

**České vysoké učení technické v Praze,
Fakulta strojní**

**Czech Technical University in Prague,
Faculty of Mechanical Engineering**

Doc. Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.

Optimalizace a syntéza mechanických a mechatronických systémů

Optimization and Synthesis of Mechanical and Mechatronical Systems

Summary

The lecture deals with the design of mechanical and mechatronical systems through optimization and synthesis. Primarily the general methodology is briefly presented. The aim is to reduce the computational complexity and thus to realize tractable treatment of the design. The solution space is decomposed into several smaller solution subspaces, the efficient computational tools for global evaluation of criterions are developed and the global optimization tools that enable to reconstruct the Pareto set are used.

The successful design process depends on the appropriate concepts, the relevant design criterions and the efficient synthesis methods. Firstly the successful concept of the redundant actuation is presented. The concept was originally developed in order to overcome the problems with singularities within the workspace, nevertheless later on was modified also for the on-line calibration target and the improvement of the dynamical capabilities. Secondly the new design criterion is presented, the so called calibrability. The calibrability must be optimized during the design process in order to improve the accuracy of the calibrated values of parameters in the control algorithms and consequently the final accuracy of the machine operations.

Further the new three methods of the synthesis are presented. First of them is the method of the kinematical synthesis based on the reformulation as a time evolution of the associated nonlinear dynamical dissipative system. The main advantage of the method for solving mechanisms synthesis is that it uses the unassembled configurations of the mechanisms by evolution of the time varying parameters. Second method is the algorithm of the so called global dynamics. It is a very efficient tool for the evaluation of the machine global dynamical criterion for the multiobjective optimization. The global dynamics algorithm transforms the limited capability of the drives into the limited area of accessible velocities and accelerations within the workspace. The last presented method is the optimization approach of the synthesis of nonlinear control law for highly nonlinear systems. The main advantage of the method is the lack of any limitations on the model structure. The method is particularly suitable for the semiactive actuators.

The last part of the lecture is devoted to the applications/projects solved using the presented methods. Firstly the design of the spatial measurement and calibration machine RedCaM, where the calibrability was the main optimization criterion, is presented, and secondly the semiactive truck suspension development, using the optimization of nonlinear control law, is described. Both projects were finished by the experimental verifications.

Souhrn

Přednáška pojednává o návrhu mechanických a mechatronických systémů s použitím optimalizace a syntézy. Nejprve je stručně prezentována celková metodika. Cílem je snížit výpočtovou složitost a tím dosáhnout zvládnutelné podoby návrhového procesu. Prostor řešení je rozložen na několik menších podprostorů, jsou vyvinuty efektivní algoritmy vyhodnocování globálních kritérií a jsou užity nástroje globální optimalizace schopné rekonstruovat Pareto množinu řešení.

Úspěch návrhu závisí na vhodných konceptech, smysluplných kritériích a efektivních metodách syntézy. Nejprve je prezentován koncept nadbytečných pohonů. Koncept původně vzniknul za účelem překonání singularit v pracovním prostoru, posléze byl ale modifikován také pro účely on-line kalibrace a pro zlepšení dynamických vlastností. Dále je prezentováno nové návrhové kritérium zvané kalibrovatelnost. Kalibrovatelnost by měla být optimalizována již během návrhového procesu z důvodu zlepšení přesnosti kalibrovaných hodnot parametrů v algoritmech řízení, což následně ovlivní i přesnost činnosti stroje.

Dále jsou prezentovány tři nové metody syntézy. Nejprve je to metoda kinematické syntézy založená na reformulaci problému na vývoj přidruženého nelineárního disipativního dynamického systému. Hlavní výhoda této metody syntézy mechanismů tkví ve skutečnosti, že jsou použitelné i polohy jinak nesmontovatelné díky časovému vývoji parametrů. Druhou metodou je algoritmus takzvané globální dynamiky. Jde o velmi efektivní nástroj pro vyhodnocení globálních dynamických vlastností stroje při vícekritériální optimalizaci. Algoritmus globální dynamiky transformuje omezení pohonů na prostor dosažitelných rychlostí a zrychlení v pracovním prostoru. Poslední prezentovaná metoda je optimalizační přístup k syntéze nelineárního řízení pro velmi nelineární systémy. Hlavní výhodou metody je skutečnost, že struktura modelu zde není nijak omezena. Metoda je zvláště vhodná pro poloaktivní aktuátory.

Poslední část přednášky je věnována aplikacím/projektům řešeným pomocí popsaných metod. Nejprve je prezentován návrh prostorového měřicího a kalibračního stroje RedCaM, u něhož byla kalibrovatelnost hlavním optimalizačním kritériem, a poté je popsán návrh poloaktivního pérování nákladního vozu s použitím optimalizace nelineárního zákona řízení. Oba projekty byly zakončeny experimentálním ověřením.

Klíčová slova:

Mechanický systém, mechatronický systém, návrh stroje, nadbytečné pohony, kalibrace, kalibrovatelnost, kinematická syntéza, disipativní dynamický systém, globální dynamický problém, nelineární řízení, vícekritériální parametrická optimalizace, kalibrační stroj, poloaktivní podvozek automobilu.

Keywords:

Mechanical system, mechatronical system, machine design, redundant actuation, calibration, calibrability, kinematical synthesis, dissipative dynamical system, global dynamical problem, nonlinear control, multiobjective parameter optimization, calibration machine, semiactive car suspension.

Obsah

Summary.....	2
Souhrn.....	3
Klíčová slova.....	4
Obsah.....	5
1. Úvod.....	6
2. Navrhování strojů pomocí modelování, simulace a optimalizace.....	7
3. Nové koncepty a kriteria návrhu strojů.....	9
3.1 Koncept pohonově redundantních paralelních strojů.....	9
3.2 Kalibrovatelnost jako kritérium návrhu strojů.....	11
4. Nové metody analýzy a syntézy pro návrh strojů.....	14
4.1 Syntéza mechanismů pomocí vývoje disipativních systémů.....	14
4.2 Globální dynamická úloha pro optimalizaci strojů.....	18
4.3 Syntéza zákona řízení pro nelineární systémy pomocí optimalizace.....	19
5. Příklady optimalizace s použitím prezentovaných konceptů a metod....	22
5.1 Měřicí a kalibrační stroj RedCaM.....	22
5.2 Řízené poloaktivní podvozky automobilů.....	24
6. Závěr.....	27
Literatura.....	29
Odborný životopis – Doc. Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.....	32

1. Úvod

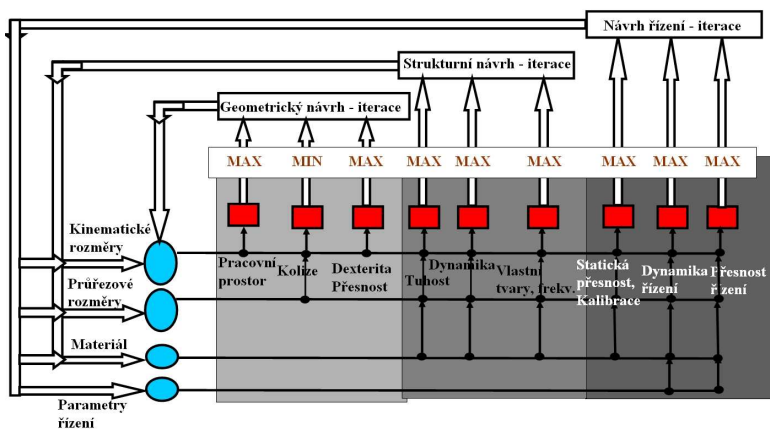
Při vývoji a návrhu nových strojů je v současnosti k dispozici stále se rozšiřující spektrum efektivních prostředků simulace, virtuálního modelování a optimalizace, přičemž se zároveň stávají možnými donedávna nedostupná řešení využívající nové materiály, netradiční koncepty či mechatronická řešení s mnoha integrovanými senzory, řídicími jednotkami a aktuátory. Nebývale zdokonalené prostředky analýzy a syntézy jsou tak konfrontovány s rozšiřujícím se prostorem myslitelných řešení. Tato situace vyžaduje jak vývoj celkové metodiky návrhu, tak objevování nových konceptů řešení, kritérií návrhu a nových metod analýzy a syntézy. Tyto požadavky zasahují návrh mechanické struktury strojů i návrh jejich zákonů řízení. Zároveň mnohé problémy, jako je například volba a polohování senzorů a aktuátorů či požadavky na výslednou přesnost stroje, patří bezprostředně k oběma oblastem návrhu a musí být řešeny integrálně.

Předkládaná profesorská přednáška nejprve stručně prezentuje principy metodiky návrhu mechatronických systémů s pomocí metod optimalizace a syntézy [1], která byla postupně vyvíjena a zobecňována při řešení řady výzkumných a aplikačních projektů na Ústavu mechaniky, biomechaniky a mechatroniky Fakulty strojní ČVUT v Praze. Detailněji jsou potom prezentovány některé nové postupy vyvinuté v souvislosti s řešením několika projektů zakončených obvykle experimenty na reálných prototypch či funkčních modelech. Z oblasti nových konceptů návrhu strojů je prezentován princip redundantních pohonů [2] a zavedení nového návrhového kritéria kalibrovatelnosti [3] pro syntézu strojů. Z oblasti vyvinutých metod analýzy a syntézy je prezentována metoda syntézy mechanismů pomocí přidruženého disipativního dynamického systému [4], metoda globální dynamické úlohy [5] a metoda syntézy zákonů řízení pro nelineární systémy pomocí optimalizace [6]. Dále pak jsou prezentovány dva příklady použití vyvinutých postupů při návrhu strojů, a to jednak vývoj nového prostorového kalibračního a měřicího stroje RedCaM [7], [8], [9] a jednak vývoj řízení poloaktivních tlumičů vozidel [10], [11], [12]. Obsah přednášky do značné míry mapuje hlavní linii vědecké práce uchazeče [13], [14] v období uplynulých více než 10 let. Z hlediska širokého spektra vědeckých problémů spojených s návrhem a optimalizací mechatronických systémů je pak pozornost zaměřena zejména na ty postupy, kterými nebo ke kterým uchazeč významně přispěl.

