

České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní

Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering

Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.

**Metodika vícekritériální parametrické optimalizace pro syntézu řízeného
snižování kmitání strojů**

**Methodology of Multiobjective Parameter Optimization for Synthesis of
Controlled Vibration Suppression of Machines**

Summary

The theme of the habilitation lecture is the multiobjective parameter optimization used for synthesis of actuator control in order to suppress mechanical vibrations of machines. The suppression of mechanical vibrations is one of the key problems within many technical applications. The possibilities of their passive suppression are limited, so that the usage of controllable actuators is often the unique approach to reach demanded parameters of machine. The lecture presents summary and generalization of procedures developed and completed during solutions of several projects. The projects ended in experimental verifications on prototypes.

Namely they were project concerning semi-active truck suspension used for suppression of dynamic load of road caused by trucks, project about improving of controllable shock absorber dynamics by means of damper force feedback control and project dealing with suppression of vibrations of machine tool spindle head by the help of active dynamic absorber equipped with piezoactuator. In addition to these projects the lecture presents other connected studies concerning potential possibilities of semi-active actuators. The different variants of simulation models of systems have been optimized during presented research.

The main outcome of solutions of several described projects and studies is the methodology of synthesis of active and semi-active vibration suppression. The presentation of the developed methodology is the main target of the lecture.

Souhrn

Tématem habilitační přednášky je vícekritériální parametrická optimalizace použitá při syntéze zákonů řízení aktuátorů pro snižování mechanických vibrací strojů. Snižování nežádoucích mechanických vibrací je klíčovým problémem v mnoha technických aplikacích. Možnosti jejich pasivního snížení mají svá omezení, takže použití řízených aktuátorů představuje mnohdy jedinou cestu, jak dosáhnout požadovaných parametrů stroje. Habilitační přednáška prezentuje shrnutí a zobecnění postupů, které bylo nutné vyvinout, doplnit a zobecnit při řešení několika projektů zakončených verifikačními experimenty na reálných prototypch.

Jde o snížení dynamického namáhání vozovek nákladními vozy pomocí řízení tlumičů, zrychlení odezvy řízeného tlumiče na řídicí signál pomocí řízení využívajícího silovou zpětnou vazbu a o snížení vibrací vřeteníku obráběcího stroje aplikací aktivního dynamického hltiče s řízeným piezoaktuátorem. Mimo těchto projektů zakončených experimentálními ověřeními na prototypch vznikly další doplňující studie zaměřené na zmapování potenciálních možností poloaktivních aktuátorů. Během prezentovaného výzkumu byly provedeny optimalizace pro různé varianty simulačních modelů zařízení.

Výsledkem řešení několika popsáných projektů a studií je tak vytvoření metodiky postupu syntézy řízeného snižování vibrací. Prezentace této metodiky je hlavním cílem přednášky.

Klíčová slova: mechanické kmitání, aktivní snižování vibrací, poloaktivní snižování vibrací, simulace dynamických systémů, vícekritériální parametrická optimalizace, zpětnovazební řízení, řízený tlumič, piezoaktuátor, řízený podvozek nákladního vozu, aktivní dynamický hltič obráběcího stroje

Keywords: mechanical vibrations, active suppression of vibrations, semi-active suppression of vibrations, dynamic systems simulations, multiobjective parameter optimization, feedback control, controllable shock absorber, piezoactuator, controlled truck suspension, machine tool active dynamic absorber

Obsah

Summary	2
Souhrn	3
Klíčová slova	4
Obsah	5
1. Úvod	6
2. Přehled metod a prostředků řízeného snižování kmitání	6
3. Syntéza zákonů řízení pro snižování kmitání optimalizací matematických simulačních modelů	7
3.1. Simulační model	8
3.2. Volba cílové funkce	8
3.3. Volba zákona řízení	9
3.4 Syntéza zákona řízení vícekritériální parametrickou optimalizací	10
4. Řízení tlumičů nákladních automobilů	10
4.1. Nelineární EGH řízení	11
4.2. Simulační syntéza a vyhodnocování výsledků řízení tlumičů	12
4.3. Výsledky experimentů a shrnutí	13
5. Zpětnovazební řízení síly v tlumičích	14
6. Řízená absorpce kmitání obráběcího stroje	15
7. Závěr	18
Literatura	19
Odborný životopis - Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.	20

1. Úvod

Minimalizace nežádoucích mechanických vibrací je jedním z významných úkolů při návrhu a realizaci mnoha technických zařízení. Zejména v rezonančních oblastech u slabě tlumených soustav mohou vibrace dosáhnout nepřijatelných hodnot. U mnohých zařízení sice vznikající nežádoucí vibrace nevedou k mechanickému poškození, ale významně znehodnocují jejich požadovanou funkční přesnost. Dalším speciálním příkladem jsou vibrace podvozků automobilů, které je nutno redukovat s ohledem na pohodlí osádky, stabilitu sil mezi pneumatikou a vozovkou a optimalizaci prostoru odpružení. Vibrace konstrukcí jsou velmi často také zdrojem neakceptovatelné hladiny hluku. Spektrum aplikací pro metody snižování vibrací je tedy velmi široké.

Možnosti snižování vibrací jako mnoho dalších oblastí techniky významně rozšířil nástup mechatroniky v tomto případě reprezentovaný řízenými aktuátory začleněnými spolu se senzory a řídicí elektronikou do technického díla. Nové mechatronické postupy snižování vibrací umožňují výrazné zlepšení vlastností strojů v oblasti vibrací, ale zároveň kladou vyšší nároky na jejich vývoj. Klíčové místo v něm mají metody virtuálního modelování pomocí počítačových simulací. Jen s jejich pomocí je možné řešit koncepční otázky formulace zákona řízení, volby a umístění aktuátorů a senzorů a konečně ladění velkého množství parametrů často v zákoně řízení vystupujících.

Tato habilitační přednáška prezentuje shrnutí a zobecnění postupů, které bylo nutné vyvinout, doplnit a zobecnit při řešení několika projektů zakončených verifikačními experimenty na reálných prototypch. Jejím spojujícím tématem je návrh a použití různých variant optimalizace simulačních modelů mechatronických zařízení při syntéze řízeného snižování vibrací.

