



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

NÁVRH KONCEPCE VIBRO-IZOLAČNÍ **MECHATRONICKÉ SOUSTAVY**

PROPOSAL OF MECHATRONIC SYSTEM WITH VIBRO-INSULATOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MICHAL FARGAČ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. ZDENĚK HADAŠ, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Michal Fargač

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Mechatronika (3906R001)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh koncepce vibro-izolační mechatronické soustavy

v anglickém jazyce:

Proposal of mechatronic system with vibro-insulator

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se zabývá možnostmi jak materiálově a technologicky zabránit šíření vibrací, které dokáží ovlivnit chod přesných mechatronických soustav. Cílem práce je analýza doposud využívaných vibro-izolačních prvků a jejich použití v mechatronice. Součástí práce je návrh koncepce mechatronické soustavy, která bude sloužit jako izolátor vibrací v průmyslových prostředích pro velmi náročné a přesné aplikace.

Cíle bakalářské práce:

1. Rešerše vibro-izolačních metod a použitých materiálů.
2. Analýza použitých metod a návrh koncepce soustavy dle zadaných parametrů.
3. Vytvoření modelu mechatronické soustavy s vibro-izolačním prvkem a analýza výsledků.

Seznam odborné literatury:

Janocha, H.: Adaptronics and Smart Structures, Springer, 1999.

Edward J Haug: Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems, Allyn and Bacon, 1989.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Zdeněk Hadaš, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 20. 11. 2013

L.S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato práce se v teoretické studii zabývá dostupnými možnostmi, jak lze zabránit průchodu vibrací na přesné mechatronické soustavy skrz konstrukci, na které jsou uloženy.

Praktická část sestává z návržení konceptu vibro-izolační mechatronické soustavy. Nejprve je analyzována unikátní nosná konstrukce v prostředí ANSYS Workbench. V další fázi je popsáno, jak lze propojit prostředí ADAMS a MatLab Simulink za účelem co-simulace dynamických systémů. Pomocí této co-simulace je analyzována nosná konstrukce soustavy. Nakonec je proveden návrh koncepce vibro-izolační soustavy a simulace jeho odezvy na silové zatížení.

Klíčové slova

vibrace, tlumení, ADAMS, MatLab Simulink, mechatronické soustava

Abstract

The theoretical study of this thesis deals with options available for preventing the passing of vibrations on precision mechatronic system through the structure on which they are stored.

The practical part consists of the design concept of vibro-insulating mechatronic system. At first there is an analysis of the unique structure in ANSYS Workbench. Next chapters describe how to connect the ADAMS and MatLab Simulink softwares for the purpose of co-simulation of dynamic systems. With this co-simulation, the carrying structure of the system is being analyzed. Finally, the concept of vibro-isolation system is designed and simulated for its response to force load.

Keywords

vibrations, damping, ADAMS, MatLab Simulink, mechatronic system

Bibliografická citace

FARGAČ, M. *Návrh koncepce vibro-izolační mechatronické soustavy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 47 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Zdeněk Hadaš, Ph.D..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně za pomoci rad a doporučení mého vedoucího práce a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu použité literatury

27. 5. 2014

.....
Michal Fargač

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Zdeňku Hadašovi, Ph.D. za jeho odborné rady a cenné připomínky.

Obsah

1	Úvod.....	10
2	Základní analýza tlumeného kmitání.....	11
2.1	Přídavné pasivní tlumení.....	13
2.2	Aktivní a semiaktivní tlumení.....	13
3	Tlumící prvky	14
3.1	Teleskopické kapalinové tlumiče.....	14
3.1.1	Jednoplášťové	14
3.1.2	Dvoupplášťové.....	14
3.2	Tlumiče s elektoreologickou kapalinou.....	15
3.3	Tlumiče s magnetoreologickou kapalinou	15
3.4	Tlumiče pracující na elektromagnetickém principu.....	16
3.4.1	Tlumení vířivými proudy.....	17
3.4.2	Elektromagnetické tlumení	18
3.5	Materiálové tlumení	19
4	Vibroizolace.....	20
4.1	Pneumatická vibroizolace	20
4.1.1	TMC MaxDamp.....	21
4.2	Piezelektrická vibroizolace	21
4.2.1	Piezostack	21
4.2.2	TMC Stacis	22
4.3	Hybridní vibroizolace.....	24
5	Návrh koncepce mechatronické soustavy pro potlačení vibrací.....	25
6	Analýza nosné konstrukce přesné mechatronické soustavy	26
6.1	Modální analýza nosné konstrukce	26
6.2	Volba MKP sítě.....	26
6.3	Vlastní frekvence a vlastní tvary nosné konstrukce	27
6.4	Srovnání modální analýzy v ANSYS Workbench a ADAMS.....	28
7	Analýza přenosu vibrace v nosné konstrukci	29
7.1	Ověření přesnosti přenosu vytvořeného v ADAMS	29
7.2	Úprava konstrukce	31
7.3	Linearizovaný stavový model nosného rámu.....	33
7.4	Odezva na skokové zatížení nosného rámu	35
7.5	Model mechatronické soustavy s poddajným rámem a tlumícími prvky	36
7.6	Dynamická analýza modelu	39

8	Návrh vibroizolační mechatronické soustavy	43
9	Závěr	44
	Seznam literatury	45
	Seznam obrázků	47

1 Úvod

Vibrace a jejich tlumení jsou velkým fenoménem dnešní moderní doby. Vyskytují se téměř ve všech strojních zařízeních. Působení vibrací na stroj nebo strojní sestavu má často za následek zvýšené opotřebení nejvíce zatížených komponentů a tedy významné zkrácení životnosti stroje nebo některé z jeho částí. Tato funkční nezpůsobilost je pak nejčastěji způsobena únavou materiálu respektive únavovým lomem, který je následkem časově proměnného cyklického namáháním obvykle vysokých frekvencí. Nejohroženějšími místy jsou pak místa s vysokou koncentrací napětí (svary, tvarové změny, lokální chyby ve struktuře materiálu...). Další neméně podstatný vliv vibrací je zvýšená hlučnost provozu. V mnohých aplikacích je jeden ze základních požadavků tichý provoz za běžných podmínek. Z těchto důvodů se snažíme vliv vibrací omezit v co největší míře. Existuje několik způsobů, které jsou založeny na různých fyzikálních principech, jak poškozující vibrace eliminovat. Ať už hovoříme o klasických pružinách nebo jejich vylepšených variantách s lépe kontrolovanými vlastnostmi pomocí elektroniky a řízení nebo nejrůznějších kombinacích smart materiálů upravených pro konkrétní použití.

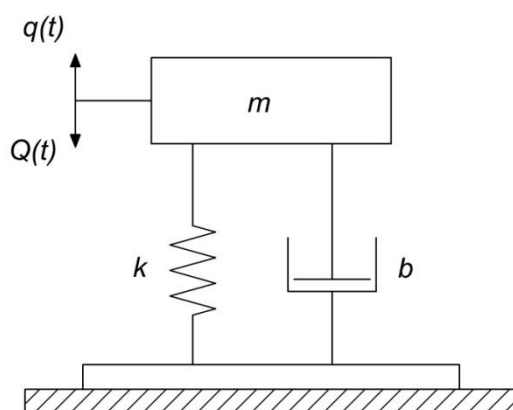
Vyskytují se však i takové aplikace, kde primární problém, který vibrace způsobují, nespočívá v poškozování součástí, nýbrž v úplném znemožnění práce s přístrojem. Jedná se zejména o přístroje určené pro vědu a výzkum, kde netlumené nebo špatně utlumené vibrace způsobí naprosté znehodnocení vědeckých výsledků. V těchto případech často není jiná možnost než kombinovat více typů tlumení pro dosažení požadovaného efektu.

V této práci se pokusím rozebrat, jaké alternativy jsou k dispozici pro utlumení vibrací v co nejširším frekvenčním pásmu a poté na základě vyhodnocení simulací doporučit nejvhodnější řešení daného problému.

2 Základní analýza tlumeného kmitání

Nejjednodušším případem je lineární kmitání s jedním stupněm volnosti, jež je znázorněno na *Obrázku 1*.

Při lineárním kmitání musí být splněna podmínka, že úhly, které při kmitání vznikají, musí být menší než 5° . Pro analýzu kmitání je obecně nejvhodnější použít Lagrangeovy rovnice 2. druhu



Obrázek 1: Kmitání s 1 stupněm volnosti

Pohybová rovnice pak má tvar

$$m\ddot{q} + b\dot{q} + kq = Q \quad (1)$$

kde m [kg] je hmotnost, b [Ns/m] tlumení, k [N/m] tuhost, q [m] výchylka, $\dot{q}$ [m/s] rychlost, $\ddot{q}$ [m/s²] zrychlení a Q [N] budící síla

Existuje několik typů buzení, které lze dosadit to této rovnice

- Harmonické

$$Q(t) = Q_0 e^{i\omega t} \quad (2)$$

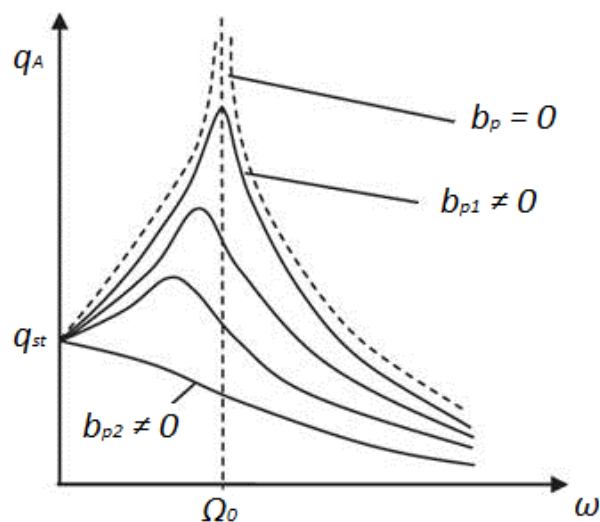
- Kinematické

Kinematické buzení se projevuje tím, že základ tělesa se pohybuje podle určité časové závislosti.

