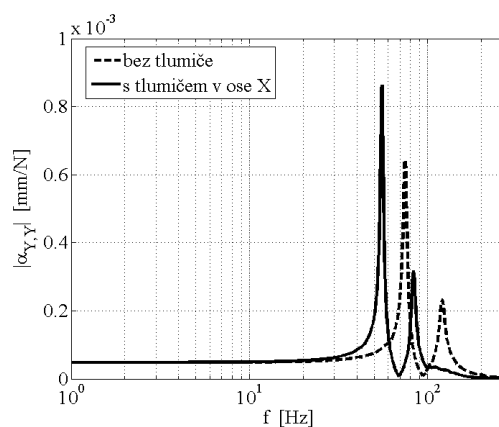
$$\min_{\mathbf{x}} \max_{i,j,\omega} |\alpha_{i,j}(i\omega, \mathbf{x})|, \quad i, j = X, Y, Z, \text{ za omezení } \begin{bmatrix} -0.1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_a \\ b_a \\ k_a \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (16)$$

Výsledky použití této procedury jsou shrnuty na Obr. 25 až Obr. 28. Zavedení tlumiče do osy X výrazně zlepšilo simulované chování stroje v této ose - viz Obr. 25, ale částečně zhoršilo chování v ose Y - viz Obr. 26, a naopak, zavedení tohoto tlumiče do osy Y výrazně zlepšilo simulované chování stroje v této ose - viz Obr. 28, ale ztelně zhoršilo chování v ose X - viz Obr. 27.

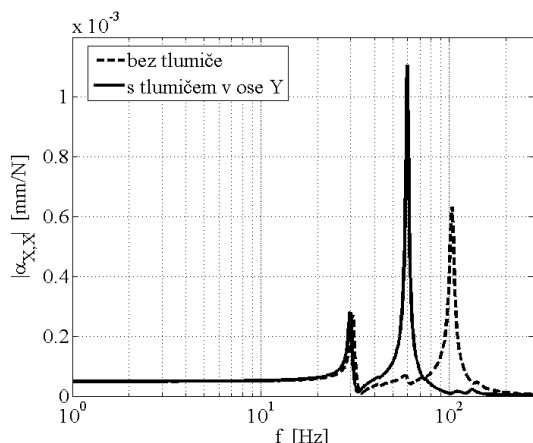
Tyto výsledky mohou být použity pro strategické rozhodnutí, zda je uplatnit již ve fázi konstrukčního návrhu obráběcího stroje, či nikoliv. Tím lze do značné míry předejít mnoha problémům u zákazníka. Při kladném rozhodnutí je konstrukční provedení tlumiče modelováno a hodnoceno s využitím výše uvedených kroků 1 až 6, s cílem zjistit, zdali hodnoty jeho základních parametrů odpovídají nalezeným optimálním hodnotám m_a , b_a , k_a a následně je model integrován do modelu celého stroje, opět s přiměřeným využitím kroků 1 až 6.



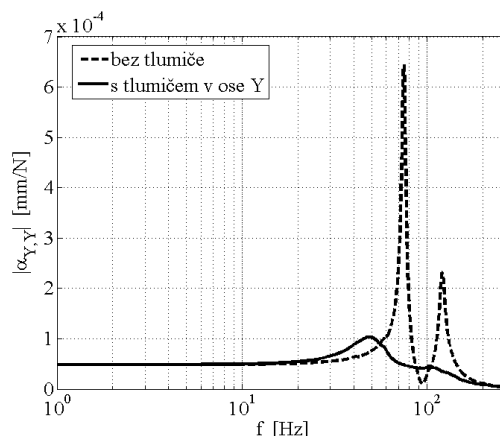
Obr. 25 Amplitudová charakteristika osy X, pasivní dynamický tlumič v ose X,



Obr. 26 Amplitudová charakteristika osy Y, pasivní dynamický tlumič v ose X



Obr. 27 Amplitudová charakteristika osy X, tlumič v ose Y



Obr. 28 Amplitudová charakteristika osy Y, tlumič v ose Y

Protože však pasivní dynamický tlumič nevykazuje zcela uspokojivé chování, je na místě v rámci druhého mikrocyklu posoudit možnosti použití aktivního dynamického tlumiče.