2. Navrhování strojů pomocí modelování, simulace a optimalizace

Při pokročilém návrhu strojů je typicky nutné nejen hledat řešení vyhovující mnoha předem daným požadavkům a omezujícím podmínkám stanoveným v zadání úlohy, ale je třeba použít na mnoha úrovních optimalizační postupy ve snaze dosáhnout možného optima užitných vlastností [15], [16]. Celkový prostor možných řešení může být v takové situaci příliš velký a výpočtová náročnost neúnosná. Základní metodika pro zvládnutí tohoto problému se skládá ze tří hlavních bodů [1]:

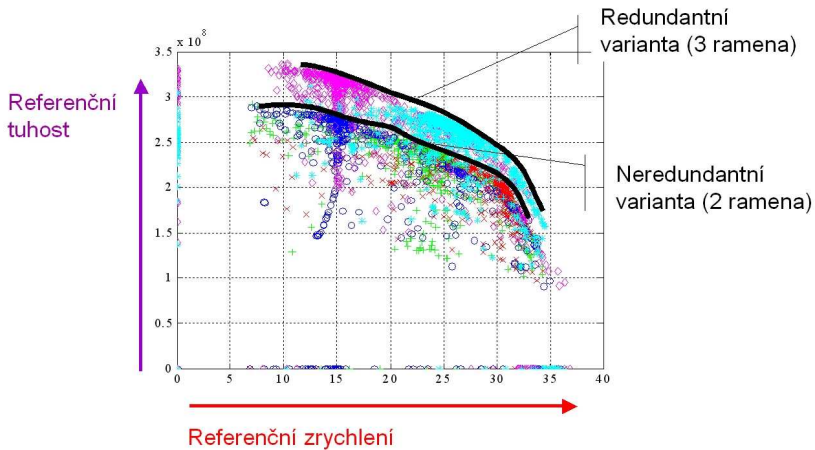
- Rozklad celkového problému návrhu na jednodušší podproblémy s vyšší vnitřní propojeností, jejichž dílčí řešení představují základní pevné body na cestě k celkovému řešení. Toto rozdělení je doplněno vnějšími cykly iterací (obr. 1).
- Použití efektivních nástrojů globálního vyhodnocování optimalizovaných vlastností [17], [5], [18] snižujících výpočtovou složitost.
- Použití metod vícekritériální globální optimalizace umožňující efektivně rekonstruovat a při mapování možných řešení aktivně použít řešení z Pareto množiny a jejího okolí [19], [14] (obr. 2).



Obr. 1 Rozklad návrhového procesu na hierarchii podproblémů

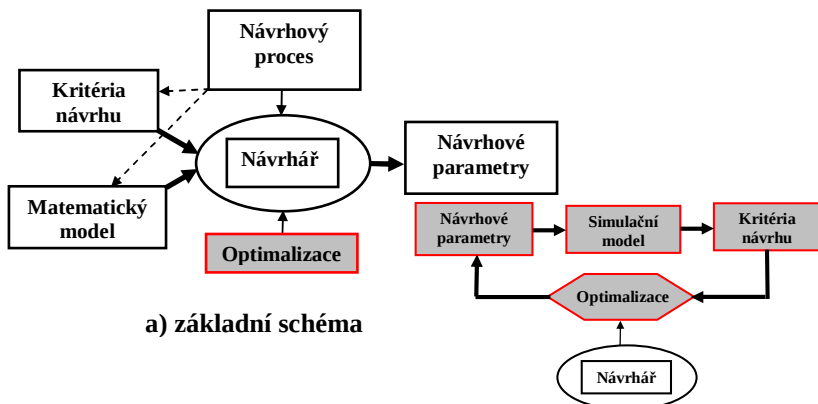
Na obrázku 2 je vidět ilustraci využití výsledků globální optimalizace dvou variant stroje TRIJOINT 900H. Z velké sady výsledků je zjevné, že varianta s třemi rameny dosahuje lepších hodnot kritérií (posuv Pareto hranice).

V tomto konkrétním případě však bylo vzhledem k tomu, že rozdíl nebyl tak výrazný a varianta z dvěma rameny byla podstatně jednodušší, nakonec rozhodnuto použít variantu dvojramennou.



Obr. 2 Ukázka výsledků globální optimalizace pro strukturní varianty stroje

Celkově ani při návrhu s pomocí efektivních metod modelování, simulace a optimalizace není dobře možné vyřadit samotného člověka ze středu procesu (schéma na obr. 3a). Vždy je otázkou konkrétního případu, které části optimalizací mohou probíhat autonomně (schéma na obr. 3b)



Obr. 3 Schéma návrhu s pomocí modelování a) základní schéma b) autonomní optimalizace

3. Nové koncepty a kriteria návrhu strojů

I přes velké možnosti automatických optimalizačních algoritmů včetně optimalizace struktury má klíčový význam invence při formulování konceptů návrhu. Mezi základní úspěšné myšlenky návrhu strojů paralelní struktury patří koncept nadbytečných (redundantních) pohonů (odstavec 3.1.). Původně byl formulován [2], [13] z důvodu zlepšení ovladatelnosti stroje v pracovním prostoru minimalizací kinematicky singulárních poloh, ale jeho použití bylo v průběhu času dále rozvinuto. Z metod zde prezentovaných stimuloval podstatné zobecnění metody z [20] na metodu globální dynamiky [5] popsanou v odstavci 4.2.. Dále pak vedl například ke konceptu redundantního měření [21], který spolu se zavedením kriteria kalibrovatelnosti do návrhu stroje (odstavec 3.2.) přispěl k rozvoji metod kalibrace a on-line kalibrace.

Hierarchický iterační proces návrhu stroje (obr.1) je determinován nejen základními koncepty, ale i uvažovanými kritérii. Příkladem zavedení nového návrhového kriteria je kalibrovatelnost. Při kalibraci horizontálního obráběcího stroje Trijoint 900H (oceněného cenou Česká hlava 2003 – Invence) [22], [23] byla formulována kalibrovatelnost jako vhodné nové kritérium pro návrh strojů (odstavec 3.2.) a posléze použita pro vývoj nového kalibračního a měřicího stroje RedCaM (odstavec 5.1.).

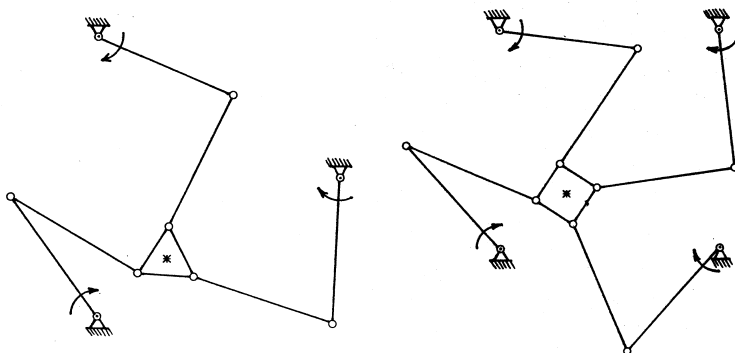
3.1. Koncept pohonově redundantních paralelních strojů

Vážným problémem v aplikaci paralelních strojů a robotů je velký výskyt singulárních poloh v pracovním prostoru. Základní veličinou kvantifikující stav nebo blízkost singularity je tzv. manipulovatelnost nebo-li dexterita. Manipulovatelnost je zobecněním veličiny převodu pro mechanismy s více vstupy a s více výstupy. Jestliže $\mathbf{s}$ jsou souřadnice pohonů a $\mathbf{v}$ souřadnice výkonného členu (platformy, nástroje apod.), potom manipulovatelnost $\mathbf{D}$ (dexterita) je formulována na základě podmíněnosti $\mathbf{C}$ převodové matice. Z vazbových podmínek $\mathbf{f}(\mathbf{s}, \mathbf{v}) = \mathbf{0}$ plynou Jacobiho matice $\mathbf{J}_s$, $\mathbf{J}_v$ a pak

$$\begin{aligned} \mathbf{J}_s \dot{\mathbf{s}} + \mathbf{J}_v \dot{\mathbf{v}} &= \mathbf{0} \\ \dot{\mathbf{s}} &= -\mathbf{J}_s^{-1} \mathbf{J}_v \dot{\mathbf{v}} \end{aligned} \quad \mathbf{C} = \text{cond}(\mathbf{J}_s^{-1} \mathbf{J}_v), \quad \mathbf{D} = \frac{1}{\mathbf{C}} \quad (1)$$

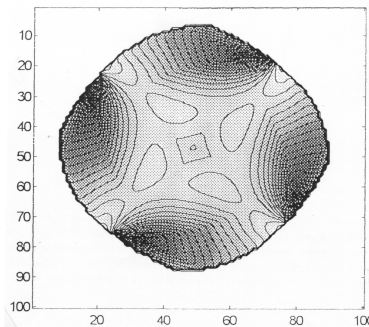
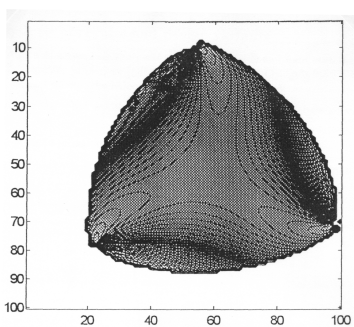
Optimální hodnotou manipulovatelnosti stejně jako výchozí podmíněnosti matice je 1. Singularita je vyznačena nulovou dexteritou $\mathbf{D}=0$, nebo-li podmíněností $\mathbf{C}=\infty$. Řešením tohoto problému je použití nadbytečných pohonů v počtu vyšším, než je počet stupňů volnosti [2], [13].

Rozdíl počtu pohonů a počtu stupňů volnosti nazýváme stupněm pohonové redundance. Jednoduchou názornou ilustraci konceptu poskytuje rovinný mechanismus Křížák. Neredundantně poháněná varianta (obr. 4 a) obsahuje ve svém pracovním prostoru křivky singularit (tmavé oblasti na obr. 5 a) omezující využitelnou oblast pracovního prostoru stroje. Již jedenkrát redundantní varianta (obr. 4 b) singularity podstatně redukuje (obr. 5 b). Jak již bylo uvedeno, tento základní koncept byl aplikován na velkou řadu rovinných a prostorových mechanismů strojů a dále rozvíjen.



a) neredundantně poháněná varianta b) redundantně poháněná varianta

Obr. 4 Příklad variant rovinného mechanismu Křížák



a) neredundantně poháněná varianta b) redundantně poháněná varianta

Obr. 5 Mapy manipulovatelnosti rovinného mechanismu Křížák

3.2. Kalibrovatelnost jako kritérium návrhu strojů

Přesná činnost stroje není možná bez přesného řízení a kalibrace. Cílem kalibrace je, abychom z hodnot ze senzorů stroje a externích měřidel co možná nejpřesněji určili skutečné parametry stroje [24] potřebné do zákonů řízení stroje. V oblasti tradičních robotů i paralelních kinematických mechanismů bylo vyvinuto několik postupů kalibrace. Dostatečná přesnost kalibrace je závislá na řadě vlivů. Část těchto vlivů byla zkoumána [25], [26], například pro optimalizaci a minimalizaci počtu kalibračních poloh stroje. Novým prvkem je systematické zavedení a použití takzvané kalibrovatelnosti jako návrhového kritéria při vývoji stroje [3], [8]. Optimalizací struktury podle kalibrovatelnosti se minimalizuje přenos chyb mezi senzory a pracovním členem soustavy. Struktura mechanismu zde zahrnuje jak topologii a rozměry, tak i použitou sadu senzorů a jejich rozmístění. Souvislosti tohoto nového návrhového kritéria jsou nejprve diskutovány na vlastnostech paralelních strojů Trijoint 900H a Sliding Star, a poté je v odstavci 5.1. ilustrováno použití kalibrovatelnosti jako hlavního kritéria při návrhu zcela nového paralelního redundantního kalibračního a měřícího stroje se šesti stupni volnosti RedCaM.

