

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Diplomová práce

2012

Pavel Šuránek

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Univerzitní studijní programy
Katedra automatizační techniky a řízení

Aktivní tlumení vibrací

Active Vibration Control

Student: Bc. Pavel Šuránek

Vedoucí diplomové práce: Prof. Ing. Jiří Tůma, CSc.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Šuránek**
Studijní program: N3943 Mechatronika
Studijní obor: 3906T006 Mechatronické systémy
Téma: **Aktivní tlumení vibrací**
Active Vibration Control

Zásady pro vypracování:

1. Seznamte se s teoretickými základy aktivního tlumení vibrací a popište akční a regulované veličiny.
2. Na základě studia odborné literatury a internetu shromážděte informace o zkušebních stavech pro ověřování aktivního tlumení vibrací.
3. Vytvořte ideový návrh zkušebního stavu pro ověřování funkce na základě piezoelektrických nebo elektrodynamických aktuátorů a ověřte jeho funkci.
4. Zhodnoťte dosažené výsledky a jejich použitelnost v praxi.

Seznam doporučené odborné literatury:

- Preumont A., Seto K., Active control of structures. New York: WILEY, 2008, 296 s. ISBN 978-0-470-03393-7.
Gawronski W.K., Advanced Structural Dynamice and Active Control of Structures, Springer New York, ISBN 0-387-40649-2.
Fuller Ch.C., Active control of vibration. Academic Press, 1996, ISBN 0-387-40649-2.
Crocker, M. (Editor) Handbook of noise and vibration control. New York: Wiley, 2007, ISBN 978-0-471-39599-7.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Jiří Tůma, CSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

prof. Ing. Jiří Tůma, CSc.
vedoucí katedry



prof. Ing. Petr Noskovič, CSc.
prorektor pro studium

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Hlučíně dne 21.5.2012

.....
podpis

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Hlučíně dne 21.5.2012

.....
podpis

Bc. Pavel Šuránek
Jasénky 462/20
Hlučín 748 01

Anotace diplomové práce

ŠURÁNEK, P. *Aktivní tlumení vibrací*: diplomová práce. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Univerzitní studijní programy, Katedra automatizační techniky a řízení, 2012, 49 s. Vedoucí práce: Tůma, J.

Práce se zabývá aktivním tlumením vibrací vetknutého nosníku. Cílem práce bylo sestavit laboratorní model, osadit jej snímači a akčním členem ve formě piezoaktuátoru a navrhnout takový regulátor, který zajistí, aby se nosník choval jako prvek s výraznějším tlumením než je přirozeně obvyklé. Mechanický systém vetknutého ocelového nosníku je totiž zajímavý tím, že má velmi malý koeficient poměrného tlumení, dále je možné elasticky se chovající nosník chápat jako systém s nekonečným počtem stupňů volnosti a tím pádem vykazující nekonečný počet rezonančních frekvencí. Návrh regulátoru byl realizován v programu MATLAB-Simulink a implementován do signálového procesoru dSPACE. Zpětná vazba byla zajištěna pomocí laserového snímače pracujícím na principu optické triangulace. Diagnostika soustavy byla prováděna pomocí vyhodnocovacího zařízení PULSE (Brüel & Kjær), piezoelektrických snímačů síly, zrychlení a impulsního kladívka.

Anotation of Diploma Thesis

ŠURÁNEK, P. *Active Vibration Control* : Diploma Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University Ostrava, University study programmes, Department of Control Systems and Instrumentation, 2012, 49 p. Thesis head: Tůma, J.

This thesis deals with an active vibration control of a cantilever beam. The goal of this work was to construct a laboratory model, to equip it by sensors and actuators and design a controller which ensures that beam behaves like more damped element than is naturally usual. The mechanical system of a cantilever beam is interesting with its very low relative damping factor and because the elastic beam can be considered as a system with an infinite number of degrees of freedom, it has also infinite number of resonance frequencies. Controller design was realized in program MATLAB-Simulink and it was implemented into a signal processor dSPACE. Control feedback was assured by optical triangulation laser sensor. The parameters of the mechanical system were identified experimentally with the use of a PULSE signal analyzer, piezoelectric force exciter, acceleration sensors and impulse hammer.

OBSAH

Seznam použitých symbolů a značek	7
Úvod.....	9
1 Základy aktivního tlumení vibrací	10
1.1 Kmitání netlumené soustavy s jedním stupněm volnosti.....	10
1.2 Kmitání tlumené soustavy s jedním stupněm volnosti	14
1.3 Vliv dopravního zpoždění na proporcionální systémy s tlumením	16
2 Konstrukce zkušebního stavu	18
2.1 Studie již realizovaných laboratorních modelů	18
2.2 Návrh vlastního laboratorního modelu – mechanická část.....	20
2.3 Experimentální identifikace nosníku – modální analýza	22
3 Návrh měřicího řetězce	31
3.1 Snímač výchylky.....	31
3.2 Piezoaktuátor Physical Instruments P-845.60	33
3.3 Signálový procesor dSpace.....	34
3.4 Řídicí algoritmus.....	36
4 Výsledky a hodnocení aktivního tlumení	38
5 Závěr	43
Seznam použité literatury	44
Seznam příloh	49

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZNAČEK

E	[Pa]	modul pružnosti
F	[N]	síla
G		přenos
J	[m ⁴]	moment setrvačnosti plochy
K	[-]	zesílení
S	[m ²]	obsah
T	[s]	časová konstanta
b	[m]	šířka nosníku
f	[Hz]	frekvence
h	[m]	výška nosníku
k	[N·m ⁻¹]	tuhost
l	[m]	délka nosníku
m	[kg]	hmotnost
s	[s ⁻¹]	komplexní proměnná
t	[s]	čas
u	[-]	příčná výchylka
y	[m], [-]	výchylka
Ω	[rad·s ⁻¹]	vlastní kruhová rychlost
δ	[-]	dynamický součinitel

η	[-]	součinitel naladění
λ		kořen frekvenční rovnice
ζ	[-]	poměrné tlumení
φ	[°]	fázový posun
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota
ω_0	[rad·s ⁻¹]	vlastní kruhová rychlost

ÚVOD

S problematikou mechanického kmitání se moderní člověk setkává téměř na každém kroku. Lidská díla musí být navržena tak, aby nenastala možnost jejich destrukcí vlivem vibrací. Například stavby musí být navrženy tak aby odolaly povětrnostním podmínkám, což se týká většinou návrhu mostních konstrukcí a vysokých budov takovým způsobem, aby nedošlo k jejich zničení prouděním větru, který obvykle ničí malou amplitudou síly, zato vysokým rezonančním zesílení na frekvenci, která je rovna některé vlastní frekvenci konstrukce. Na druhou stranu musí být tyto stavby, zejména v tektonicky rizikových oblastech, navrženy tak, aby byly schopny odolávat silám obrovských amplitud a vysokých frekvencí.

Potlačování vibrací je tedy uplatňováno za cílem zamezení různých závad a destrukcí, může vést ke zvýšení komfortu, případně potlačení zdraví škodlivým vibracím, jelikož některé frekvence mohou mít na lidské tělo při dlouhodobém působení až fatální následky. Potlačování kmitání o velmi malých amplitudách je důležité například v oblasti výpočetní techniky, nanotechnologií, optice a jiných odvětvích.

Tlumení mechanických vibrací je činnost, bez které by se dnešní svět neobešel.

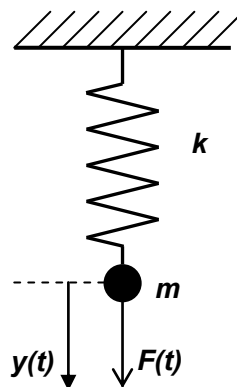
Existuje několik způsobů, jak vibracím předejít. Mezi nejčastější řešení patří ztužování, které posouvá rezonanční frekvenci za úroveň frekvencí budících sil, dále jde o tlumení, které dokáže mařit energii a tím pádem se sníží rezonanční vrchol frekvenční charakteristiky a v neposlední řadě lze uvést izolaci, která zabraňuje průniku vibrací do části na tyto kmity náchylné.

K tlumení lze přistoupit různými způsoby. Obvykle se dělí na tlumení aktivní a pasivní. Pasivní tlumení zahrnuje použití prvků, jako například kapalinové tlumiče, pryžové elastomery, případně v kombinaci s ocelovou pružinou, elementů s hysterezí. Tyto prvky obvykle pro svou funkci nepožadují zdroje energie, a jejich funkci nelze řídit. Naproti tomu aktivní řízení tlumení pracuje v regulačním zpětnovazebním obvodu, to znamená, že zahrnuje snímač nebo rovnou skupinu snímačů, aktivní prvky a řídicí zpětnovazební algoritmus. [Preumont, 2008]

1 ZÁKLADY TLUMENÍ VIBRACÍ

1.1 Kmitání netlumené soustavy s jedním stupněm volnosti

Mechanickou soustavu s jedním stupněm volnosti lze znázornit jako hmotný bod zavěšený na nehmotné pružině. Působíště síly je uvažováno v hmotném bodě.



Obr. 1.1 – Netlumená soustava s jedním stupněm volnosti

k je tuhost pružiny [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]

m je hmotnost [kg]

y je výchylka [m]

F je síla [N]

Pohybová rovnice této soustavy vyjadřuje, že působení síly natahuje pružinu a urychluje hmotu:

$$m \cdot \ddot{y}(t) + k \cdot y(t) = F(t) \quad (1.1)$$

Pomocí Laplaceovy transformace lze tuto rovnici převést na tvar:

$$m \cdot Y(s) \cdot s^2 + k \cdot Y(s) = F(s) \quad (1.2)$$

A následně lze získat přenos bezztrátového proporcionalního členu druhého řádu:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{F(s)} = \frac{\frac{1}{k}}{\frac{m}{k}s^2 + 1} \quad (1.3)$$

Tvar tohoto přenosu v automatizaci je obvykle:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{F(s)} = \frac{K}{T_0^2 s^2 + 1} \quad (1.4)$$

kde zesílení je:

$$K = \frac{1}{k} \quad (1.5)$$

časová konstanta:

$$T_0 = \sqrt{\frac{m}{k}} \quad (1.6)$$

vlastní kruhová rychlost:

$$\omega_0 = \frac{1}{T_0} = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.7)$$

Jestliže soustavu budeme budit harmonicky proměnnou silou $F(t) = F \sin(\omega t)$:

$$\ddot{y}(t) + \omega_0^2 y(t) = \frac{F}{m} \sin(\omega t) \quad (1.8)$$

ω je kruhová rychlost proměnné budicí síly

F je zde amplituda budicí síly

Partikulární řešení rovnice je:

$$y_p(t) = y \cdot \sin(\omega t) \quad (1.9)$$

Po dosazení tohoto řešení do (1.9) a následné úpravě se obdrží:

$$(\omega_0^2 - \omega^2)y = \frac{F}{m} \quad (1.10)$$

Odkud lze vyjádřit amplitudu vynuceného ustáleného kmitání:

$$y = \frac{F}{m(\omega_0^2 - \omega^2)} = y_{st} \frac{\omega_0^2}{\omega_0^2 - \omega^2} = y_{st} \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} = y_{st} \delta \quad (1.11)$$

Velikost výchylky při působení časově neproměnné síly se nazývá statická výchylka:

$$y_{st} = \frac{F}{k} = \frac{F}{m\omega_0^2} \quad (1.12)$$

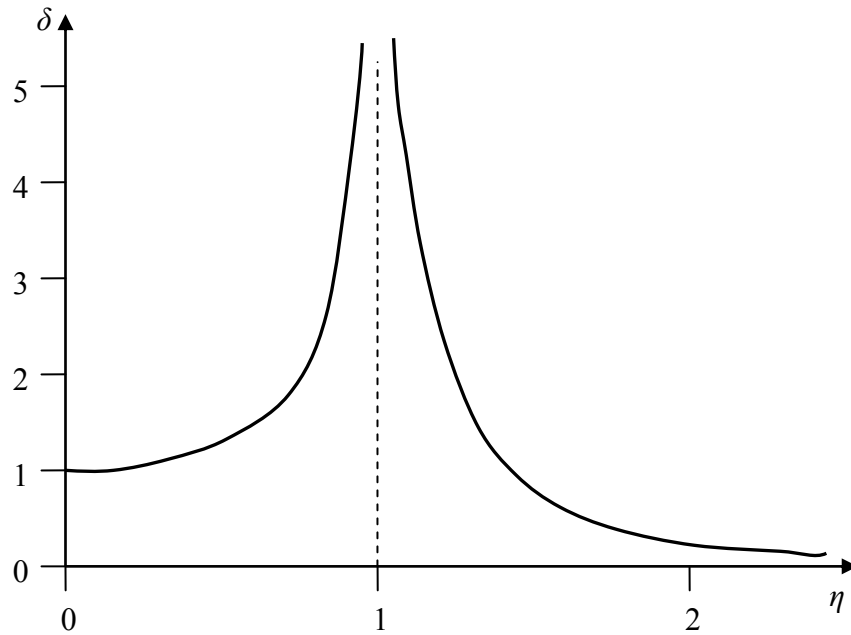
Dynamický součinitel je roven:

$$\delta = \frac{y}{y_{st}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} = \frac{1}{1 - \eta^2} \quad (1.13)$$