- Buzení rázy

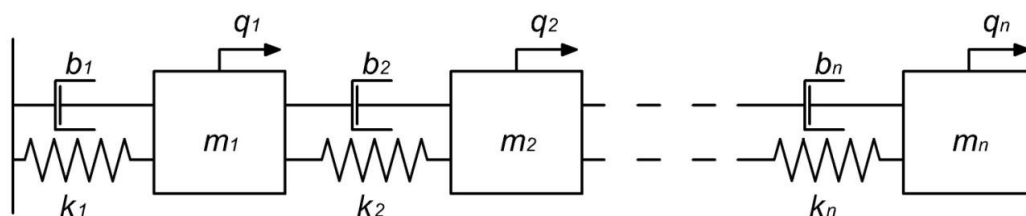
- Obecné buzení

Pro různá tlumení lze vykreslit amplitudo-frekvenční charakteristiku (Obrázek 2), kde b_p je poměrný útlum



Obrázek 2: Amplitudo-frekvenční charakteristika pro různé tlumení

Kmitání s více než jedním stupněm volnosti (Obrázek 3) je jev obecně častější. Lze si jej názorně představit jako n soustav navzájem spojených tak, že následující je vždy se zemí spojena přes soustavu předchozí.



Obrázek 3: Model kmitání s více stupni volnosti

2.1 Přídavné pasivní tlumení

Pasivní tlumení [1] je nejjednodušší a nejsnáze realizovatelný způsob, jak ochránit dynamický systém před negativním působením vibrací, či rázů. V základě se jedná o lineární viskózní tlumení, kde síla F [N] je přímo úměrná rychlosti v [m/s]. Koeficientem úměrnosti je tlumení b [Ns/m]

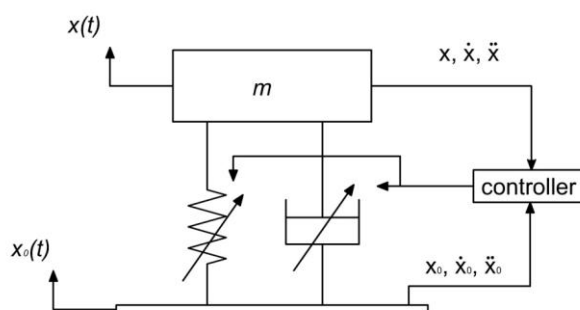
$$F = bv \quad (3)$$

Ne vždy však je dostačující a obvykle je účinná jen při určitých frekvencích. Systém tedy nedokáže reagovat na dynamické změny při běžném provozu a to zejména z důvodu, že není zavedena žádná zpětná vazba a systém není říditelný.

2.2 Aktivní a semiaktivní tlumení

Aktivní vibroizolační systémy [1] využívající dynamických sil na stejné frekvenci, které působí proti směru působení vstupních vibrací tak, aby jejich součet byl nulový nebo maximálně blízký nule. Takové systémy se obvykle umístí mezi stroj a zem (nebo rám jiného stroje) a jsou schopny poskytnout plnohodnotnou ochranu před vibracemi ve velkém rozsahu jak budících frekvencí, tak maximálních velikostí amplitud. Systém se však stává značně složitějším a vyvstává spousta otázek, které je třeba řešit. Mimo jiné například vhodná volba aktuátorů, senzorů, omezení hmotnosti, stabilita, výkon, či zajištění bezpečnosti při potenciálním selhání. Aktivní tlumení, jehož schéma je na *Obrázku 4*, také zahrnuje okamžitou změnu parametrů, jako je tuhost či tlumení, kdy tuhost a tlumení se stávají funkcí času.

Pro tento typ tlumení však potřebujeme zdroj energie a to je leckdy důvod, proč tento typ nelze využít v širším měřítku. Proto bývá často zaměřována pozornost na semiaktivní tlumiče [2], které dokáží v dostatečné míře dosáhnout požadovaného chování při značném omezení spotřeby energie. Obzvláště nyní, kdy jsou k dispozici elektoreologické a magnetoreologické tlumiče, které mají kompaktní rozměry a zároveň dosahují uspokojivých výsledků.



Obrázek 4: Schéma aktivního systému

3 Tlumicí prvky

3.1 Teleskopické kapalinové tlumiče

3.1.1 Jednoplášťové

Jednoplášťové tlumiče mají několik částí. Základní část, která určuje celkový rozměr tlumiče, je pracovní válec. Uvnitř pracovního válce jsou dva písty: hlavní a dělicí. Hlavní píst vymezuje prostor ve válci, kde se nachází olej. Dělicí píst odděluje olejovou část od vzduchové (z toho důvodu někdy bývá jednoplášťový tlumič označován jako plynový). Při tomto typu tlumiče je vhodné nastavit určité předpětí, které zajistí, že se při propružení nedostane olejový sloupec v komoře přes píst a nevznikne tak vakuum.

Princip fungování tlumiče je velmi jednoduchý jak uvádí společnost Koni [3] na svých internetových stránkách

Při stlačení pístu dochází zároveň ke stlačení dělicího pístu a tím k nárůstu tlaku jak v olejové, tak i v plynové komoře. Plynová komora vyrovnává svým tlakem množství oleje protlačeného pracovním pístem. Současně je olej pod pístem protlačován ventily umístěnými na pístu. Tím vznikající odpor tvoří samotné tlumení.

Díky ohřevu oleje prostřednictvím tlumení dochází ke zvětšení jeho objemu. I tento efekt je vyrovnáván pomocí plynové náplně.

Jednoplášťový tlumič má několik výhod jako jsou snazší chlazení, větší plocha pístu, kterou lze použít při stejné velikosti tlumiče ve srovnání s dvouplášťovým tlumičem a také výrazné omezení kavitace.

3.1.2 Dvouplášťové

Dvouplášťový kapalinový tlumič se skládá z vnějšího a vnitřního pláště. Uvnitř vnitřního pláště se nachází pohyblivá pístnice zakončená pístem s průtokovými ventily. Mezi vnějším a vnitřním pláštěm je zásobní mezera. Obvykle se pro tuto mezeru používá termín vyrovnávací prostor.

Při stlačení pístu olej protéká horním ventilem do volného prostoru, který vzniká pohybem pístu směrem dolů. Tímto pohybem se také vytlačuje přebytečný olej o objemu pístnice spodním ventilem do vyrovnávacího prostoru. Uvnitř vyrovnávacího prostoru, pokud je vyplněn vzduchem, je obvykle tlak atmosférický (v klidovém stavu). Pokud je vyplněn dusíkem, pak je tlak uvnitř obvykle okolo 500 kPa. Samotné tlumení je pak důsledkem odporu, který vzniká průchodem oleje spodním a horním ventilem a tedy tlumicí síla je přímo úměrná rychlosti pohybu pístu.

Při zdvihu vzniká pod pístem podtlak, což má za následek zpětné vtékání oleje z vyrovnávacího prostoru přes spodní ventil do hlavního válce. Naproti tomu olej v hlavním válci, který se nachází nad pístem je protlačován přes horní ventil pod píst.

Kapalinové tlumiče jsou k dispozici například od společnosti Koni v jednoplášťovém i dvouplášťovém provedení (Obrázek 5 a 6).



Obrázek 5: Jednoplášťový kapalinový tlumič KONI (převzato z [3])



Obrázek 6: Dvoupplášťový kapalinový tlumič KONI (převzato z [3])

3.2 Tlumiče s elektoreologickou kapalinou

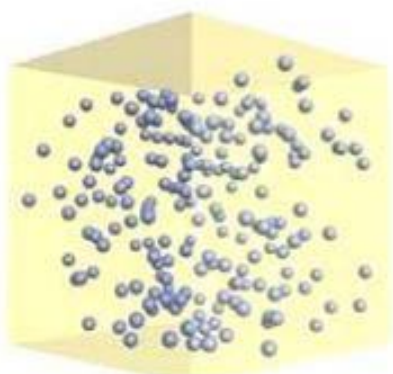
Princip fungování elektoreologického (ER) tlumiče [4] je založen na vyplnění pístu ER tekutinou namísto klasického oleje. Tato tekutina v sobě obsahuje mikročástice citlivé na elektrické pole. Pokud se píst ocitne v elektrickém poli, částice se polarizují a formují řetězce. To způsobí vysoký nárůst viskozity kapaliny a tedy požadovanou změnu chování tlumiče. Kapalina tedy klade větší odpor pohybu koncové části pístu a tlumení se stává funkcí velikosti aplikovaného elektrického pole. Obvyklá realizace tohoto typu tlumiče je umístění vinutí okolo pláště pístu a řízením napájení ovlivňujeme vlastnosti tlumiče. Dále jsou umístěny snímače polohy a rychlosti pístu za účelem automatického chodu celé mechatronické soustavy.

3.3 Tlumiče s magnetoreologickou kapalinou

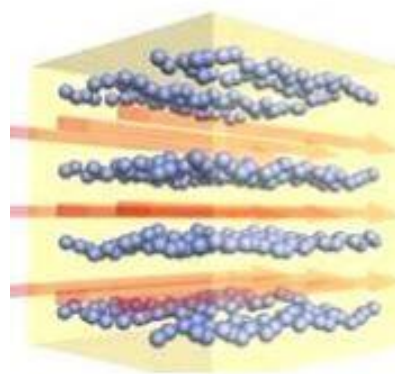
Magnetoreologické (MR) tlumiče [5] pracují na stejném principu jako ER tlumiče. MR kapalina ovšem obsahuje větší částice kovu (nejčastěji železa) a jejich formování je řízeno magnetickým polem. Magnetické kapaliny jsou tedy obvykle oleje, které tvoří suspenze s pevnou látkou, tj. pevná látka je rozptýlená v kapalině. Ve vypnutém stavu, kdy suspenze není pod vlivem žádného magnetického pole, jsou částice orientovány zcela náhodně jak je patrné z *Obrázku 7*. Pokud se tlumič ocitne v magnetické poli, tak se částice formují ve směru magnetických siločar (*Obrázek 8*)

a tím mění fyzikální vlastnosti suspenze. To má za následek například obtížnější protékání kapaliny skrz ventil pístu.