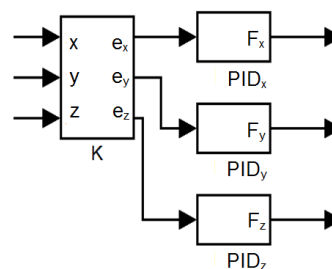
4.2.2 Posouzení použitelnosti a návrh aktivního tlumení

Pro jednoduché vstupní posouzení přiměřenosti použití aktivního tlumení se nejvíce osvědčilo použití regulátoru podle Obr. 29, se kterým lze dosáhnout vyhovujícího tlumení nežádoucích vibrací obráběcího stroje, a který přitom má jednoduchou strukturu, využívající PID. Taková struktura dobře vyhovuje technické praxi.

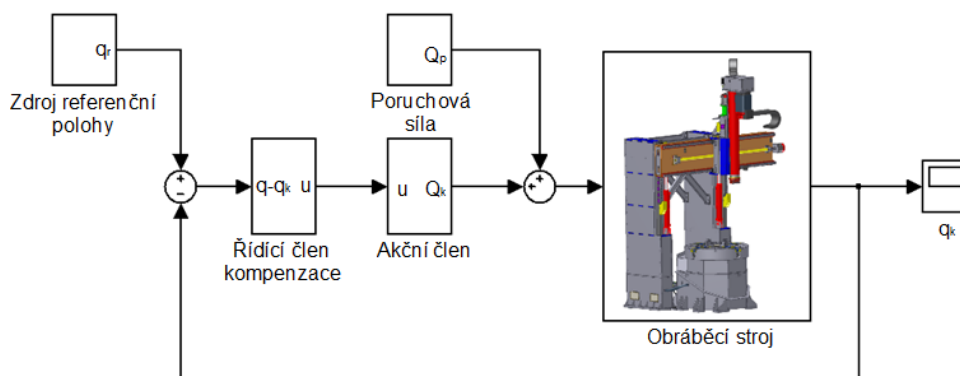
Zde K označuje proporcionální člen, jehož zisky jsou nastaveny hodnotami statické tuhosti

$$\mathbf{K} = \mathbf{a}(0)^{-1} \quad (17)$$

Každý ze tří PID regulátorů je nastaven tak, aby byl ve frekvenční oblasti minimalizován vliv poruchové síly \mathbf{Q}_p , působící na držáku nástroje, na jeho posunutí \mathbf{q}_k ve stroji s uzavřenou smyčkou. Celkové uspořádání zpětnovazební smyčky je patrné z Obr. 30.

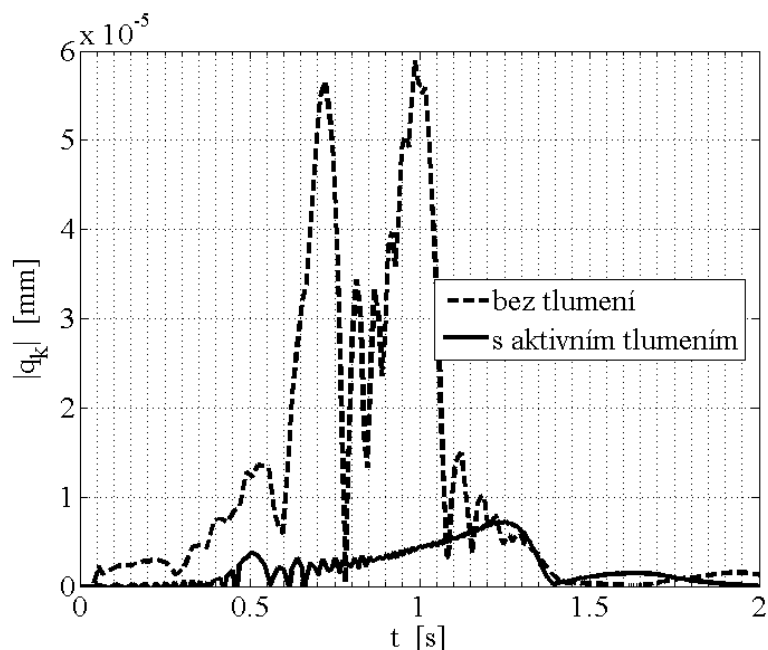


Obr. 29 Struktura regulátoru



Obr. 30 Celkové uspořádání zpětnovazební smyčky

Chování osy Y obráběcího stroje je zachyceno na Obr. 31.



