

VÝPOČTOVÝ MODEL ŘETĚZOVÉHO POHONU JAKO MODUL VIRTUÁLNÍHO MOTORU

CHAIN DRIVE COMPUTATIONAL MODEL AS VIRTUAL ENGINE MODULE

Jan Vlastník¹

Anotace: Řetězové pohony nacházejí v současnosti široké uplatnění v celé řadě strojních zařízení. Soudobé výpočtové prostředky, především konečnoprvkové programy a multibody systémy, umožňují vytvořit jejich 3D výpočtové modely a tím výrazně omezit rozsah nákladných technických experimentů. Popsaný dynamický model je koncipován jako modul komplexního systému - virtuálního motoru.

Klíčová slova: řetězový pohon, dynamický model, metoda konečných prvků (MKP), multibody systém

Summary: Chain drives are widely used in machinery of various types. Current computational tools, especially finite-element programs and multi-body systems, enable creation of 3D computational models. This considerably reduces the expense of technical experiments. The dynamic model described in the paper is created as a complex-system module – a virtual engine module.

Key words: chain drive, dynamic model, finite element method (FEM), multi-body system

1. ÚVOD

Řetěz je jedním z nejstarších prostředků k přenosu sil [1, 2, 3]. Jeho rozmanitá provedení a uspořádání se významně uplatňují také v soudobé dopravní a těžební technice. Jako prvek pohonu nabízí výhodu tvarového přenosu sil, vysokou účinnost, robustnost, chod bez údržby a flexibilní uspořádání.

U motorových vozidel ve střední a vyšší výkonové třídě se rozšiřuje jeho aplikace zejména pro pohon vačkových hřídelí, vstřikovacích čerpadel i ostatních agregátů. Další oblastí použití řetězových převodů je pohon vyvažovacích hřídelí u spalovacích motorů. Tyto řetězy s velmi malou osovou vzdáleností běží přibližně dvakrát rychleji než běžně používané a stanoví nové nároky na dynamiku a uspořádání řetězového převodu.

Stoupajícím požadavkům na výkon, snížení akustických emisí a snášenlivost s životním prostředím lze vyhovět optimálním uspořádáním jednotlivých částí řetězového převodu ve vztahu ke specifickému uspořádání a provozním podmínkám konkrétní pohonné jednotky. Chování jednotlivých mechanických substruktur přitom hraje významnou roli, čemuž musí odpovídat volba úrovně výpočtových modelů.

¹ Ing. Jan Vlastník, MBtech Bohemia s.r.o., Nárožní 1400/7, 15800 Praha 13, Tel.: +420251050335,
E-mail: jan.vlastnik@mbtech-group.com

Dlouho nebyl dostupný žádný adekvátní výpočtový vývojový nástroj, spolehlivě využitelný v počátečním stádiu vývoje k predikci dynamických a provozních vlastností řetězového převodu.

Tento nedostatek bylo možno nahradit pouze dlouhodobými zkouškami variant řetězového pohonu na skutečném motoru v reálných provozních podmínkách, což značně prodlužuje dobu vývoje a zvyšuje náklady.

Pro snížení nákladů na vývoj nabízejí simulační metody řadu výhod a zvyšuje se tím jejich význam. Existují spolehlivé simulační nástroje, které jsou relativně výhodné z hlediska nákladů, časově úsporné, umožňují analyzovat chování systému a obměňovat jednotlivé parametry pro zlepšení chování systému. Lze vytvořit efektivní optimalizační proces.

Proti výhodám simulačních metod stojí často náročný iterační proces modelové abstrakce a ověřování. Každá aplikace simulační metody vždy vyžaduje kontrolu výsledků z hlediska hodnověrnosti a realističnosti. Vzájemným doplňováním simulací a zkoušek se dosáhne cíle - vytvořit kvalitní výrobek s krátkým vývojovým časem a nižšími náklady.

Vedle samotného kmitání řetězu je také důležitým ukazatelem odolnost proti opotřebením.

Velká pozornost je věnována hluku, přičemž záleží na optimalizaci ostatních částí motoru. Pro určitý rozsah otáček představují rázy v rozvodovém mechanismu výrazný zdroj hluku. Rázy jsou vyvozovány kontakty jednotlivých součástí mechanismu. Proto simulační nástroj musí dávat přehled o těchto procesech pro jejich zhodnocení.

2. VÝPOČTOVÝ MODEL

2.1 Řetězový pohon rozvodového mechanismu

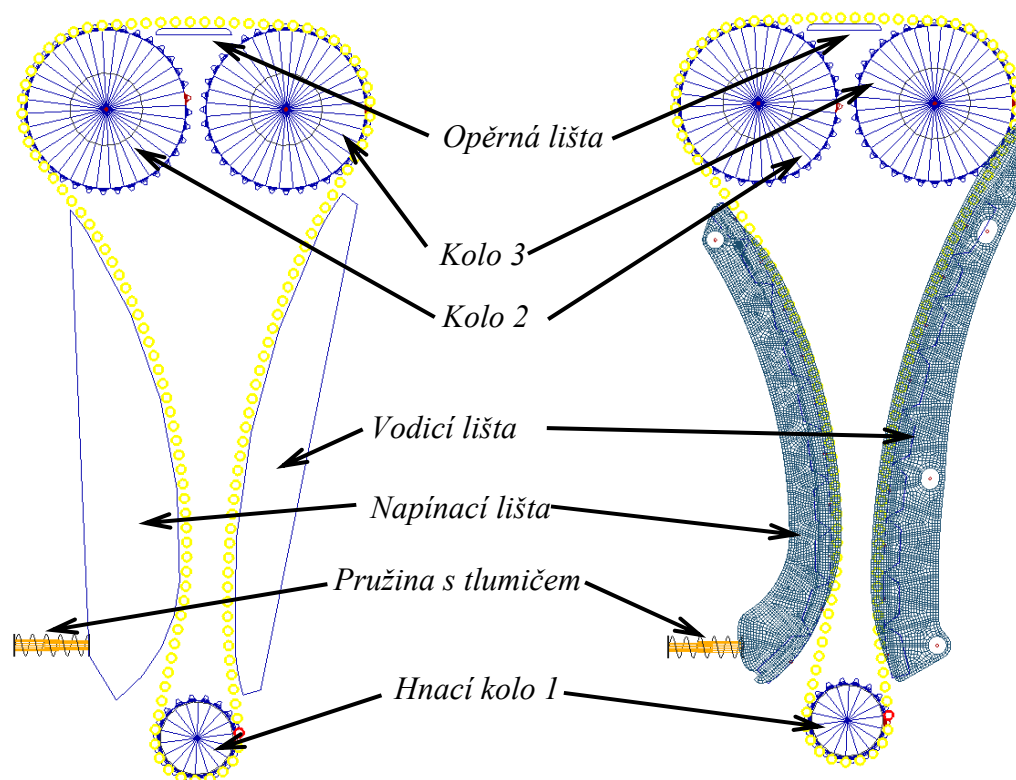
Struktura výpočtového dynamického modelu podle obr. 1 vychází z uspořádání již funkčního rozvodového mechanismu zážehového spalovacího motoru. Koncepce uspořádání je 2xOHC.