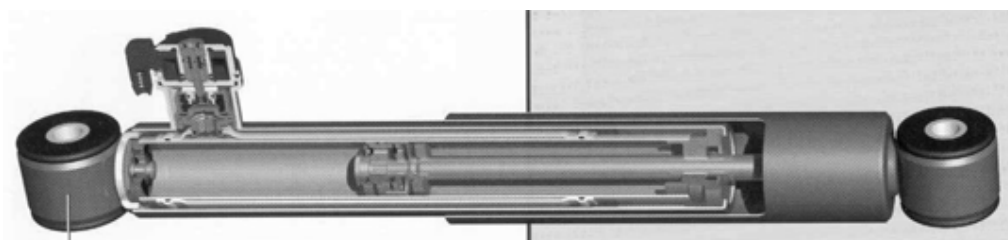
2. Přehled metod a prostředků řízeného snižování kmitání

Metody potlačování mechanických vibrací strojů a staveb lze rozdělit podle několika kritérií. První důležité rozdělení metod vychází z fyzikálního charakteru zásahu a rámcově vymezuje následující čtyři způsoby.

- Absorpce vibrací, při níž připojíme k soustavě sekundární strukturu, která pohlcuje energii vstupního buzení a tím snižuje účinek na stroj.
 - Realizace přídavného tlumení zvyšujícího poměrný útlum vlastních tvarů struktury.
 - Vibroizolace, při níž je struktura izolována od nežádoucího buzení.
 - Vibrokompenzace, tedy „feedforward“ metody generování „proti-signálu“.
- Druhé rozdělení charakterizuje vkládané přídavné prvky z hlediska ovladatelnosti. Může se jednat o následující tři základní typy prvků.
- Pasivní neřízený prvek, jakým jsou různé realizace tlumičů a pružně-tlumících prvků.
 - Poloaktivní (semiaktivní) aktuátor, tedy řízený zdroj tlumící síly.

- Aktivní aktuátor, tedy řízený zdroj obecné síly.

Plně aktivním prvkem, jehož aplikace bude v habilitační přednášce pojednána, je piezoaktuátor používající piezoelektrický materiál vykazující elektro-mechanickou vazbu. Známým úskalím použití aktivních prvků při zpětnovazebním snižování vibrací je nebezpečí zhoršení odezvy pro jisté frekvence a nebezpečí vzniku nestabilit (např. [1], [2], [3], [4]). Tato nebezpečí lze omezit vhodným výběrem a naladěním použitého zákona řízení, ale nikdy je nelze zcela eliminovat. Alternativou, která je v tomto ohledu podstatně bezpečnější, je použití poloaktivních (semiaktivních) aktuátorů [5]. U nich je energie ze systému pouze řízeně odebírána. U této varianty odpadá nebezpečí destabilizace a v mnoha případech je možné přesto dosáhnout výsledků podstatně lepších, než pro čistě pasivní řešení.



Obr. 1 Řízený tlumič Mannesmann Sachs CDC N50/55x220hAED

Řízené tlumicí prvky mohou být realizovány různým způsobem. Základní variantou je modifikace standardního kapalinového tlumiče [6], při níž jsou některé z jeho škrtkových ventilů říditelné. Alternativou jsou pak tlumiče s magnetoreologickou kapalinou respektive elektoreologickou kapalinou [7]. Pro dále popisované experimenty (kapitoly 4 a 5) byly použity řízené kapalinové tlumiče německé firmy Mannesmann Sachs s označením CDC N50/55x220hAED (Obr. 1).

3. Syntéza zákonů řízení pro snižování kmitání optimalizací matematických simulačních modelů

Při řešení všech dále prezentovaných projektů týkajících se aktivního a poloaktivního snižování kmitání byla rozvíjena metoda syntézy zákonů řízení pomocí optimalizace chování matematických simulačních modelů. Tento typ syntézy řízení bývá někdy označován akronymem MOPO (**M**ulti**O**bjective **P**arameter **O**ptimisation) [8],[9]. Závažných důvodů k rozvíjení těchto postupů je několik.

- Většina reálných soustav je nelineární.
- MOPO přístup vyžaduje naprosté minimum požadavků na tvar popisu systému a formu zákona řízení.

- Často je potřeba mít při ladění řídicího algoritmu na zřeteli několik kritérií a omezujících podmínek současně, zmapovat míru jejich protichůdnosti a dojít k jistému kompromisu jejich splnění.
- 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. Optimalizace v těchto případech může být zacílena na relativně malou sadu vybraných prakticky důležitých režimů soustavy.

MOPO je tedy systematický postup návrhu řízení obecně nelineárních soustav. Kroky jeho postupu jsou následující:

1. Vznik a odladění simulačního modelu, případně škály simulačních modelů.
2. Volba cílové funkce shrnující optimalizovaná kritéria řízení.
3. Volba typických poruch a buzení při nichž má řízený systém fungovat.
4. Volba zákona řízení, jehož tvar vychází z vlastností systému a cílů řízení.
5. Optimalizace zákona řízení, často jde o vícekritériální optimalizaci.
6. Verifikace funkčnosti zákona řízení pomocí simulací a experimentů na prototypch.

Nejdůležitější z kroků budou nejprve stručně popsány v obecné rovině.

3.1. Simulační model

Nejdříve se vytvoří simulační model. Často se pracuje s referenčním a návrhovým modelem. Referenční model je nejúplnější a nejkompexnější model, shrnující všechny dostupné znalosti o soustavě [13]. Návrhový model je zjednodušený, popisuje všechny 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. Diskrepance nelze paušálně přičítat nutnému zjednodušování modelů, jakým je například linearizace [8].

3.2. Volba cílové funkce

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

$$F(p_1, p_2, \dots, p_n) = \sum_i q_i f_i(p_1, p_2, \dots, p_n)/f_{i0} + \sum_j k_j g_j(p_1, p_2, \dots, p_n)/g_{j0}. \quad (1)$$

Dílčí cílové funkce jsou nejčastěji odvozeny od časových průběhů veličin vzniklých při simulaci nelineárního simulačního modelu například ve tvaru (2).