Obr. 31 Obálka absolutních hodnot q_k , osa Y

Tento jednoduchý způsob posouzení rovněž umožňuje zvážit kompenzační efekt oproti dosažitelnosti zisků PID regulátorů daným typem řídicího systému, a rámcově specifikovat potřebné senzory a akční členy a spotřebu energie. Na tomto základě je opět možno provádět strategická rozhodnutí.

Prezentovaná strategie tvorby modelu, která využívá rozkladu kanonické modální formy LTI stavového modelu a výběru významných dílčích LTI stavových modelů modálních tvarů, vede na silné zjednodušení modelu (redukci jeho řádu) bez významné ztráty přesnosti jak ve frekvenční, tak časové oblasti, a přitom nenarušuje strukturu výchozího modelu vázané mechanické soustavy. To otevírá možnost přesnějšího návrhu kompenzátorů použitím moderních, často komplikovaných metod řízení včetně vícekritériálních optimalizačních procedur a možnosti studia vlivu fyzikálních zpětných vazeb při zatížení (např. vznik samobuzeného kmitání). Nezanedbatelná je také přístupnost analýzy v časové oblasti, která slibuje relativně nenáročné simulace provozních zkoušek, včetně operativního prvotního posouzení vlivu navržených kompenzátorů.

5 ZÁVĚR

V této práci je prezentováno využití simulačního modelování pro návrh mechatronických soustav. Tato metodologie byla aplikována při řešení dvou složitých soustav, jako výstupů vědecko-výzkumných projektů.

Při vývoji universálního testovacího zařízení pro biomechanické experimenty, umožňujícího experimentálně modelovat v jistých mezích libovolný pohyb a zatížení jak páteřních prvků, tak velkých kloubů lidského těla se ukázal jako nejvhodnější koncept s paralelní kinematikou, tzv. Stewartova platforma. Během řešení projektu se plně potvrdila vysoká efektivita vývoje složitých výrobků založeného na V-cyklu a s tím spojené dosažení synergií ve výsledném chování a vysokém poměru výkonost/cena jak v nákladech na proces vývoje, tak na výsledné ceně výrobku. Postup, vedený makrocyklem umožnil včasnou identifikaci funkčních/geometrických kolizí řešení jednotlivých komponent/modulů, postup vedený mikrocyklem pak umožnil objektivní volbu oborově specifických řešení prvků/modulů a jejich integraci do výsledné soustavy v rámci jednotlivých makrocyklů.

Při řešení projektu, jehož náplní bylo získání věrohodného modelu chování velkého obráběcího stroje z produkce firmy TOSHULIN, a. s., byla potvrzena vysoká efektivita prezentovaného přístupu, založeného na modelování soustavy tuhých a poddajných těles v simulačním prostředí ADAMS s následným exportem souvislostí mezi působením libovolných sil a korespondujícími výchylkami ve zvolených bodech (pro zvolenou pracovní polohu studovaného modelu) v podobě čtyř matic, které představují lineární časově invariantní model ve stavovém prostoru (stavový MIMO LTI model). Protože počet módů tohoto modelu je zpravidla velmi vysoký, je obecně nutné provést redukci LTI modelu. Uvedená strategie redukce vede na silné zjednodušení modelu (redukci počtu módů) bez významné ztráty přesnosti, a to jak ve frekvenční, tak časové oblasti, a přitom nenarušuje strukturu výchozího modelu vázané mechanické soustavy. To otevírá možnost přesnějšího návrhu kompenzátorů použitím moderních, často komplikovaných, metod řízení včetně vícekritériálních optimalizačních procedur a možnosti studia vlivu fyzikálních zpětných vazeb při zatížení (např. vznik samobuzeného kmitání). Nezanedbatelná je také přístupnost analýzy v časové oblasti, která slibuje relativně nenáročnou simulaci provozních zkoušek, včetně operativního prvotního posouzení vlivu navržených kompenzátorů.