Model se skládá z hnacího řetězového kola a dvou hnaných kol. Vodicí lišta je umístěna na tažné větvi řetězu a je upevněna třemi šrouby k bloku motoru. Model dále obsahuje opěrnou lištu, která je umístěna mezi řetězovými koly vačkových hřídelí. Předpětí v řetězu je vyvoláno působením napínací lišty uchycené na čepu v její horní části, na kterou ve spodní části působí pružina s předpětím.

Pohyb lišty je tlumen tlumičem, umístěným ve stejných bodech jako pružina. Tuhost pružiny odpovídá pružině v reálném mechanismu. Předpětí pružiny odpovídá předpětí v reálném motoru, zvětšenému o sílu, vznikající působením tlakového oleje na pístek napínáku řetězu.

Hodnota tlumení byla stanovena experimentálně. Při zatížení pístku konstantní silou 100 N se zjišťuje rychlost klesání a z těchto hodnot je stanovena velikost tlumení.

Pro porovnání byly vytvořeny dva modely. První model má vodící a napínací lištu v podobě tuhého tělesa s předepsanou kontaktní tuhostí, druhý model má napínací a vodící lištu vytvořenu jako pružné těleso.



Obr. 1 - Dynamický model řetězového pohonu s tuhými a pružnými lištami

2.2 Model pružné napínací lišty

Ohybová tuhost lišt může mít na dynamické chování řetězového převodu velký vliv. Bylo třeba najít způsob modelování, který by ohyb lišt umožnil. Nejeefektivnějším způsobem je použití pružného tělesa v modelu.

Model lišty se zpracuje v konečnoprvkovém programu, k čemuž se použije geometrie modelu vytvořeného v systému CAD. Pomocí modální syntézy se vygenerují parametry pro vložení do MSC.ADAMS. Výsledná struktura v MSC.ADAMS odpovídá maticím tuhosti a hmotnosti konečnoprvkového modelu. Vložení poddajného tělesa do multibody modelu je rozděleno na dva kroky.

Prvním je vytvoření sítě modelu v konečnoprvkovém programu a výpočet jeho modální analýzy s uložením příslušných dat do souboru .mnf (modal neutral file). V druhém kroku se tento soubor importuje do MSC.ADAMS, kde se může provést výběr vlastních tvarů použitých pro transformaci tuhostí a dále se provede připojení pružného tělesa do struktury multibody modelu. MSC.ADAMS využívá k modální syntéze Craig-Bamptonovu metodu [9]. Tato metoda je založena na kombinaci dvou skupin módů.

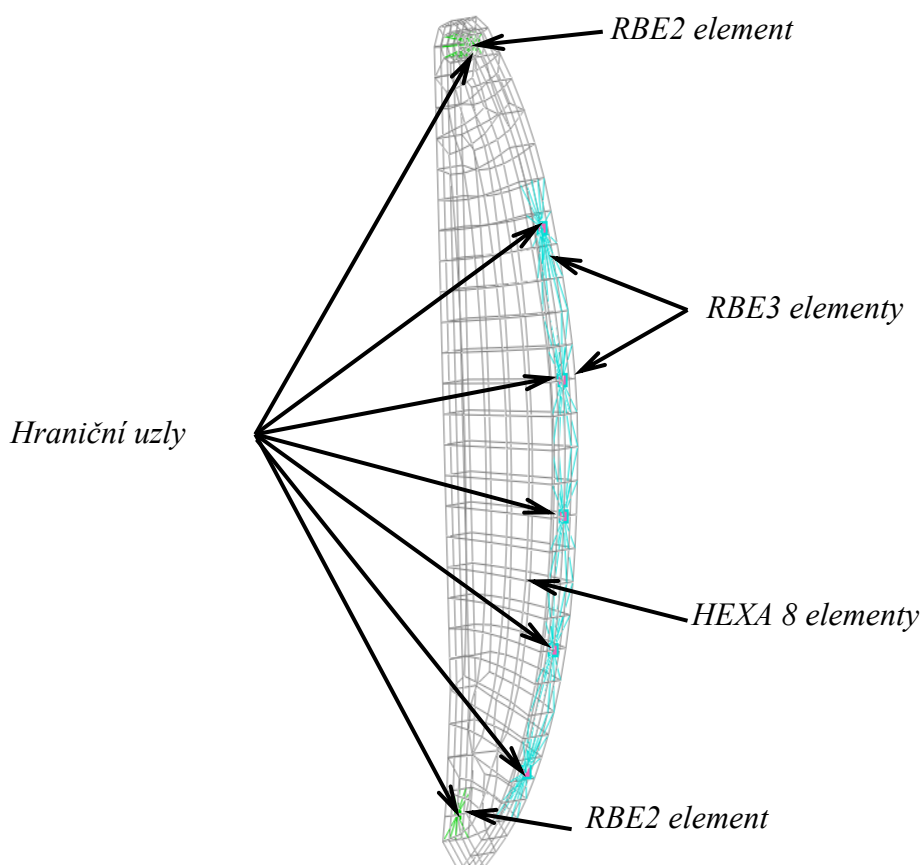
Vazebné módy jsou statické tvary získané tím, že se postupně každému stupni volnosti uzlů rozhraní předepíše jednotkový posuv, resp. natočení, při zamezení posuvů, resp. natočení, všech ostatních stupňů volnosti uzlů rozhraní. Počet těchto módů odpovídá počtu stupňů volnosti všech uzlů rozhraní [7, 9].

Normálové módy jsou získány modální analýzou při zamezení posuvů, resp. natočení, všech stupňů volnosti uzlů rozhraní. Tyto módy se mohou protřídit a vybrat jen některé pro určitý frekvenční přenos, nebo omezit určitou maximální frekvencí. Tímto výběrem je určena kvalita modelu [7, 9].