Kalibrované kinematické struktury musí obsahovat více měřených souřadnic než je počet stupňů volnosti, aby bylo možné z rovnic posléze dopočítat hledané parametry. Kinematické smyčky jsou v dané poloze popsány vazbami ve tvaru

$$\mathbf{f}(\mathbf{d}, \mathbf{s}, \mathbf{v}) = \mathbf{0}, \quad (2)$$

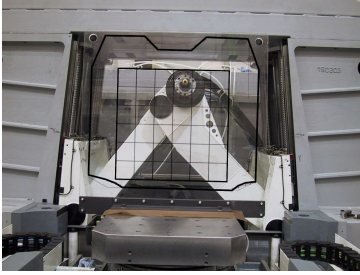
kde $\mathbf{d}$ jsou rozměry mechanismu, $\mathbf{s}$ jsou vstupní (měřené) souřadnice v kloubech a vedeních a $\mathbf{v}$ jsou výstupní (pracovní) souřadnice (obvykle poloha vřetene, platformy apod.). V ilustračním případě stroje Trijoint 900H (obr. 6a) například $\mathbf{d} = [x_{1P2}, y_{1P2}, x_{1P5}, y_{1P5}, \beta_2, \beta_5, l_3, l_4, x_{4V}, y_{4V}]$, $\mathbf{s} = [s_{12}, s_{15}]$ a $\mathbf{v} = [x_{1V}, y_{1V}]$ (obr.6b). Jestliže je uvažováno (měřeno) n poloh kinematické struktury, pak vazbové rovnice (2) jsou složeny do celkové soustavy vazbových rovnic

$$\mathbf{F}(\mathbf{d}, \mathbf{S}, \mathbf{V}) = \mathbf{0}, \quad (3)$$

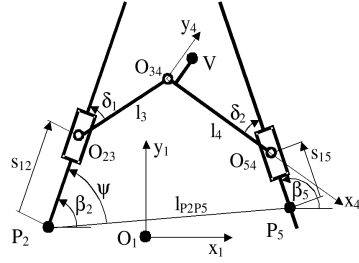
kde pro j -tou polohu $\mathbf{f}_j = \mathbf{f}(\mathbf{d}, \mathbf{s}_j, \mathbf{v}_j) = \mathbf{0}$ a dále pak $\mathbf{F} = [\mathbf{f}_1, \mathbf{f}_2, \dots, \mathbf{f}_n]^T$,

$$\mathbf{S} = [\mathbf{s}_1, \mathbf{s}_2, \dots, \mathbf{s}_n]^T, \quad \mathbf{V} = [\mathbf{v}_1, \mathbf{v}_2, \dots, \mathbf{v}_n]^T.$$

Neznámými v rovnici (3) jsou skutečné rozměry $\mathbf{d}$, $\bar{\mathbf{d}}$ budou návrhové parametry odlišné od skutečných, $\mathbf{J}_d$ příslušná Jacobiho matice. Kalibrace



a) stroj s vyznačeným pracovním prostorem a testovací oblastí



b) kinematické schéma stroje s kalibračními parametry

Obr. 6 Obráběcí stroj Trijoint 900H

Newtonovou metodou je odvozena z Taylorova rozvoje rovnice (3)

$$\mathbf{F}(\bar{\mathbf{d}}, \mathbf{S}, \mathbf{V}) + \mathbf{J}_d \delta \mathbf{d} + \dots = \mathbf{0}, \quad (4)$$

$$\text{tedy } \mathbf{J}_d \delta \mathbf{d} = -\mathbf{F}(\bar{\mathbf{d}}, \mathbf{S}, \mathbf{V}) = \delta \mathbf{r} \quad (5)$$

$$\text{a pro } i\text{-tou iteraci } \delta \mathbf{d}_i = (\mathbf{J}_{d_i}^T \mathbf{J}_{d_i})^{-1} \mathbf{J}_{d_i}^T \delta \mathbf{r}_i \text{ a } \mathbf{d}_{i+1} = \mathbf{d}_i + \delta \mathbf{d}_i \quad (6)$$

Při kalibraci (mj. u Trijoint 900H) [3] se často ukazuje, že některé parametry určené z různých realizací měření, vykazují příliš velké rozdíly. Důvodem tohoto jevu zhoršujícího výslednou přesnost stroje je vzájemné působení zhoršené podmíněnosti soustavy, chyb měření a chyb modelu. Problémovou část řešení lze mapovat na základě singulárního rozkladu matice $(\mathbf{J}_{d_i}^T \mathbf{J}_{d_i})$

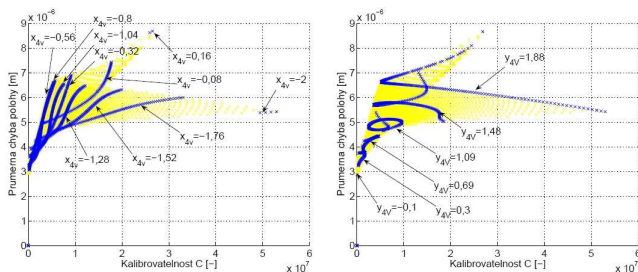
$$\mathbf{U}_i \mathbf{S}_i \mathbf{V}_i^T \delta \mathbf{d}_i = \mathbf{J}_i^T \delta \mathbf{r}_i, \text{ kde } \mathbf{y}_i = \mathbf{V}_i^T \delta \mathbf{d}_i \text{ a tedy} \quad (7)$$

$$\mathbf{S}_i \mathbf{y}_i = \mathbf{U}_i^T \mathbf{J}_i^T \delta \mathbf{r}_i. \quad (8)$$

Převážná většina prvků vektoru $\mathbf{y}_i$ je vypočítána standardně z rovnice (8), pouze r posledních prvků (odpovídajících nejmenším singulárním číslům) je uvažováno jako volné parametry, z nichž jsou posléze vybrány pomocí vícekritériální optimalizace varianty pro experimentální ověření. Principiálním řešením však je snažit se vyhnout špatně podmíněné kalibraci od samotného návrhu stroje. Na základě této skutečnosti byla mezi obvyklá návrhová kritéria stroje zavedena kalibrovatelnost, definovaná jako

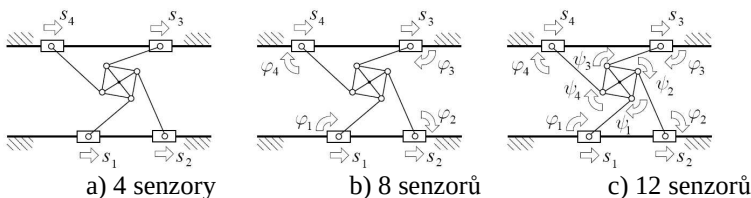
$$C = \text{cond}(\mathbf{J}_{d_i}^T \mathbf{J}_{d_i}). \quad (9)$$

Vliv změny parametrů na kalibrovatelnost a kalibrovatelnosti na chybu polohování je na obrázku 7 ilustrován pro případ mechanismu stroje Trijoint a parametry polohy vřetene x_{4V}, y_{4V} .

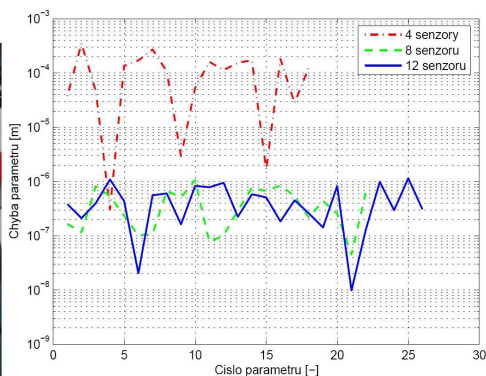


Obr. 7 Trijoint - chyby polohy a kalibrovatelnost pro $x_{4v} = \text{kons.}$ $y_{4v} = \text{kons.}$

Součástí optimalizace kalibrovatelnosti je také návrh optimálního počtu a rozmístění senzorů. Redundantní počet senzorů obecně umožňuje realizaci tzv. on-line kalibrace, tedy opakované re-kalibrace za chodu stroje [27]. Příkladem může být redundantně poháněný paralelní stroj Sliding Star [17] (obr.9) . Verzi se 4 senzory (obr. 8a) odpovídá podmíněnost $3 \cdot 10^8$, variantě s 8 senzory (obr. 8b) pouze $4 \cdot 10^4$. Zvýšením na 12 senzorů (obr. 8c) pak máme $3 \cdot 10^4$, tedy již prakticky žádné zlepšení. Tomuto obrazu pak odpovídá i vliv na chyby určení parametrů (obr.9) s velkým zlepšením ze 4 na 8 senzorů.



Obr. 8 Varianty umístění 4, 8 a 12 senzorů na stroji Sliding Star



Obr. 9 Sliding Star - chyby kalibrace rozměrů pro 4, 8 a 12 senzorů

4. Nové metody analýzy a syntézy pro návrh strojů

V procesu hierarchického návrhu stroje mají klíčový význam výpočtové efektivní a robustní metody analýzy a syntézy. Metoda syntézy mechanismů prezentovaná v odstavci 4.1. je zaměřena na překonání velkého výskytu oblastí nesestavitelnosti mechanismu narušujících průběh syntézy. Na rozdíl od konceptu rozšíření oblasti platnosti při optimalizaci do komplexních čísel [28] je použita inspirace z oblasti dynamiky a řízení soustav [4]. Dále je prezentována již zmiňovaná metoda globální dynamické úlohy (odstavec 4.2.) jako důležitý efektivní nástroj výpočtu globálního kritéria do vícekritériální optimalizace (obr. 2). Syntéza zákona řízení pomocí optimalizace popsaná v odstavci 4.3. vznikla při vývoji řízení poloaktivních tlumičů, kde míra nelinearity aktuátorů a složitost modelu celé soustavy je natolik výrazná, že je nemožné použít metody pro řízení lineárních soustav a je výhodné vyjít z optimalizace sekvence simulačních modelů různé složitosti.