Mezi hlavní výhody MR tlumiče, jehož schéma je znázorněno na *Obrázku 9*, patří zejména vysoká rychlost odezvy (rychlost změny viskozity při změně magnetického pole), která se pohybuje v jednotkách milisekund a lepší tlumicí schopnosti ve srovnání s ER tlumiči. Nevýhodou může být vyšší pořizovací cena z obchodního hlediska a koloidní nestabilita magnetických kapalin z technologického hlediska. Vzhledem k tomu, že se jedná o kovové mikročástice, které jsou rozptýleny v kapalině, dochází časem vlivem působení přitažlivých sil, k jejich shlukování. Abychom zabránili tomuto jevu, je vhodné, aby rozptýlené částice byly pokryty povlakem, který zabraňuje přímému kontaktu částic tzv. surfaktantem.



Obrázek 7: Magnetoreologická kapalina v klidovém stavu (převzato z [5])



Obrázek 8: Magnetoreologická kapalina v magnetickém poli (převzato z [5])



Obrázek 9: Schéma magnetoreologického tlumiče

3.4 Tlumiče pracující na elektromagnetickém principu

Pro potlačování vibrací můžeme taktéž využít elektromagnetických sil. [6] Ty jsou generovány, pokud vložíme vodič do stacionárního magnetického pole a začneme jím pohybovat anebo tím, že začneme měnit velikost magnetického pole v čase.

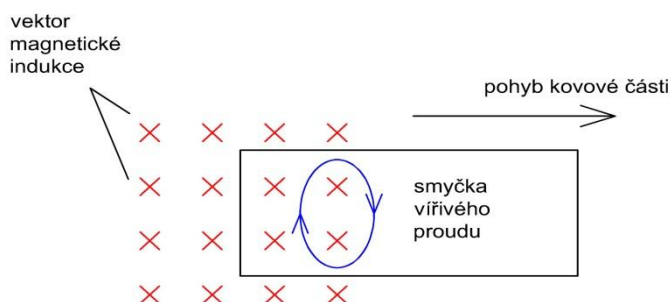
Elektromagnetická síla F_{em} (někdy též Lorentzova síla) je definována [13]

$$F_{em} = q(E + v \times B) \quad (4)$$

kde q [C] je elektrický náboj, E [V/m] intenzita elektrického pole, v [m/s] rychlost náboje a B [T] je magnetická indukce

3.4.1 Tlumení vířivými proudy

Pokud vložíme nemagnetický vodivý kov do magnetického pole a začneme jím pohybovat, jak je znázorněno na *Obrázku 10*, způsobíme generování vířivých proudů [13]. Vířivý proud je elektrický proud vznikající v plošných a objemových vodičích. Vířivé proudy obíhají ve smyčkách a tím indukují své vlastní magnetické pole. Toto magnetické pole se však odlišuje od magnetického pole, které jej vyvolalo svou polaritou, která je opačná. Svým polem se tedy snaží zabránit změně, která je vyvolává a tím způsobují odporovou sílu, kterou využíváme k tlumení vibrací. Například při klasické mechanické konstrukci tlumiče, kdy jedna válcová část je uvnitř druhé, se tímto způsobem redukuje relativní rychlost pohybu těchto dvou částí.



Obrázek 10: Princip vířivých proudů (převzato z [13])

Nicméně vzhledem k elektrickému odporu kovu jsou indukované proudy disipovány na tepelný výkon P [W] podle vztahu

$$P = RI^2 \quad (5)$$

kde R [Ω] je odpor a I [A] proud. Z tohoto důvodu síla časem pomine.

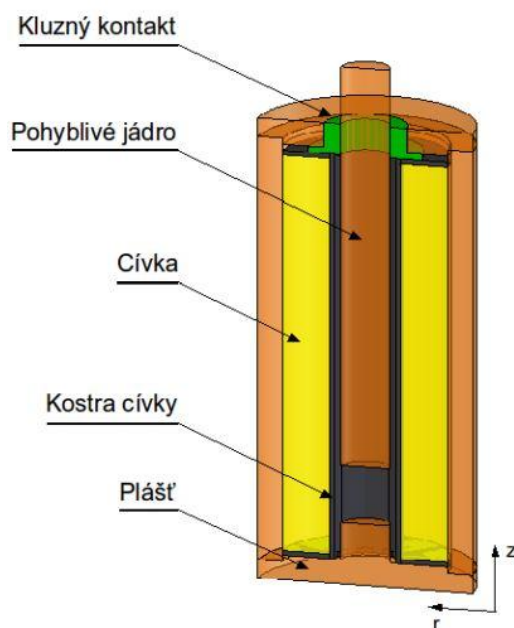
V dynamických systémech však obvykle nastává situace, kdy se vodivý element neustále pohybuje v magnetickém poli. Neustále se mění magnetický tok, indukované vířivé proudy jsou regenerovány a způsobují odporovou sílu, která je úměrná rychlosti pohybu vodiče. Tento proces způsobuje, že vířivé proudy fungují jako tlumící prvek. Disipují energii a díky tomu vibrace zanikají rychleji.

3.4.2 Elektromagnetické tlumení

Tlumení vířivými proudy lze však stále klasifikovat pouze jako semi-aktivní, bez možnosti aktivního řízení.

Existuje však i jiná možnost. Aktivní tlumení pomocí lineárního elektromotoru (aktuátoru). Magnetická pole spolu reagují na stejném principu jako v případě vířivých proudů, ovšem působící magnetické pole je uměle vyvolané a řízené. Lineární elektromotor si lze jednoduše představit jako klasický elektromotor rozvinutý do roviny. Jedno vinutí se přirozeně musí rozprostírat přes celou uvažovanou délku pohybu.

Prakticky pak takový aktuátor (*Obrázek 11*) sestává ze dvou hlavních částí: nepohyblivého statoru (pláště) a kluzné části. [7] Běžně je využíván koncept lineárního trubicovitého bezkartáčového DC motoru. Statorové vinutí je umístěno v plášti, kde se nacházejí také i pohybová a teplotní čidla. Naproti tomu kluzná část obvykle využívá permanentní magnety. Nespornou výhodou je možnost plynulého přechodu mezi pasivním, semi-aktivním a aktivním módem. V pasivním a semi-aktivním režimu tlumič pracuje jako generátor a konvertuje mechanickou energii na elektrickou skrz indukovanou elektromagnetickou sílu. V aktivním režimu pak pro plnění své funkce aktuátor vyžaduje dodávku energie.



Obrázek 11: Elektromagnetický aktuátor (převzato z[10])

Při návrhu magnetického obvodu nás zajímají zejména rozměry cívek a permanentních magnetů vzhledem k tomu, jakou tlumicí sílu budeme požadovat.

3.5 Materiálové tlumení

Pryžové tlumiče (častěji silentbloky) využívají elastických vlastností pryže - přírodní nebo syntetické. Nabízejí velmi rozmanité konstrukční provedení a možnosti aplikace. Lze je zatěžovat jak na tlak, tak i na krut nebo stříh.

Vysoce tlumící silentblok, který je na *Obrázku 12* sestává z přírodní pryže, která je obohacena karbonovými vlákny (HDR – high damping rubber) [8], aby byly umocněny její tlumící a pevnostní vlastnosti. HDR silentbloky mají několik zásadních vlastností a výhod. Za prvé je to téměř neexistující tvarová paměť. I při velké intenzitě namáhání po odtížení nezůstávají v materiálu téměř žádné permanentní napětí. Naproti tomu dokáží disipovat energii i při velmi malé amplitudě kmitání, což jim poskytuje vysokou variabilitu použití při běžném provozu. Další nespornou výhodou je jejich bezúdržbovost. Existují však i komplikace jako je Mullinsův efekt, který je charakterizován poklesem tuhosti v prvních zátěžných cyklech (napět'ové změkčování). Toto je způsobeno napětím vyvolanou evolucí v mikrostruktuře materiálu. Pryž bývá také ovlivněna teplotou, kdy při extrémních teplotách silentblok může ztrácet své vlastnosti. Kladné vlastnosti ztrácí také stářím a opotřebením a tedy dalším charakteristickým znakem je jejich životnost.



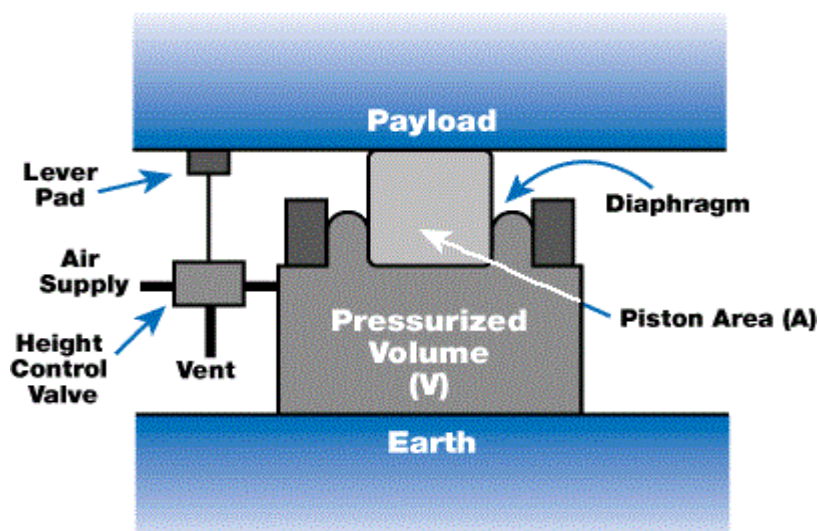
Obrázek 12: HDR Silentblok (převzato z [8])

4 Vibroizolace

Pokud budeme chtít chránit systém před vibracemi a rázy aktivně, pak se volba vhodného provedení bude řídit především tím, jaké frekvence budou mít vibrace, před kterými budeme chtít systém chránit. Při nízkých frekvencích do 5 Hz nám vystačí pneumatické systémy. Střední cestou je pak vibroizolace na elektromagnetickém principu. Pokud však budeme chtít kvalitní ochranu před vibracemi nad 10 kHz, bude zapotřebí zvážit použití piezoelektrických vibroizolátorů.