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

Další typ cílové funkce kvantifikuje rozdíl dvou přenosových funkcí ve frekvenční oblasti. Při optimalizaci se zde tedy jistý přenos přibližuje přenosu ideálnímu. Tento postup byl použit při řešení projektu týkajícího se řízené absorpce vibrací obráběcího stroje popsaného v kapitole 7. V tomto případě byla nejprve nalezena referenční stavová zpětná vazba pomocí řešení Riccatiho rovnice (LQR) [16]. Hledána byla výstupní zpětná vazba (VZV), jejíž přenos se přiblíží přenosu referenčnímu (LQR), a to konkrétně minimalizací následujícího vztahu

$$f(p_1, p_2, \dots, p_n) = \sum_{i=1}^n \left| \frac{x_{2i}}{w} \right|_{VZV} - \left| \frac{x_{2i}}{w} \right|_{LQR}, \quad (3)$$

kde x_{2i}/w je i -tý prvek přenosu systému pro i -tou uvažovanou frekvenci. Funkce $f(p_1, p_2, \dots, p_n)$ je funkcí koeficientů zesílení pro VZV [17].

3.3. Volba zákona řízení

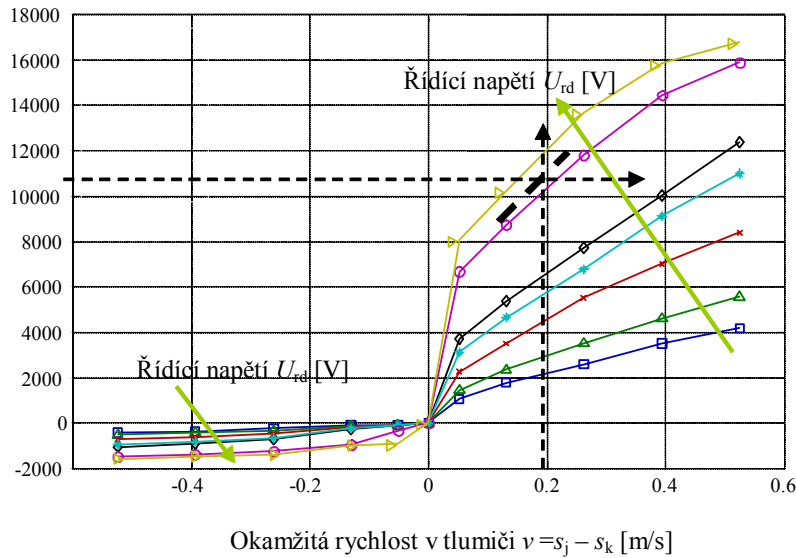
Optimalizace řízení na základě numerických řešení nelineárního simulačního modelu byla použita pro syntézu řízení tlumičů. Jejím výchozím bodem je představa ideální fyzikální realizace, která by byla schopna zajistit stanovené cíle řízení a druhým modifikujícím faktorem je fyzikální realita použitého aktuátoru. Na jeho výstupu musí být výpočet vlastní řídicí veličiny U_{rd} , jakou je například řídicí napětí

$$U_{rd} = U_{rd}(s_1, s_2, \dots, s_m, F_{rd}). \quad (4)$$

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} (Obr.2). Obrázek 2 tak znázorňuje omezení poloaktivního aktuátoru. Algoritmus výpočtu požadované akční veličiny (síly) (5) je volen na základě představy ideální fyzikální realizace, která by byla schopna zajistit stanovené cíle snižování vibrací a zároveň s ohledem na charakter (nelinearity) aktuátoru a celé soustavy, obecně tedy

$$F_{rd} = F_{rd}(s_1, s_2, \dots, s_m, p_1, p_2, \dots, p_n). \quad (5)$$

Požadovaná síla F_{rd} [N]



Obr. 2 Ilustrace výpočtu řídicí veličiny z požadované akční veličiny a stavů pro tlumič (statické charakteristiky pro použitý tlumič)

3.4 Syntéza zákona řízení vícekritériální parametrickou optimalizací

Parametry zákona řízení $p_1, p_2, \dots, p_n$ mají význam optimalizačních parametrů, $s_1, s_2, \dots, s_m$ jsou stavy soustavy. Samotný termín „požadovaná síla“ není v kontextu optimalizace řízení zcela přesný. Ve skutečnosti jsou koeficienty zákona řízení $p_1, p_2, \dots, p_n$ 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 [12],[18]. S výhodou lze pro celkovou cílovou funkci (1) použít metod globální optimalizace [10],[11]. Relativně malý počet variant nastavení váhových koeficientů obvykle stačí ke zmapování polohy mezní plochy dosažitelného podprostoru v prostoru dílčích cílových funkcí. Jde tak vlastně o efektivní nalezení kvalitní aproximace Pareto množiny dané vícekritériální optimalizace. Během hledání optima globálními heuristikami typu genetických algoritmů je typicky mapováno chování systému v mnoha testovacích bodech a v případě vícekritériální optimalizace jsou tak tyto „vedlejší výsledky“ smysluplně využity.

4. Řízení tlumičů nákladních automobilů

Základ popisovaných postupů byl vyvinut a použit v rámci řešení projektu EU Copernicus SADTS (Semi-Active Damping of Truck Suspension) zaměřeného na vývoj prototypu nákladního automobilu vybaveného řízenými

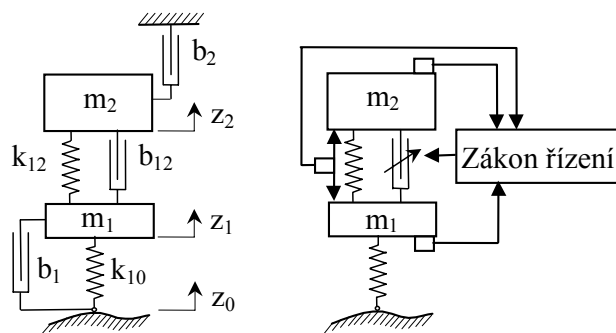
tlumiči, u něhož dojde ke zmenšení dynamického poškozování vozovky oproti variantě se standardními neřízenými tlumiči. Toho se také na experimentálním prototypu třínápravového vozu ŠKODA-LIAZ 24.33 PZV 03 (Obr. 3a)) podařilo docílit [12]. Na práci na tomto projektu navazovala příprava semináře na institutu IKA RWTH Aachen. Seminář byl určen především zástupcům německého automobilového průmyslu. Součástí semináře bylo provedení dalších experimentálních jízd s okamžitým vyhodnocením a demonstrací zmenšení dynamických sil do vozovky oproti jízdám s pasivními tlumiči. V tomto případě byly experimenty uskutečněny na nákladním vozu M.A.N.19-362 s návěsem Kögel-Kässbohrer SN 24 [18](Obr. 3b).