4.1. Syntéza mechanismů pomocí vývoje disipativních systémů

Princip této metody kinematické syntézy je založen na transformaci původního mechanismu s jeho rozměry a dalšími optimalizovanými kritérii na pomocný dynamický disipativní systém skládající se z hmotných bodů ve významných bodech mechanismu [4]. Dynamický systém je pak složen z N různých subsystémů pro N reprezentativních poloh původního mechanismu. Interakce mezi subsystémy zajišťují lineární pružiny, jejichž síly jsou úměrné rozdílu příslušných rozměrových parametrů mezi jednotlivými subsystémy (polohami) a/nebo rozdílu požadovaného a skutečného optimalizovaného kritéria mechanismu. Hmotné body jsou navíc pomocí tlumících elementů připojeny k základnímu rámu z důvodu průběžné disipace energie a směřování do rovnovážné polohy. Jde vlastně o aplikaci principu známého v aktivním tlumení vibrací jako sky-hook [29], [30], [10]. Základní výhoda této metody pro řešení kinematické syntézy je ta, že díky časově proměnným rozměrovým parametrům zcela mizí problém jinak velmi četných neúspěšných kroků iteračního procesu způsobených nesestavitelností mechanismu pro jisté hodnoty parametrů a jisté žádané polohy.

Mechanismus je ve výchozí podobě popsán souřadnicemi s_i , $i=1,2,\dots,n$ a parametry p_j , $j=1,2,\dots,m$. Souřadnice se mezi jednotlivými polohami mění, zatímco parametry (např. délkové rozměry) zůstávají konstantní. Mechanismus je v dané poloze popsán n_f kinematickými vazbami

$$f_k(s_1, s_2, \dots, s_n, p_1, p_2, \dots, p_m) = 0, k = 1, 2, \dots, n_f, \quad (10)$$

$$\text{vektorově } \mathbf{f}(s_1, s_2, \dots, s_n, p_1, p_2, \dots, p_m) = \mathbf{0}. \quad (11)$$

Cílem syntézy je obecně minimalizace několika cílových funkcí

$$\min(CF_l(s_1, s_2, \dots, s_n, p_1, p_2, \dots, p_m)), l = 1, 2, \dots, n_{CF}. \quad (12)$$

Tyto cílové funkce jsou obvykle konstruovány na základě sady N reprezentativních poloh mechanismu v pracovním prostoru. Prezentovaná metoda bere původní parametry p_j jako proměnné veličiny $\bar{p}_{j,r}$, u nichž je připuštěna odlišnost odpovídajícího parametru mezi polohami. Místo rovnic

$$\mathbf{f}_r(s_{1,r}, s_{2,r}, \dots, s_{n,r}, p_1, p_2, \dots, p_m) = \mathbf{0}, r = 1, 2, \dots, N, \quad (13)$$

tak máme

$$\mathbf{f}_r(s_{1,r}, s_{2,r}, \dots, s_{n,r}, \bar{p}_{1,r}, \bar{p}_{2,r}, \dots, \bar{p}_{m,r}) = \mathbf{0}, r = 1, 2, \dots, N. \quad (14)$$

Vytvoření přidruženého systému se váže na kartézské souřadnice významných bodů A_q a/nebo eventuálně na úhlové polohy významných os β_u . Postup může být jistým způsobem formalizován zavedením vektorových mnohoúhelníků, v jejichž uzlech leží tyto body ($A_{1,r}, A_{2,r}, A_{3,r}, \dots$) se svými souřadnicemi ($x_{A1,r}, y_{A1,r}, z_{A1,r}, x_{A2,r}, \dots$). Pro původní systém (13) bychom tak měli n souřadnic

$$s_1 = x_{A1}, s_2 = y_{A1}, s_3 = z_{A1}, \dots, s_v = \beta_1, s_{v+1} = \beta_2, \dots, s_n = \beta_w, \quad (15)$$

zatímco pro přidružený dynamický systém (14) pak máme $n \cdot N$ souřadnic

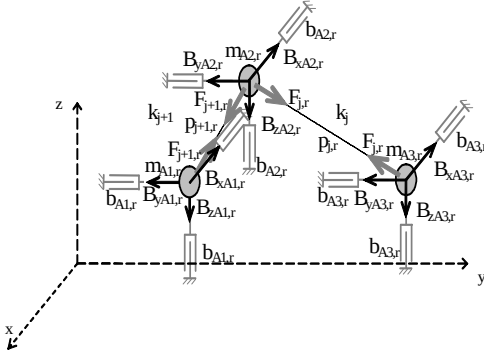
$$\begin{aligned} s_{1,r} &= x_{A1,r}, s_{2,r} = y_{A1,r}, s_{3,r} = z_{A1,r}, s_{4,r} = x_{A2,r}, \dots, \\ s_{v,r} &= \beta_{1,r}, s_{v+1,r} = \beta_{2,r}, \dots, s_{n,r} = \beta_{w,r} \end{aligned} \quad (16)$$

Nové časově proměnné parametry $\bar{p}_{1,r}(t), \bar{p}_{2,r}(t), \dots, \bar{p}_{m,r}(t)$, $r = 1, 2, \dots, N$ jsou pak počítány z rovnic (14) na základě souřadnic (16). Ke každému parametru $\bar{p}_{j,r}$ je přidružena korekční síla, kterou rozdíly odpovídajících si parametrů mezi polohami udržují nenulovou

$$F_{j,r} = k_j \sum_{i=1}^N (\bar{p}_{j,r} - \bar{p}_{j,i}). \quad (17)$$

Potenciální energie $E_{p,j}$ skupiny korekčních sil pro j -tý parametr (například sil $F_{j,r}$ mezi body $A_{2,r}, A_{3,r}$ z ilustračního obrázku 10) pak je

$$E_{p,j} = \frac{1}{2} k_j \left[\sum_{r=1}^N \sum_{i=r}^N (\bar{p}_{j,r} - \bar{p}_{j,i})^2 \right]. \quad (18)$$



Obr. 10 Struktura přidruženého dynamického systému

Složky potenciálních sil $F_{j,r}$ do jednotlivých souřadnic $x_{A2,r}$, $y_{A2,r}$, $z_{A2,r}$, ... pak

$$F_{j,r} = \frac{\partial E_{p,j}}{\partial \bar{p}_{j,r}} = k_j \sum_{i=1}^N (\bar{p}_{j,r} - \bar{p}_{j,i}) \quad (19)$$

$$F_{x,j,r} = \frac{\partial E_{p,j}}{\partial x_{A2,r}} = \frac{\partial E_{p,j}}{\partial \bar{p}_{j,r}} \frac{\partial \bar{p}_{j,r}}{\partial x_{A2,r}} = F_{j,r} e_{A2A3,x,r} \quad (20)$$

Veličiny $e_{A2A3,x,r}$, $e_{A2A3,y,r}$ a $e_{A2A3,z,r}$ jsou souřadnice jednotkových vektorů spojníc bodů $A_{2,r}$, $A_{3,r}$ z ilustračního obrázku 10. Potenciální energie $E_{p,j}$ dosáhne nulové hodnoty jen při splnění identity j -tého parametru napříč všemi polohami $E_{p,j} = 0 \Leftrightarrow \bar{p}_{j,1} = \bar{p}_{j,2} \dots = \bar{p}_{j,N}$. Celková potenciální energie pro všechny parametry p_j , $j = 1, 2, \dots, m$ je

$$E_p = \sum_{j=1}^N E_{p,j} \quad (21)$$

Celkový Lagrangian dostáváme potom z potenciální a kinetické energie

$$L = E_K - E_p, \quad (22)$$

a celkové rovnovážné řešení odpovídá $L=0$. Disipace energie je zajištěna tlumiči připojenými k rámu a navíc je možné mimo požadavku průchodu významných bodů jistými polohami během pohybu připojit další cílové funkce. Takové připojení modifikuje potenciální energii do podoby

$$E_p = \sum_{j=1}^N E_{p,j} + \frac{1}{2} \sum_{l=1}^{n_{cr}} q_l (CF_l - CF_{Dl})^2, \quad (23)$$

s parciálními derivacemi

$$\frac{\partial E_p}{\partial \bar{p}_{j,r}} = \frac{\partial E_{p,j}}{\partial \bar{p}_{j,r}} = k_j \sum_{i=1}^N (\bar{p}_{j,r} - \bar{p}_{j,i}) + \sum_{l=1}^{n_{CF}} q_l (CF_l - CF_{Dl}) \frac{\partial CF_l}{\partial \bar{p}_{j,r}}, \quad (24)$$

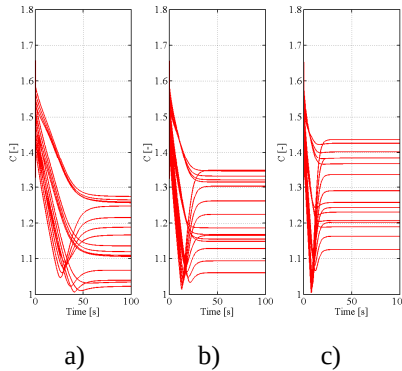
kde CF_l je l -tá cílová funkce, n_{CF} je počet uvažovaných cílových funkcí a CF_{Dl} požadota ideální hodnota této cílové funkce. Přídavné síly vzniklé na základě přidání cílových funkcí mají tvar (q_l jsou váhy příslušných cílových funkcí)

$$F_{CF,j,r} = \sum_{l=1}^{n_{CF}} q_l (CF_l - CF_{Dl}) \frac{\partial CF_l}{\partial \bar{p}_{j,r}}, \quad (25)$$

a dynamické rovnice (např. pro bod $A_{2,r}$ z obrázku 10) potom

$$\begin{aligned} m_{A_{2,r}} \ddot{x}_{A_{2,r}} &= e_{A_{2A3}, x, r} (F_{j,r} + F_{CF,j,r}) + e_{A_{2A1}, x, r} (F_{j+1,r} + F_{CF,j+1,r}) - B_{xA_{2,r}} \\ m_{A_{2,r}} \ddot{y}_{A_{2,r}} &= e_{A_{2A3}, y, r} (F_{j,r} + F_{CF,j,r}) + e_{A_{2A1}, y, r} (F_{j+1,r} + F_{CF,j+1,r}) - B_{yA_{2,r}} \\ m_{A_{2,r}} \ddot{z}_{A_{2,r}} &= e_{A_{2A3}, z, r} (F_{j,r} + F_{CF,j,r}) + e_{A_{2A1}, z, r} (F_{j+1,r} + F_{CF,j+1,r}) - B_{zA_{2,r}} \end{aligned} \quad (26)$$

Příkladem použití prezentované metody syntézy může být optimalizace manipulovatelnosti (1) mechanismu stroje Trijoint 900H (obr. 6).