Na základě těchto skupin módů se sestaví transformační matice, kterou se zredukuje matice hmotnosti a matice tuhosti. Tím se sníží počet stupňů volnosti na hodnotu odpovídající počtu vybraných vazebných a normálových módů.

Konstrukce konečnoprvkového modelu pro vygenerování modálního souboru musí obsahovat set hraničních uzlů s předepsanými stupni volnosti, na které se dále v multibody modelu definují vazby.

Jelikož délka segmentu lišty je delší než hrana elementu na ploše lišty, musí se segment připojit na více uzlů. K tomuto účelu je vhodné použít element RBE3, kde je posuv závislého uzlu odvozen od posuvů uzlů řídicích. Na vnější uzly pružného tělesa jsou připevněny segmenty pružné lišty. Toto řešení umožňuje použití kontaktu s tím, že si lišta zachová své dynamické a statické ohybové vlastnosti.



Obr. 2 - Konečnoprvkový model, konstrukce připojení segmentů lišty

3. VÝSLEDKY SIMULACE

Vybrané výsledky simulací řetězového pohonu podle obr. 1 jsou vždy pro obě uvažované varianty, tj. dynamické modely rozvodového mechanismu s tuhými a pružnými lištami, znázorněny na obr. 3 – obr. 14.

Výsledky modelu s tuhou lištou a modelu s pružnou lištou se dosti liší ve velikosti amplitud, poloha amplitudových špiček je zhruba stejná. Model s pružnou lištou má v diagramu amplitud rychlosti posuvu (obr. 10) výraznou oblast zvýšených amplitud v rozmezí otáček $3500 - 4000 \text{ min}^{-1}$, která vzniká druhým řádem frekvence buzení polygonovým efektem (frekvence $2000 - 2400 \text{ Hz}$). Tato oblast se vyskytuje i v diagramech na obr. 4, 6 a 8. Pokud tyto hodnoty porovnáme s výsledky modálních analýz jednotlivých součástí mechanismu, můžeme dojít k závěru, že v tomto pásmu rezonuje tažná větev převodu v podélném směru. Frekvenci druhého řádu může způsobit fázově posunuté buzení polygonovým efektem.

V diagramech modelu s pružnou lištou (obr. 4, 6 a 8) se vyskytuje ještě jedna amplitudová špička při otáčkách 1500 min^{-1} , frekvence prvního řádu 500 Hz , u níž se nedá podle provedených modálních analýz určit vznik. Pravděpodobně se bude jednat o torzní kmitání hnaných řetězových kol. Ty mají nezanedbatelný moment setrvačnosti a zabírají s pružným řetězem. Tuto hypotézu může potvrdit výpočet s jinými velikostmi momentů setrvačnosti těchto řetězových kol.

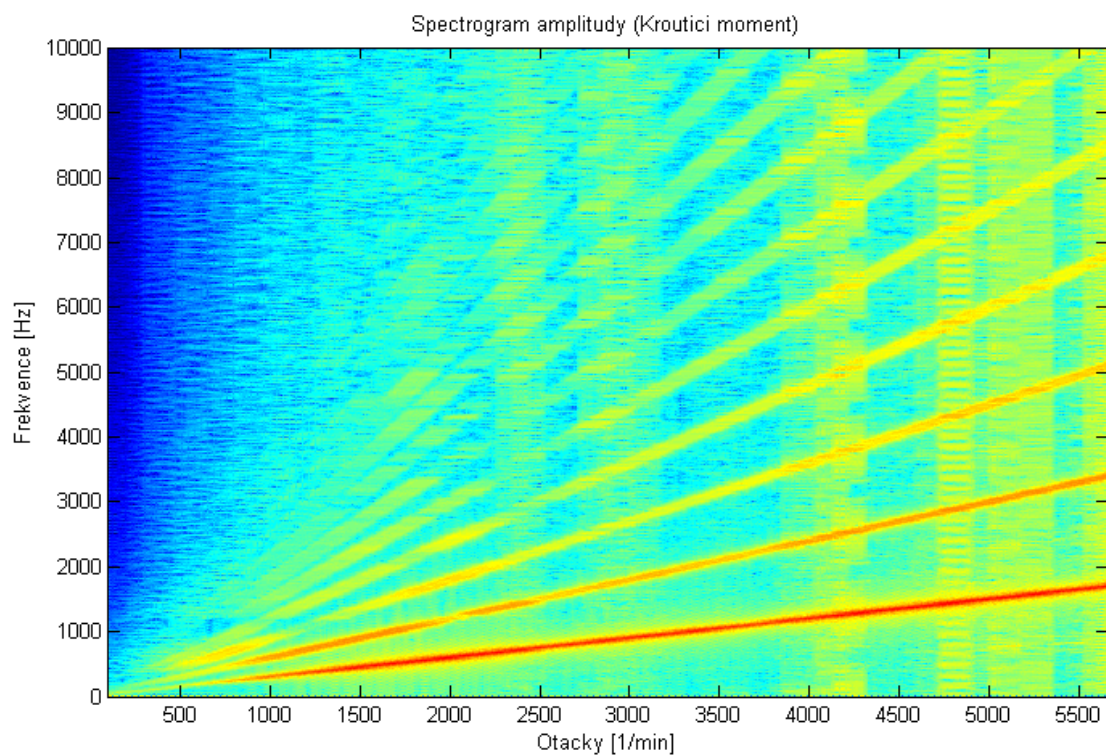
4. ZÁVĚR

Byl vytvořen nový 3D dynamický model řetězového pohonu zahrnující napínací a vodící lišty vytvořené jako pružná tělesa. Nahrazením idealizovaných tuhých částí pružnými tělesy se významně zvyšuje realističnost výpočtu. Z průběhů vypočtených veličin z takto vytvořených modelů je patrný vliv deformací pružných lišt. V porovnání výsledků varianty s tuhými lištami a varianty s pružnými lištami se vyskytují dvě oblasti s vysokými amplitudami u druhé varianty.