LITERATURA

- [1] ALIZADE, R. I., BAYRAM, C.; (2004) Structural synthesis of parallel manipulators, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. (39), pp. 857–870.
- [2] ALTINTAS, Y., WECK, M.; Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding 1, *Mechanical Engineering*, vol. 53, no. 1, pp. 619–642, 2004.
- [3] ALTINTAS, Y., BUDAK, E.; Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling, *CIRP Annals Manufacturing Technology*, vol. 44, no. 1, pp. 357–362, 1995.
- [4] ALTINTAS, Y., EYNIAN, M., ONOZUKA, H.; Identification of dynamic cutting force coefficient and chatter stability with process damping, *Annals of the CIRP*, vol. 57/1, pp. 371–374, ISSN 0007 – 8506, 2008
- [5] ALTINTAS, Y.; BRECHER, C.; WECK, M.; WITT, S.; Virtual Machine Tool, *Annals of CIRP*, Vol. 54, No. 2, pp. 115–138, 2005, ISSN 0007-8506.
- [6] ANDRS, O.; BREZINA, T.; Controller Implementation of The Stewart Platform Linear Actuator. In *Annals of DAAAM for 2010 & Proceedings of the 21st International DAAAM Symposium "Intelligent Manufacturing & Automation : Focus on Interdisciplinary Solutions"*. Vienna: DAAAM International Vienna 2010. s. 1357 – 1358. ISBN 978-3-901509-73-5.
- [7] BANSEVICIUS, R.; GINIOTIS, V.; Mechatronic Means for Machine Accuracy Improvement, *Mechatronics*, Vol. 12, No. 9–10, 2002, pp. 1133–1143, ISSN 0957-4158.
- [8] BATHELT, J.; JÖNSSON, A.; BACS, C.; DIERSSSEN, S.; MEIER, M.; Applying the New VDI Design Guideline 2206 on Mechatronic Systems Controlled by a PLC, *ICED05 Int. Conf. on Eng. Design*, Melbourne, Australia, 2005, pp. 415–416.
- [9] BISHOP, R.; *The Mechatronics Handbook*. CRC Press, 2007, p. 1416.
- [10] BREZINA, T., HADAS, Z.; Using of Co-simulation ADAMS-SIMULINK for development of mechatronic systems, *MECHATRONIKA*, 2011 14th, pp. 59–64, Jun. 2011.
- [11] BREZINA, T., VETISKA, J., HADAS, Z.; Simulation Modelling of Machine Tools with Flexible Parts as Mechatronic System, 6th Int.conf., AIM, Faculty of Military technology, University of Defense, Brno, 2011.
- [12] BREZINA, T.; ANDRS, O.; HOUSKA, P.; BREZINA, L.; Some Notes to The Design and Implementation of The Device for Cord Implants Tuning. In *Recent Advances in Mechatronics 2008 – 2009*. Berlin – Heidelberg: Springer Verlag 2009. s. 335 – 340. ISBN 978-3-642-05021-3.