Obr. 11 Vývoj hodnot podmíněnosti C v testovacích bodech

Na obrázku 11 je naznačen vývoj hodnot podmíněnosti převodové matice v průběhu dynamické syntézy v jednotlivých bodech sítě v pracovním prostoru stroje pro různá nastavení váhy vedlejší cílové funkce

minimalizace zástavbového prostoru stroje vůči pevně danému pracovnímu prostoru (váha pro minimalizaci zástavbového prostoru od varianty a) k variantě c) roste). Efektivnost této metody syntézy byla ověřena na mnoha úlohách kinematické syntézy [31] a je významným nástrojem při počítačově podporovaném návrhu mechanismů. Výzkum a vývoj této metody syntézy probíhal v rámci výzkumného záměru MSM6840770003 “Rozvoj algoritmů počítačových simulací a jejich aplikace v inženýrství”.

4.2 Globální dynamická úloha pro optimalizaci strojů

V rámci dynamiky soustav mnoha těles jsou obvykle uvažovány dvě základní úlohy, a to inverzní dynamická úloha (zvaná také kinetostatická) a dynamická úloha přímá vedoucí obvykle k numerickému řešení diferenciálních rovnic. Pro účely syntézy pak bylo účelné vyvinout modifikovanou metodu vhodnou k výpočtově nenáročnému získání globálního přehledu o dynamických schopnostech stroje při daných pohonech, struktuře a parametrech stroje. Tuto úlohu nazýváme globálním dynamickým problémem [5]. Dynamika soustavy mnoha těles může být popsána například pomocí Lagrangeových rovnic smíšeného typu

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{z}} - \Phi^T \lambda = \mathbf{g} + \mathbf{Tn}, \quad (27)$$

kde $\mathbf{z}$ je vektor souřadnic, $\mathbf{M}$ je matice hmotnosti, $\mathbf{g}$ je vektor dynamických a aplikovaných sil, λ je a vektor Lagrangeových součinitelů, Φ je Jacobiho matice kinematických vazeb $\mathbf{F}(\mathbf{s}) = \mathbf{0}$, $\mathbf{n}$ je vektor hnacích sil pohonů a $\mathbf{T}$ je matice popisující jejich rozložení na souřadnice. Vycházíme-li ze zobecněné trajektorie $\mathbf{R}=\mathbf{R}(p)$, kde p je geometrický parametr (např. oblouk trajektorie), můžeme dostat plán trajektorie v prostoru souřadnic $\mathbf{z}=\mathbf{z}(p)$. Derivacemi podle času pak dostáváme

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{z}} &= \frac{d\mathbf{z}}{dp} d_1 \\ \ddot{\mathbf{z}} &= \frac{d\mathbf{z}}{dp} d_2 + \frac{d^2\mathbf{z}}{dp^2} d_1^2 \end{aligned} \quad (28)$$

Zde d_1 je zobecněná rychlost parametru p a d_2 jeho zobecněné zrychlení. Dynamický potenciál je vyjádřen v rovině d_1 - d_2 jako funkce geometrického parametru p . Dynamické rovnice (27) lze snadno přepsat na

$$\begin{bmatrix} \Phi^T & \mathbf{T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\lambda \\ -\mathbf{n} \end{bmatrix} = \mathbf{g} - \mathbf{M}\ddot{\mathbf{z}}. \quad (29)$$

Tento systém lineárních rovnic lze řešit pomocí singulárního rozkladu (SVD). V případě redundantně poháněné soustavy je počet neznámých vyšší než počet rovnic a vektor $\mathbf{y}_{red}$ představuje parametrizaci řešení.

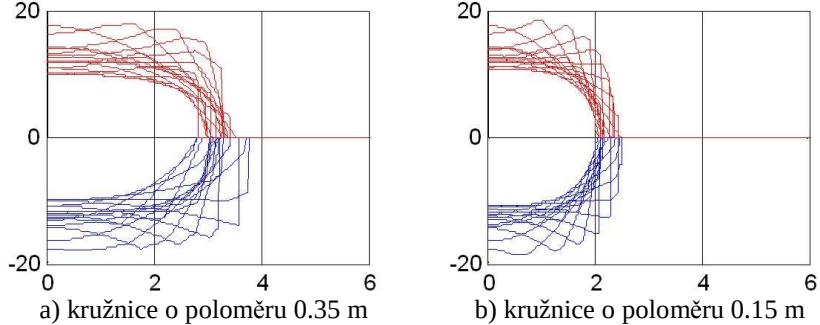
Dosažením limitů pohonů $\mathbf{n}^-$ a $\mathbf{n}^+$ dostáváme soustavu nerovnic

$$\mathbf{n}^- \leq \mathbf{A}_n d_1^2 + \mathbf{B}_n d_1 + \mathbf{C}_n + \mathbf{D}_n d_2 + \mathbf{V}_{red,n} \mathbf{y}_{red} \leq \mathbf{n}^+ \quad (30)$$

Rozměr vektoru $\mathbf{y}_{red}$ odpovídá stupni redundance $r = \dim(\mathbf{n}) - \text{DOF}$, kde DOF je počet stupňů volnosti. Redundantně poháněná struktura o stupni redundance r potřebuje jako nutnou (nikoliv postačující) podmínku limitního stavu $r+1$ pohonů silově na limitu. Ostatních (DOF-1) pohonů obecně nemusí být na limitu. K řešení volných parametrů $\mathbf{y}_{red}$ potřebujeme r limitních rovnic z (30)

$$\mathbf{y}_{red,j} = \mathbf{V}_{red,nj}^{-1} (\mathbf{n}_j^{\lim} - \mathbf{A}_{nj} d_1^2 - \mathbf{B}_{nj} d_1 - \mathbf{C}_{nj} - \mathbf{D}_{nj} d_2) \quad (31)$$

Po dosažení do zbylých nerovnic získáváme část dynamicky dosažitelné oblasti (j je index napříč možnými r -ticemi limitů). Celkovou dosažitelnou d1-d2 oblast pro daný bod dostaneme sjednocením těchto podoblastí. Pro účely syntézy vyšetřujeme d1-d2 oblasti dosažitelnosti pro body na charakteristických trajektoriích (kružnice, přímky apod.) v pracovním prostoru stroje. Na obrázku 12 jsou například dosažitelné d1-d2 oblasti pro body dvou různých kruhových trajektorií stroje SlidingStar (obr. 9).



Obr. 12 Sít dosažitelných d1-d2 oblastí pro dvě trajektorie stroje SlidingStar

4.3. Syntéza zákona řízení pro nelineární systémy pomocí optimalizace

Syntéza zákonů řízení pomocí optimalizace chování matematických simulačních modelů patří mezi metody označované někdy akronymem MOPO (**M**ulti**O**bjective **P**arameter **O**ptimisation) [32],[6]. K rozvíjení tohoto typu metod syntézy vedou zejména následující důvody:

- Většina reálných soustav je nelineárních.
- MOPO přístup vyžaduje naprosté minimum požadavků na tvar popisu systému a formu zákona řízení.
- Postupy syntézy řízení typu „MOPO“ smysluplně využívají velký a neustále rostoucí výpočetní potenciál, který je k dispozici.
- Při řízení poloaktivního aktuátoru, jakým jsou řízené tlumiče, je odstraněno nebezpečí destabilizace.

Jde zde tedy o systematický postup návrhu řízení obecně nelineárních soustav. Nejdůležitější z kroků této metody jsou následující:

- **Vytvoření simulačního modelu**

Často se pracuje s referenčním a návrhovým modelem. Referenční model je nejúplnější a nejkomplexnější model, shrnující všechny dostupné znalosti o soustavě. Návrhový model je zjednodušený, popisuje pouze podstatné vlastnosti soustavy (např. hlavní nelinearity). Shoda s realitou je zde velmi závažná, neboť díky volnosti při tvorbě modelů je žádoucí mít je co nejrealističtější.

- **Volba cílové funkce**

Celková cílová funkce, jež je předmětem optimalizace, je obecně váženým součtem dílčích kriterií s váhami modulujícími význam dílčích kriterií při optimalizaci

$$F(p_1, \dots, p_n) = \sum_i q_i f_i(p_1, \dots, p_n) / f_{i0} + \sum_j k_j g_j(p_1, \dots, p_n) / g_{j0}. \quad (32)$$

Dílčí cílové funkce jsou nejčastěji odvozeny od časových průběhů veličin vzniklých při simulaci nelineárního simulačního modelu například ve tvaru

$$g_j(p_1, p_2, \dots, p_n) = \int_0^t u_j^2 d\tau, \quad (33)$$

kde $p_1, p_2, \dots, p_n$ jsou parametry zákona řízení (optimalizační parametry).

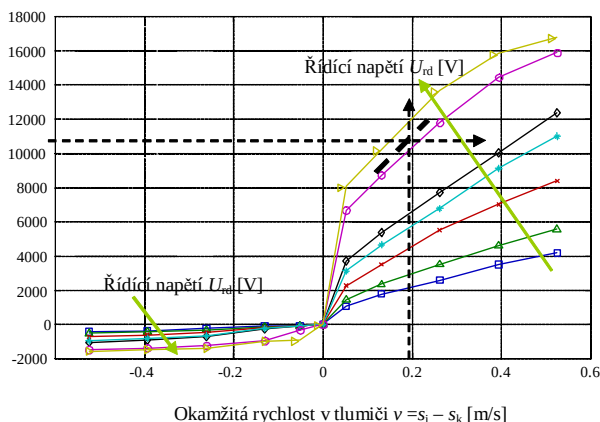
- **Volba zákona řízení**

Optimalizace řízení na základě numerických řešení nelineárního simulačního modelu byla použita například pro syntézu řízení tlumičů automobilů, jak bude ukázáno v odstavci 5.2.. Jejím výchozím bodem je představa ideální fyzikální realizace, která by byla schopna zajistit stanovené cíle řízení. Druhým modifikujícím faktorem je fyzikální realita použitého aktuátoru. Na jeho výstupu musí být výpočet vlastní řídicí veličiny, jakou je například řídicí napětí

$$U_{rd} = U_{rd}(s_1, s_2, \dots, s_m, F_{rd}) \quad (34)$$

Tato veličina je počítána na základě okamžité požadované akční veličiny aktuátoru F_{rd} , kterou je typicky požadovaná síla aktuátoru, a na základě okamžitých hodnot stavů simulačního modelu $s_1, s_2, \dots, s_m$. Okamžité hodnoty stavů soustavy jsou ve výpočtu U_{rd} z F_{rd} promítnuty prostřednictvím modelu aktuátoru, použitého pro tento výpočet. V případě řízení tlumičů představovaly tento základní transformační model jejich statické charakteristiky. Na základě požadované síly F_{rd} a okamžité rychlosti v tlumiči je z charakteristik napočítáváno odpovídající řídicí napětí U_{rd} . Obrázek 13 tak znázorňuje omezení poloaktivního aktuátoru.