η je součinitel naladění:

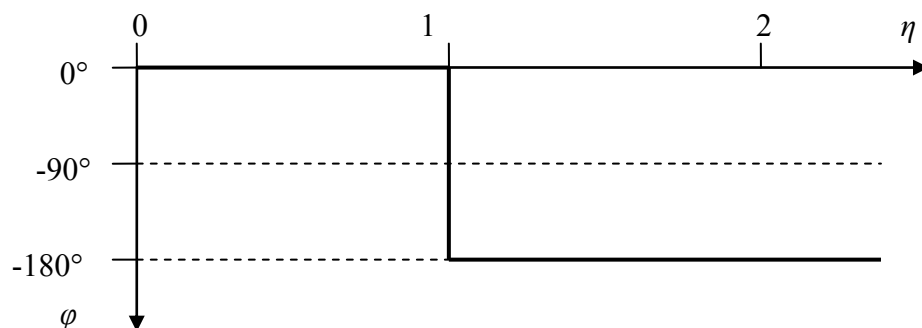
$$\eta = \frac{\omega}{\omega_0} \quad (1.14)$$

Tyto poslední dva součinitelé umožní určitým způsobem normovat amplitudovou charakteristiku.



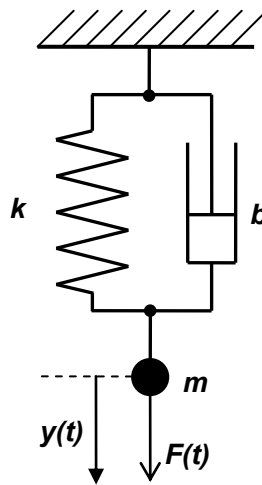
Obr. 1.2 – Amplitudová kmitočtová charakteristika soustavy bez tlumení

Z průběhu funkce, která se také označuje jako rezonanční křivka, je patrné, že při statických veličinách ($\omega = 0$) je velikost amplitudy výstupní veličiny dána hodnotou působící síly a tuhosti. Při nárůstu kmitočtu roste při stejné amplitudě vstupní veličiny amplituda výstupní veličiny, u netlumeného systému až do nekonečna při rezonančním kmitočtu ($\omega = \omega_0$). Za rezonančním kmitočtem poměr výstupní amplitudy ke vstupní amplitudě z nekonečna pozvolna klesá, až k nule při vysokých kmitočtech jdoucích do nekonečna. Část grafu pro hodnoty kmitočtu menší než vlastní kruhová rychlost systému je označována jako podrezonanční oblast a část vyšších kmitočtů se nazývá nadrezonanční oblast. Také je velice důležitá závislost fáze na frekvenci v obou zmíněných frekvenčních oblastech přičemž při rezonančním kmitočtu se fáze otáčí o 180° .



Obr. 1.3 – Fázová kmitočtová charakteristika soustavy bez tlumení

1.2 Kmitání tlumené soustavy s jedním stupněm volnosti



Obr. 1.4 – Tlumená soustava s jedním stupněm volnosti

Oproti předchozí soustavě zde přibude prvek, který maří energii – tlumič. Při předpokladu viskózního tlumení je pohybová rovnice ve tvaru:

$$m \cdot \ddot{y}(t) + b \cdot \dot{y}(t) + k \cdot y(t) = F(t) \quad (1.15)$$

Po převedení do oblasti komplexní proměnné:

$$m \cdot Y(s) \cdot s^2 + b \cdot Y(s) \cdot s + k \cdot Y(s) = F(s) \quad (1.16)$$

Přenos má tvar:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{F(s)} = \frac{\frac{1}{k}}{\frac{m}{k}s^2 + \frac{b}{k}s + 1} \quad (1.17)$$

Tento přenos lze pomocí několika substitucí vyjádřit:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{F(s)} = \frac{K}{T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1} \quad (1.18)$$

ξ_0 je poměrné tlumení:

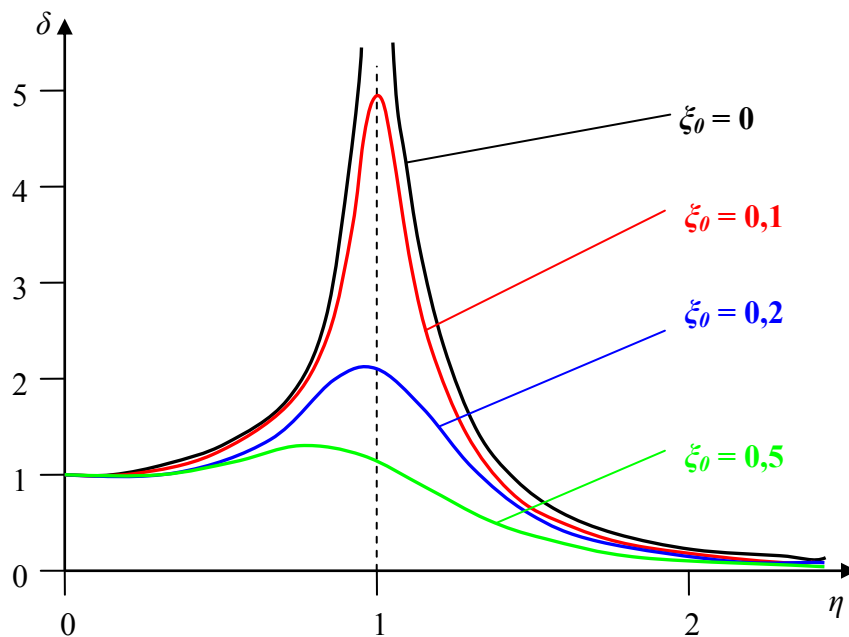
$$\xi_0 = \frac{b}{2\sqrt{mk}} \quad (1.19)$$

Dynamický součinitel je ve tvaru:

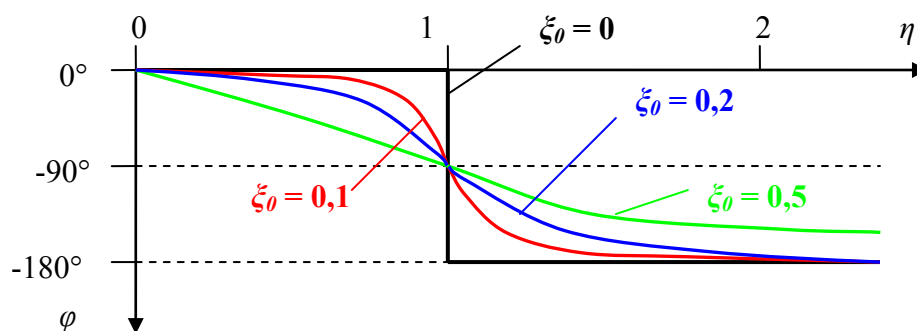
$$\delta = \frac{y}{y_{st}} = \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4\xi_0^2\eta^2}} \quad (1.20)$$

Pro průběh fázového posunutí platí:

$$\varphi = \arctg \frac{2\xi_0\eta}{1-\eta^2} \quad (1.21)$$



Obr. 1.5 – Amplitudová kmitočtová charakteristika soustavy s tlumením



Obr. 1.6 – Fázová kmitočtová charakteristika soustavy s tlumením

Z amplitudové kmitočtové charakteristiky lze jasně vidět vliv poměrného tlumení, to znamená, že s narůstajícím tlumením se snižuje vrchol této charakteristiky. To znamená, že

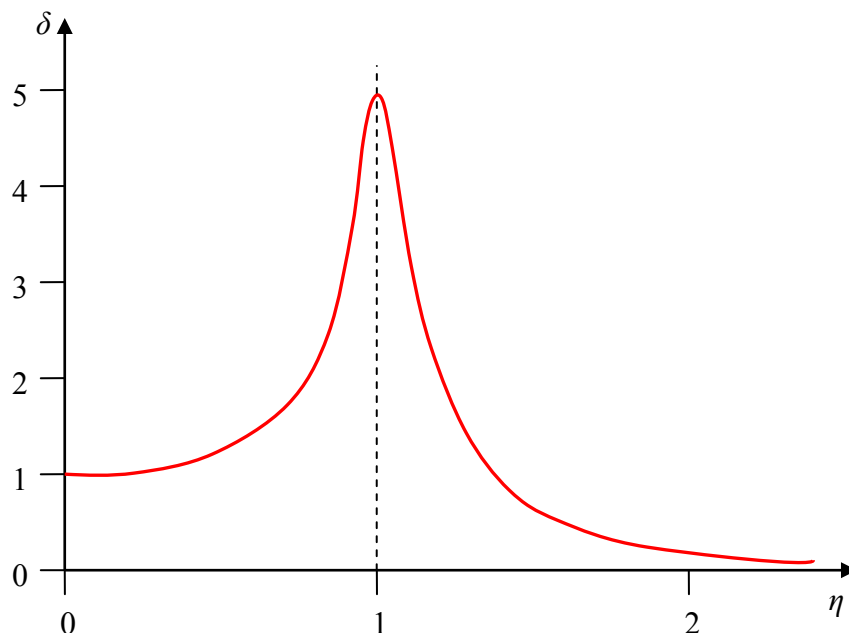
při rezonanční frekvenci bude amplituda výstupní veličiny tlumeného systému menší než amplituda systému netlumeného. Tomu také odpovídá rychlost změny fáze systému. Ta se u slabě tlumeného systému láme ostřeji o 180° než u silně tlumeného. Dále je vhodné zmínit fakt, že s vyšším tlumením se maximum amplitudové charakteristiky posouvá směrem k nižším kmitočtům.

1.3 Vliv dopravního zpoždění na proporcionální systémy s tlumením

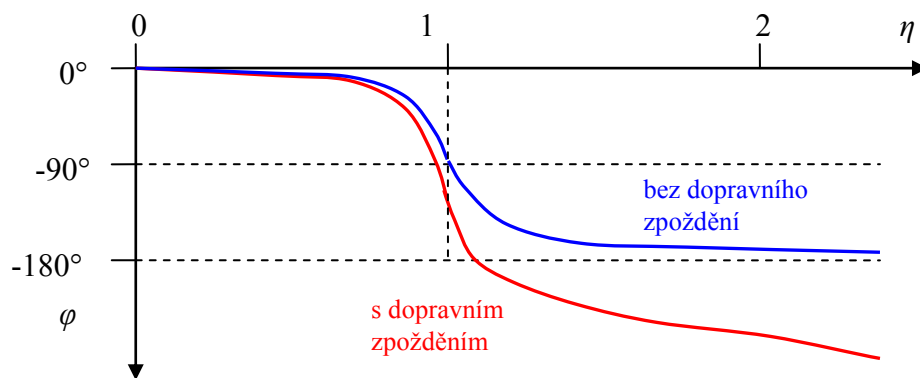
Do soustavy může být vneseno dopravní zpoždění, například jako důsledek pomalých snímačů. Přenos proporcionálního systému s dopravním zpožděním má tvar:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{F(s)} = \frac{K}{T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1} \cdot e^{-T_D s} \quad (1.22)$$

Dopravní zpoždění neovlivní amplitudovou kmitočtovou charakteristiku, ale hodnota fázového posunu se bude v absolutní hodnotě zvyšovat, tak, jak je patrné z vykreslených průběhů. U vyšších frekvencí by hodnota směřovala k nekonečnu.