4.1 Pneumatická vibroizolace

Existuje několik typů pneumatických systému, které aktivně zabraňují šíření vibrací. Na *Obrázku 13* lze vidět takový, který pracuje na principu válce v pístu. [9] Mezi těmito dvěma částmi je zesílená gumová membrána naplněná vzduchem a tím brání v přímém kontaktu válce a pístu a tedy přenosu vibrací. Systém je opatřen řízeným ventilem, který snímá velikost zatížení a podle toho reguluje tlak vzduchu v membráně. Pokud bychom pokročili ještě dále, nabízejí se tlumiče, u kterých lze měnit v určitých mezích i velikost pístu (který nemusí mít nutně kruhový průřez). Tím lze ovlivnit šířku vzduchové membrány při zachování konstantního tlaku a výrazně tak ovlivnit tlumicí vlastnosti. Dále lze navrhnout řízení na vzduchový ventil, které bude dostatečně rychlé. To snímá pomocí čidel vzruchy, které se šíří ze základny, na níž je vibroizolační systém umístěn (země nebo rám jiného stroje) a na základě jejich vyhodnocení plynule reguluje plnění nebo naopak upouštění vzduchového vaku mezi válcem a pístem. Takto získáme velmi účinný prostředek k zadržení šíření vibrací. Mezi další výhody patří zejména vysoká odolnost vůči závislosti rezonančních frekvencí na váze zatížení a také nízká hmotnost vzhledem k únosnosti.



Obrázek 13: Schéma pneumatického vibroizolátoru (převzato z [9])

4.1.1 TMC MaxDamp

Komerční produkt společnosti TMC - MaxDamp (*Obrázek 14*) pracuje na výše uvedeném principu. Lze ho však klasifikovat pouze jako semiaktivní. Namísto jedné vzduchové komory využívá dvou, které jsou spojeny otvorem. Tlumící síla je pak důsledkem protlačování plynu tímto otvorem.

Při frekvencích okolo 5 Hz výrobce garantuje 80% - 90% účinnost a při frekvencích blízkých 10 Hz až 98% účinnost.



Obrázek 14: TMC MaxDamp (převzato z [9])

4.2 Piezoelektrická vibroizolace

Piezoelektrický jev [10] je jevem, kdy u některých krystalů (středově nesouměrných z hlediska kladného a záporného náboje) při jejich deformaci vzniká povrchový elektrický náboj. Tento jev byl pozorován již koncem 19. století. Později bylo zjištěno, že tohoto jevu lze dobře využít i v obráceném pořadí - tzv. inverzní piezoelektrický jev. Tedy že vnější elektrické pole deformuje krystal.

Využívání piezoelektrického jevu a piezokrystalů je velkým hitem poslední doby v oblasti aktivní vibroizolace. Takto založené aktuátory sestávají ze snímače vibrací, zdroje napětí, a různě instalovaných piezokrystalů. Snímač neustále vyhodnocuje frekvenci a amplitudu vibrací a přes řídicí jednotku je na piezokrystaly přiváděno napětí. Ty se mohou deformovat v obou dvou směrech podle polarity přivedeného napětí. Velkou výhodou je účinnost i při vyšších frekvencích, kterou nemohou zaručit pneumatické vibroizolátory. Naproti tomu limitujícím faktorem je velikost amplitudy vibrací, což vyplývá z fyzikálních vlastností piezokrystalů, které se mohou deformovat přibližně o 1 – 2 ‰ své velikosti. Tedy při větších amplitudách naopak lépe obstojí pneumatické tlumení.

4.2.1 Piezostack

Tedy jak již víme, pokud přivedeme na piezoaktuátor napětí, výsledkem bude lineární posuv, který je však relativně malý. Řešením je navržit několik takových částí na sebe v tzv. piezostack. [11] Existuje mnoho variant a jedna z nich je na *Obrázku 15*



Obrázek 15: Piezostack (převzato z [12])

Velikost posuvu, který piezoelement může generovat, je závislý na přivedeném napětí. Na druhou stranu ale obvykle požadujeme, aby piezostack pracoval při pokud možno nízkém napětí. Stále však, pokud bychom chtěli dosáhnout posuvu 1mm, musel by piezostack být přibližně 1m dlouhý. Je zapotřebí tedy znásobit mechanický posuv, který jsme schopni vygenerovat z poměrně krátkého provedení. Toho lze dosáhnout například použitím určité formy páky nebo umístěním piezostacku dovnitř eliptické skořepiny na její velkou poloosu, jak je patrné z *Obrázku 16*. Při tomto provedení lze dosáhnout až desetinásobného posuvu vzhledem k základnímu provedení. Skořepina zároveň může do určité míry plnit ochrannou funkci.



Obrázek 16: CEDRAT Piezo stack s eliptickou skořepinou (převzato z [12])

Verze, se kterou přišla společnost CEDRAT, [12] umožní vyvinout sílu až 10kN při posuvech $10\ \mu\text{m} - 1\text{mm}$

4.2.2 TMC Stacis

TMC přinesla na trh piezoelektrický vibroizolátor (*Obrázek 17*), který si poradí i s extrémně hmotnými a objemnými břemeny. [9] Obvykle tři vibroizolační jednotky nesou platformu z nerezové oceli, na kterou lze umístit objekt takřka libovolně rozměrný.

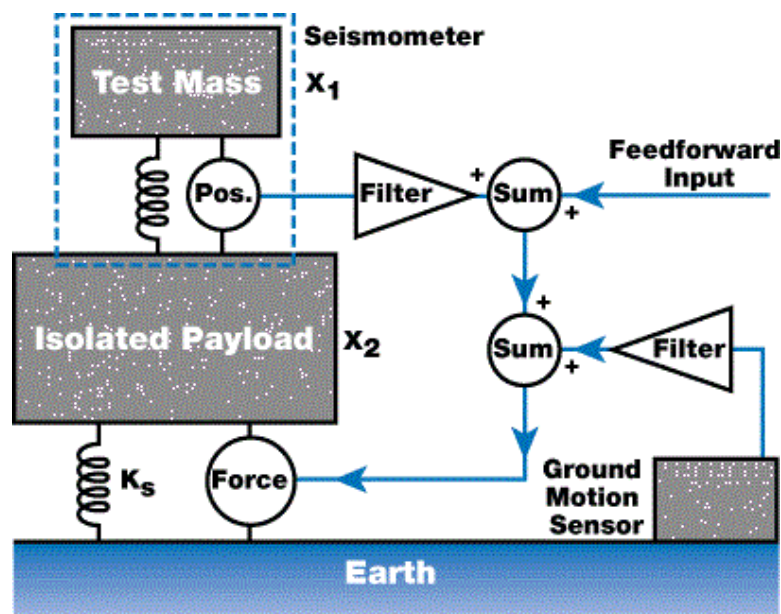


Obrázek 17: Piezoelektrický vibroizolátor TMC Stacis (převzato z [9])

TMC Static pracuje na principu, kdy vyhodnocuje několik údajů. Za prvé jsou to údaje z vnějšího senzoru (zem) a poté údaje ze seismometru umístěného přímo na platformě, který pracuje jako zpětná vazba. Seismometr vyhodnocuje údaj o poloze tak, aby vždy platilo, že rozdíl poloh X_1 a X_2 je konstantní. TMC šli však ještě dál a zavedli přímou vazbu, která může fungovat dvojím způsobem.

První způsob zahrnuje vnější senzor, který detekuje pohyb a za pomoci tuhosti K_s vyhodnotí sílu, která působí na zátěž. Poté dá pokyn k vyvolání stejné síly opačného smyslu za účelem vzájemného vyrušení těchto sil. Výrobce však zároveň uvádí, že z více důvodů (například neexistence dokonale tuhého podloží) je téměř nemožné, aby tyto dvě síly byly naprosto shodné. Garantuje však odchylku maximálně 10%.

Druhá možnost, tj. aplikace přímo nadefinované síly, je podstatně jednodušší řešení. Lze ji však aplikovat pouze ve výjimečných případech, kdy známe amplitudu a frekvenci vibrací, před kterými chceme systém chránit. Princip činnosti aktivního vibroizolátoru je na Obrázku 18.



Obrázek 18: Model aktivního vibroizolátoru (převzato z [9])

4.3 Hybridní vibroizolace

Pokud nedokážeme určit v jakém frekvenčním rozsahu, chceme vibrace izolovat nebo na druhou stranu chceme zamezit negativním vlivům vibrací o vysoce proměnných frekvencích, je vhodné použít kombinaci některých z uvedených principů.

Jako nejvhodnější se jeví kombinace pneumatické a piezoelektrické vibroizolace, kdy každá z nich je efektivní na opačném pólu frekvenčního pásma. Pneumatická část systému chrání před nízkými frekvencemi větších amplitud. Piezoelektrická potom před nasuperponovanými složkami o řádově vyšších frekvencích. To vše zahrnuje vibroizolační stůl od TMC na *Obrázku 19*.