a) vůz ŠKODA-LIAZ 24.33 PZV 03 b) vůz M.A.N. 19-362 s návěsem SN 24
Obr. 3 Experimentální prototypy nákladních vozů

4.1. Nelineární EGH řízení

Základem pro optimalizaci řízení byla struktura navržená v [9], která je zobecněním strategie „Sky-hook“[5]. Tento zobecněný princip byl nazván „Extended Ground-hook“ (ve zkratce EGH) a schéma jeho ideální koncepce je na obrázku 4.



a) ideální koncepce b) realizace
Obr. 4 Extended Ground-Hook

Princip strategie řízení EGH bude pro jednoduchost demonstrován na čtvrtmodelu vozidla. Jeho pohybové rovnice mají známý tvar

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + k_{10}(z_1 - z_0) + b_{10}(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) - k_{12}(z_2 - z_1) - F_d &= 0 \\ m_2 \ddot{z}_2 + k_{12}(z_2 - z_1) + F_d &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

Kvalitativním úkolem aktuátoru při aplikaci EGH je napodobit ideální situaci s fiktivními tlumícími elementy b_1, b_2 a b_{12} . Mimo těchto tlumících složek obsahuje koncept EGH ještě členy fiktivních změn tuhostí pneumatiky Δk_{10} a odpružení Δk_{12} . Základní vzorec pro požadovanou sílu v řízeném tlumiči F_{rd} pak je

$$F_{rd} = b_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) - b_2\dot{z}_2 - b_{12}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + \Delta k_{10}(z_1 - z_0) - \Delta k_{12}(z_2 - z_1). \quad (7)$$

Skutečná síla v tlumiči F_d působící na soustavu se od 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 rozumíme situaci, kdy parametry zákona řízení $b_1, b_2, b_{12}, \Delta k_{10}$ a Δk_{12} jsou stavově závislé [12]. Na základě tvaru charakteristik (Obr. 2), byl interval relativní rychlosti $v_{rel} = \dot{z}_2 - \dot{z}_1$ rozdělen na čtyři podoblasti.

- Vyšší záporné rychlosti $v_{rel} < -0.131$ [m/s]
- Nízké záporné rychlosti $-0.131 \leq v_{rel} < 0$ [m/s]
- Nízké kladné rychlosti $0 \leq v_{rel} < 0.052$ [m/s]
- Vyšší kladné rychlosti $v_{rel} \geq 0.052$ [m/s]

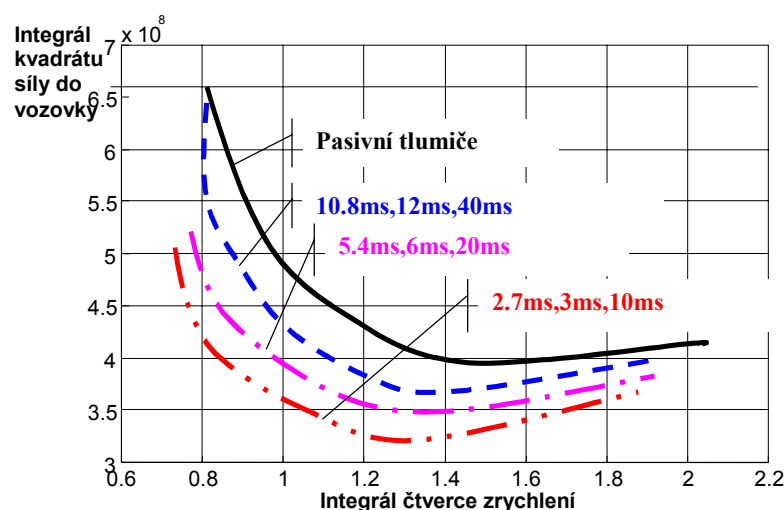
Koeficienty tlumení byly stanoveny jako různé pro jednotlivé rychlostní intervaly a ve výsledku tedy bylo použito **3*4+2=14** optimalizačních parametrů.

4.2. Simulační syntéza a vyhodnocování výsledků řízení tlumičů

Při skutečném řešení problému nebyl použit pouze základní „čtvrt model“ vozu, ale byly implementovány varianty simulačních modelů různé složitosti. Z hlediska použitých výpočetních prostředků byly modely zaprvé plně vytvářeny pomocí prostředí MATLAB-Simulink [11],[14], za druhé byla použita spojená simulace modelu skládajícího se z části „simulinkové“ a části v programu SIMPACK [15] a za třetí byly modely sestavovány v jazyku FORTRAN při použití optimalizačního systému UFO [10]. 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 [10],[11]. Během hledání optima je zároveň mapováno chování systému v mnoha testovacích bodech.

Na obrázku 5 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, kterému je věnována pátá kapitola.