Obr. 1.7 – Amplitudová kmitočtová charakteristika soustavy



Obr. 1.8 – Fázová kmitočtová charakteristika soustavy s tlumením a dopravním zpožděním

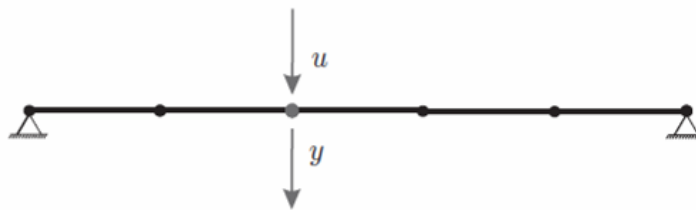
U nízké tlumeného členu s dopravním zpožděním může nastat situace, že fáze při rezonančním kmitočtu není posunuta o 90° , ale může směřovat například ke 180° . Toto může být vysvětlení orientace zpětné vazby, jaká byla použita u řízení, které bude představeno v následujících kapitolách.

2 KONSTRUKCE ZKUŠEBNÍHO STAVU

2.1 Studie již realizovaných laboratorních modelů

V odborné literatuře [Preumont, 2008] lze nalézt rozdělení systémů podle vzájemného umístění aktuátoru a snímače.

Jedním z možností je umístění snímače a aktuátoru v jednom bodě:



Obr. 2.1 – Systém s aktuátorem a snímačem umístěným na stejném stupni volnosti [Preumont, 2008]

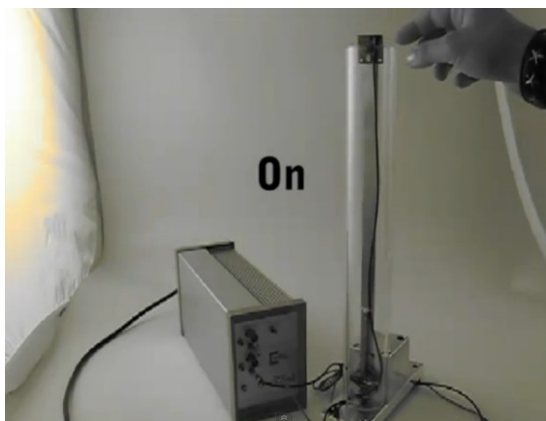
Dále umístění téměř ve stejném místě:



Obr. 2.2 – Systém s aktuátorem a snímačem umístěným na stejném stupni volnosti [Preumont, 2008]

A v poslední řadě umístění snímače a aktuátoru na různých místech. Tento případ se obecně uvažuje v případě, že oba prvky jsou od sebe vzdáleny více než desetinu délky nosníku.

Na kanálu Youtube lze nalézt video, na kterém je pěkný příklad jednostranně vetknutého nosníku, na který je aplikován proces aktivního tlumení vibrací. Vibrace jsou snímány akcelerometrem na volném konci nosníku. Akční člen je umístěn u vetknutí, jedná se o zesílený piezoaktuátor (Amplified Piezo-Actuator – APA).



Obr. 2.3 – Nosník s aktivním tlumením [www.youtube.com, 2011]



Obr. 2.4 – Nosník s aktivním tlumením – detail piezoaktuátoru [www.youtube.com, 2011]

Z obrázků je patrné, že snímač a akční člen (aktuátor) jsou umístěny na opačných koncích nosníku. Toto rozložení je dostačující pro tlumení prvního módu kmitů, který je obvykle svou výchylkou u takto jednoduchých nosníků dominantní.

V popisovaném příkladu je použitý piezoaktuator s rámem, jehož geometrie je navržena tak, aby byl zvětšen zdvih zařízení:



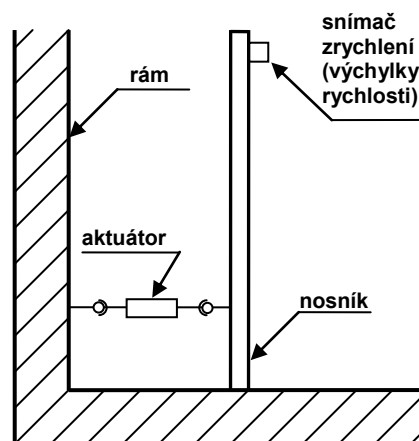
Obr. 2.5 – Zesílený piezoaktuator [Cedrat Group, 2010]

2.2 Návrh vlastního laboratorního modelu – mechanická část

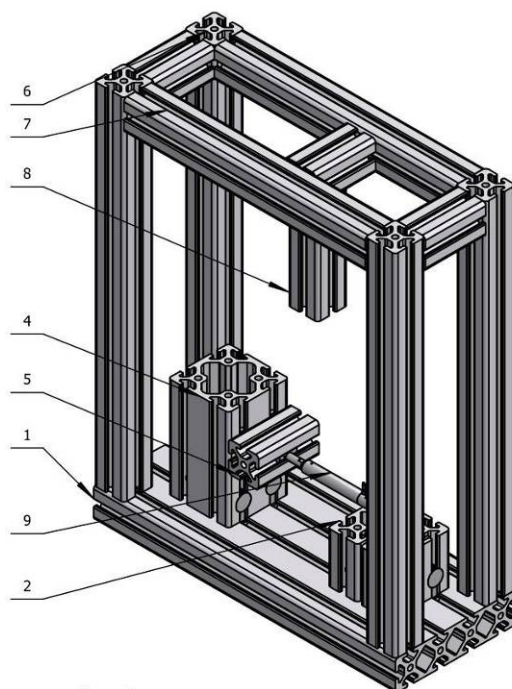
Jako inspirace ke tvorbě vlastního laboratorního modelu posloužil příklad z videa společnosti Cedrat.

Ideový návrh laboratorní úlohy je vidět na Obr. 2.6. Je nutné zajistit pevný rám, pevné vetknutí nosníku. Je nezbytné minimalizovat všechny vůle u vetknutí. Bylo rozhodnuto, že se laboratorní stav bude realizovat pomocí stavebnicového systému ITEM. V CAD Systému Autodesk Inventor byl nakreslen 3D model stavu.

Návrh mechanického systému pomocí 3D modelu dává jasnou představu o tvaru, proporcích systému. S nárůstem výkonu grafického rozhraní osobních počítačů, se začaly 3D CAD systémy v konstruktérství hojně využívat, jelikož umožňovaly vytvořit celý stroj „imaginárně“ v počítači a odhalit a odstranit různé nedostatky navrženého systému již při návrhu a ne až při výrobě stroje. Rovněž umožnily ekonomičtější tvorbu výkresové dokumentace. Moderní systémy mají provázány jednotlivé programové moduly týkající se návrhu 3D modelu, tvorby dokumentace, pevnostních kontrol a rovněž užitečné nástroje jako interaktivní navrhování šroubových spojení, ozubených převodů, pružin, hřídelí a mnoha dalších prvků. Budoucností CAD systémů je provázání elektronických, mechanických, pneumatických, hydraulických a jiných modelů do komplexních funkčních programů.

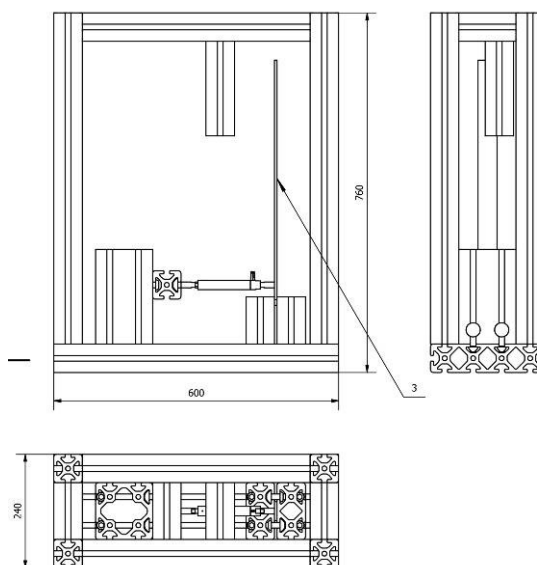


Obr. 2.6 – Ideový návrh laboratorní úlohy



Obr. 2.7 – CAD návrh laboratorního modelu

Počítačem vygenerovaná hmotnost modelu byla 45 kg.



Obr. 2.8 – Rozměry laboratorního modelu

9	piezoaktuátor P845.60		0,162 kg	1
8	ulmer_60x60_200	Dural	1,111 kg	1
7	ulmer_60x60_480	Dural	2,666 kg	2
6	ulmer_60x60_700	Dural	3,888 kg	4
5	ulmer_60x60_120	Dural	0,658 kg	4
4	ulmer_120x120_200	Dural	3,187 kg	1
3	nosník_40x5_600	Ocel	0,940 kg	1
2	ulmer_120x60_100	Dural	0,984 kg	2
1	ulmer_240x60_600	Dural	11,654 kg	1
POZICE	NÁZEV	MATERIÁL	HMOTNOST	KS

Obr. 2.9 – Kusovník k sestavě laboratorního modelu



Obr. 2.10 – Sestavený laboratorní model

2.3 Experimentální modální analýza nosníku

Jelikož lze elastický nosník vnímat jako soustavu nekonečného počtu hmotných bodů, bude mít nosník nekonečný počet vlastních frekvencí. Jednotlivé vlastní kruhové rychlosti jsou určeny vztahem:

$$\Omega_n = \frac{\lambda_n^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho S}} \quad (2.1.)$$

λ_n je kořen frekvenční rovnice, která má pro uložení pevný-volný tvar:

$$\cos \lambda \cosh \lambda + 1 = 0 \quad (2.2.)$$

a tyto kořeny jsou:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= 0,5968\pi \\ \lambda_2 &= 1,4942\pi \\ \lambda_n &= \left(n - \frac{1}{2}\right)\pi; \quad n = 3, 4, \dots, \infty \end{aligned} \quad (2.3.)$$

l je délka nosníku, pro měřený nosník platí:

$$l = 0,5 \text{ m.}$$

E je Youngův modul pružnosti a pro použitou ocel je udáván

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$$

J je moment setrvačnosti plochy průřezu nosníku a u obdélníkového průřezu má tvar:

$$J = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (2.4.)$$

h je výška průřezu

$$h = 5 \text{ mm}$$

b je šířka průřezu

$$b = 40 \text{ mm}$$

ρ je hustota, pro ocel:

$$\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

S je plocha průřezu, pro obdélníkový průřez platí

$$S = b \cdot h \quad (2.5.)$$

Přepočítání mezi vlastní kruhovou rychlostí a vlastní frekvencí je:

$$f_n = \frac{\Omega_n}{2\pi} \quad (2.6.)$$

Vlastní frekvence jednotlivých módů byly vypočteny:

$$f_1 = 16,84 \text{ Hz}$$

$$f_2 = 105,57 \text{ Hz}$$

$$f_3 = 295,53 \text{ Hz}$$

$$f_4 = 579,23 \text{ Hz}$$

$$f_5 = 957,50 \text{ Hz}$$

$$f_6 = 1430,35 \text{ Hz}$$

$$f_7 = 1997,75 \text{ Hz}$$

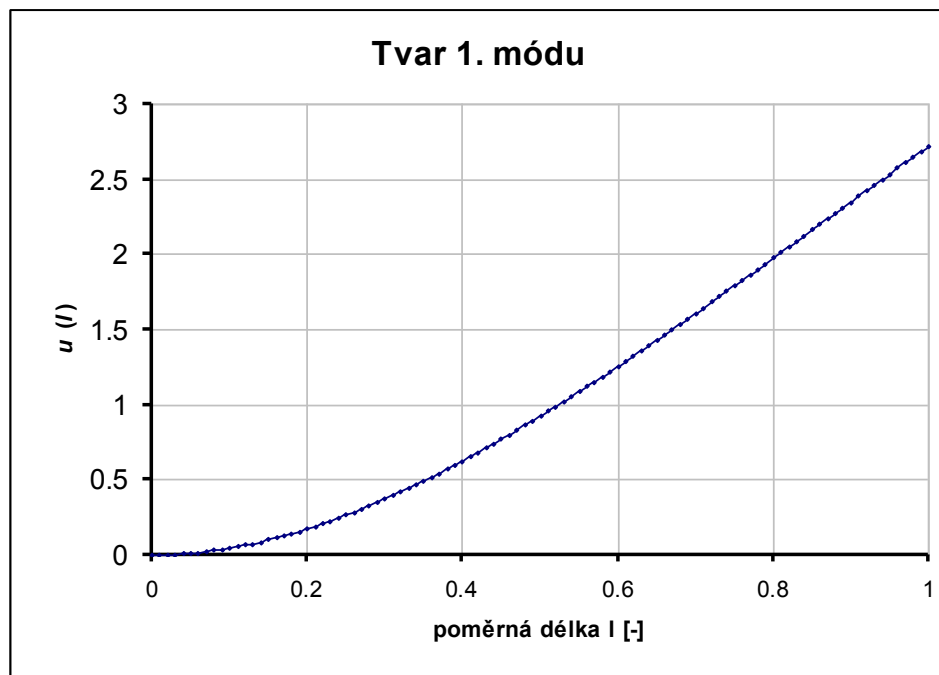
Tvary jednotlivých módů kmitů (obaly příčných výchylek) popisuje rovnice:

$$u_n(l) = \sin(\lambda_n l) - \sinh(\lambda_n l) - \alpha_n [\cos(\lambda_n l) - \cosh(\lambda_n l)] \quad (2.7)$$