- [13] BREZINA, T.; BREZINA, L.; Controller Design of The Stewart Platform Linear Actuator. In *Recent Advances in Mechatronics 2008–2009*. Berlin – Heidelberg: Springer Verlag. 2009. s. 341 – 346. ISBN 978-3-642-05021-3.
- [14] BREZINA, T.; FLORIAN, Z.; CABALLERO, A.; The Design of the Device for Cord Implants Tuning. In *Recent Advances in Mechatronics*. Berlin: Springer Verlag 2007. s. 195 – 199. ISBN 978-3-540-73955-5.
- [15] BREZINA, T.; HADAS, Z.; VETISKA, J.; Using of Co-simulation ADAMS-SIMULINK for Development of Mechatronic Systems. In *Proceedings of 14th International Conference on Mechatronics, MECHATRONIKA 2011*. Trenčín: TnUAD, Slovak Republic, 2011. s. 59 – 63. ISBN 978-80-8075-476-1.
- [16] BREZINA, T.; HOUSKA, P.; SINGULE, V.; Vývoj zařízení pro dynamické pevnostní zkoušky kostních implantátů. *Automa*. 2009, roč. 15, č. 8–9, s. 47 – 49. ISSN 1210-9592.
- [17] BREZINA, T.; SINGULE, V.; HADAS, Z.; Mechatronics Implementation Methodology At New Products Development And Design. In *AiM 2007: 1*. Brno, Expertia, 2007. s. 1 – 18. ISBN 978-80-7231-314-3.
- [18] BRUZZONE, L., MOLFINO, R., ZOPPI, M., ZURLO, G.; (2003) The pride prototype: Control layout of a parallel robot for assembly tasks, *International Conference on Modelling, identification and control MIC2003*, Innsbruck.
- [19] BŘEZINA, T.; FLORIAN, Z.; Vysoké učení technické v Brně: Zařízení pro mechanické zkoušení funkčních segmentů lidského těla. 300700, patent. Praha (2009).
- [20] BŘEZINA, T.; FLORIAN, Z.; Vysoké učení technické v Brně: Zařízení pro mechanické zkoušení funkčních segmentů lidského těla. 19350, užitný vzor. Praha (2009).
- [21] CARVALHO, J. C. M., CECCARELLI, M.; (2001) A Closed-Form Formulation for the Inverse Dynamics of a Cassino Parallel Manipulator, *Multibody System Dynamics*, Vol. 5, 185 – 210.
- [22] CODOUREY, A., BURDET, E.; (1997) A Body-oriented Method for Finding a Linear Form of the Dynamic Equation of Fully Parallel Robots, *Robotics and Automation*, Vol. 2, 1612 – 1618.
- [23] CRAIG, R. R., BAMPTON, M., C., C.; Coupling of substructures for dynamics analyses. *AIAA Journal*, 6(7), pp. 1313 – 1319, 1968.
- [24] DENKENA, B.; GRENDDEL, H.; HOLZ, CH.; Model Based Feedforward and State Control of the Parallel Kinematics PaLiDA, *Proc. 4th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar*, Chemnitz, 2004, pp. 185–202, ISBN: 3-937524-05-3.
- [25] DÉPINCÉ, P., HASCOET, J. Y.; Active integration of tool deflection effects in end milling. Part 1. Prediction of milled surfaces, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 46, no. 9, pp. 937–944, Jul. 2006.
- [26] DILGER, E.; KARRELMeyer, R.; STRAUBE, B.; Fault Tolerant Mechatronics, *Proc. 10th IEEE Int.l On-Line Testing Symposium*, 2004, pp. 214–218, ISBN: 0-7695-2180-0.
- [27] GANGULI, A.; Chatter reduction active through active vibration damping, *Université Libre de Bruxelles*, 2005.
- [28] HOUSKA, P.; FLORIAN, Z.; BREZINA, T.; HOUSKA, M.; NAVRAT, T.; FUIS, V.; HOUSKA, P.; Development of Experimental Devices for Testing of the Biomechanical Systems. In *13th International Conference on Biomedical Engineering IFMBE: Singapore 2008*. Berlin: Springer Verlag 2008. s. 256 – 259. ISBN 978-3-540-92840-9.
- [29] HOUSKA, P.; BREZINA, T.; BREZINA, L.; Design and Implementation of the Absolute Linear Position Sensor for The Stewart Platform. In *Recent Advances in Mechatronics 2008 – 2009*. Berlin – Heidelberg: Springer Verlag. 2009. s. 347 – 352. ISBN 978-3-642-05021-3.