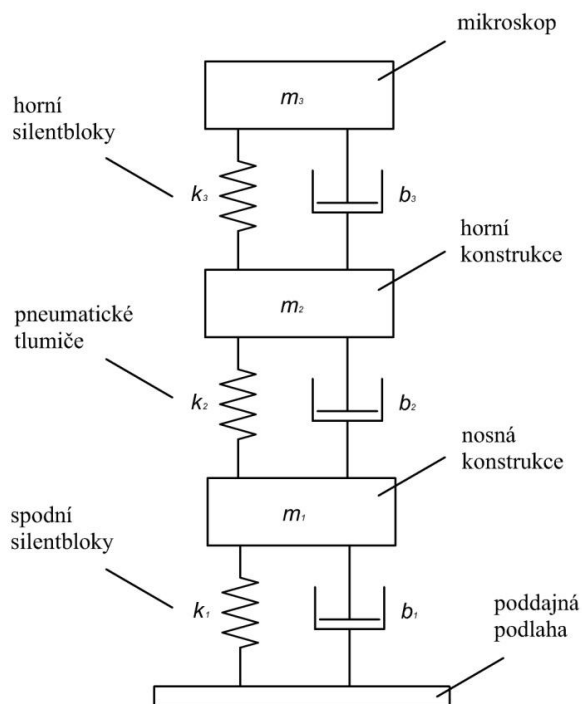


Obrázek 19: Hybridní vibroizolační stůl TMC Stacis iX LaserTable (převzato z [9])

5 Návrh koncepce mechatronické soustavy pro potlačení vibrací

Pro tuto bakalářskou práci byla zadána úloha analyzovat rám přesné mechatronické soustavy společnosti FEI. Cílem je zabránit přenosu vibrací a rázů do ukotveného zařízení. Vibrace z okolí mohou ovlivnit a případně i poškodit unikátní zařízení umístěné na této konstrukci a naším úkolem je analyzovat možnosti a metodiku jak navrhnout koncept vibroizolačního prvku, který zabrání přenosu vibrací z okolí. Je zřejmé, že účinné zamezení přenosu vibrací nelze realizovat jediným prvkem. Z tohoto důvodu bude použito několik tlumících prvků, které jsou založeny na různých fyzikálních principech.

Celá soustava je schematicky znázorněna na *Obrázku 20*. Úkolem této práce je analyzovat jednotlivé části pro následný návrh hybridního systému, který bude implementován na různých částech této soustavy.



Obrázek 20: Schéma mechatronické soustavy

Nejprve bude provedena modální analýza nosné konstrukce v ANSYS Workbench, která nám poskytne informaci o vlastních frekvencích a vlastních tvarech. Dále bude tato konstrukce upravena v ANSYS Mechanical, aby ji bylo možno importovat jako poddajné těleso do prostředí ADAMS. Zde budou vytvořeny vazby na další tělesa, které se vyskytují v této mechatronické soustavě. Ta bude poté exportována do prostředí MatLab Simulink, což je velmi výhodné z hlediska možnosti navrhování a řízení aktivní regulační smyčky.

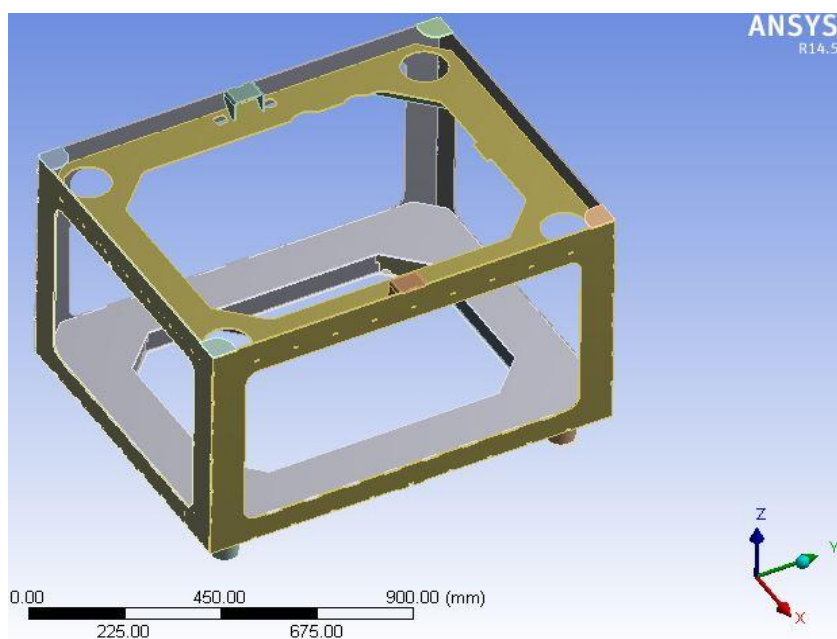
6 Analýza nosné konstrukce přesné mechatronické soustavy

Pokud chceme účinně zamezit šíření vibrací skrz nosnou konstrukci přístroje, je nutné analyzovat tuto soustavu, abychom zjistili její chování pod vlivem různého zatížení. Teprve poté lze navrhnout účinnou ochranu před vibracemi

6.1 Modální analýza nosné konstrukce

Geometrie nosné konstrukce (*Obrázek 21*) má charakter tenkostěnné konstrukce. Boční část pláště tvoří plechy obdélníkového tvaru. Tyto jsou na svých okrajích tvarově spojeny. Vrchní nosnou část tvoří plech podobného tvaru se čtyřmi kruhovými otvory pro elektronická zařízení a je upevněn na bočních konstrukcích. Spodní část je zesílena užitím dvojice plechových dílců namísto jednoho. Na spodní části jsou poté upevněny čtyři válcové stojnice.

V konstrukci se však vyskytovalo mnoho drobných tvarových prvků, které byly odstraněny, neboť nemají žádný zásadní vliv na výsledky modální analýzy a naproti tomu velmi komplikují tvorbu MKP sítě.



Obrázek 21: Původní konstrukce

6.2 Volba MKP sítě

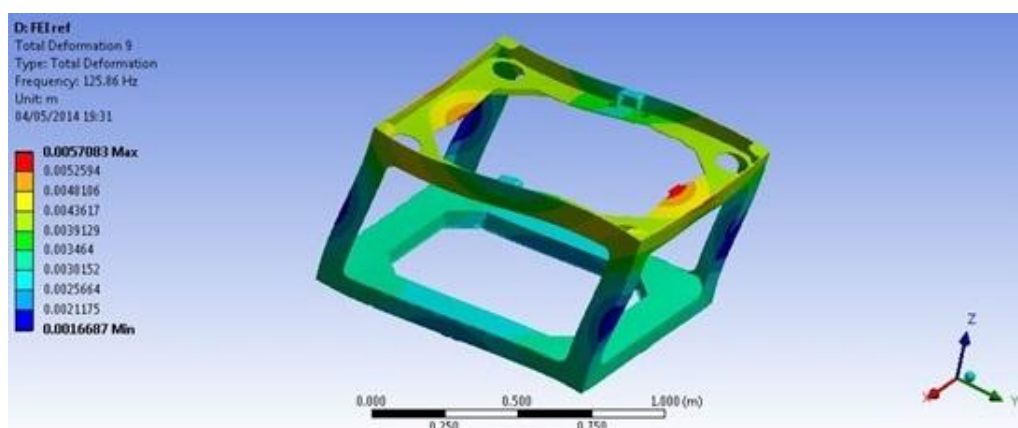
Při napětí-ově-deformační analýze je správná volba sítě a dostatečné zjemnění v kritických místech nezbytné, abychom dostali výsledky, které se maximálně blíží skutečnosti. Otázkou bylo, jak velký vliv má jemnost sítě na modální analýzu.

Nejprve byla provedena modální analýza při základní síti, kterou vytvoří ANSYS Workbench bez jakýchkoli dalších pokročilých nastavení. Příslušná frekvence daného módu je 128.39 Hz. Dále bylo provedeno zjemnění sítě o přibližně 500% pomocí funkce *refinement*. Při prozkoumání téhož módu se frekvence změnila na 126.96 Hz.

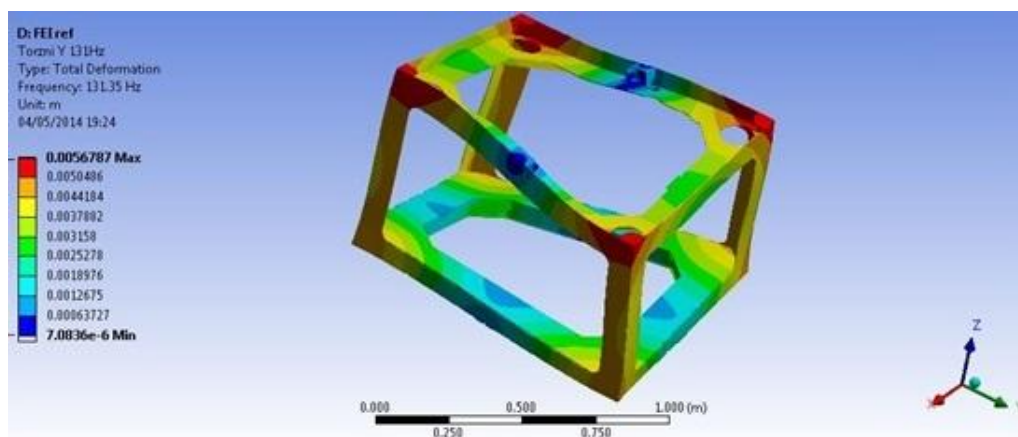
Při porovnání těchto dvou analýz dospějeme k závěru, že výsledky se při tak markantním zlepšení sítě zlepšily ne více než o 2%. Z toho vyplývá, že kvalita sítě při modální analýze nehraje tak významnou roli jako například při napěťově-deformační analýze.

6.3 Vlastní frekvence a vlastní tvary nosné konstrukce

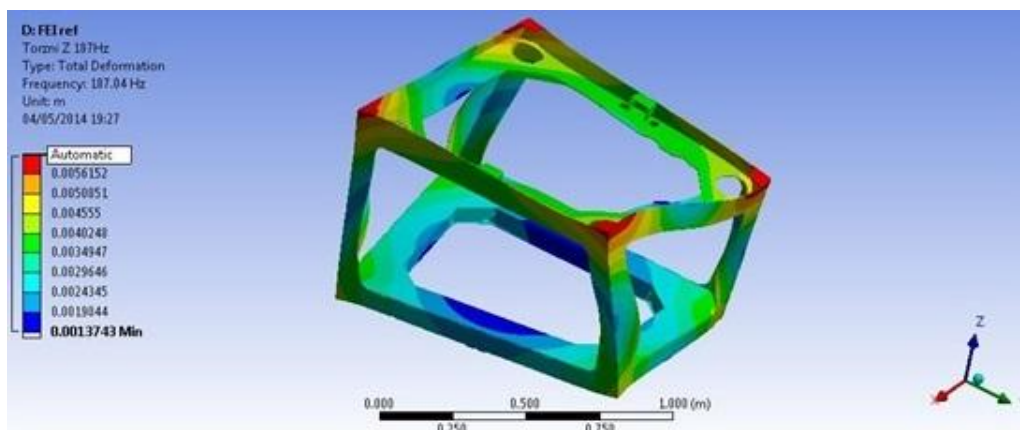
Nyní lze provést samotnou modální analýzu. Hledáme prvních 30 vlastních frekvencí a příslušných vlastních tvarů, což by mělo pokrýt frekvenční rozsah buzení přibližně od 0 Hz do 500 Hz. Z těchto 30 vlastních tvarů nás budou zajímat zejména ty, které mají největší vliv na poddajné vlastnosti horních rohů konstrukce, kde budou posléze umístěny samotné pneumatické tlumiče. Jedná se hlavně o torzní vlastní tvary v jednotlivých osách a o vlastní tvary, při kterých má konstrukce tendenci se bortit na stranu. Na *Obrázcích 22 - 24* jsou vybrané nebezpečné vlastní frekvence.