Požadovaná síla F_{rd} [N]



Obr. 13 Ilustrace výpočtu řídicí veličiny z požadované akční veličiny a stavů pro tlumič (statické charakteristiky pro použitý tlumič)

• Optimalizace zákona řízení

Samotný termín „požadovaná síla“ není v kontextu optimalizace řízení zcela přesný. Ve skutečnosti jsou koeficienty zákona řízení použity jako optimalizační parametry, přičemž při optimalizaci jsou v simulačním modelu obsaženy všechny zjištěné důležité vlastnosti řetězce od senzorů, přes řídicí algoritmus, až po dynamickou odezvu aktuátorů. Z optimalizací je nakonec získána jistá sada koeficientů, která pro CELKOVÝ SYSTÉM dá nejlepší výsledky [10],[11]. S výhodou lze pro celkovou cílovou funkci (32) použít metod globální optimalizace [33],[34]. Relativně malý počet

variant nastavení váhových koeficientů obvykle stačí ke zmapování polohy mezní plochy dosažitelného podprostoru dílčích cílových funkcí (obr. 2). Jde tak vlastně o efektivní nalezení kvalitní aproximace Pareto množiny dané vícekriteriální optimalizace. Během hledání optima globálními metodami typu genetických algoritmů je typicky mapováno chování systému v mnoha testovacích bodech a v případě vícekriteriální optimalizace jsou tak tyto „vedlejší výsledky“ smysluplně využity.

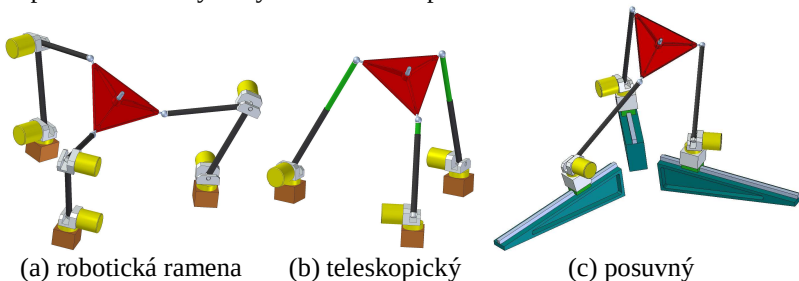
5. Příklady optimalizace s použitím prezentovaných konceptů a metod

V této kapitole jsou prezentovány dva odlišné příklady návrhu mechatronických systémů založené na aplikaci prezentovaných metod a konceptů a zakončené stavbou prototypu či funkčního modelu.

5.1. Měřicí a kalibrační stroj RedCaM

Významné použití kritéria kalibrovatelnosti (odstavec 3.2.) bylo při vývoji redundantního paralelního kalibračního a měřicího stroje s 6 stupni volnosti RedCaM [3], [8], u něhož kalibrovatelnost byla jeho hlavním návrhovým kritériem. RedCaM je pasivní zařízení, které je poháněno kalibrovaným strojem. Ten se pohybuje ve svém pracovním prostoru a současně tak pohybuje platformou a strojem RedCaM. Během krátké doby pohybu je provedena kalibrace vlastního redundantního kalibračního stroje, tzv. samokalibrace. Poté kalibrační stroj měří polohu pracovní platformy kalibrovaného stroje v prostoru rámu stroje.

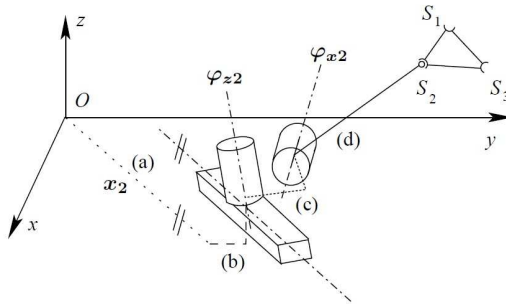
K podrobné analýze a syntéze byly nakonec navrženy tři varianty (obr. 14) umožňující proměnnost prostorové konfigurace při rozmístění 3 nezávislých připojovacích řetězců v prostoru měřeného stroje. Všechny mají trojúhelníkovou platformu, jejíž polohu a natočení v prostoru hledáme. Na platformě je umístěn čep pro upnutí například do vřetene kalibrovaného stroje. U všech variant je odměřováno devíti senzory, pro platformu s 6 stupni volnosti tedy vždy dostáváme stupeň redundance 3.



Obr. 14 Výsledné strukturní varianty kalibračního stroje s 6 stupni volnosti

Pro parametrickou optimalizaci kalibrovatelnosti u jednotlivých variant byly použity genetické algoritmy a bylo nutné sestavit detailní kinematické modely obsahující veškeré kalibrační parametry. Přesné hodnoty těchto parametrů jsou hledány při samokalibraci stroje. Nalezení správné sady těchto parametrů není triviální, musí vždy jít o minimální sadu hodnot.

Například posuvná varianta (obr.14(c)), která byla vybrána pro stavbu funkčního modelu pro experimenty, je popsána celkem 36 kalibračními parametry. Z toho pouze 7 parametrů náleží prvnímu řetězci (noze), jelikož souřadnicový systém je definován právě vzhledem k první noze. U nohou 2 a 3 je po 13 kalibračních parametrech a na platformě potom 3 kalibrační parametry ($7+13+13+3=36$). Měřeny jsou zde v každém řetězci (noze) dva úhly a jeden pojezd, v řetězci 2 (obr. 15) tak například $x_2, \varphi_{z2}, \varphi_{x2}$.



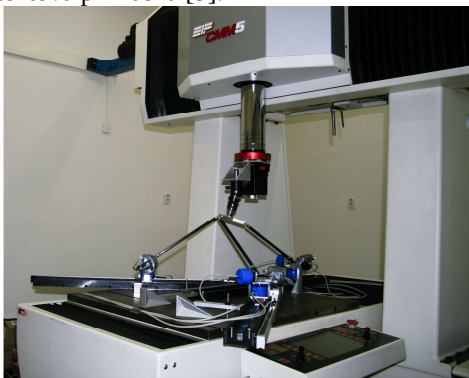
Obr. 15 Kinematické schéma řetězce 2 posuvné varianty

Ostatní veličiny v kinematických rovnicích (35) pro řetězec 2 jsou kalibrační parametry. Pro prostorovou orientaci jsou v rovnicích (35) a na obrázku 15 ztotožněny odpovídající úseky odpovídající úseky kinematického řetězce (a), (b), (c) a (d).

$$\begin{aligned}
 & \mathbf{T}_{\varphi_z}(\varphi_{zp2}) \mathbf{T}_{\varphi_y}(\varphi_{yp2}) \mathbf{T}_x(\mathbf{x}_2) \mathbf{T}_{\varphi_y}(-\varphi_{yp2}) \mathbf{T}_{\varphi_z}(-\varphi_{zp2}) \dots \quad (a) \\
 & \mathbf{T}_x(x_{d2}) \mathbf{T}_y(y_{d2}) \mathbf{T}_{\varphi_x}(\varphi_{xd2}) \mathbf{T}_{\varphi_y}(\varphi_{yd2}) \mathbf{T}_{\varphi_z}(\varphi_{zd2}) \dots \quad (b) \\
 & \mathbf{T}_y(y_{t2}) \mathbf{T}_z(z_{t2}) \mathbf{T}_{\varphi_y}(\varphi_{yt2}) \mathbf{T}_{\varphi_z}(\varphi_{zt2}) \mathbf{T}_{\varphi_x}(\varphi_{xt2}) \dots \quad (c) \\
 & \mathbf{T}_x(x_{c2}) \mathbf{T}_y(y_{c2}) \mathbf{T}_z(z_{c2}) [0, 0, 0, 1] = \mathbf{r}_{OS_2} \quad (d)
 \end{aligned}
 \quad , (35)$$

kde $\mathbf{T}$ jsou transformační matice. Optimalizací kalibrovatelnosti bylo dosaženo struktury, která má velmi příznivý přenos chyb mezi senzory a polohou platformy blízký se poměru 1:1, což bylo ověřeno i experimentálně na funkčním modelu (obr. 16) testovaném v ČMI (Českém metrologickém institutu) [7]. Celý výzkum a stavba funkčního modelu stroje v posuvné variantě byla podpořena projektem AVČR 1QS201200506 s názvem

„Redundantní kalibrační stroj pro 6 stupňů volnosti“. Byla podána mezinárodní patentová přihláška [9].



Obr. 16 Funkční model RedCaMu při testování na měřícím stroji v ČMI

5.2 Řízené poloaktivní podvozky automobilů

Významné použití syntézy zákonu řízení pro nelineární systémy pomocí optimalizace (odstavec 4.3.) bylo při návrhu řízení poloaktivních podvozků vozidel. Základ popisovaných postupů byl vyvinut a použit v rámci řešení projektu EU Copernicus SADTS (Semi-Active Damping of Truck Suspension) zaměřeného na zmenšení dynamického poškození vozovky oproti variantě se standardními neřízenými tlumiči. Toho se také na experimentálním prototypu třínápravového vozu ŠKODA-LIAZ 24.33 PZV 03 (Obr. 17a)) podařilo docílit [10]. Na práci na tomto projektu navazovala příprava semináře na institutu IKA RWTH Aachen. Seminář byl určen především zástupcům německého automobilového průmyslu. V tomto případě byly experimenty uskutečněny na nákladním vozu M.A.N.19-362 s návěsem Kögel-Kässbohrer SN 24 [11] (Obr. 17b). Další vývoj v dané oblasti pokračoval například směrem k výzkumu poloaktivních tlumičů na osobních vozech z pohledu interakce s dalšími aktivními systémy vozidla [35] a k optimalizaci řízených podvozků u off-road vozidel [12].

Základem pro optimalizaci řízení byla struktura navržená v [6], která je zobecněním strategie „Sky-hook“[29]. Tento princip byl nazván „Extended Ground-hook“ (ve zkratce EGH) a schéma jeho ideální koncepce je pro jednoduchost demonstrováno na čtvrtmodelu vozidla na obrázku 18.