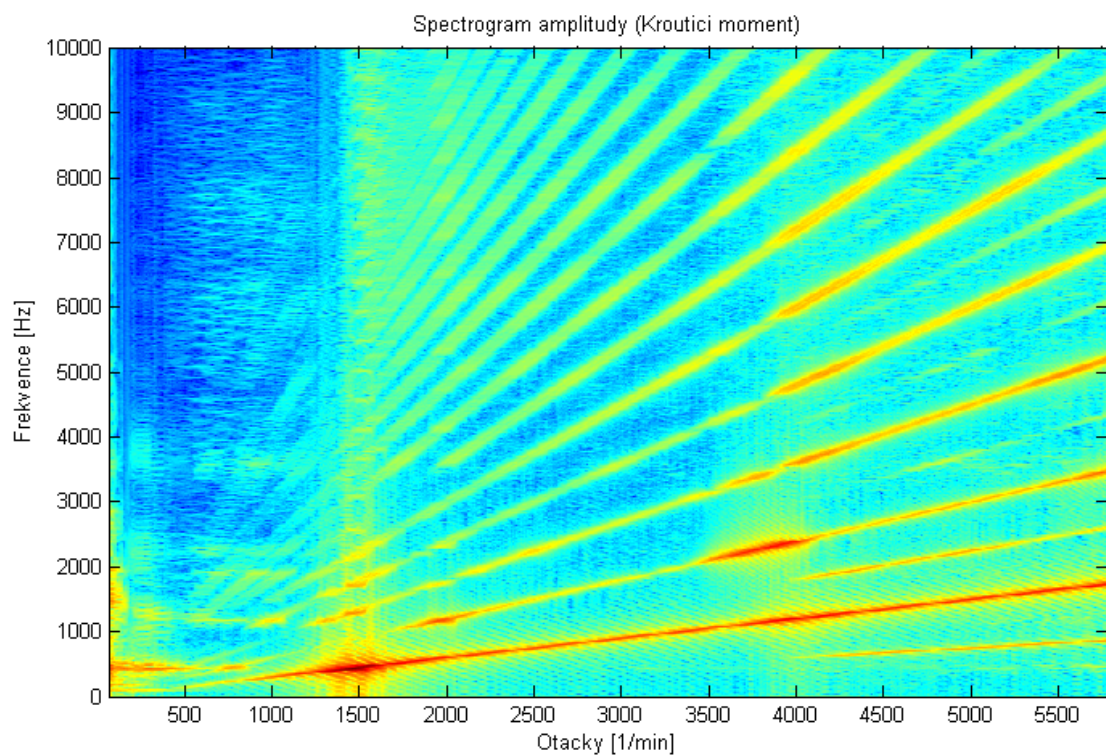
Aplikace přesnějšího a detailnějšího výpočtového modelu vyžaduje samozřejmě delší výpočtové časy, které jsou u modelu s pružnými lištami zhruba dvakrát větší. Rovněž doba přípravy výpočtového modelu je několikanásobně delší.

Bylo třeba vytvořit konečnoprvkové modely pružných lišt, vypočítat jejich vlastní frekvence a vygenerovat *.mnf* (modal neutral file) soubory. Multibody model je mnohem složitější, má více stupňů volnosti. Náročnější je sestavení modelu. Vytvoření jednotlivých segmentů lišt a jejich připojení na uzly pružných těles je časově náročné. Pro opakované použití v běžné technické praxi by bylo vhodné vytvořit pro uživatele makro nebo generátor skriptů, aby se postup urychlil. Kromě delších výpočtových časů se může méně zkušený uživatel setkat i s problémy nestability řešení.

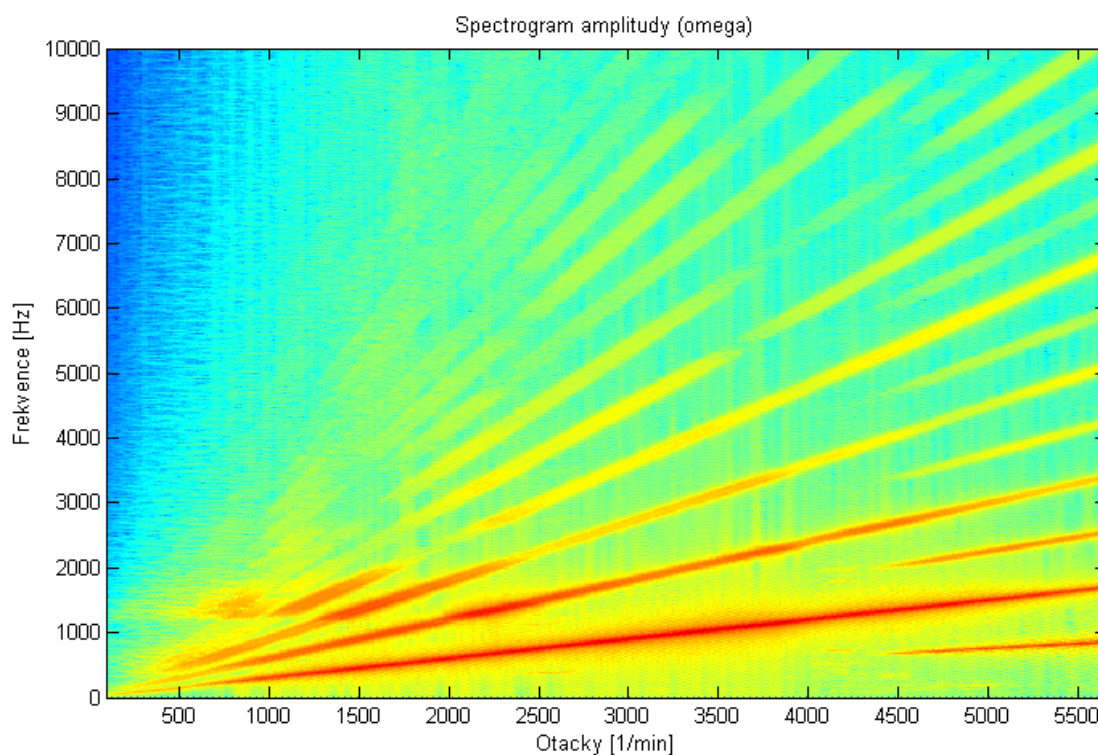
Problematika byla řešena v rámci projektu Výzkumné centrum spalovacích motorů a automobilů Josefa Božka II, 1M0568 MŠMT ČR.