Obrázek 22: Vlastní tvar, kdy se konstrukce bortí ve směru osy Y



Obrázek 23: Torzní vlastní tvar v ose Y



Obrázek 24: Torzní vlastní tvar v ose Z

Další nebezpečné vlastní tvary na příslušných frekvencích jsou takové, kdy se například prohýbají dlouhé nebo krátké spojnice jednotlivých rohů nebo kdy kmitají vertikální spojnice, které spojují horní a spodní část konstrukce. Pokud se bude buzení vyskytovat na příslušných frekvencích, je třeba mu věnovat zvýšenou pozornost a zajistit, aby tlumení bylo nejefektivnější právě na těchto frekvencích.

6.4 Srovnání modální analýzy v ANSYS Workbench a ADAMS

Pro potřeby modelování této soustavy v ADAMS byla provedena modální analýza zkušební geometrie také v tomto prostředí a poté byly tyto dvě analýzy porovnány. Jak je vidět z *Tabulky 1*, tak rozdíly ve výsledcích v obou prostředích se pohybují pouze okolo 1%. Jedná se o vlastní tvary kmitání do frekvence 200 Hz.

Ansys		Adams	
Mód	Frekvence	Mód	Frekvence
[-]	[Hz]	[-]	[Hz]
1	63.65	1	64.53
2	63.89	2	64.73
3	95.22	3	96.89
4	141.31	4	143.60
5	144.48	5	146.25
6	164.59	6	164.18
7	184.36	7	185.58
8	190.12	8	191.50

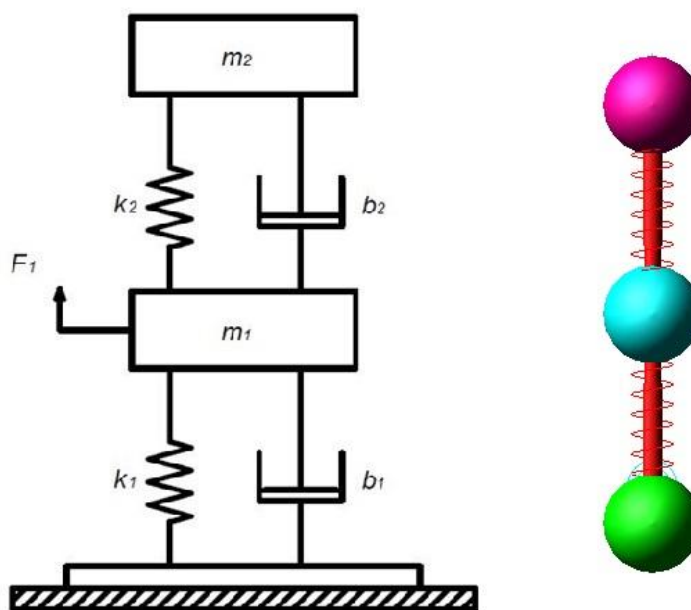
Tabulka 1: Srovnání vlastních frekvencí v Ansys a Adams

7 Analýza přenosu vibrace v nosné konstrukci

Chceme-li sledovat, jakým způsobem bude konstrukce přenášet budící sílu na nosnou základnu přesného zařízení, je nutné matematicky popsat její přenosovou funkci. Zjednodušený model z ANSYS Mechanical bude exportován do prostředí ADAMS. Na modelu budou definovány vstupní a výstupní systémové proměnné jako síla a výchylka. V poslední fázi bude vytvořen přenos vstupu na výstup v prostředí MatLab Simulink.

7.1 Ověření přesnosti přenosu vytvořeného v ADAMS

Při tomto postupu je vhodné ověřit, jak velkou numerickou chybou je zatížen přenos vygenerovaný v ADAMS. Jako nejsnazší řešení se nabízí srovnání výsledků nějaké jednoduché soustavy dvěma způsoby. Jeden přenos bude pocházet z ADAMS. Jeho výsledkem bude měření výchylky a rychlosti jednotlivých stupňů soustavy. Tyto výchylky a rychlosti porovnáme se simulací provedenou přímo v Simulinku. Za tuto jednoduchou soustavu, avšak dostatečně průkaznou můžeme považovat těleso se dvěma stupni volnosti se známými hmotnostmi, tuhostmi a tlumeními. (Obrázek 25).



Obrázek 25: Soustava se 2 stupni volnosti (schéma a model v ADAMS)

Pro vytvoření modelu se 2 stupni volnosti je nejprve nutné odvodit rovnice, ze kterých budeme vycházet a převést je do tvaru vhodného pro modelování v Simulinku.

$$m_1\ddot{x}_1 + b_1\dot{x}_1 + b_2\dot{x}_1 - b_2\dot{x}_2 + k_1x_1 + k_2x_1 - k_2x_2 = F_1 \quad (6)$$

$$m_2\ddot{x}_2 - b_2\dot{x}_1 + b_2\dot{x}_2 - k_2x_1 + k_2x_2 = 0 \quad (7)$$

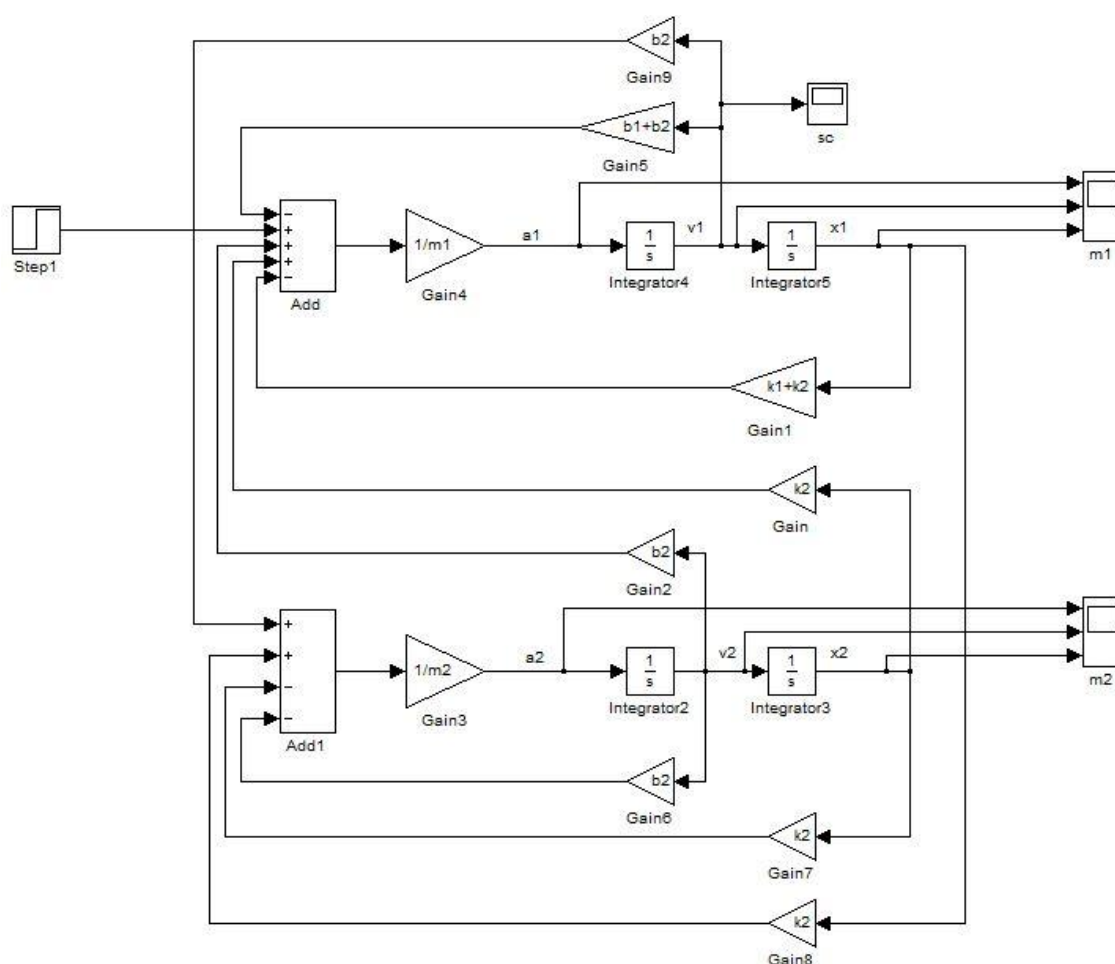
Po úpravě

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1}[F_1 - (b_1 + b_2)\dot{x}_1 + b_2\dot{x}_2 - (k_1 + k_2)x_1 + k_2x_2] \quad (8)$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2}[b_2\dot{x}_1 - b_2\dot{x}_2 + k_2x_1 - k_2x_2] \quad (9)$$

kde m [kg] je hmotnost, b [Ns/m] tlumení, k [N/m] tuhost, x [m] výchylka, $\dot{x}$ [m/s] rychlost, $\ddot{x}$ [m/s²] zrychlení a F [N] budící síla