Obr. 5 Vliv dynamických vlastností tlumiče na dosažitelné výsledky

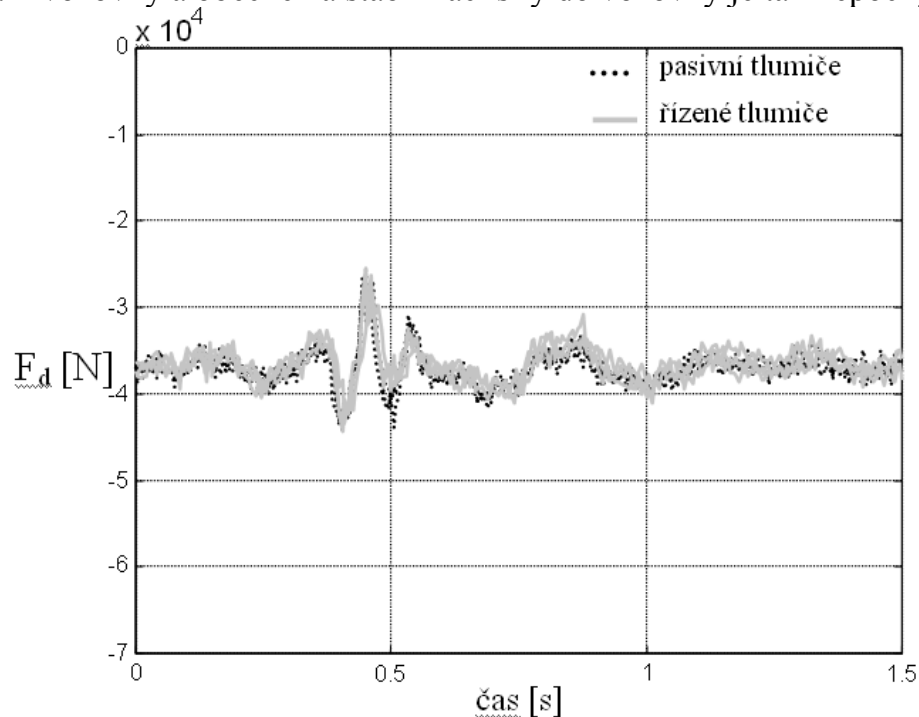
4.3. Výsledky experimentů a shrnutí

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. Experimenty s vozem ŠKODA-LIAZ 24.33 PZV 03 v rámci projektu Copernicus SADTS obsahovaly zejména vyhodnocení průběhů sil do vozovky pro dvě varianty pasivního nastavení tlumičů a pro dvě varianty řízení, které ze simulačních vyhodnocení vyšly nejlépe [12].

Další výsledky pocházejí z experimentů uskutečněných v rámci semináře na IKA RWTH Aachen. Na obrázku 6 jsou jako ukázka 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 jízd.

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.



Obr. 6 Menší nerovnost – průběhy sil F_d pro několik realizací jízdy

5. Zpětnovazební řízení síly v tlumičích

Vliv rychlosti odezvy na efektivnost akčního zásahu byl popsán v odstavci 4.2.. Jednou z možností, jak rychlost odezvy zvýšit, je zavedení silové zpětné vazby. V předchozím bylo předpokládáno, že řídicí napětí U_{ft} (8) tlumiče je nastavováno na základě požadované síly F_{rd} a okamžité rychlosti v . Jelikož požadovaná síla může být mimo oblast dosažitelných sil, je pro další výpočet zpětnovazební korekce použita dosažitelná modifikovaná požadovaná síla F_{mod} (9), ležící v dosažitelné oblasti. Odchylka Δ (10) je počítána jako rozdíl absolutních hodnot modifikované požadované síly F_{mod} a okamžité měřené síly v tlumiči F_{meas} . Zpětnovazební korekce řídicího napětí U_{fb} je počítána jako nelineární PD (respektive PP³D) funkce této odchylky (11). Celkové řídicí napětí U_c je součtem základní části U_{ft} a této korekce U_{fb} (12).

$$U_{ft} = U_{ft}(F_{rd}, v) \quad (8)$$

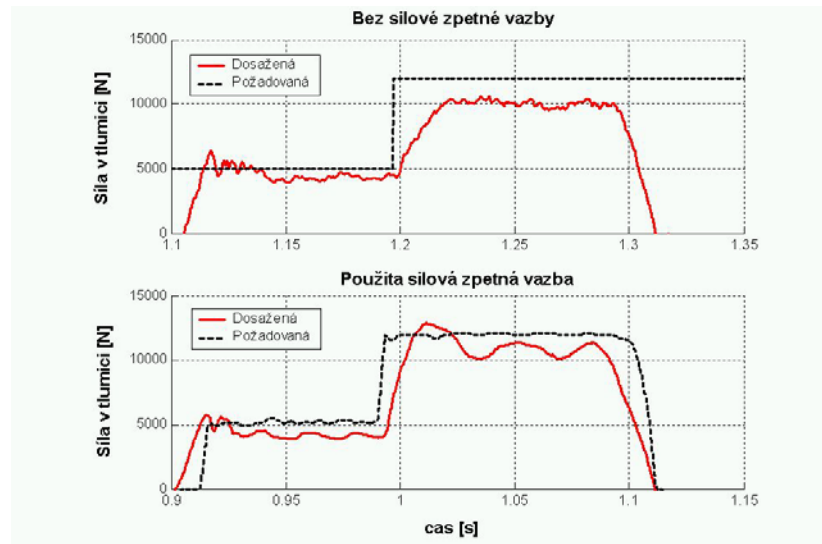
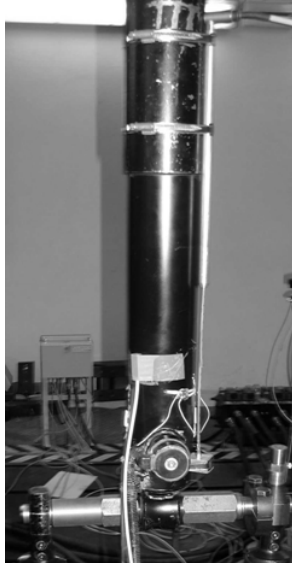
$$F_{mod} = F(v, U_{ft}) \quad (9)$$

$$\Delta = |F_{\text{mod}}| - |F_{\text{meas}}| \quad (10)$$

$$U_{fb} = p_1 \Delta + p_3 \Delta^3 + p_d \frac{d\Delta}{dt} \quad (11)$$

$$U_c = U_{ft} + U_{fb} \quad (12)$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o řízení nelineárního systému, byly koeficienty řízení p_1 , p_3 , p_d opět stanoveny pomocí optimalizace identifikovaného simulačního modelu [19].