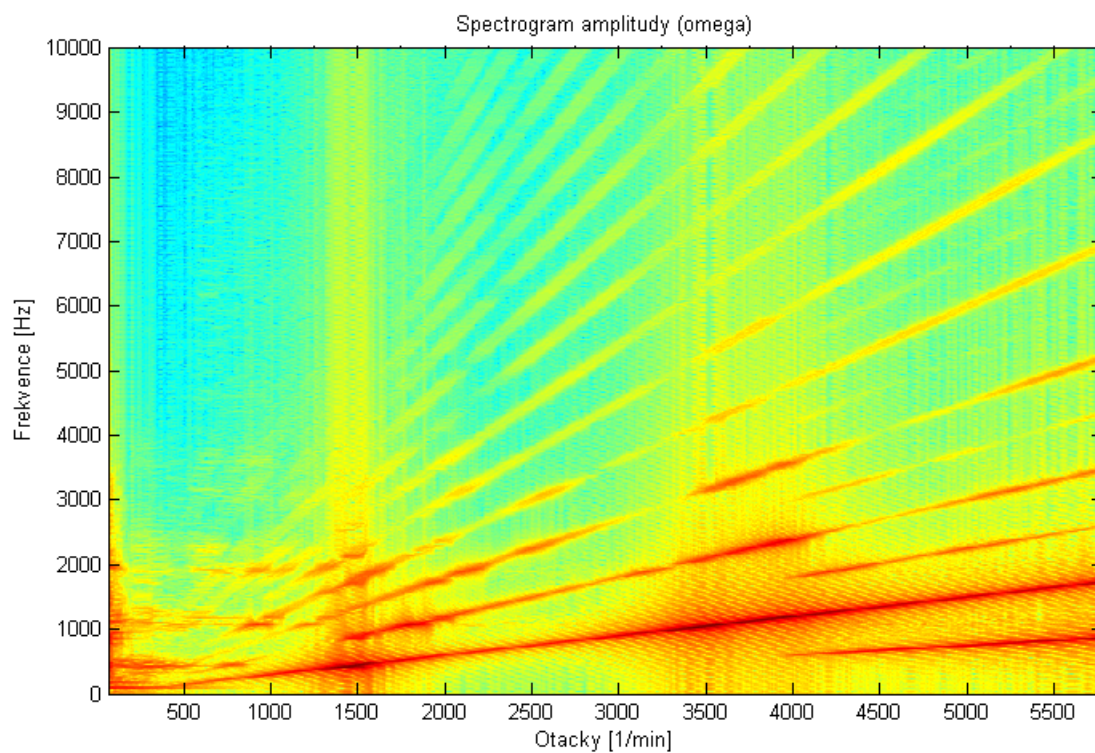
Obr. 3 - Campbellův diagram amplitudy momentu na hnacím kole u modelu s tuhými lištami



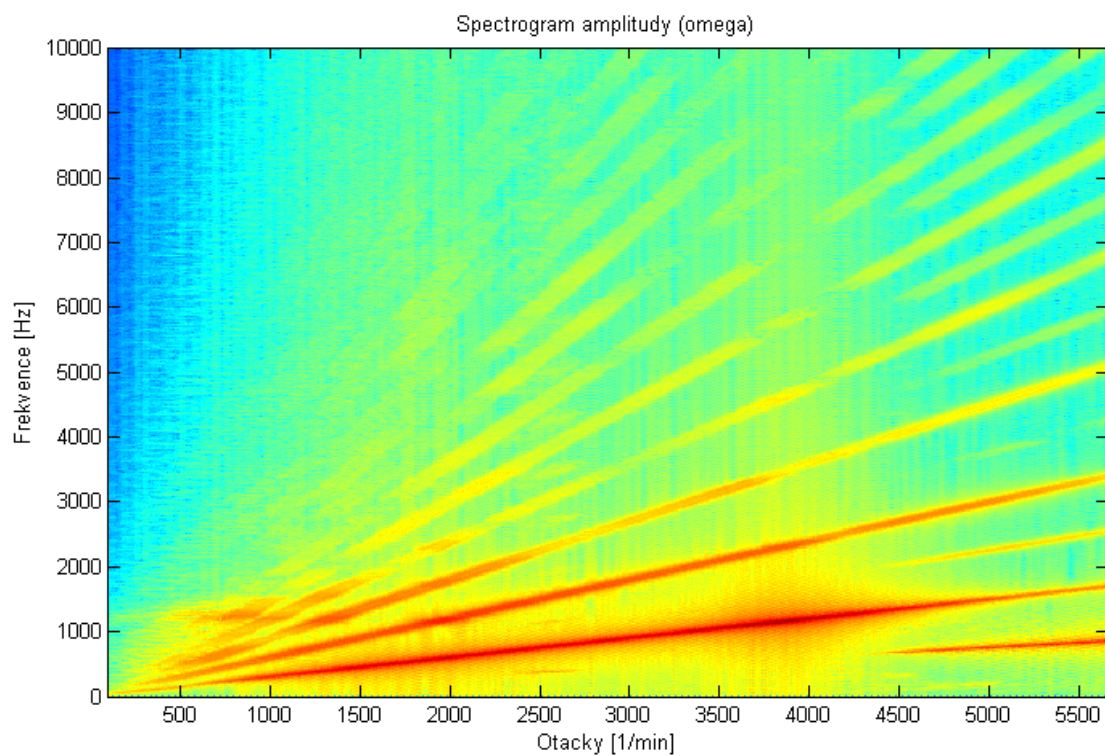
Obr. 4 - Campbellův diagram amplitudy momentu na hnacím kole u modelu s pružnými lištami



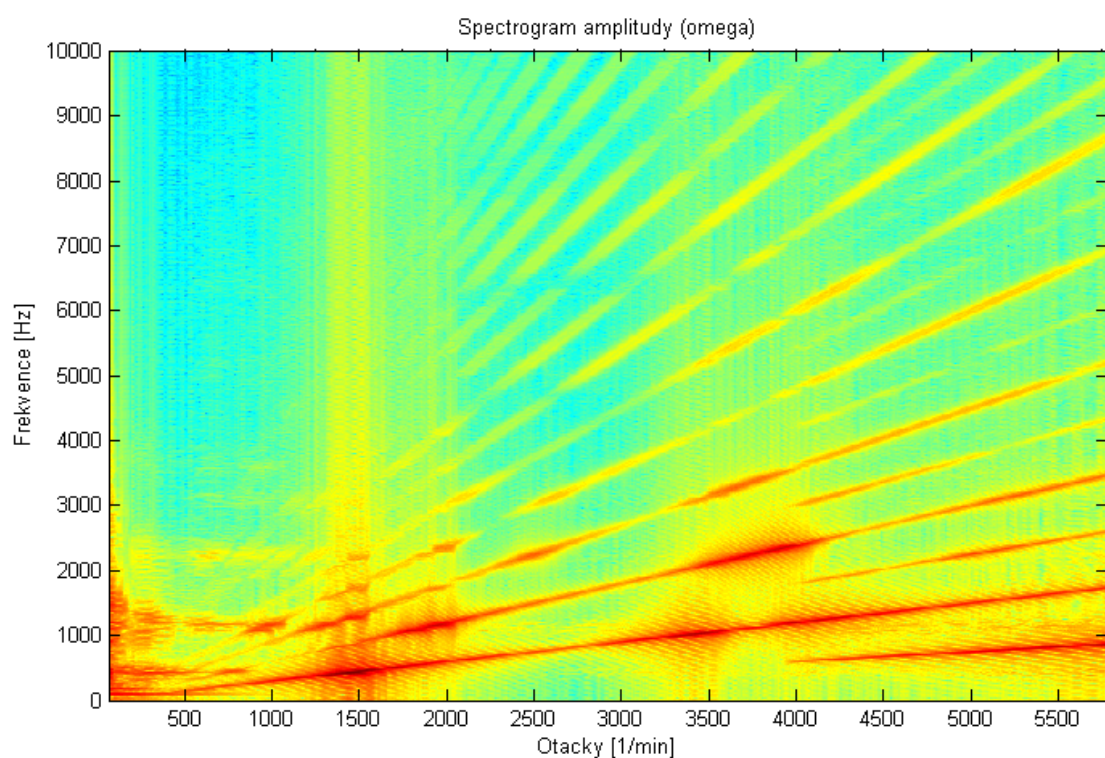
Obr. 5 - Campbellův diagram amplitudy úhlové rychlosti řetězového kola 3 u modelu s tuhými lištami