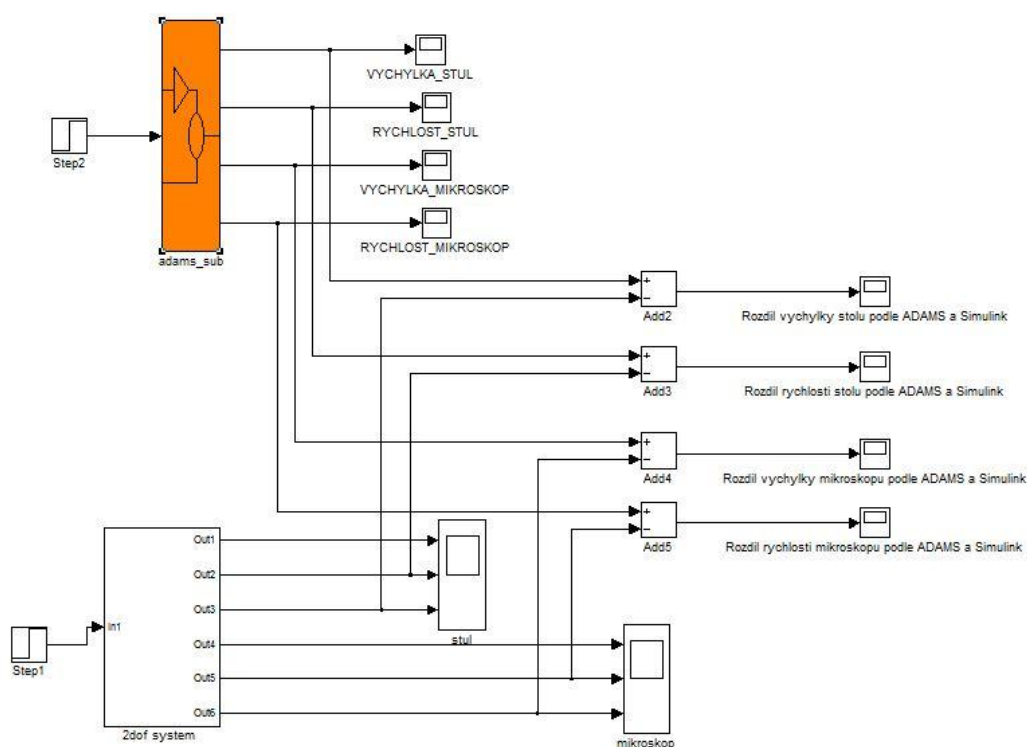
Na základě těchto rovnic je sestaven model na Obrázku 26



Obrázek 26: Model soustavy se dvěma stupni volnosti

V modelu snímáme výchylky, rychlosti i zrychlení. Spokojíme se však s porovnáním výchylek a rychlostí.

Druhou fází bude vložení exportu téže soustavy z ADAMS a propojení těchto modelů tak, abychom mohli sledovat rozdíly příslušných dvojic veličin jak je naznačeno na *Obrázku 27*. Model z *Obrázku 26* je nyní vložen do subsystému



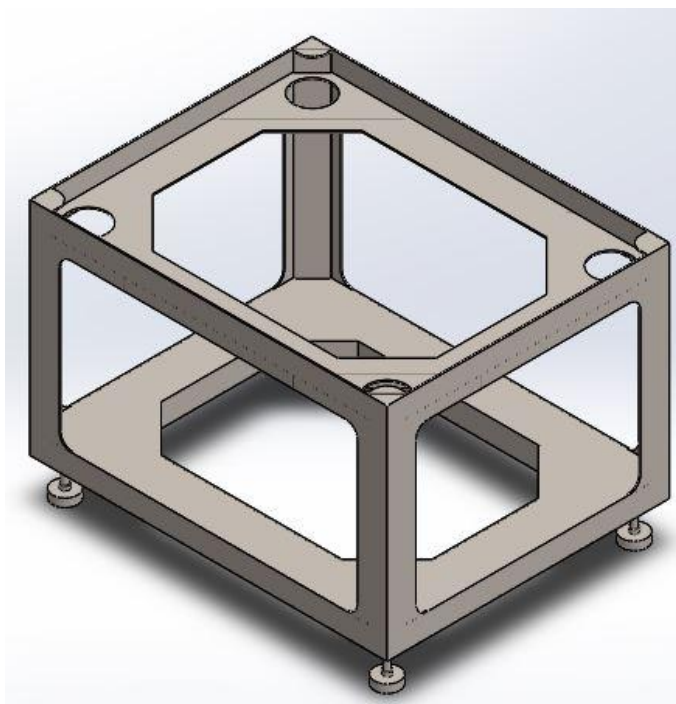
Obrázek 27: Propojení ADAMS a Simulink modelu

Po provedení simulace se rozdíl mezi výsledky měření pohybuje v řádech 10^{-15} , což je prakticky nula. Z toho vyplývá, že numerická chyba se kterou software v tomto případě počítá je velmi zanedbatelná. Zároveň bylo ověřeno, že při předchozím postupu jsme se vyvarovali jakýchkoliv systematických chyb.

7.2 Úprava konstrukce

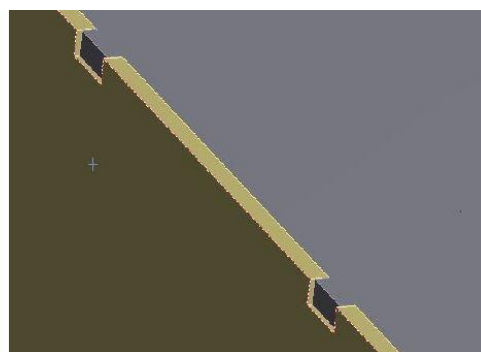
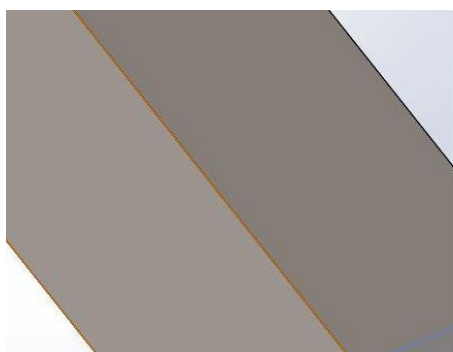
Je nutné navrhnout zjednodušenou konstrukci, jejíž vlastnosti týkající se vlastních frekvencí se budou co nejlépe shodovat se skutečnou konstrukcí. Tuto konstrukci je nutné navrhnout, aby bylo možné vytvořit makro v ANSYS Mechanical, které připraví model pro práci v ADAMS.

Charakteristické rozměry i tvar zůstanou zachovány, nyní se však již bude jednat o jedinou součást, nikoliv o sestavu a to z důvodu zjednodušení zamýšleného makra. Tento model je vytvořen v programu Solidworks. Důležitým krokem při tvorbě modelu je vhodná volba počátku souřadného systému z důvodu usnadnění dalších kroků. Jako nejvhodnější se jeví zvolit počátek souřadného systému na úroveň spodního plechu do jeho středu symetrie. Tato zjednodušená konstrukce je na *Obrázku 28*.



Obrázek 28: Zjednodušená konstrukce

Toto zjednodušení prakticky znamená to, že všechny tvarové přechody jsou nyní realizovány jako pevné nerozebíratelné spoje a nikoliv jako tvarový styk, jak je patrné z *Obrázku 29*, kde nalevo lze vidět spoj jako celistvou část a napravo tentýž spoj tak, jak byl realizován původně - tedy tvarový styk.



Obrázek 29: Změna charakteru styku částí na konstrukci

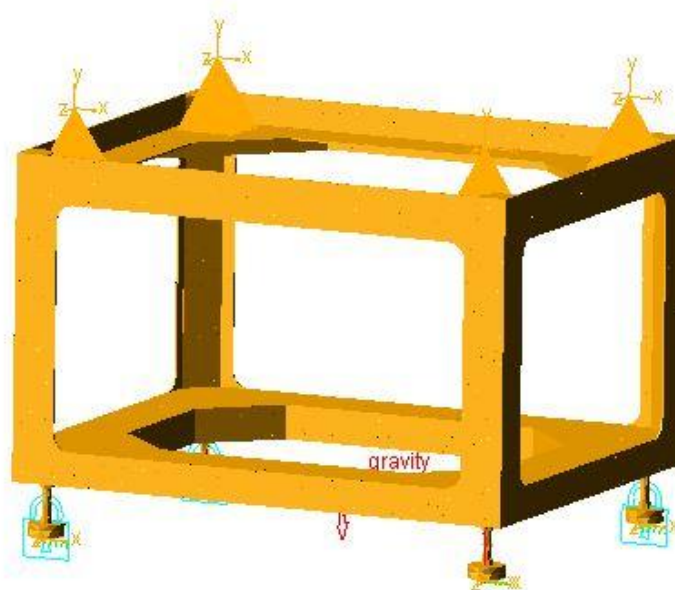
V programu ADAMS nelze definovat vazby, působící zatížení apod. na jednotlivé plochy či hrany. Zde se pracuje s tzv. markery. Ty lze chápat jako určité charakteristické body hmotných těles, které je zapotřebí nadefinovat. Dále je nezbytné zajistit to, že při působení vazby na marker, bude vazba ve skutečnosti působit na plochu tak, aby situace co nejlépe odpovídala realitě. Podobně také při vychýlení určité

části systému, kterou sledujeme, je nutné propojit tuto část s markerem tak, abychom na něm mohli tuto výchylku měřit. V ANSYS Mechanical jsou proto vytvořeny interface body, které jsou propojeny s body sítě dané plochy.

7.3 Linearizovaný stavový model nosného rámu

Pro vygenerování přenosu je zapotřebí importovat nachystaný model do ADAMS jako poddajné těleso a definovat systémové proměnné, které budeme posléze sledovat respektive zadávat.