- [30] HOUSKA, P.; ONDROUSEK, V.; VECHET, S.; BREZINA, T.; Control Units for Small Electric Drives with Universal Software Interface. In *Recent Advances in Mechatronics*. Berlin: Springer Verlag 2007. s. 185 – 189. ISBN 978-3-540-73955-5.
- [31] CHEN, L.; XI, F.; MACWAN, A.; Optimal Module Selection for Preliminary Design of Reconfigurable Machine Tools, *J. Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 127, No. 1, 2005, pp. 104–115, ISSN 1087-1357.
- [32] CHOUDHURY, S. K.; GOUDIMENKO, N. N.; KUDINOV, V. A.; Online Control of Machine Tool Vibration in Turning, *International J. of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 37, No. 6, 1997, pp. 801–811, ISSN 0890-6955.
- [33] CHRYSOLOURIS, G.; *Manufacturing Systems: Theory and Practice*, 2nd edition, Springer, Mechanical Engineering Series, New York, 2005, ISBN 0-387-25683-0.
- [34] ISERMANN, R.; *Mechatronic systems-innovative products with embedded control*, *Control Engineering Practice*, p. 17, 2008.
- [35] KAUTSKY, J., NICHOLS, N. K.; Robust Pole Assignment in Linear State Feedback," *Int. J. Control*, 41, pp. 1129–1155, 1985
- [36] KLINE, W. A., R. E. De VOR, R. E., I. A. SHAREEF, I. A.; The Prediction of Surface Accuracy in End Milling, *Journal Of Engineering For Industry*, vol. 104, no. 3, p. 272, 1982.
- [37] LEE, S. H., SONG, J. B., CHOI, W. C., HONG, D.; Position control of a Stewart platform using inverse dynamics control with approximate dynamics. *Mechatronics*, Vol. 13(6) (2003), p. 605–619.
- [38] MAREK, J.; *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. MM publishing, s.r.o., 2010, p. 420.
- [39] MERLET, J. P.; *Parallel robots*, 2nd Edition. Dordrecht. 2005, ISBN 978-1-4020-4132-7.
- [40] MERLET, J., P.; *Parallel Robots*, Kluwer Academic Publishers, Boston, MA, 2000.
- [41] MERLO, A. et al.; Active Vibration Control of Precision Machine Tools through a Modular Adaptronic Device, *ICMC2010, Mechatronics for machine tool, Sustainable Production for Resource Efficiency and EcoMobility*, pp. 639–654, 2010.
- [42] NEUGEBAUER, R.; DENKENA, B.; WEGENER, K.; *Mechatronic Systems for Machine Tools*, *Annals of the CIRP*, 2007, Vol. 56, No. 2, ISSN 0007-8506.
- [43] NOVOTNY, L., SVEDA, J.; *Metody potlačování vibrací u vysoce dynamických obráběcích strojů*, *MMprůmyslové spektrum*, pp 16, 20. listopad 2007
- [44] ONWUBOLU, G.; *Mechatronics: Principles and Applications*. Butterworth-Heinemann, 2005, p. 672.
- [45] PASSINO, K. M.; *Biomimicry for Optimization, Control, and Automation*. London. 2005, ISBN 978-1-85233-804-6.
- [46] REINHART, G., WEISSENBERGER, M.; "Multibody simulation of machine tools as mechatronic systems for optimization of motion dynamics in the design process", *Advanced Intelligent Mechatronics, IEEE/ASME International Conference*, pp.605-610, 1999.
- [47] SERRANO, F.; CABALLERO, A.; YEN, K.; BŘEZINA, T.; Control of Stewart Platform with Fuzzy Logic and Artificial Neural Network Compensation. In *Recent Advances in Mechatronics*. Berlin: Springer Verlag 2007. s. 156 – 160. ISBN 978-3-540-73955-5.
- [48] *The Association of Engineers (VDI): Design methodology for mechatronic systems*. VDI 2206, VDI Guidelines, Beuth Verlag, 2004.
- [49] TLUSTY, J., POLACEK, M.; The Stability of Machine Tools Against Self Excited Vibrations in Machining, *ASME*, pp. 465–474, 1963.
- [50] TLUSTY, J.; Analysis of the State of Research in Cutting Dynamic, *Annals of the CIRP* 27:583-589, 1978
- [51] TOMATIS, N.; BREGA, R.; ARRAS, K.; JENSEN, B.; MOREAU, B.; PERSSON, J.; SIEGWART, R.; *A Complex Mechatronic System: from Design to Application*,