a) tlumič v laboratoři

b) vliv použití silové zpětné vazby

Obr. 7 Vývoj silové zpětné vazby řízeného tlumiče CDC N50/55x220hAED

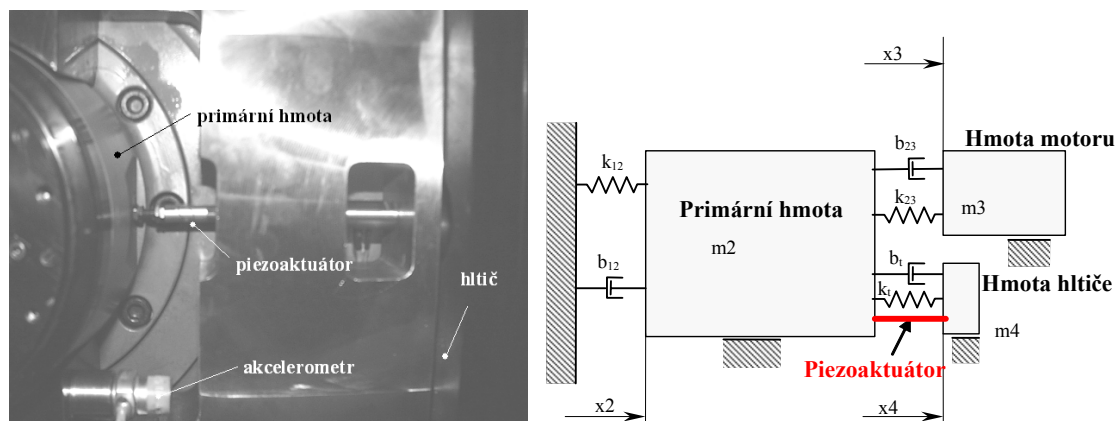
Na obrázku 7 b) je příklad experimentálních výsledků odezvy tlumiče pro skokový nárůst požadované síly v tlumiči z 5000 N na 12000 N. Z hlediska rychlosti náběhu se jedná o nejnepríznivější variantu – požadován nárůst síly při roztahování tlumiče. Z obrázku je zřejmé, že se podařilo rychlost náběhu požadované síly výrazně zvýšit, což je z hlediska efektivnosti řízených tlumičů velmi podstatné.

6 Řízená absorpce kmitání obráběcího stroje

Na univerzálním obráběcím stroji se typicky provádí celá škála technologických operací od hrubování s velkým odběrem třísky po jemné dokončovací operace s velkým důrazem na přesnost. Obrábí se různé materiály, používají se nástroje s různým počtem břitů a pracuje se v širokém pásmu otáček stroje. Náchylnost k nežádoucím vibracím je obvykle vázána k jistým vlastním frekvencím stroje, které leží v oblasti buzení obráběcím procesem, a které nejsou dostatečně utlumeny. Frekvenční přeladění stroje či zvýšení jeho

pasivního tlumení pro problémové vlastní frekvence je vždy možné jen do určité míry. Použití zpětnovazebně řízených aktuátorů v konstrukci stroje je i zde jednou z možností, jak rozšířit pole možností při snižování vibrací. Z možných principů snižování vibrací byla zvolena metoda vibroabsorpce.

Jako akční člen byl použit piezoelektrický aktuátor. V principu tyto aktuátory využívají obráceného piezoelektrického efektu. Použitý piezoaktuátor P820-60 je od firmy Physik Instrumente. U použitého piezoaktuátoru řídicí napětí 10V na vstupu zesilovače aktuátoru vyvolá aktivní prodloužení 60 μm .



a) piezoaktuátor v zástavbě hltiče b) schema mechanického modelu
Obr. 8 Aktivní dynamický hltič obráběcího stroje

Na obrázku 8 a) je fotografie piezoaktuátoru v zástavbě dynamického hltiče připojeného k vřeteníku stroje, na obrázku 8 b) použitý mechanický model stroje. Stavový popis soustavy lze zapsat v následujícím tvaru.

$$\dot{\mathbf{z}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{z} + \mathbf{B}_{act} \cdot F_{act} + \mathbf{B}_{tech} \cdot F_{tech} + \mathbf{B}_{poh} \cdot F_{poh} , \quad (13)$$

kde F_{act} je řídicí síla z piezoaktuátoru, F_{tech} je rušivá síla od technologického procesu a F_{poh} je rušivá síla od nevyvážky pohonu.

Syntézu řízení lze provést několika způsoby. Jedním ze základních prostředků je nalezení lineární stavové zpětné vazby

$$F_{act} = -\mathbf{G} \cdot \mathbf{z} , \quad (14)$$

kde $\mathbf{z}$ je stavový vektor. Tuto stavovou vazbu lze získat velmi efektivně pomocí minimalizace integrálního kritéria vedoucí na tzv. LQR (Linear Quadratic Regulator) řízení [16].

$$J = \int_0^{\infty} (\mathbf{z}^T \cdot \mathbf{Q} \cdot \mathbf{z} + F_{act}^T \cdot \mathbf{R} \cdot F_{act}) dt \quad (15)$$

Problém LQR řízení spočívá v tom, že vychází z kompletního vektoru stavů, který ve skutečnosti nemusí být ve zpětné vazbě k dispozici. V daném případě

byly například použity výstupy tří akcelerometrů umístěných na třech základních hmotách (vřeteník, motor, hltič). Jednu cestu, jak tento problém překlenout, skýtá tzv. stavový pozorovatel, který na základě měření dostupných veličin rekonstruuje stavy soustavy [16]. Experimenty s rekonstrukcí stavu pomocí pozorovatele však v daném případě nevedly k příliš uspokojivým výsledkům. Naproti tomu se ukázalo, že rychlosti vibrací v místech akcelerometrů lze po patřičné filtraci velmi dobře zrekonstruovat pomocí numerické integrace. Do zpětné vazby lze tedy použít rychlosti v_i a zrychlení a_i ($i=2,3,4$) primární hmoty, motoru a hltiče (Obr. 8 b)). Tato skutečnost inspirovala k následujícímu postupu.