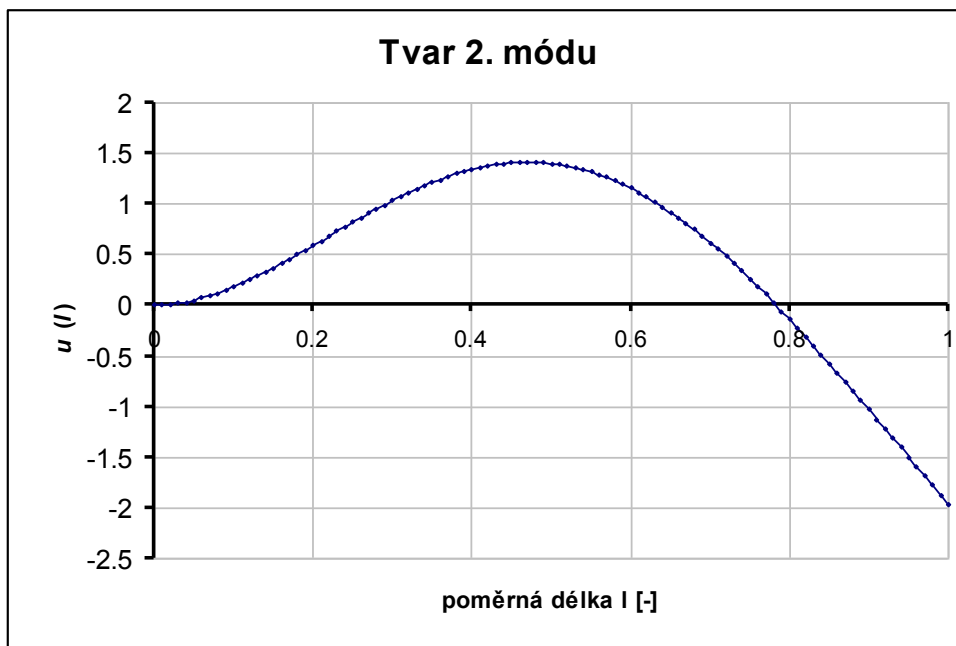
$$\alpha_n = \frac{\sin(\lambda_n) + \sinh(\lambda_n)}{\cos(\lambda_n) + \cosh(\lambda_n)} \quad (2.8)$$

$$l \in \langle 0,1 \rangle$$

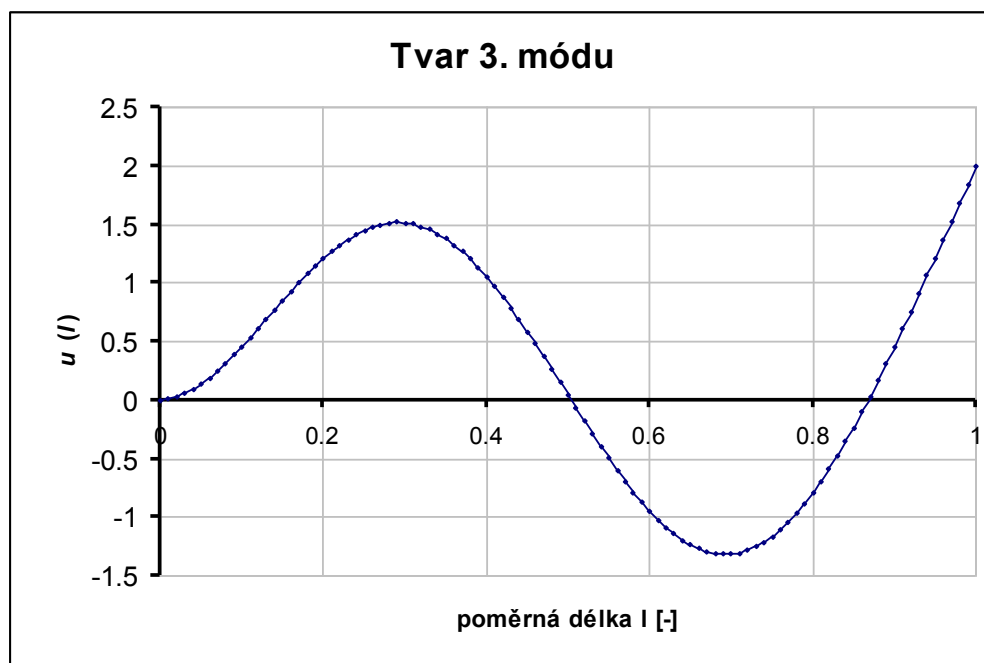
Dále je zobrazeno prvních sedm tvarů módů:



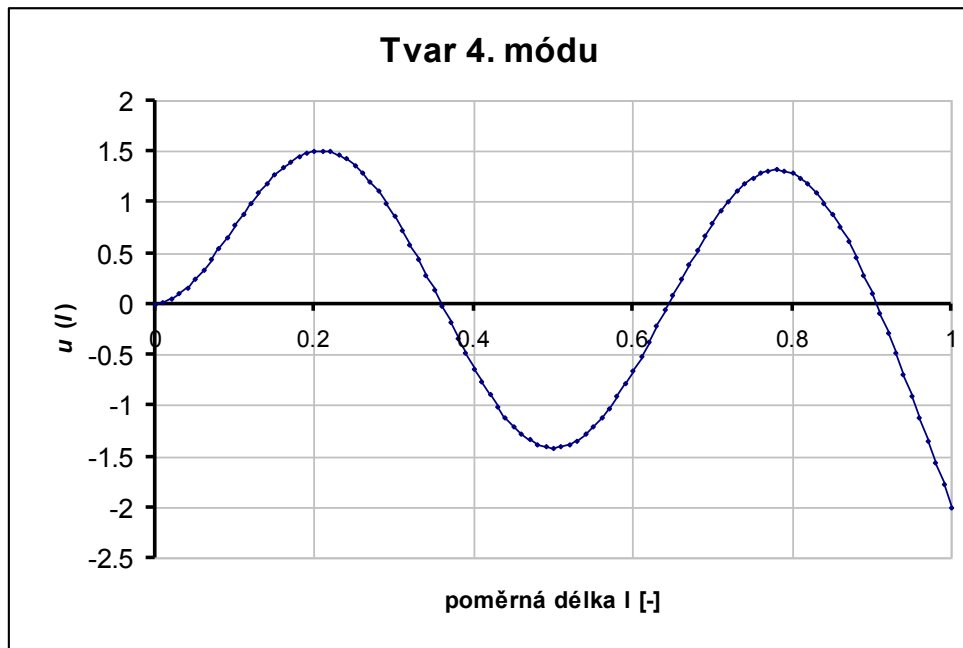
Obr. 2.11 – Tvar 1. módu



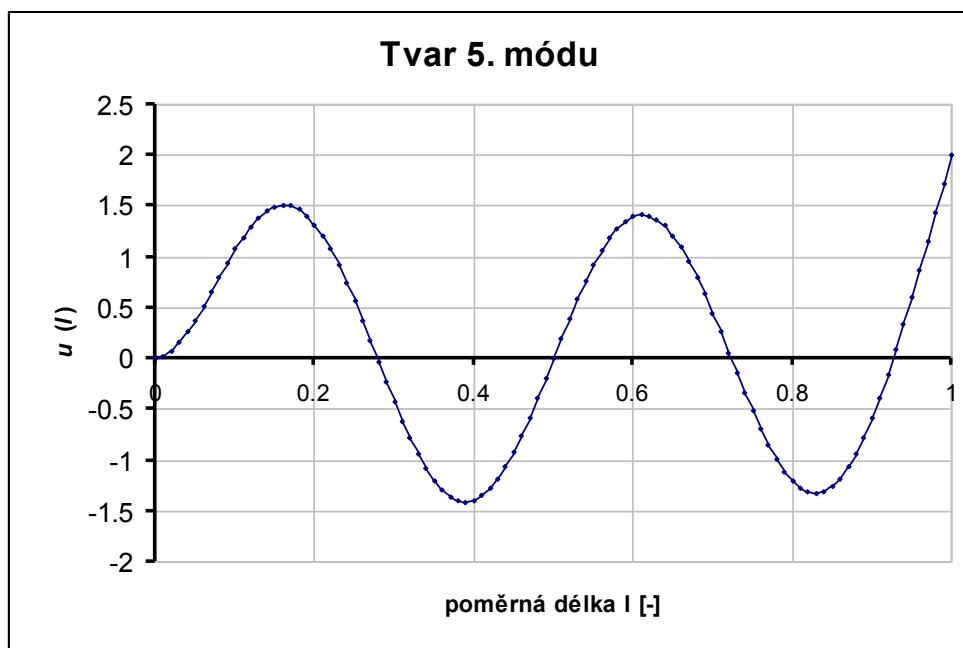
Obr. 2.12 – Tvar 2. módu



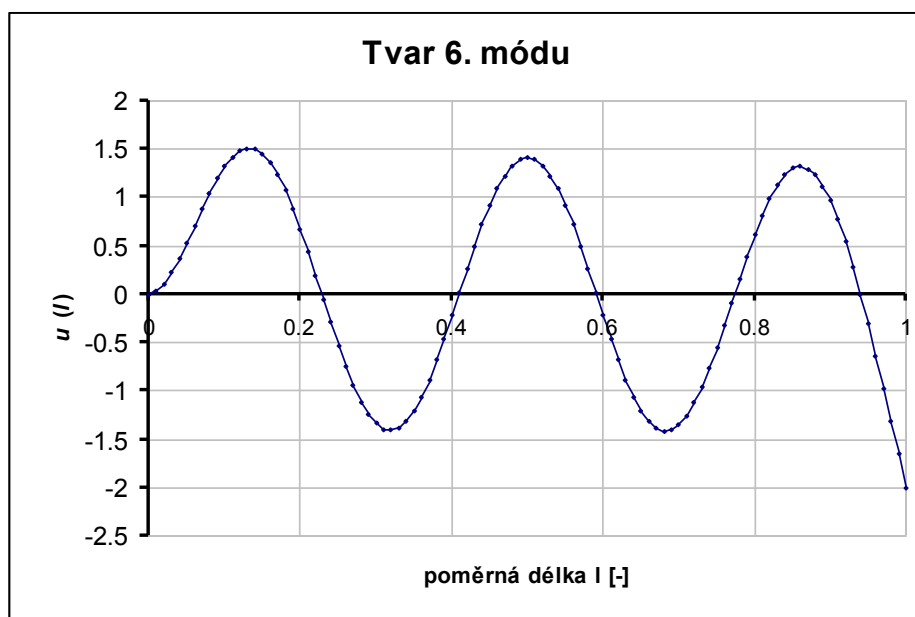
Obr. 2.13 – Tvar 3. módu



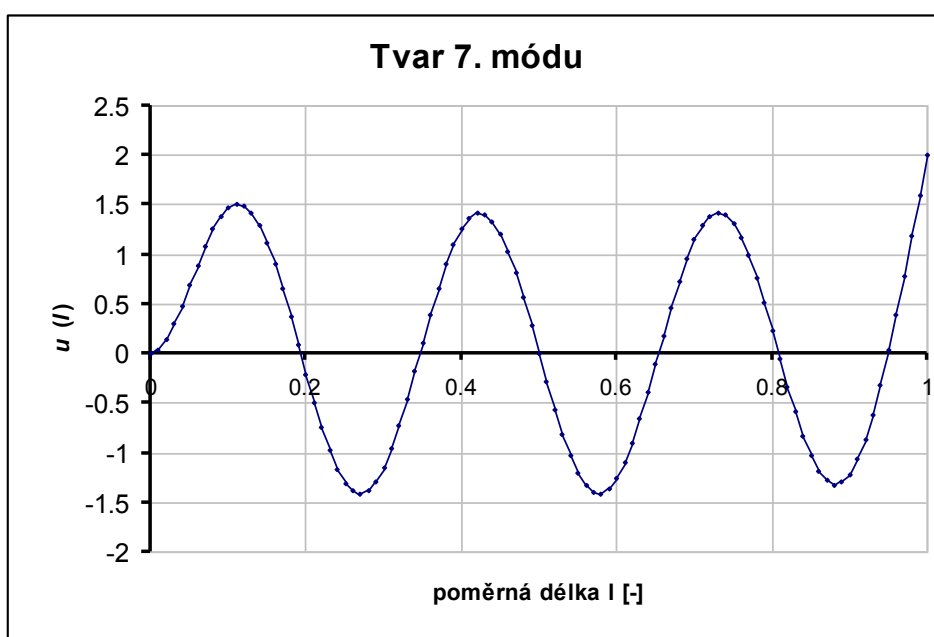
Obr. 2.14 – Tvar 4. módu



Obr. 2.15 – Tvar 5. módu



Obr. 2.16 – Tvar 6. módu

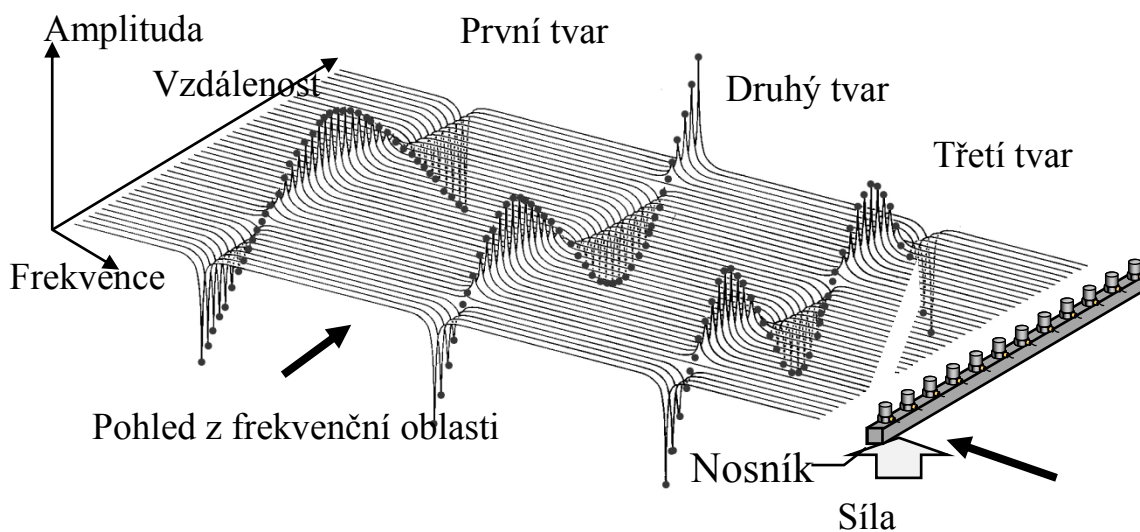


Obr. 2.17 – Tvar 7. módu

Modální analýzu lze provést dvěma způsoby: aplikováním impulsu v jednom bodě a měření odezvy na více místech, nebo měřením odezvy v jenom místě a buzením impulsem ve více místech. Byla zvolena druhá varianta.

Buzení bylo provedeno impulsním kladívkem. Silový impuls byl aplikován na jedenácti bodech nosníku v jedné řadě.

Získání tvarů kmitů v jednotlivých módech kmitání je názorně vidět na Obr. 2.18.

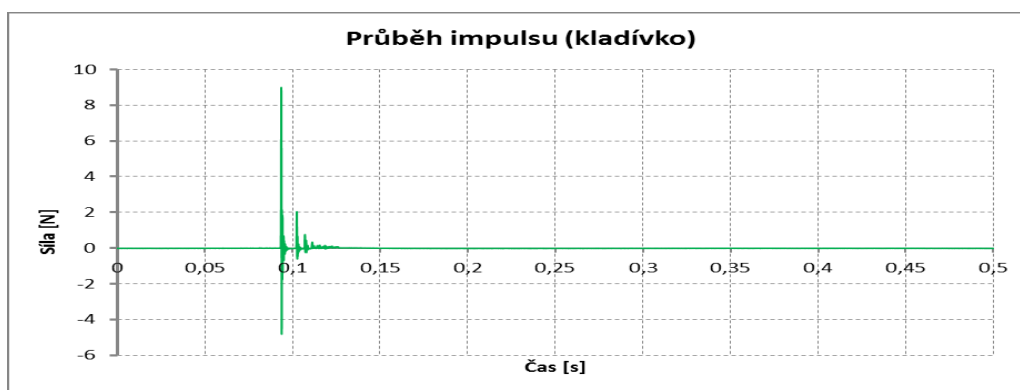


Obr. 2.18 – Modální analýza [Tůma, 2009]

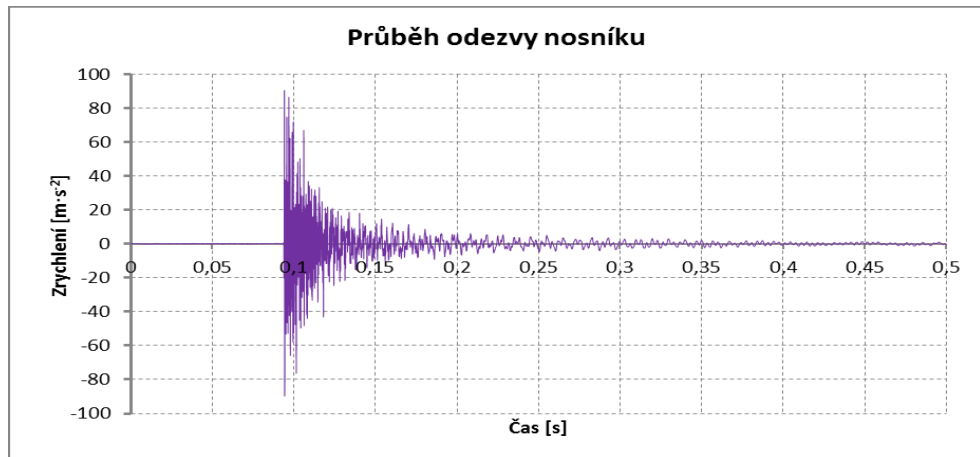


Obr. 2.19 – Provádění modální analýzy

Cílem experimentu je, aby se testovací signál co nejvíce přiblížil Diracovu impulsu. Časové průběhy impulsu, odezvy soustavy a frekvenční charakteristiky jsou na následujících obrázcích.

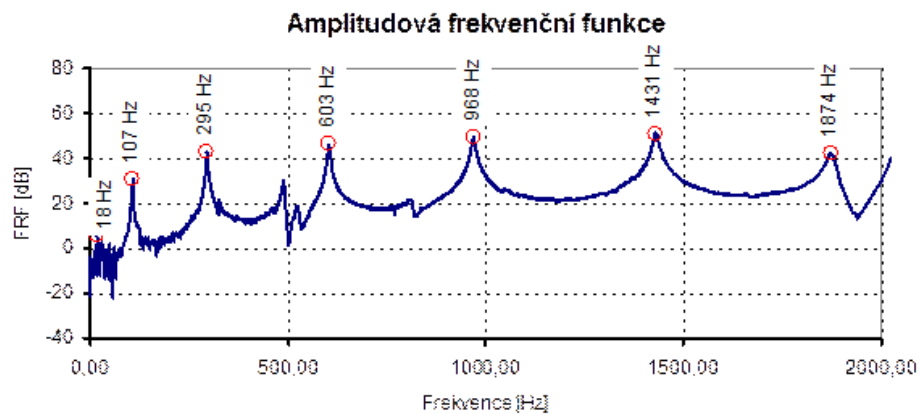


Obr. 2.20 – Průběh vstupního impulsu



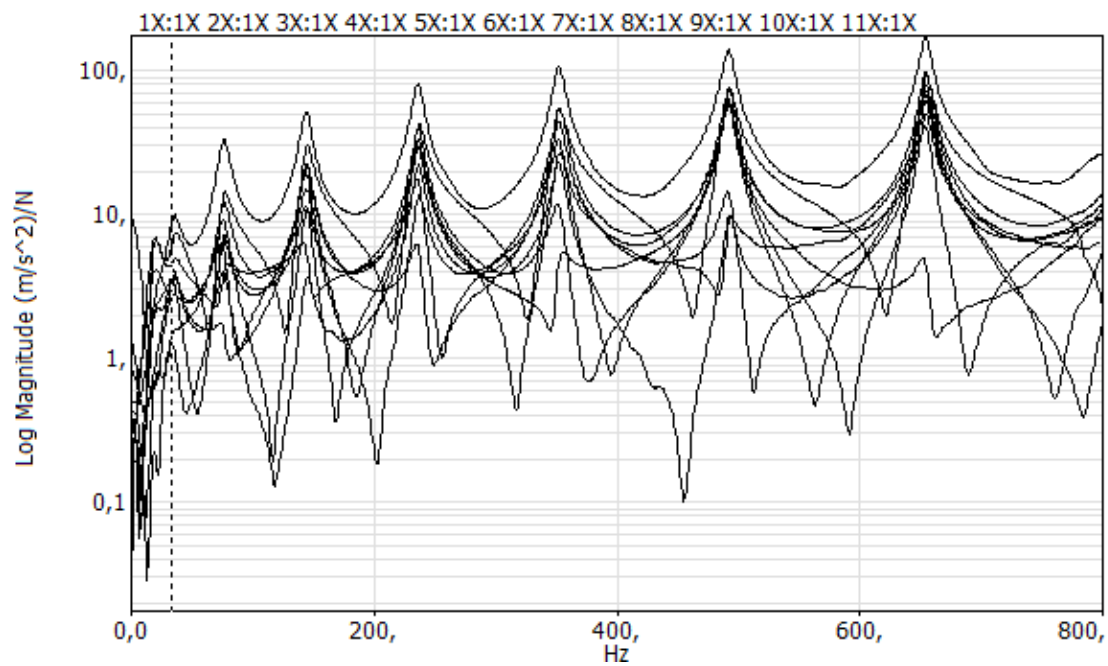
Obr. 2.21 – Průběh odezvy

Na následujícím obrázku je znázorněna frekvenční odezva systému pro uspořádání, ve kterém je realizován laboratorní stav. To znamená, že byly prováděny úderové impulsy co nejblíže místu vetknutí nosníku, což byla referenční hodnota pro výpočet frekvenční přenosové funkce (vstupní hodnota) a snímáno bylo zrychlení na volném konci nosníku



Obr. 2.22 – Frekvenční charakteristika – amplitudová

Následující obrázek zobrazuje frekvenční funkce pro všech jedenáct měřených bodů.



Obr. 2.23 – Frekvenční charakteristiky pro všechny body měření

Animace k prvním pěti módům jsou součástí elektronické přílohy této práce.

3 NÁVRH MĚŘICÍHO ŘETĚZCE

K funkčnosti laboratorního stavu je nutno instalovat akční člen, snímače a regulátor. Regulátor bude naprogramován do systému dSPACE, jako akční člen je použit piezoelektrický aktuátor. Piezoaktuátor vyniká velkou silou, avšak na úkor malého zdvihu. Zpětná vazba je zajištěna laserovým snímačem výchylky.