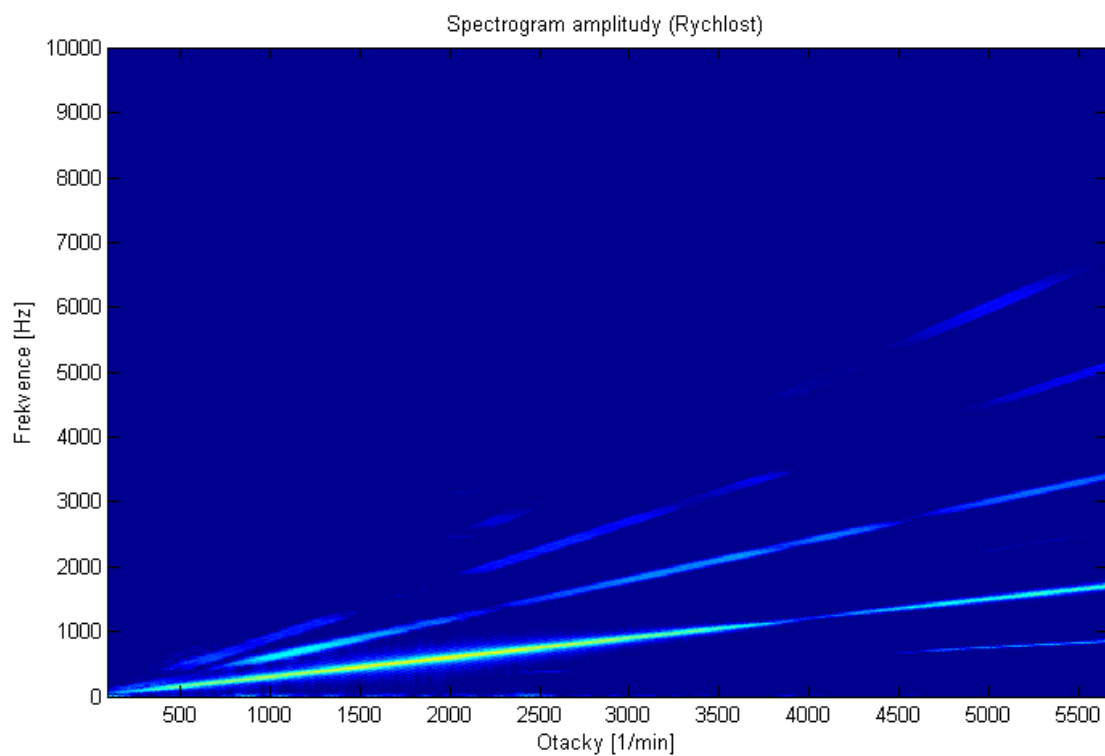
Obr. 6 - Campbellův diagram amplitudy úhlové rychlosti řetězového kola 3 u modelu s pružnými lištami



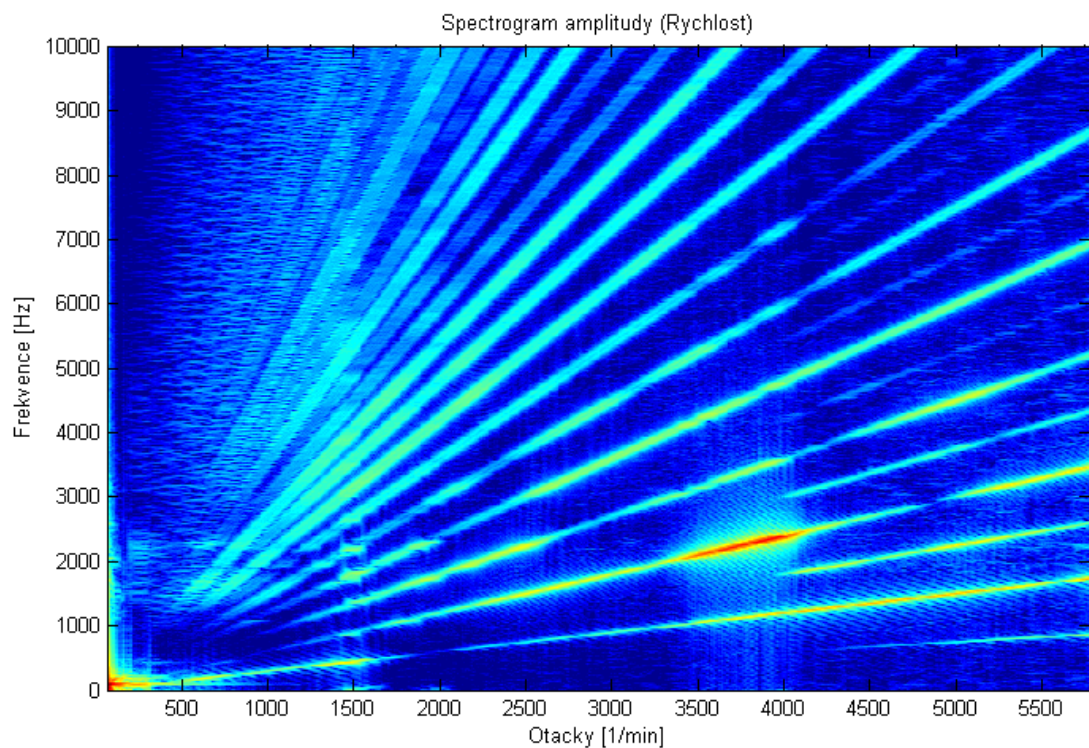
Obr. 7 - Campbellův diagram amplitudy úhlové rychlosti řetězového kola 2 u modelu s tuhými lištami