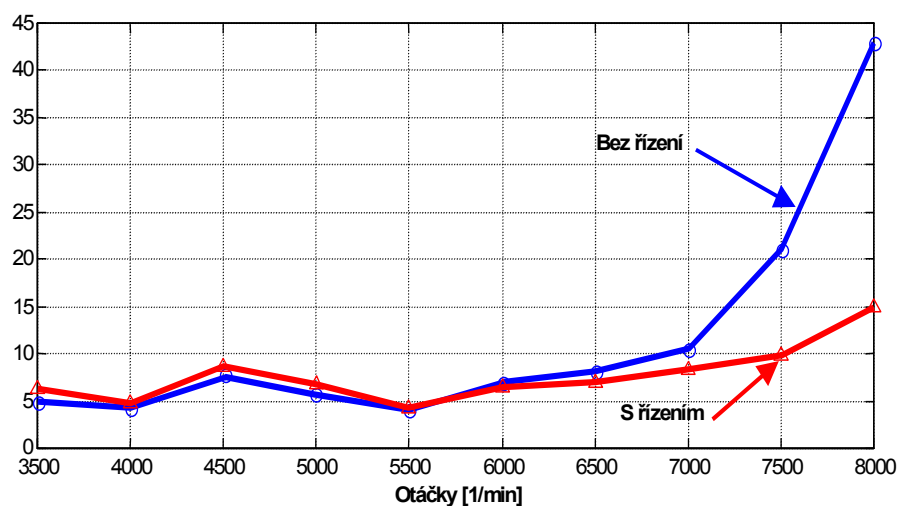
1. Nejprve je nalezena stavová zpětná vazba pomocí řešení Riccatiho rovnice.

$$F_{act} = -\mathbf{G} \cdot \mathbf{z} = -\sum_{i=2}^4 (g_{xi} x_i + g_{vi} v_i) \quad (16)$$

2. Koeficienty výstupní (rychlosti a zrychlení) zpětné vazby hledáme pomocí numerické optimalizace. Jako cílovou funkci cf (3) minimalizace vezmeme součet absolutních hodnot rozdílů přenosu získaného z LQR a přenosu z výstupní zpětné vazby pro danou síť frekvencí. Omezující podmínkou při optimalizaci musí být kontrola nepřekročení silových limitů aktuátoru.

Výsledný předpis pro akční sílu pak je

$$F_{act} = -\sum_{i=2}^4 (g_{ai} a_i + g_{vi} v_i) . \quad (17)$$



Obr. 9 Naměřené otáčkové závislosti amplitudy zrychlení pro vřeteník

Z experimentů plyne, že řízený hltič pracuje širokopásmově v dostatečně širokém okolí kritické vlastní frekvence stroje (Obr. 9). Potlačení vibrací způsobených nevývažkem, stejně jako potlačení vibrací způsobených různými obráběcími režimy (otáčky, počty břitů fréz, čelní/boční obrábění) vykazovalo stejný charakter ilustrovaný zobrazenou závislostí.

7. Závěr

Cílem této habilitační přednášky je stručná prezentace metodiky vícekriteriální parametrické optimalizace vyvinuté pro potřeby syntézy zákonů řízeného snižování kmitání strojů. Vytvořená metodika poskytuje ucelený systematický postup, který je důležitou součástí inženýrského návrhu u zařízení vyžadujících aktivní a zejména poloaktivní řešení problému vibrací. Prezentované postupy vznikaly v průběhu řešení vědeckovýzkumných projektů během několika let a byly průběžně publikovány v mezinárodních časopisech a na mezinárodních konferencích. Z těchto základních publikací lze uvést práce [9], [12], [13], [17], [18], [19] a [20]. Popsané postupy samozřejmě nejsou jedinou možnou cestou řešení daných problémů a i v rámci zmiňovaných projektů a navazujících publikací lze nalézt další alternativní metody. Nicméně prezentovaný postup se vyznačuje několika velmi pozitivními vlastnostmi, kterými jsou zejména naprosté minimum omezujících požadavků kladených na tvar popisu systému, formu zákona řízení a formulaci cílových funkcí hledaného řízení. Zvláště vhodný je tento postup při syntéze řízení poloaktivních aktuátorů, kde je odstraněno nebezpečí destabilizace systému. Nevýhoda relativně vyšší výpočtové náročnosti metody je při současné úrovni a trvajícím nárůstu výpočetní rychlosti počítačů značně oslabena. Za hlavní dosažené vědecké přínosy uchazeče prezentované v habilitační přednášce lze považovat:

1. Zobecnění postupů použitých při řešení řady výzkumných projektů do vytvořené systematické metodiky pro řešení problémů syntézy řízeného snižování vibrací pomocí vícekriteriální optimalizace. Jedním z důležitých výsledků je metoda robustního numerického určení aproximace Pareto množiny pomocí genetických algoritmů.
2. Úspěch při syntéze nelineárního zákona řízení tlumiče, které vedlo k prokazatelně lepším výsledkům pro síly do vozovky než dosud běžně používané adaptivní řízení, přepínající mezi několika charakteristikami tlumiče.
3. Zlepšení rychlosti odezvy řízených tlumičů použitím silové zpětné vazby optimalizované pomocí této metodiky.
4. Rozšíření metodiky do frekvenční oblasti a její úspěšná aplikace pro řízení piezoaktuátoru v aktivním dynamickém hltiči obráběcího stroje.

Prezentovaná metodika syntézy řízení pro snižování vibrací je nyní dále používána v dalších projektech, zejména v rámci Výzkumného centra automobilů a spalovacích motorů Josefa Božka. Jde například o využití interakce poloaktivního pérování se systémem ABS s cílem snížení brzdné dráhy, nebo o řízení poloaktivního pérování nákladních vozů šetrného ke konstrukcím mostů. Pokračuje taktéž vývoj směřující k poloaktivnímu aktuátoru s co nejrychlejší odezvou na řídicí signál a aktuátoru kombinujícímu poloaktivní a aktivní režim, a to zejména s použitím lineárních elektrických motorů.