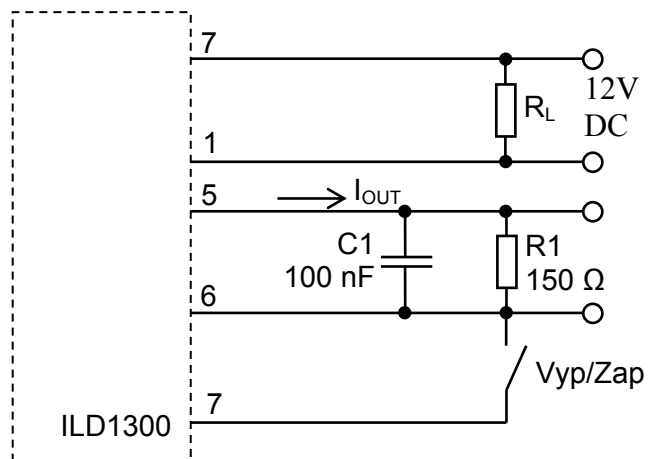
3.1 Snímač výchylky

K měření výchylky na konci nosníku byl použit snímač Micro-Epsilon ILD 1300-20. Tento snímač funguje na principu optické triangulace, měřicí rozsah je 20 mm, vzorkovací frekvence 500 Hz, nepřesnost $\pm 0,2\%$ z rozsahu, rozlišitelnost 4 μm , má standardní proudový výstup 4÷20 mA.

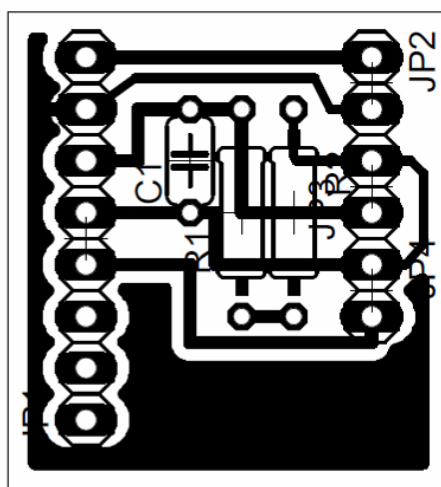


Obr. 3.1 – Snímač výchylky ILD 1300-20

Jelikož systém dSPACE má převodníky pro napěťové vstupy, bylo nutné proudový výstup snímače převést na napěťový. Výrobce snímače uvádí v návodu ke snímači schéma (Obr. 3.2), které tento problém řeší. Byla vytvořena jednoduchá deska plošného spoje, na které byly dva rezistory a jeden kondenzátor, dále bylo nutné přivést napájení snímače (snímač může být napájen stejnosměrným napětím 11÷30 V) a umístit spínač napájení, kterým bylo možné snímač zapnout. Deska plošného spoje byla umístěna do krabice, na ni připevněn spínač, pro přivedení kabelu ze snímače byl použit konektor pro RS 232, výstupní napětí bylo vyvedeno na BNC konektor.



Obr. 3.2 – Obvod pro převedení proudového výstupu na napěťový



Obr. 3.3 – Návrh tištěného spoje



Obr. 3.4 – Krabice výstupního obvodu

3.2 Piezoaktuátor Physical Instruments P-845.60

Piezoaktuátor je akční člen používaný zejména v poslední době v mechatronických systémech pro aktivní tlumení vibrací. Jeho vlastností je, že je schopen vyvinout velké síly při malém zdvihu. Funguje tak, že je na výbrus piezomateriálu (obvykle z křemene) přivedeno napětí, čímž je vyvolána deformace tohoto materiálu.

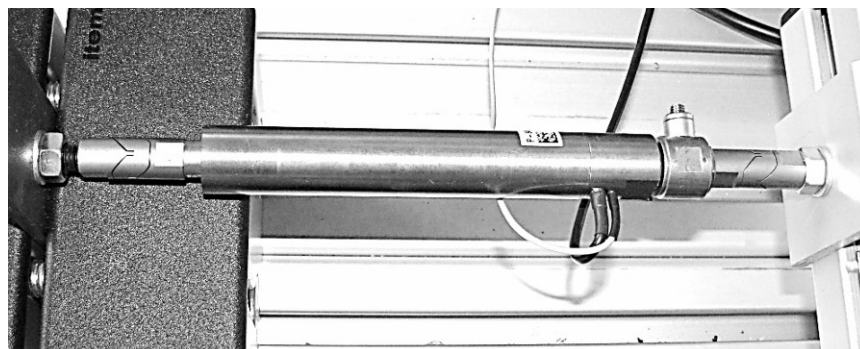
Použitý piezoaktuátor má zdvih 90 μm , je schopný vyvinout sílu 3000 N v tlaku a 700 N v tahu. Je připojen k servozesilovači E-500.00 do něhož vchází signál 0÷10 V a samotný piezoaktuátor je napájen napětím -20÷120 V.

Tento piezoaktuátor je vybaven vlastním snímačem posunutí. V zesilovači je zabudován regulační obvod, který reguluje hodnotu zdvihu piezoaktuátoru.

Co se montáže piezoaktuátoru týká, je nutné zajistit, aby tento akční člen nebyl namáhán krutem. Použitý model má povolený utahovací moment pouze 1 Nm. Aby bylo zamezeno přenášení ohybových momentů na piezokrystal, je vhodné použít pružnou koncovku.



Obr. 3.5 – Pružná koncovka P-176-40



Obr. 3.6 – Piezoaktuátor P-845-60



Obr. 3.7 – Zesilovač E-500.00

3.3 Signálový procesor dSpace

Signálový procesor dSPACE obsahuje:

- procesorovou kartu DS1005
- vstupně – výstupní kartu DS2211
- výkonný napájecí zdroj
- umělé zátěže + jednotka simulace chyb
- vše je umístěno v 19” skříní

Nejdůležitější pro tuto diplomovou práci je, že jako programovací prostředí je použit simulační nástroj MATLAB/Simulink, ze kterého se generuje spustitelný soubor, který se následně nahrává do samotného signálového počítače.



Obr. 3.8– Signálový procesor dSPACE



Obr. 3.9– Signálový procesor dSPACE

Procesorová karta DS1005 provádí výpočet aplikací. Tato karta je architektury Power PC. Umožňuje vytvořit multiprocesorové konfigurace. Procesorová karta komunikuje se vstupně výstupními kartami pomocí sběrnice PHS (peripheral high-speed bus).

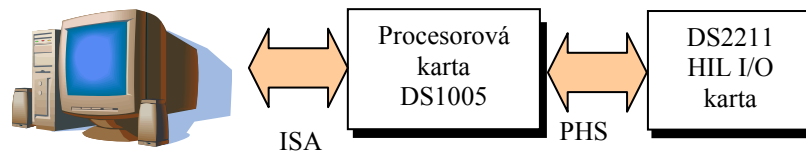


Obr. 3.10 – Procesorová karta DS1005

Vstupně výstupní karta DS2211 byla navržena pro použití v automobilovém průmyslu. Standardně obsahuje digitální a analogové vstupy a výstupy, moduly pro impulsní šířkovou modulaci, vstupy pro měření frekvence, generátory a tvarovače signálu.



Obr. 3.11 – Procesorová karta DS2211



Obr. 3.12 – Konfigurace dSPACE

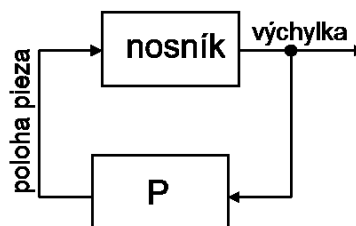
3.4 Řídicí algoritmus

Bylo zapotřebí navrhnout takový řídicí algoritmus, aby piezoaktuátor kompenzoval vliv poruchové veličiny, kterou je síla působící na volný konec nosníku. Při zkouškách byl nosník vychylován ručně. Nejlépe fungovalo řízení, kdy se aktuátor vychyloval stejným směrem, jako konec nosníku tak, jak je nakresleno na následujícím obrázku.



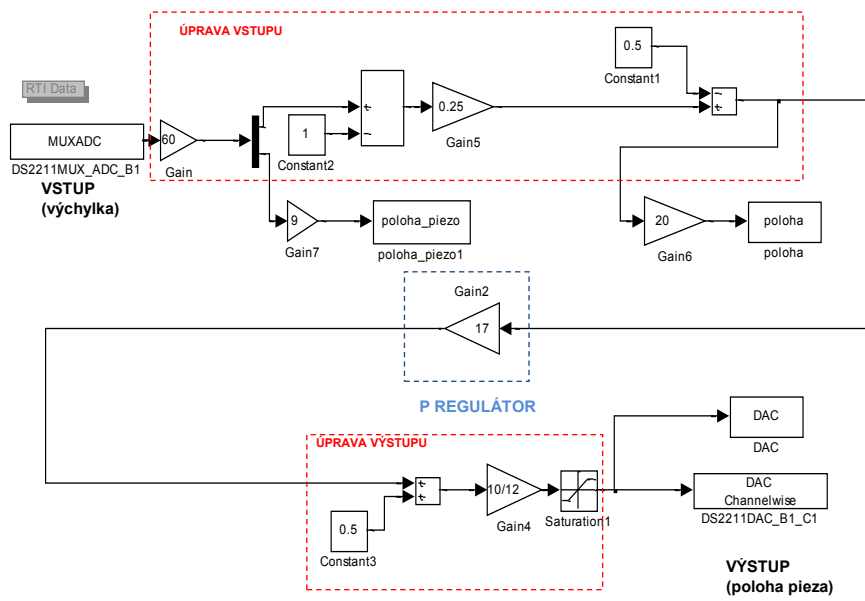
Obr. 3.13 – Princip řízení

Aktivní tlumení kmitání se uskutečnilo tak, že změřená výchylka byla zesílena a zpět přivedena jako elektrické napětí na piezoaktuátor:



Obr. 3.14 – Schéma regulace

Schéma zapojení jednotlivých bloků v Simulinku je na Obr. 3.15.



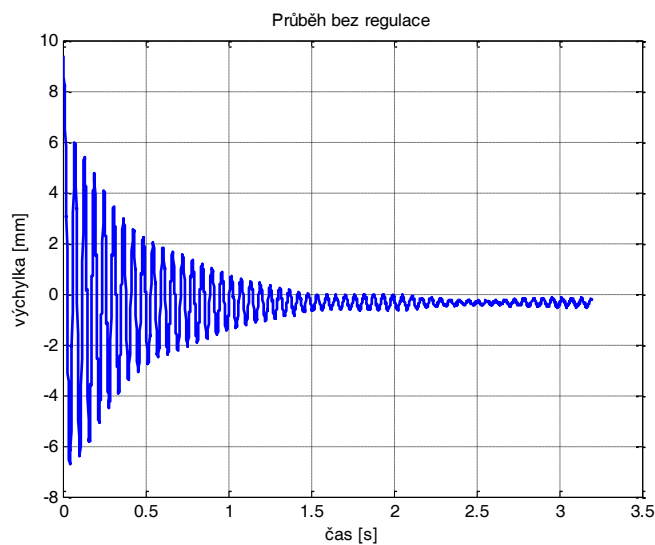
Obr. 3.15 – Simulační schéma

4 VÝSLEDKY A HODNOCENÍ AKTIVNÍHO TLUMENÍ

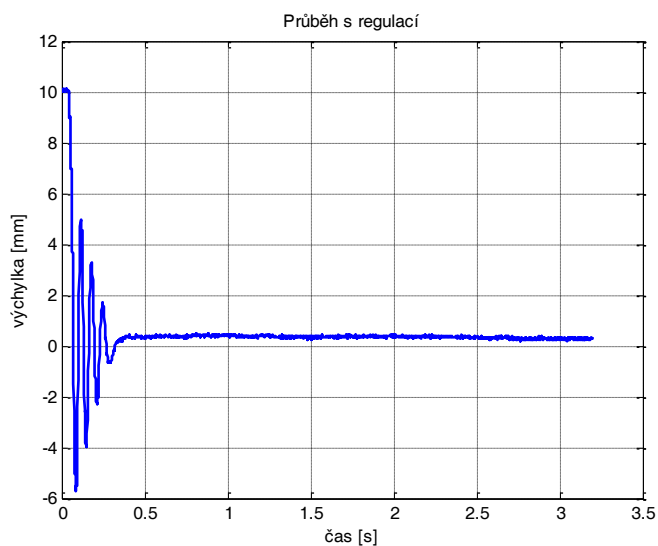
Nosník byl napnut a následně uvolněn tak, aby bylo možné sledovat proces dokmitání a se zapnutým a vypnutým aktivním tlumením vibrací.