Kvalitativním úkolem aktuátoru při aplikaci EGH je napodobit ideální situaci s fiktivními tlumícími elementy b_1 , b_2 a b_{12} doplněnými ještě fiktivními změnami tuhostí Δk_{10} , Δk_{12} . Ideální síla v tlumiči pak je

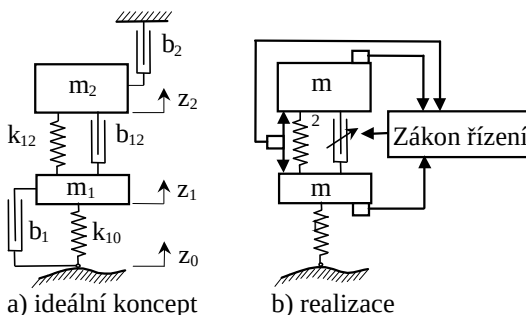
$$F_{rd} = b_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) - b_2\dot{z}_2 - b_{12}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + \Delta k_{10}(z_1 - z_0) - \Delta k_{12}(z_2 - z_1) \quad (36)$$


a) vůz ŠKODA-LIAZ 24.33



b) vůz M.A.N.19-362

Obr. 17 Experimentální prototypy nákladních vozů



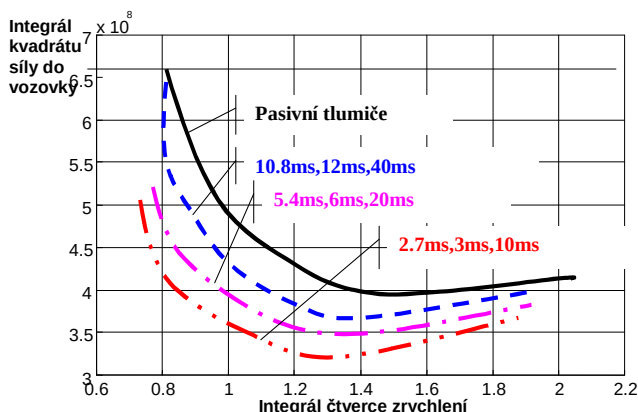
a) ideální koncept

b) realizace

Obr. 18 Základní koncepce zákona řízení Extended Ground-Hook

Výsledná síla v tlumiči F_d působící na soustavu se od tzv. požadované síly F_{rd} výrazně liší. To je ovlivněno celým řetězcem příčin, v první řadě pak dynamickými vlastnostmi a fyzikálními možnostmi (jen disipace) tlumiče. Nelineární variantou strategie EGH poplatnou nelinearitě charakteristiky tlumiče (obr. 13) rozumíme situaci, kdy parametry zákona řízení b_1 , b_2 , b_{12} , Δk_{10} a Δk_{12} jsou závislé na relativní rychlosti $v_{rel} = \dot{z}_2 - \dot{z}_1$.

Při skutečném řešení problému nebyl použit pouze základní „čtvrt model“ vozu, ale byly implementovány varianty simulačních modelů různé složitosti. Vyhodnocování výsledků úzce souvisí s optimalizacemi a je součástí iteračního postupu, v němž na získané výsledky navazují nové optimalizace parametrů, nebo je postup optimalizace zároveň sám testovacím výpočtem. To platí zejména při použití metod globální optimalizace založených na různých strategiích prohledávání prostoru parametrů [33],[34]. Během hledání optima je zároveň mapováno chování systému v mnoha testovacích bodech.



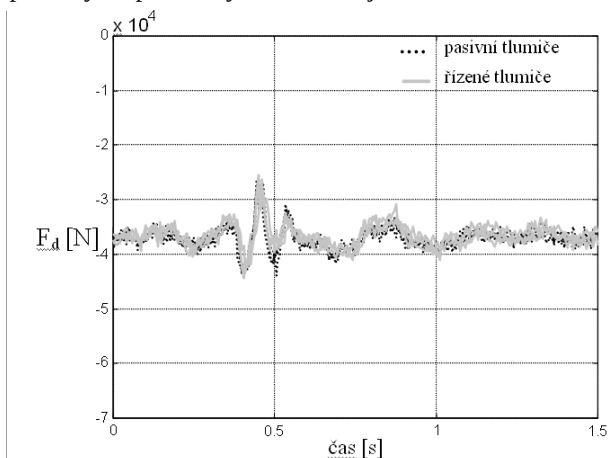
Obr. 19 Vliv dynamických vlastností tlumiče na dosažitelné výsledky

Na obrázku 19 je zobrazen příklad výsledků optimalizace genetickými algoritmy pro různé dynamické parametry řízeného tlumiče. Zobrazeny jsou hranice dosažitelných výsledků pro různé parametry. První hodnota odpovídá dopravnímu zpoždění odezvy tlumiče, druhá hodnota časové konstantě systému pro pokles síly a třetí hodnota časové konstantě systému pro nárůst síly. Jsou uvažovány tři varianty dynamických parametrů. Pro srovnání jsou uvedeny také výsledky pro sekvenci pasivních tlumičů. Zobrazeny jsou hodnoty cílové funkce pro zrychlení odpružené hmoty vůči hodnotám cílové funkce pro dynamickou sílu do vozovky.

Se zlepšujícími se dynamickými vlastnostmi řízeného tlumiče se hranice dosažitelných výsledků posouvá. Tyto výsledky potvrzují velký vliv rychlosti odezvy tlumiče na jeho účinnost a inspirovaly vývoj silové zpětné vazby pro řízený tlumič [36].

Jak bylo již opakovaně uvedeno, směřoval vývoj řízení tlumičů pro oba nákladní vozy k experimentálnímu vyhodnocení na testovacích drahách a překážkách. V obou případech byla řízenými tlumiči vybavena pouze jedna náprava, pro kterou byly také průběhy sil do vozovky vyhodnocovány.

Na obrázku 20 jsou jako ukázka experimentálních výsledků průběhy síly do vozovky při přejezdu menší testovací překážky. Pro ilustraci opakovatelnosti jsou v tomto případě vždy v jednom obrázku zároveň uvedeny průběhy z opakovaných realizací jízdy.



Obr. 20 Průběhy sil do vozovky pro několik realizací jízdy

Celkově z experimentů s oběma nákladními vozy vyšlo snížení dynamického namáhání vozovky v průměru o 10-15 % oproti optimálním nastavením pasivních tlumičů. Účinnost řízených tlumičů na snižování dynamického namáhání vozovky a obecně na stabilizaci síly do vozovky je tak nepochybná.

6. Závěr

Cílem předkládané profesorské přednášky bylo prezentovat principy a metody návrhu mechanických a mechatronických systémů s pomocí metod optimalizace a syntézy. Prezentované práce vznikly při řešení dlouhé řady výzkumných a aplikačních projektů na Ústavu mechaniky, biomechaniky a mechatroniky ČVUT v Praze Fakulty strojní v uplynulých více než 10 letech. Řešení podobných projektů je obecně činností, na níž se aktivně

podílí celá řada lidí a celý rozsah problematiky zdaleka přesahuje formát tohoto textu. Pozornost byla proto zaměřena zejména na ty postupy, kterými nebo ke kterým uchazeč významně přispěl.

I přes velké možnosti automatických optimalizačních algoritmů včetně optimalizace struktury má klíčový význam invence při formulování konceptů návrhu. Mezi základní úspěšné myšlenky návrhu strojů paralelní struktury patří koncept nadbytečných (redundantních) pohonů (odstavec 3.1.). Původně byl formulován z důvodu zlepšení ovladatelnosti stroje v pracovním prostoru minimalizací kinematicky singulárních poloh, ale jeho použití bylo v průběhu času dále rozvinuto.

Z metod zde prezentovaných stimuloval vývoj metody globální dynamiky popsané v odstavci 4.2.. Dále pak vedl například ke konceptu redundantního měření, který spolu se zavedením kritéria kalibrovatelnosti do návrhu stroje (odstavec 3.2.) přispěl k rozvoji metod kalibrace a on-line kalibrace.

Hierarchický iterační proces návrhu stroje je determinován nejen základními koncepty, ale i uvažovanými kritérii. Příkladem zavedení nového návrhového kritéria je kalibrovatelnost. Při kalibraci horizontálního obráběcího stroje Trijoint 900H (oceněného cenou Česká hlava 2003 – Invence) byla formulována kalibrovatelnost jako vhodné nové kritérium pro návrh strojů (odstavec 3.2.) a posléze použita pro vývoj nového kalibračního a měřicího stroje RedCaM (odstavec 5.1.).

V procesu hierarchického návrhu stroje mají klíčový význam také výpočtové efektivní a robustní metody analýzy a syntézy. Metoda syntézy mechanismů prezentovaná v odstavci 4.1. je zaměřena na překonání velkého výskytu oblastí nesestavitelnosti mechanismu narušujících průběh syntézy. Je zde použita inspirace z oblasti dynamiky a řízení soustav. Dále je prezentována již zmiňovaná metoda globální dynamické úlohy (odstavec 4.2.), jako důležitý efektivní nástroj zavedení výpočtu globálního kritéria do vícekritériální optimalizace. Syntéza zákona řízení pomocí optimalizace popsaná v odstavci 4.3. vznikla při vývoji řízení poloaktivních tlumičů, kde míra nelinearity aktuátorů a složitost modelu celé soustavy je natolik výrazná, že je nemožné použít metody pro řízení lineárních soustav a je výhodné vyjít z optimalizace sekvence simulačních modelů různé složitosti.

Závěrem jsou pak prezentovány dva projekty jako příklady použití vyvinutých postupů při návrhu strojů. A to jednak vývoj nového prostorového kalibračního a měřicího stroje RedCaM (odstavec 5.1.) a jednak vývoj řízení poloaktivních tlumičů vozidel (odstavec 5.2.). Oba projekty byly zakončeny úspěšnými experimenty na prototypch a funkčních modelech.