Literatura

- [1] Preumont, A.: Vibration Control of Active Structures – An Introduction, Solid Mechanics and Its Applications, Vol. 50, Kluwer Academic Publisher, Dordrecht, 1997.
- [2] Valášek M., Olgac N.: New Concept of Active Multiple-Frequency Vibration Suppression Technique. Extended Abstracts of NATO ARW Smart Structures. Edited by Holnicky-Szulc J., Rodellar J., Pultusk, Poland 1998.
- [3] Hošek M., : Robust delay – controlled dynamics absorber, doctoral dissertation, CTU in Prague, 1998.
- [4] Preumont, A.: An Introduction to Active Vibration Control, In: „Responsive Systems for Active Vibration Control“, NATO Science Series, Series II: Mathematics, Physics and Chemistry – Vol.85, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 2002, pp. 1 - 41.
- [5] D. Karnopp, M. Crosby, and R.A. Harwood. Vibration control using semi-active force generators. Journal of Engineering for Industry, No 96, pp. 619 – 626, 1974.
- [6] P. Causemann and S. Irmscher. Neue semi-aktive Fahrwerkssysteme für PKW und NKW. In *Proc. of Aktive Fahrwerktechnik*, Essen, 1995.
- [7] Thomas Lord Research Center : ENGINEERING NOTE Designing with MR Fluids 12/1999.
- [8] 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*, pp. 85-92, 1994.
- [9] Valášek, M., Novák, M., Šika, Z., Vaculín, O.: Extended Ground-Hook - New Concept of Semi-Active Control of Truck's Suspension, In: *Vehicle System Dynamics*. 1997, vol. 27, no. 5-6, pp. 289-303.
- [10] 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.
- [11] Houck, Ch., Joines, J., Kay, M.: A genetic algorithm for function optimization: A MATLAB implementation. Technical Report NCSU-IE TR 95-09, North Carolina State University, 1995.
- [12] Valášek, M., Kortüm, W., Šika, Z., Magdolen, L., Vaculín, O.: Development of semi-active road-friendly truck suspensions. *Control Engineering Practice*, Vol. 6: 735 – 744, 1998.
- [13] Valášek, M., Stejskal, V., Šika, Z., Vaculín, O., Kovanda, J.: Dynamic Model of Truck for Suspension Control, In: *Proc. of the 15th IAVSD Symposium held in Budapest, Hungary, August 1997*, pp. 496-505.
- [14] The MathWorks Web Site: <http://www.mathworks.com>
- [15] The INTEC Web Site: <http://www.simpack.com>
- [16] Lewis, F., L.: *Applied Optimal Control and Estimation*, New Jersey, Prentice Hall 1992.
- [17] Kejval, J., Šika, Z., Valášek, M.: Active Vibration Suppression of a Machine, In: *Interakce a zpětné vazby '2000 - sborník referátů*. Prague : Academy of Sciences of the Czech Republic, Institute of Thermomechanics, 2000, pp. 75-80.
- [18] Kortüm, W., Valášek, M., Šika, Z., Schwartz, W., Steinbauer, P.: Semi-Active Damping in Automotive Systems: Design by Simulation, In: *International Journal of Vehicle Design*. 2002, vol. 28, no. 14, pp. 103-120.
- [19] Valášek, M., Šika, Z., Kejval, J., Honců, J., Steinbauer, P.: Force Control of Variable Shock Absorber, *Proceedings of AVEC 02, Tokyo 2002*, Vol. 1, pp 141-146.
- [20] Šika, Z., Valášek, M.: Nonlinear Versus Linear Control of Semi-Active Vibration Isolation, In: *EUROMECH Colloquium 455 on Semi-Active Vibration Suppression*, Prague, July 2004.

Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.

Zbyněk Šika (*1967 v Praze) po gymnasiu v Praze 1 ve Štěpánské ulici absolvoval Fakultu strojní ČVUT v Praze v oboru aplikovaná mechanika v roce 1990 obhajobou diplomové práce na téma „Dynamická analýza textilního stroje“ zadané z VÚTS Liberec.

Po té nastoupil jako asistent na katedru mechaniky Fakulty strojní ČVUT v Praze. Zapojil se jak do pedagogické činnosti katedry, tak do jejích výzkumných aktivit. V roce 1994 byl ustanoven odborným asistentem. V roce 1999 obhájil disertační práci na téma „Syntéza a analýza redundantních paralelních robotů“ ve vědním oboru „Mechanika tuhých a poddajných těles a prostředí“. Výsledky jeho disertační práce byly jedním z důležitých základů pro řešení problematiky strojů paralelní struktury na Ústavu mechaniky v dalších letech, včetně vývoje horizontálního obráběcího centra Trijoint 900H s hybridní kinematickou strukturou. Výzkum řízeného tlumení vibrací vyústil do několika průmyslových prototypů a je předmětem předložené habilitační práce.

Ing. Zbyněk Šika, Ph.D. se významně podílel a podílí na řešení celé řady vědeckovýzkumných a průmyslových projektů, včetně projektů mezinárodních. Jmenovitě se Ing. Šika v posledních letech podílel na řešení následujících vědeckovýzkumných a průmyslových projektů:

- 1995-97 Projekt GAČR 101/95/0728 „Optimalizace pohybu poddajných mechatronických systémů“
- 1995-98 Projekt EU Copernicus - SADTS „Semi-Active Damping of Truck Suspension and its Influence on Drivers and Road Loads“
- 2000-04 Vedoucí Oddělení dynamiky Laboratoře mechatroniky a dynamiky Výzkumného centra spalovacích motorů a automobilů J. Božka.
- 1999-01 Projekt GAČR 101/99/0729 „Redundantní paralelní roboty a jejich řízení“
- 1999-04 Výzkumný záměr MŠM 212200008 „Rozvoj metod a prostředků integrovaného strojního inženýrství“
- 1999-04 Výzkumný záměr MŠM 210000003 „Rozvoj algoritmů počítačové mechaniky a jejich aplikace v inženýrství“
- 2000-03 Projekt EU 5. rámcového programu - CLOCKWORK „Creating Learning Organisations with Contextualised Knowledge-Rich work Artifacts“
- 2003-05 Projekt GAČR 101/03/0620 „Redundantní pohony a měření pro hybridní obráběcí stroj“
- 2001-03 Účast na vývoji horizontálního obráběcího centra Trijoint 900H (pro KOVOSVIT a.s.) s hybridní kinematickou strukturou oceněného cenou Česká hlava 2003 – Invence