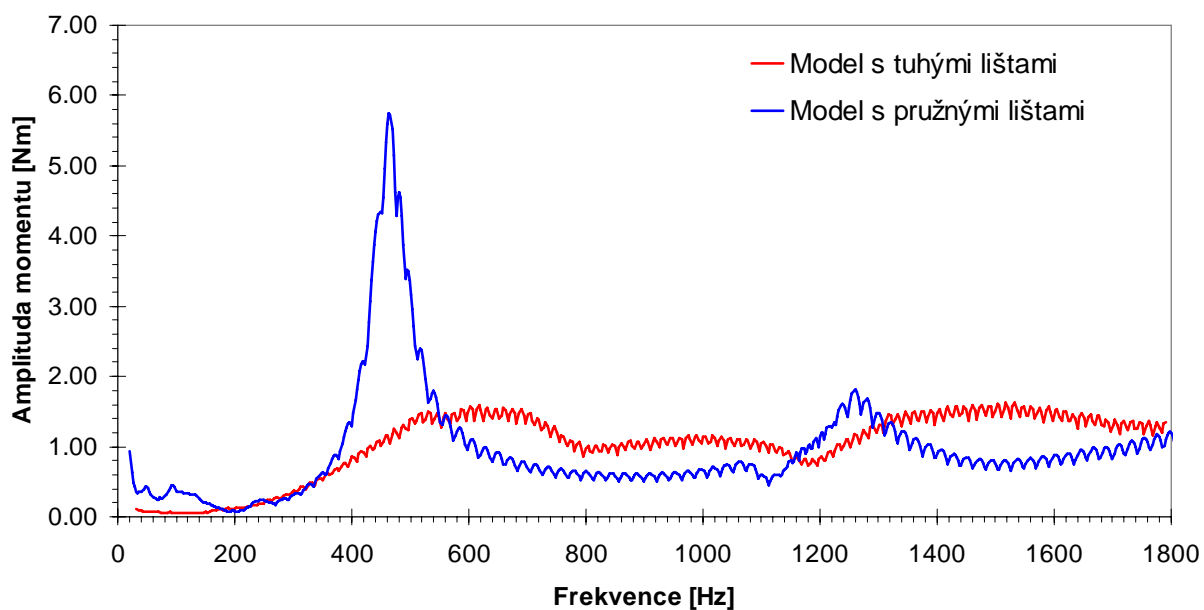
Obr. 8 - Campbellův diagram amplitudy úhlové rychlosti řetězového kola 2 u modelu s pružnými lištami



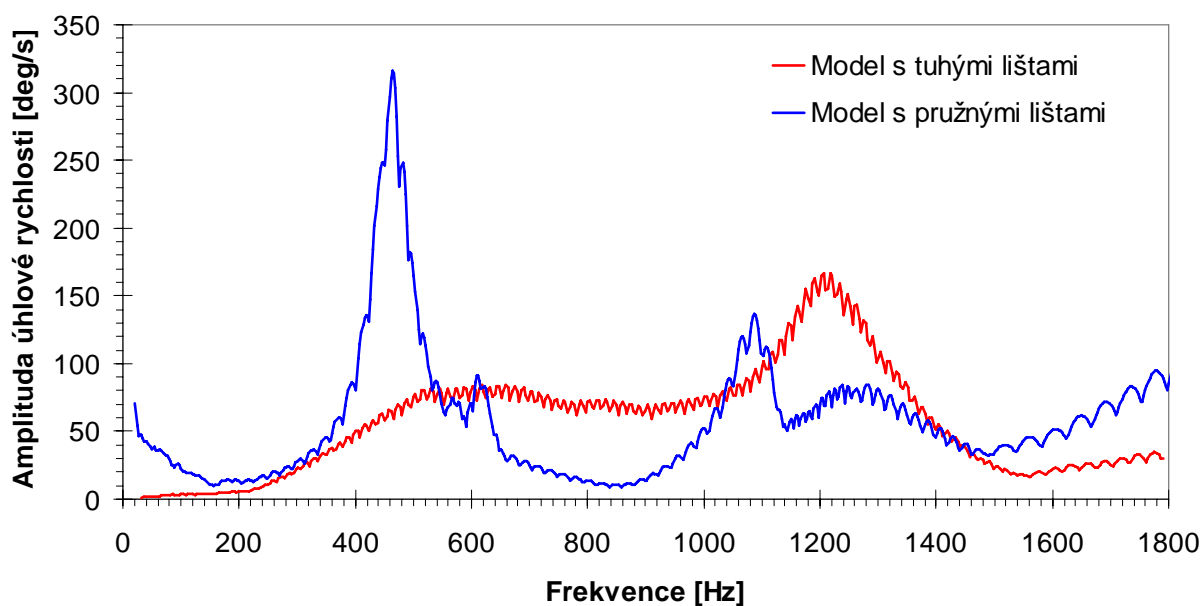
Obr. 9 - Campbellův diagram amplitudy rychlosti bodu na konci napínací lišty u modelu s tuhými lištami