Ze zobrazených průběhů je zřejmé, že dokmitání nosníku je s regulací přibližně 8 krát rychlejší než bez regulace. Ze zobrazeného průběhu akční veličiny je patrné, že způsob řízení při tlumení velkých výchylek se blíží dvoustavové regulaci. Při použití piezoaktuátoru je regulace s velkým zesílením vcelku vhodná, jelikož právě pro rychlé změny akční veličiny, což představuje vysunutí aktuátoru, jsou tyto členy konstruovány.

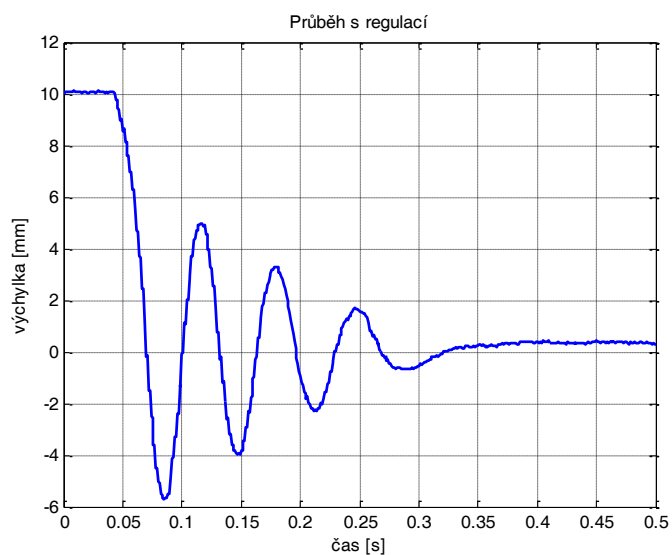
Z identifikace přechodových charakteristik bylo odečteno, že netlumený systém má koeficient poměrného tlumení $\xi = 0,014$, oproti tomu systém s aktivním tlumením $\xi = 0,228$



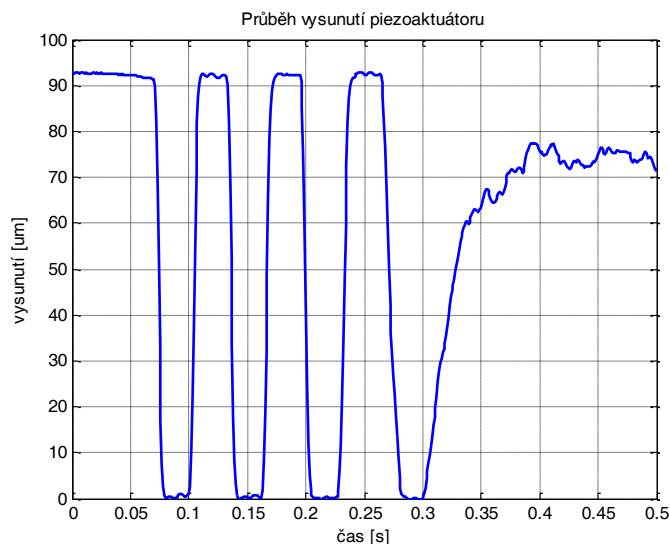
Obr. 4.1 – Průběh výchylky bez aktivního tlumení vibrací



Obr. 4.2 – Průběh výchylky s aktivním tlumením vibrací

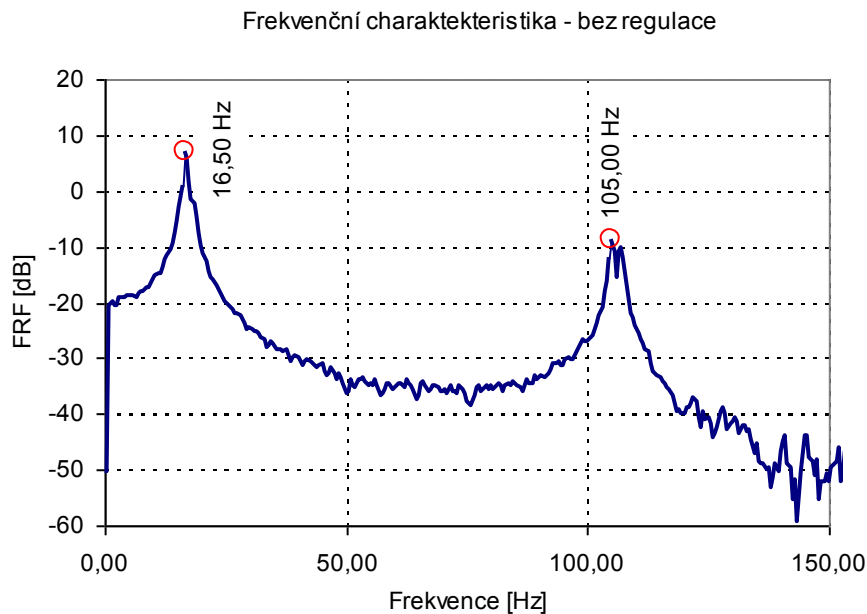


Obr. 4.3 – Průběh výchylky s aktivním tlumením - detail

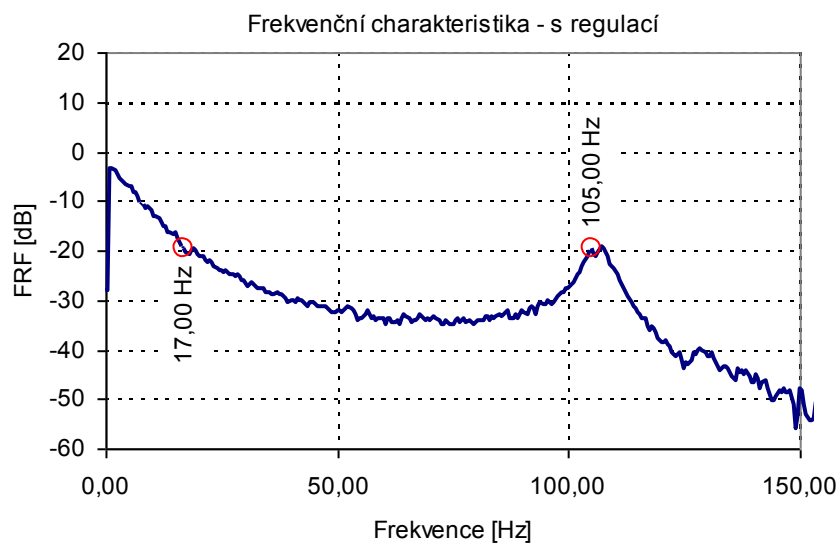


Obr. 4.4 – Průběh akčního zásahu při aktivním tlumení

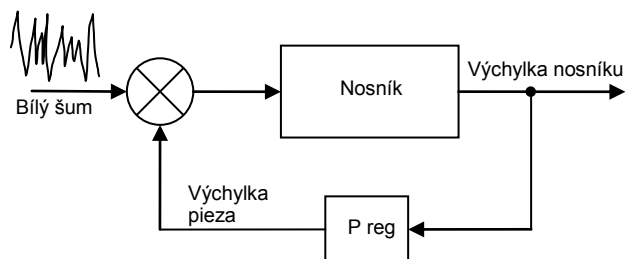
K analýze funkce aktivního tlumení vibrací byla změřena frekvenční odezva otevřeného a uzavřeného regulačního obvodu při buzení bílým šumem podle Obr. 4.7 a 4.8. Zapojení bloků regulátoru je zřejmé z Obr. 4.9 a 4.10. Pro porovnání byly vykresleny frekvenční charakteristiky pro případ, kdy jako vstup byl bílý šum a výstup výchylka konce nosníku. Je zřejmé, že rezonanční vrchol pro první mód kmitání z frekvenční funkce zmizel.



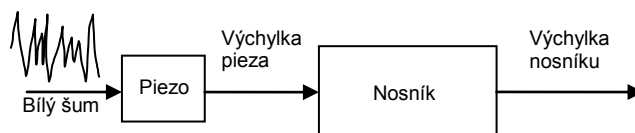
Obr. 4.5 – Frekvenční charakteristika – bez regulace



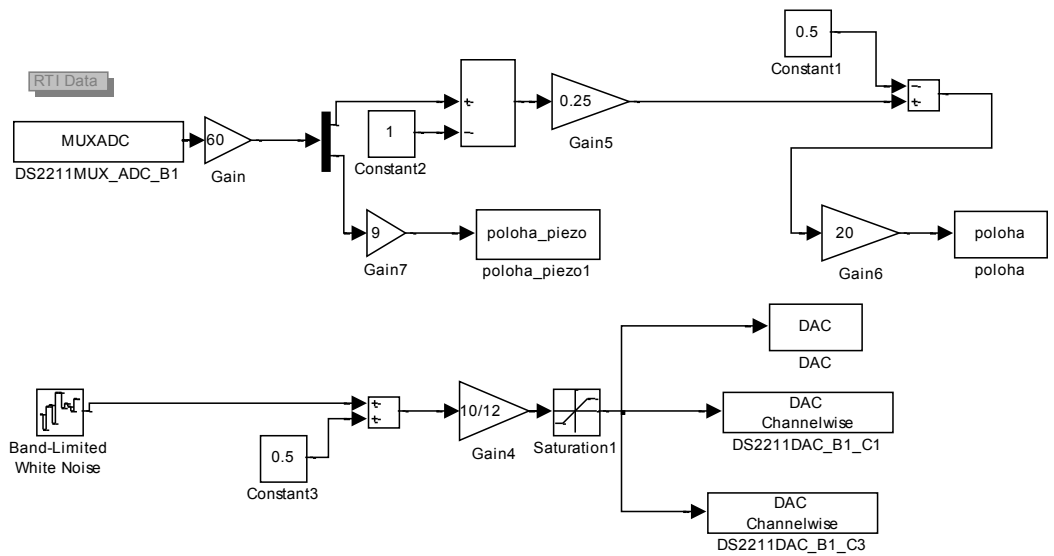
Obr. 4.6 – Frekvencní charakteristika – s aktivním tlumením



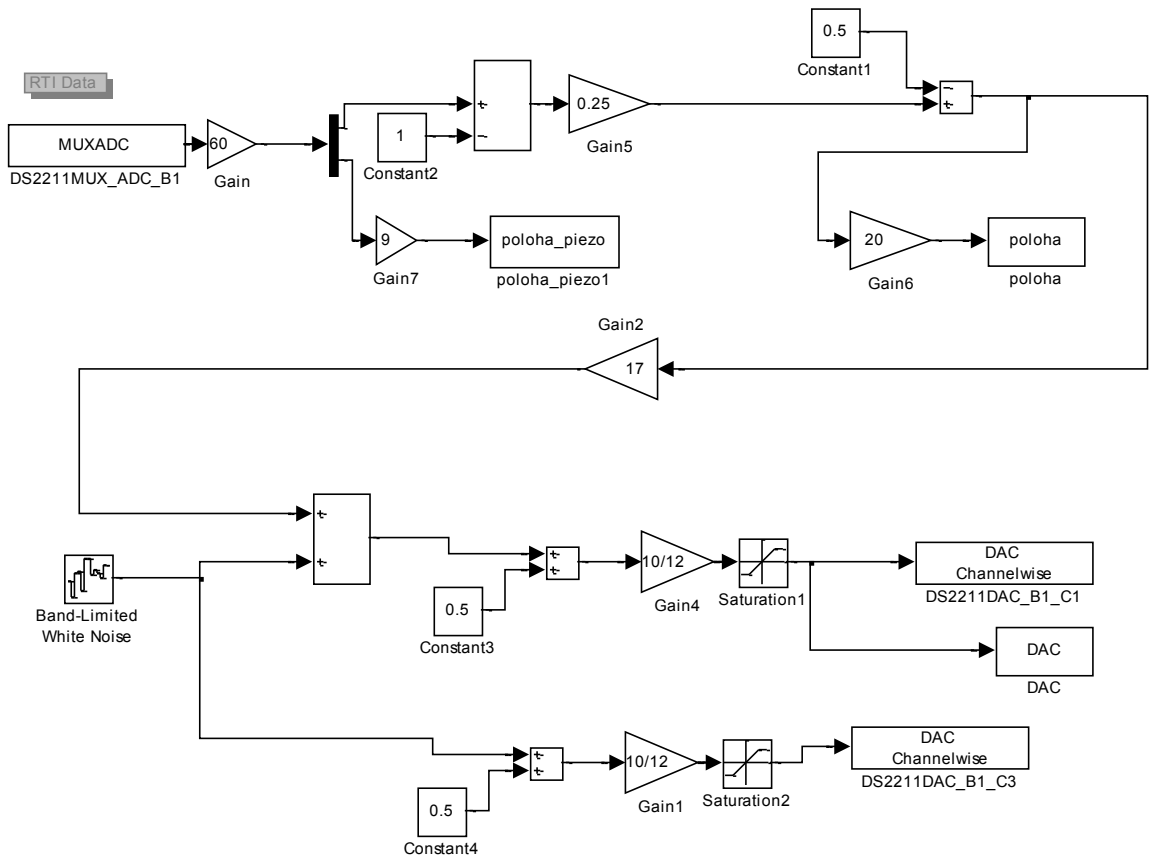
Obr. 4.7 – Princip měření v uzavřené smyčce



Obr. 4.8 – Princip měření v otevřeném obvodu



Obr. 4.9 – Simulační schéma měření obvodu v otevřené smyčce



Obr. 4.10 – Simulační schéma měření obvodu v uzavřené smyčce

5 ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývá aktivním tlumením vibrací vetknutého nosníku. Na začátku práce byly popsány proporcionální dynamické členy tlumené a bez tlumení, zejména jejich amplitudové a fázové kmitočtové charakteristiky.