Literatura:

- [1] Valášek, M. - Šika, Z. - Bauma, V. - Vampola, T.: Tractable Treatment of Design by Multiobjective Optimization - Parallel Kinematics Case Study. *Multibody System Dynamics*. 2005, vol. 13, no. 1, p. 143-174.
- [2] Šika, Z. - Valášek, M. - Miláček, S. - Bastl, P.: Synthesis and Analysis of Planar Parallel Robot. In *NATO ASI: Computational Methods in Mechanisms*. Varna: Bulgarian Academy of Sciences, 1997, p. 353-362.
- [3] Valášek, M. - Šika, Z. - Hamrle, V.: From Dexterity to Calibrability of Parallel Kinematical Structures. In *Proceedings of 12th World Congress in Mechanism and Machine Science*. Besançon: Comité Français pour la Promotion de la Science des Mécanismes et des Machines, 2007, p. 1-6.
- [4] Valášek, M. - Šika, Z.: Mechanism Synthesis As Control Problems. In *Interakce a zpětné vazby '2004*. Praha: Ústav termomechaniky AV ČR, 2004, p. 187-192.
- [5] Valášek, M. - Šika, Z.: Evalution of Dynamic Capabilities of Machines and Robots. *Multibody System Dynamics*. 2001, vol. 6, no. 2, p. 183-202.
- [6] Valášek, M. - Novák, M. - Šika, Z. - Vaculín, O.: Extended Ground-Hook - New Concept of Semi-Active Control of Truck's Suspension. *Vehicle System Dynamics*. 1997, vol. 27, no. 5-6, p. 289-303.
- [7] Beneš, P. - Valášek, M. - Šika, Z. - Bauma, V. - Hamrle, V.: Experiments with Redundant Parallel Calibration and Mesuring Machine RedCam. *Applied and Computational Mechanics*. 2007, vol. 1, no. 2, p. 387-392.
- [8] Hamrle, V. (supervisor Šika, Z.): Kalibrovatelnost a její použití pro návrh paralelních kinematických struktur. [Disertační práce Ph.D.]. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2009. 90 s.
- [9] Valášek, M. - Šika, Z. - Bauma, V. - Petrů, F. - Šmíd, R.: Způsob a zařízení pro měření a/nebo kalibraci polohy tělesa v prostoru. *Mezinárodní patentová přihláška Úřad průmyslového vlastnictví*, 2006-01-04.
- [10] Valášek, M. - Kortum, W. - Šika, Z. - Magdolen, L. - Vaculín, O.: Development of Semi-Active Road-Friendly Truck Suspensions. *Control Engineering Practice*. 1998, vol. 6, no. 6, p. 735-744.
- [11] Kortuem, W. - Valášek, M. - Šika, Z. - Schwartz, W. - Steinbauer, P. - et al.: Semi-Active Damping in Automotive Systems: Design by Simulation. *International Journal of Vehicle Design*. 2002, vol. 28, no. 14, p. 103-120.
- [12] Valášek, M. - Švéda, J. - Šika, Z.: Soil-Friendly Off-Road Suspension . *Vehicle System Dynamics*. 2007, vol. 44, no. Suppl. S, p. 479-488.

- [13] Šika, Z. (supervisor Stejskal, V.): Syntéza a analýza redundantních paralelních robotů. [Disertační práce Ph.D.]. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 1999. 82 s.
- [14] Šika, Z.: Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů. [Docentská habilitační práce]. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2005. 72 s.
- [15] Motta, E., Zdrahal, Z.: Parametric Design Problem Solving, KAW 96, Banff, Canada, 1996.
- [16] Zdrahal, Z. - Valášek, M.: Modelling Tasks in Engineering Design, Cybernetics and Systems, 27(1996), 2, p. 105-117.
- [17] Valášek, M. - Bauma, V. - Šika, Z. - Belda, K. - Píša, P.: Design-by-Optimization and Control of Redundantly Actuated Parallel Kinematics Sliding Star. Multibody System Dynamics. 2005, vol. 14, no. 3-4, p. 251-267.
- [18] Zavřel, J. (supervisor Valášek, M.): Globální výpočet a optimalizace tuhosti a modálních vlastností mechanických soustav. [Disertační práce Ph.D.]. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2009. 88 s.
- [19] Lepš, M.: Single and Multi-objective Optimization in Civil Engineering with Applications. . [Disertační práce Ph.D.]. Praha: ČVUT, Fakulta stavební, 2005. 106 s.
- [20] Valášek, M.: Dynamic Time Parameterization of Manipulator Trajectories, Kybernetika 1987, Vol. 23, no. 2, p. 154-174.
- [21] Štembera, J. (supervisor Valášek, M.): Vliv vícenásobné redundance měření na přesnost kalibrace a měření. [Disertační práce Ph.D.]. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2009. 103 s.
- [22] Valášek, M. - Čížek, V. - Petrů, F.: Increased Innovation Potential by Concurrent Engineering Design Methodology - A Case Study at Kovosvit. In 3rd International Conference on Integrated Engineering Approach in Enterprise Management. Prague: CTU, 2002, p. 111-115.
- [23] Valášek, M. - Petrů, F. - Šika, Z. - Bauma, V. - Vampola, T.: Parallel Positioning Mechanism, Especially for Machining and/or Manipulation and/or Measuring. Patent TAIWAN PATENT AND TRADEMARK OFFICE , 191489. 2004-03-23.
- [24] Stengele, G.: Cross Hueller Specht Xperimental, a machining center with new hybrid kinematics, In: Neugebauer, R. (ed.): Development methods and application experience of parallel kinematics, IWU FhG, Chemnitz 2002, p. 609-627.
- [25] Hollerbach, J. M.- Wampler, C. W.: The Calibration Index and Taxonomy for Robot Kinematic Calibration Methods, Int. J. Robot. Res., 1996, p. 573-591.

- [26] Wampler, C. W. - Hollerbach, J. M.- Arai, T.: An Implicit Loop Method for Kinematic Calibration and Its Application to Closed-Chain Mechanisms, In: IEEE Transaction on Robotics and Automation, Vol. 11, No. 5, p. October 1995, p. 710-724.
- [27] Valášek, M.-Šika, Z - Štembera, J.: PKM Calibration by Redundant Measurements, In: Neugebauer, R. (ed.): Parallel Kinematic Machines in Research and Practice. Zwickau: Verlag Wissenschaftliche Scripten, 2004, p. 739-744.
- [28] Šika, Z. - Kočandrle, P. - Stejskal, V.: An Investigation of Properties of the Forward Displacement Analysis of the Generalized Steward Platform by Means of General Optimization Method. Mechanism and Machine Theory. 1998, vol. 33, no. 3, p. 245-253.
- [29] Karnopp, D. - Crosby, M. - Harwood, R. A.: Vibration Control Using Semi-Active Force Generators. Journal of Engineering for Industry 1974, No. 96, p. 619-626.
- [30] Preumont, A.: Vibration Control of Active Structures An Introduction, 2nd Edition, Solid Mechanics and its Application, Volume 96, 2002, Kluwer Academic Publishers.
- [31] Grešl, M. - Šika, Z. - Valášek, M.: Synthesis of Dexterity Measure of Mechanisms by Evolution of Dissipative System. Applied and Computational Mechanics. 2007, vol. 1, no. 2, p. 461-468.
- [32] Kortüm, W.-Rulka, W.-Schwartz, W.: Analysis and Design of Controlled Vehicles Using Multibody Simulation Models, In: Proc. of the International Symposium on Advanced Vehicle Control 1994, p. 85-92.
- [33] Lukšan, L. et al.: UFO - interactive system for universal functional optimization. Technical Report 599, Institute of Computer Science of Academy of Sciences of the Czech Republic, Prague, 1994.
- [34] Houck, Ch., Joines, J., Kay, M.: A genetic algorithm for function optimization: A MATLAB implementation. Technical Report NCSU-IE TR 95-09, North California State University, 1995.
- [35] Steinbauer, P. - Šika, Z. - Valášek, M. - Skopalík, T. - Mikoláš, P.: HIL Experiments with Quarter Car. Inženýrská mechanika. 2005, vol. 12, no. A1, p. 99-106.
- [36] Valášek, M. - Šika, Z. - Kejval, J. - Honců, J. - Steinbauer, P.: Force Control of Variable Shock Absorber. In Proceedings of AVEC'02. Tokyo: Society of Automotive Engineers of Japan, 2002, vol. 1, p. 141-146.

Doc. Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.

Zbyněk Šika (*25.1.1967 v Praze) po gymnasiu v Praze 1 ve Štěpánské ulici absolvoval ČVUT v Praze Fakultu strojní v oboru Aplikovaná mechanika v roce 1990 obhajobou diplomové práce na téma „Dynamická analýza textilního stroje“. Je ženatý (Mgr. Gabriela Šiková), má dvě děti (Filip 2002, Jana 2005). V letech 1994-2005 působil jako odborný asistent na Odboru mechaniky těles Ústavu mechaniky ČVUT v Praze, Fakulty strojní. V roce 1999 obhájil v oboru „Mechanika tuhých a poddajných těles a prostředí“, disertační práci „Syntéza a analýza redundantních paralelních robotů“. V roce 2005 obhájil habilitační práci „Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů“ v oboru „Aplikovaná mechanika“. Od roku 2005 pak působí jako docent na Odboru mechaniky a mechatroniky Ústavu mechaniky biomechaniky a mechatroniky ČVUT v Praze, Fakulty strojní. Stěžejními oblastmi jeho odborné práce jsou: Aktivní a poloaktivní snižování vibrací strojů; Syntéza a optimalizace mechanických a mechatronických systémů; Dynamika a kinematika soustav mnoha těles; Stroje s paralelní kinematickou strukturou, jejich návrh a kalibrace; Aktivní a poloaktivní systémy podvozků vozidel a dynamika vozidel.

Za posledních 10 let je spoluautorem 7 článků v impaktovaných časopisech, 3 kapitol v mezinárodních odborných knihách, mezinárodního patentu přijatého ve 4 regionech, 21 článků v dalších recenzovaných časopisech, 41 příspěvků na mezinárodních konferencích, 53 příspěvků na domácích konferencích. Dále je spoluautorem 22 realizací typu software, funkční model, prototyp. Má 90 mezinárodních citací, z toho 60 na WoS, odpovídající $H_{index} = 5$. Za posledních 10 let se významně podílel a podílí na celé řadě vědeckovýzkumných a průmyslových projektů. Mimo jiné na 8 projektech GAČR, z čehož je řešitelem projektu „Řízení pohybu a tlumení vibrací poddajných mechanických struktur“. Dále pak na „Výzkumném centru spalovacích motorů a automobilů Josefa Božka I a II“, dvou výzkumných záměrech a dvou projektech EC: „CLOCKWORK - Creating Learning Organisations with Contextualised Knowledge-Rich work Artifacts“ z 5. rámcového programu a „ACFA - Active Control for Flexible 2020 Aircraft“ ze 7. rámcového programu. Významně se podílel na vývoji horizontálního obráběcího centra Trijoint 900H oceněného cenou Česká hlava 2003 – Invence.

Je školitelem 7 doktorandů, 1 doktorand úspěšně obhájil v červnu 2009, druhý bude obhajovat v červnu 2010. 21 jeho diplomantů úspěšně obhájilo diplomové práce. Významně se podílí na výuce v bakalářském, magisterském i doktorském programu na Fakultě strojní.