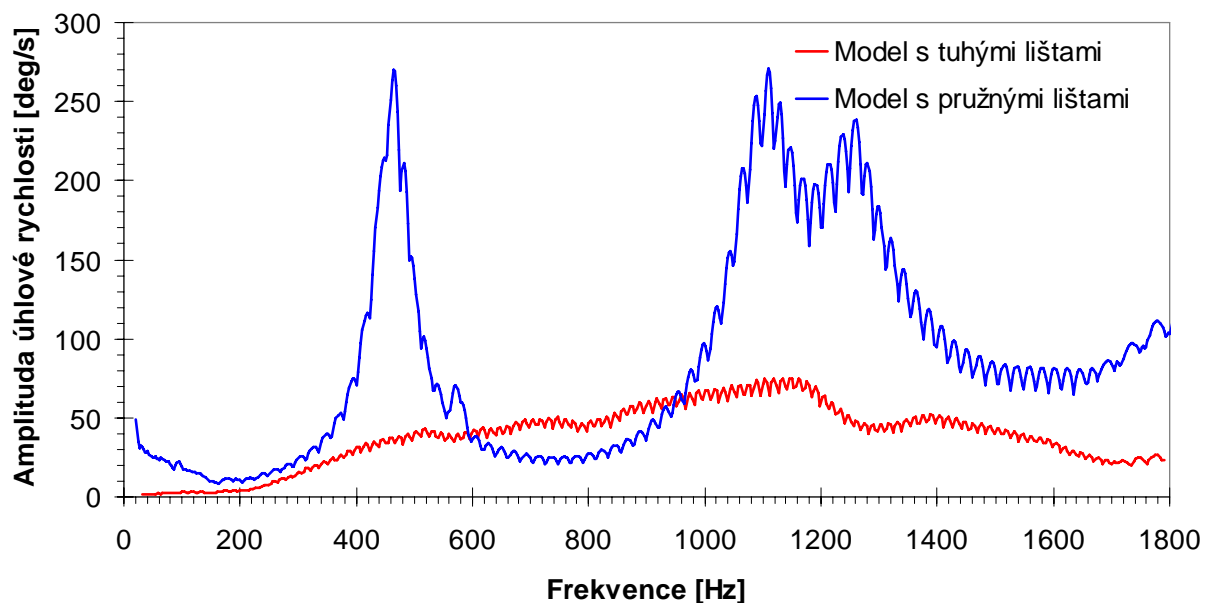
Obr. 10 - Campbellův diagram amplitudy rychlosti bodu na konci napínací lišty u modelu s pružnými lištami



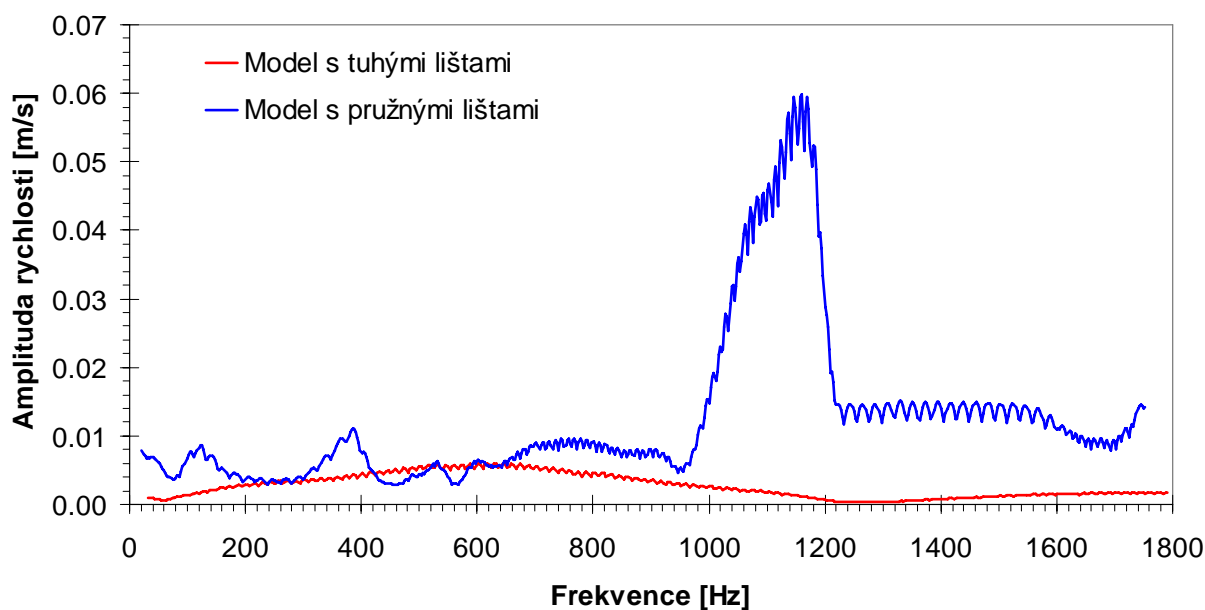
Obr. 11 - Maximální velikost amplitudy momentu na hnacím řetězovém kole v závislosti na frekvenci buzení polygonového efektu otáčejících se řetězových kol



Obr. 12 - Maximální velikost amplitudy úhlové rychlosti řetězového kola 2 v závislosti na frekvenci buzení polygonového efektu otáčejících se řetězových kol



Obr. 13 - Maximální velikost amplitudy úhlové rychlosti řetězového kola 3 v závislosti na frekvenci buzení polygonového efektu otáčejících se řetězových kol



Obr. 14 - Maximální velikost amplitudy rychlosti konce napínací lišty v závislosti na frekvenci buzení polygonového efektu otáčejících se řetězových kol

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] FRITZ, P. *Dynamik schnelllaufender Kettentriebe*. Düsseldorf: VDI Verlag, 1998. ISBN 3-18-325311-9
- [2] PFEIFFER, F. *Multibody dynamics with unilateral contacts*. München: Wiley-Interscience Publication, 1996. ISBN 0-471-15565-9
- [3] BREMER, H. *Dynamik und regelung mechanischer systéme*. Stuttgart: Teubner Verlag, 1988. ISBN 978-3519023692
- [4] JALON, J. G. *Kinematic and dynamic simulation of multibody systems*. San Sebastian: Springer - Verlag , 1996. ISBN 0-387-94096-0
- [5] HIPPMANN, G. *An algorithm for compliant contact between complexly shaped surfaces in multibody dynamics*. Lisabon: IDMEC/IST, 2003
- [6] KARBAN, P. *Výpočty a simulace v programech Matlab a Simulink*. Brno: Comuter Press, a.s., 2006. ISBN 978-80-251-1448-3
- [7] *Basic ADAMS Full Simulation Training Guide*. Michigan: MSC, 1998
- [8] BOŘKOVEC, J. *Výpočtové modely tvárného porušování kovu v simulaci technologických procesu, Závěrečná zpráva projektu FRVŠ 2842/2006/G1*. Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky, 2006
- [9] *MSC ADAMS 2005 Online help* C:/Program Files/ADAMS/help, 2005
- [10] SCHAFFNER Thomas. *Numerische Simulation des Einflusses verschiedener Spannelemente auf die Körperschallanregung durch Steuerelemente*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift , 2003, roč. 64, č.7-8, s. 568. ISSN: 0024-8525
- [11] KORSE, T. *Eine neue Steuerkette ohne Polygoneffekt*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift , 2004, roč. 65, č. 5, s. 382. ISSN: 0024-8525
- [12] *MSC ADAMS Online help*, C:/Program Files/ADAMS/help
- [13] MALENOVSKÝ, E. *Studijní opory z dynamiky* [online]. 2005, poslední revize 28.11.2006 [cit.2009-6-10] Dostupné z: < <http://www.umt.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/dynamika/>>.