Hlavním cílem diplomové práce bylo navrhnout a realizovat laboratorní stav, na kterém by bylo možné zkoušet aktivní tlumení vibrací a vyvinout řídicí algoritmus.

Pro vyloučení průhybu nosníku vlastní vahou bylo rozhodnuto, že nosník v laboratorním modelu bude orientován vertikálně a vetknut na jedné straně. Laboratorní model byl zhotoven ze stavebnicového systému ITEM, jako snímač výchylky konce nosníku byl použit laserový triangulační snímač. Systém byl aktivně tlumen pomocí piezoaktuátoru, který měl sice malý zdvih, ale tento nedostatek byl kompenzován vysokou rychlostí a velkou silou, kterou akční člen působí na nosník. Kvůli efektivitě zdvihu akčního členu byl umístěn piezoaktuátor co nejbližší vetknutí nosníku. Naopak výchylka byla snímána na volném konci nosníku, protože zde je amplituda kmitání u všech módů největší.

Rovněž byla provedena výpočtová analýza nosníku, a sice, že na základě rozměrů a vlastností oceli byly vypočteny vlastní frekvence kmitů, dále byly tyto frekvence ověřeny experimentálně. K tomuto ověření byl použitý vyhodnocovací systém PULSE, ke kterému byly připojeny snímače zrychlení a odměřování vnitřní polohy piezoaktuátoru.

Řídicí algoritmus byl vytvářen v programu MATLAB-Simulink a implementován do signálového procesoru dSPACE. Algoritmus fungoval tak, že signál výchylky byl pouze zesílen a poslán akčnímu členu.

Pomocí aktivního tlumení vibrací piezoaktuátorem bylo dosaženo výrazně vyššího útlumu oproti přirozenému chování ocelového nosníku. Při buzení malých výchylek bylo dosaženo absolutního odstranění rezonančního vrcholu pro první mód kmitání.

Úspěchem práce je fakt, že pomocí výchylek o amplitudě necelé desetiny milimetru byly zatlumeny kmity na konci nosníku o centimetrových amplitudách. Bylo to možné díky nízkému tlumení ocelového systému a také díky tomu, že akční zásah měl frekvenci, která se shodovala s vlastní frekvencí nosníku.

Práce na projektu může pokračovat dále s cílem navrhnout takový druh řízení, který by odstranil další rezonanční vrcholy. Lze očekávat, že odstranění v pořadí dalšího vrcholu bude muset být provedeno zpětnou vazbou, která generuje akční zásah s opačnou fází než je tomu u prvního módu kmitů.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- BAŘA, M - PLACHÝ, V & TRÁVNÍČEK, F., 1987 *Dynamika stavebních konstrukcí*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1987. 448 s.
- BRÜEL & KJAER, *IDAe Hardware Configurations for PULSE - Types 3560-B, 3560-C, 3560-D and 3560-E* [online]. 2009 [cit. 2009-11-30]. Dostupný z [www:<URL: http://www.bksv.com/doc/bu0228.pdf>](http://www.bksv.com/doc/bu0228.pdf)
- CEDRAT GROUP: APA [online]. 2010 [cit. 2011-06-25]. *Amplified Piezoelectric Actuators*. Dostupné z WWW: [<http://www.cedrat.com/en/mechatronic-products/actuators/apa.html>](http://www.cedrat.com/en/mechatronic-products/actuators/apa.html).
- CROCKER, M. (Editor) *Handbook of noise and vibration control*. New York: Wiley, 2007, ISBN 978-0-471-39599-7.
- E-AUTOMATIZACE.VSB.CZ, *Elektrické tlakoměry* [online]. 2011 [cit. 2011-03-20]. Dostupný z WWW: [<http://e-automatizace.cz/ebooks/mmv/tlak/tlak_tlakomery_elektricke.htm#piezo>](http://e-automatizace.cz/ebooks/mmv/tlak/tlak_tlakomery_elektricke.htm#piezo)
- FARANA, R., SMUTNÝ, L., VÍTEČEK, A., VÍTEČKOVÁ M. & WAGNEROVÁ, R. 2008 *Doporučení pro psaní odborných textů z oblasti automatizace a informatiky*. 1. vyd. Ostrava: Katedra ATRŽ VŠB-TU Ostrava, 2008. 80 s. ISBN 978-80-248-1925-9
- FULLER CH.C., *Active control of vibration*. Academic Press, 1996, ISBN 0-387-40649-2.
- GAWRONSKI W.K., *Advanced Structural Dynamics and Active Control of Structures*, Springer New York, ISBN 0-387-40649-2.
- PREUMONT A. & SETO K., *Active control of structures*. New York: WILEY, 2008, 296 s. ISBN 978-0-470-03393-7.

- JULIŠ, K & BREPTA, R. 1987. *Mechanika II.díl –Dynamika; Technický průvodce*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1987. 687 s.
- NOSKIEVIČ, P. 1999 *Modelování a identifikace systémů*. 1. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. 280 s. ISBN 80-7225-030-2
- TŮMA, J. *Diagnostika strojů*, 1. vyd. Ostrava : Skripta VŠB - TU Ostrava, 2009. 138 s. ISBN 978-80-248-2116-0.
- TŮMA, J. *Signal processing*, 1. vyd. Ostrava : Skripta VŠB - TU Ostrava, 2009. 156 s. ISBN 978-80-248-2114-6.
- TŮMA, J. *Složité systémy řízení, I. Díl: Regulace soustav s náhodnými poruchami*, 1. vyd. Ostrava : Skripta VŠB - TU Ostrava, 1998. 151 s. ISBN 80-7078 - 534 - 9.
- TŮMA, J, - WAGNEROVÁ, R. - FARANA, R. - LANDRYOVÁ, L. *Základy automatizace*. 1. vyd. Ostrava, VŠB-TUO, 280s. Dostupný také z [www http://vyuka.fs.vsb.cz](http://vyuka.fs.vsb.cz). ISBN 978-80-248-1523-7
- TŮMA, J. - ŠIMEK, J. - ŠKUTA, J. - LOS, J. - KLEČKA, R. & ZAVADIL, J., *Active vibration control of hydrodynamic bearings to prevent instability caused by an oil film*. In 11th International Workshop on Research and Education in Mechatronics. September 9th – 10st 2010, Ostrava, Czech Republic. ISBN 978-80-248-2258-7.
- VÍTEČEK, A. & VÍTEČKOVÁ M., 2008 *Základy automatické regulace*. 1. vyd. Ostrava: Katedra ATR VŠB-TU Ostrava, 2008. 244 s. ISBN 978-80-248-1924-2
- VÍTEČKOVÁ, M. 2005 *Slovníky L- a Z-transformace s řešenými příklady*. 1. vyd. Ostrava: Katedra ATR VŠB-TU Ostrava, 2005. 76 s. ISBN 80-248-0851-X

WWW.YOUTUBE.COM [online]. 2010 [cit. 2011-06-25]. *Active control of vibration with an Amplified Piezo Actuator APA by Cedrat Technologies*. Dostupné z WWW: <<http://www.youtube.com/watch?v=IMVucAaCPH8>>.

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce, profesoru Tůmovi, za všechny rady a konzultace, které poskytl vždy velice ochotně a mnohdy vtipným způsobem, dále profesoru Horylovi za konzultace ohledně dynamiky mechanických systémů, doktoru Mahdalovi a panu Starému za pomoc a rady při práci v laboratoři a všem ostatním, kteří mi v práci na projektu jakýmkoliv způsobem pomáhali.

SEZNAM PŘÍLOH

Tištěné přílohy:

Výkres laboratorního modelu

Ocenění „Studentská tvůrčí a odborná činnost“ – Ostrava – 1. místo

Ocenění „XLIX sesja studenckich kół naukowych pionu hutniczego“ – Kraków – 1. místo

Ocenění „XLIX sesja studenckich kół naukowych pionu hutniczego“ – Kraków – 2. místo od ukrajinské komise

Elektronické přílohy

Video funkce laboratorního stavu

Videa modálních kmitů

Vyšoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava
Hornicko-geologická fakulta
Fakulta strojní

STOČ '12

Studentská
tvůrčí a odborná činnost

DIPLOM

odborné poroty za 1. místo v sekci

Aplikace měřicích a diagnostických systémů

Pavel Šuránek



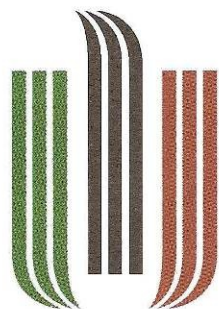
Doc. Dr. Ing. Oldřich Kodým
garant STOČ HGF



Prof. Ing. Jiří Tůma, CSc.
garant STOČ FS



ADVANCED METAL
TECHNOLOGIES



AGH

**AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA
IM. STANISŁAWA STASZICA
W KRAKOWIE**

DYPLOM

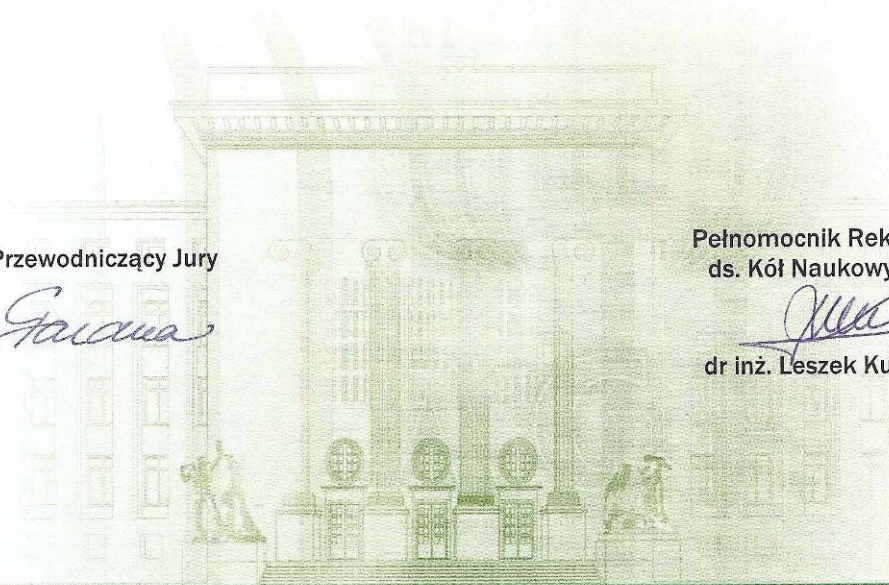
**uczestnictwa w XLIX SESJI
STUDENCKICH KÓŁ NAUKOWYCH
PIONU HUTNICZEGO**

SEKCJA AUTOMATYKI I AUTOMATYZACJI PROCESÓW

PAVEL ŠURÁNEK

Przewodniczący Jury

Pełnomocnik Rektora
ds. Kół Naukowych

dr inż. Leszek Kurcz



Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Хмельницький національний університет

DYPLOM

Dla Pavla Šuránka

za zajęcie

II MIEJSCA

W „XLIX Sesji Studenckich Kół Naukowych”



Prorektor ds. nauki


Prof. dr hab. inż. Georgij Paraska

KHMIELNICKIJ – KRAKÓW, 10.05.2012 r.