- IEEE/ASME Int. Conf. on Advanced Intelligent Mechatronics Proc., Como, Italy, 2001, pp. 278–283.
- [52] VALÁŠEK, M.; *Dynamika robotických systémů*. Brno: Ústav automatizace a měřicí techniky, 2011, p. 29.
- [53] VASIČ, V. S.; “Standard Industrial Guideline for Mechatronic Product Design,” *Mechatronics*, pp. 103–108, 2008.
- [54] VETISKA, J.; HOUSKA, P.; BREZINA, T.; BLECHA, P.; Design of The Controller for Elimination of Self- Excited Oscillations. In *Recent advances in Mechatronics 2008–2009*. Berlin – Heidelberg: Springer Verlag 2009. s. 395 – 400. ISBN 978-3-642-05021-3.
- [55] WAMPLER, C. W.; Forward Displacement Analysis of General Six-In-Parallel SPS (Stewart) Platform Manipulators Using soma coordinates,” *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 31(3), pp. 331337,1996.
- [56] WANG, J., J. WU, J., WANG, L., LI, T.; Simplified strategy of the dynamic model of a 6-UPS parallel kinematic machine for real time control. *Mechanism and machine theory*, Vol. 42(9) (2007), p. 1119–1140
- [57] WEN, F., LIANG C.; Displacement Analysis of the 6–6 Platform Mechanisms, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 29(4), pp. 547–557, 1994.
- [58] YONGXIAN, L., CHUNXIA, Z., ZHAO, J.; Research on Co-simulation of Rigid-flexible Coupling System of Parallel Robot, *Industrial Technology*, 2009. ICIT 2009. IEEE International Conference on, pp. 10–13, 2009.
- [59] ZHU, D. L., QIN, J. Y., ZHANG, Y., ZHANG, H., XIA, M. M.; Research on Cosimulation Using ADAMS and MATLAB for Active Vibration Isolation System, *Proceedings of IEEE Computer Society, the 2010 International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation*, Vol. 2., Washington, DC, USA, pp. 1126–1129, 2010.

ABSTRACT

The proposed work explains author’s approach to the methodology of mechatronic systems design presented on examples of solved projects.

The design of mechatronic systems is iterative process because the goal is to develop a product with parameters defined in advance. A flexible model of the process, based on a macro-cycle also known as V-cycle or V-model, was determined as optimal for such purpose. The performance of the system is decomposed to the particular activities for the design purposes. These are then solved during so called micro-cycle as branch-specific designs. The micro-cycle is used for solving the predictable problems.

The methodology works with simulation modeling to experiment with properties of the system and to obtain necessary knowledge about the behavior of the system. The possibility of the modification of the initial model by adding of interactions with other physical models during the V-cycle is also important.

The utilization of the methodology is presented on two examples of successfully solved projects. In particular it is the design of testing device with parallel kinematic structure which was designed for biomechanical experiments and analysis of a machine tool for development of its subsystems.

The obtained solutions fully confirmed high efficiency of the proposed methodology.

The macro-cycle made it possible to identify the functional/geometrical collisions of solutions of particular components/modules in the case of the testing device. The micro-cycle then made possible the selection of branch-specific solutions and their integration to the system during particular macro-cycles.

The support of the development by the simulation modeling and particular methods of Model-Based-Design approach (hardware in the loop, software in the loop) made it possible to dramatically decrease the development time and costs for the building of functional sample.

There was proved the possibility of approximation of the system of rigid bodies by a linear time invariant model (LTI model) in the case of the machine tool example. It is possible to use the model in both time and frequency domain. The limited model credibility resulting from its linearity may not be a problem in the early stages of the modeling when the results are properly discussed and the model is used appropriately.