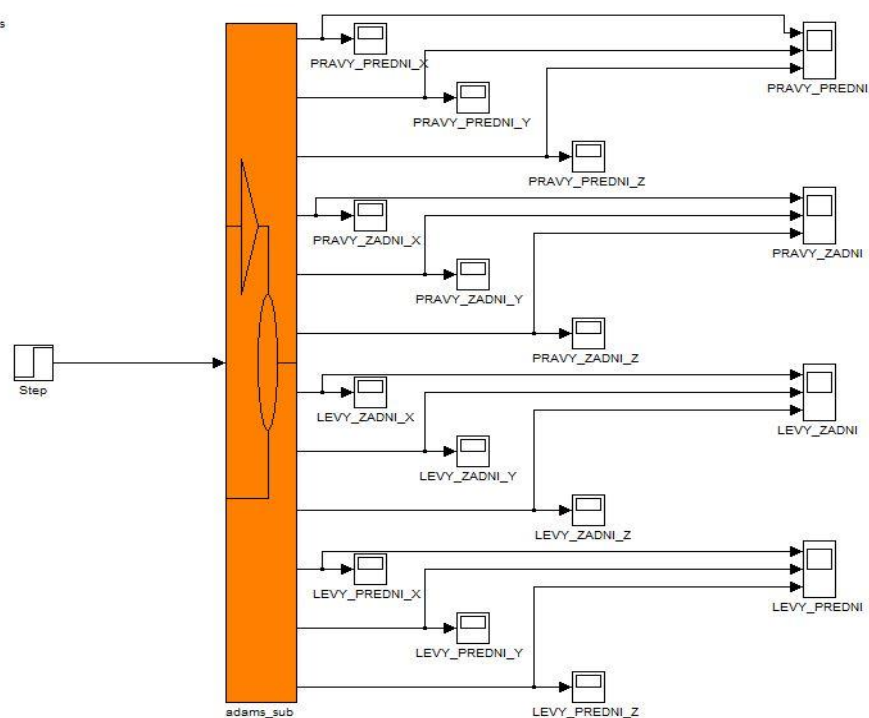
Model je nachystán tak, že síla působí pouze na jednu nohu konstrukce. Zbylé tři jsou nepohyblivě uchyceny v prostoru (*Obrázek 30*).



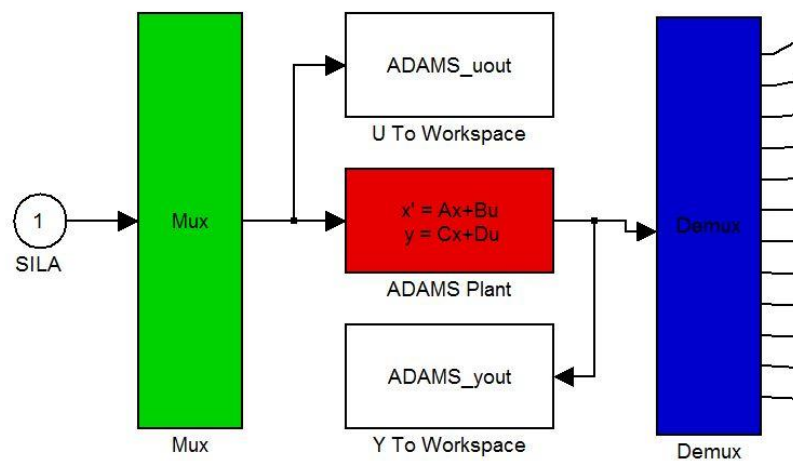
Obrázek 30: Model konstrukce v ADAMS

Budeme sledovat výchylku ve všech horních rozích, přičemž nás bude zajímat výchylka jednotlivě ve směrech osy x, y a z. Vstupem bude budící síla, která bude působit v jednom ze čtyř rohů. Výsledkem je m-file a 4 stavové matice ADAMS_a, ADAMS_b, ADAMS_c a ADAMS_d.

Po spuštění m-filu vytvoříme model (*Obrázek 31*) v Simulinku, který si načítá tyto stavové proměnné, jak je patrné z *Obrázku 32*.



Obrázek 31: Simulink model

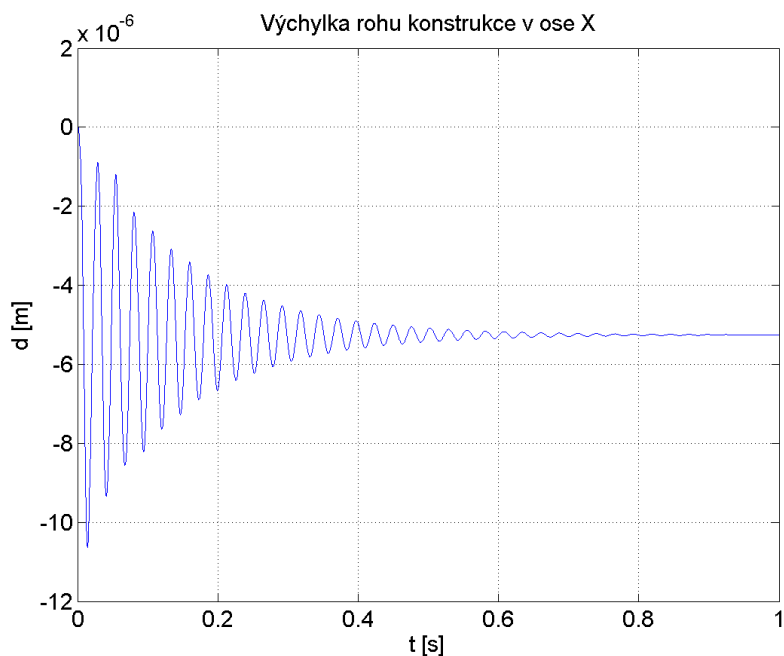


Obrázek 32: Subsystem adams_sub

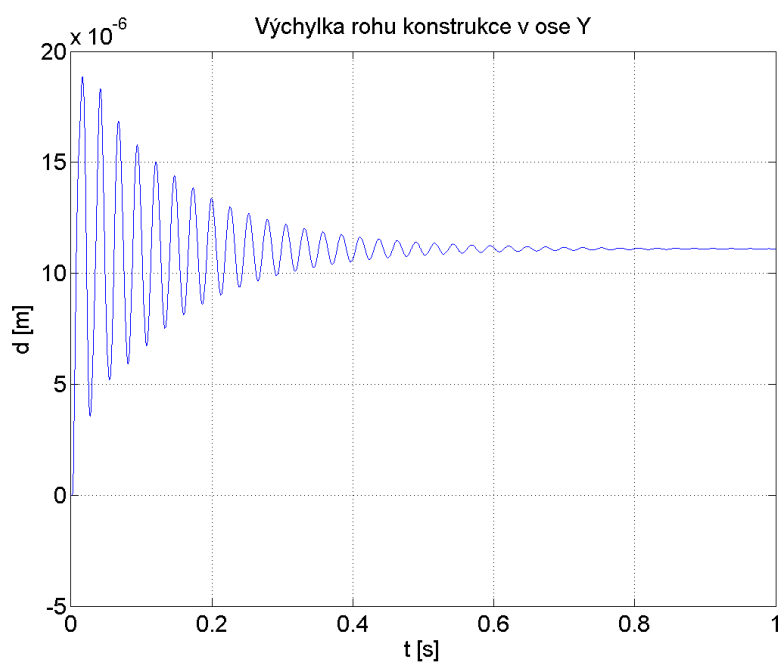
Nyní lze přistoupit k simulaci. Budící síla bude skokové zatížení silou 100 N.

7.4 Odezva na skokové zatížení nosného rámu

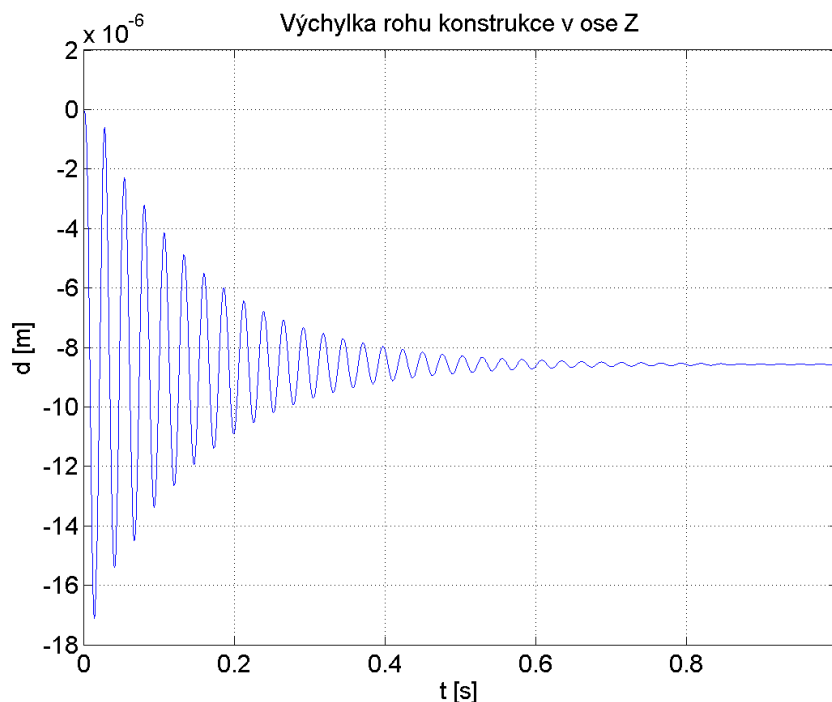
V Simulinku sledujeme výchylku jednotlivých rohů, kde budou posléze umístěny pneumatické tlumiče. Jako příklad za všechny je na *Obrázcích 33 - 35* uvedeno chování rohu, který se nachází nad místem působitě síly.



Obrázek 33: Výchylka rohu konstrukce v ose X



Obrázek 34: Výchylka rohu konstrukce v ose Y



Obrázek 35: Výchylka rohu konstrukce v ose Z

Konstrukce byla tedy zatížena skokovou silou o velikosti 100 N. Jak lze vidět, amplituda výchylky se pohybuje v řádu μm , což je při velikosti zatížení a charakteru konstrukce (tenkostěnná konstrukce z plechů tloušťky 4 mm) hodnota, kterou můžeme považovat za reálnou. Dále vidíme, že k utlumení vibrací bez použití jakýchkoli tlumících prvků dojde přibližně za necelou 1 s. To, zda je výchylka kladná nebo záporná je určeno orientací os v ADAMS.

7.5 Model mechatronické soustavy s poddajným rámem a tlumícími prvky

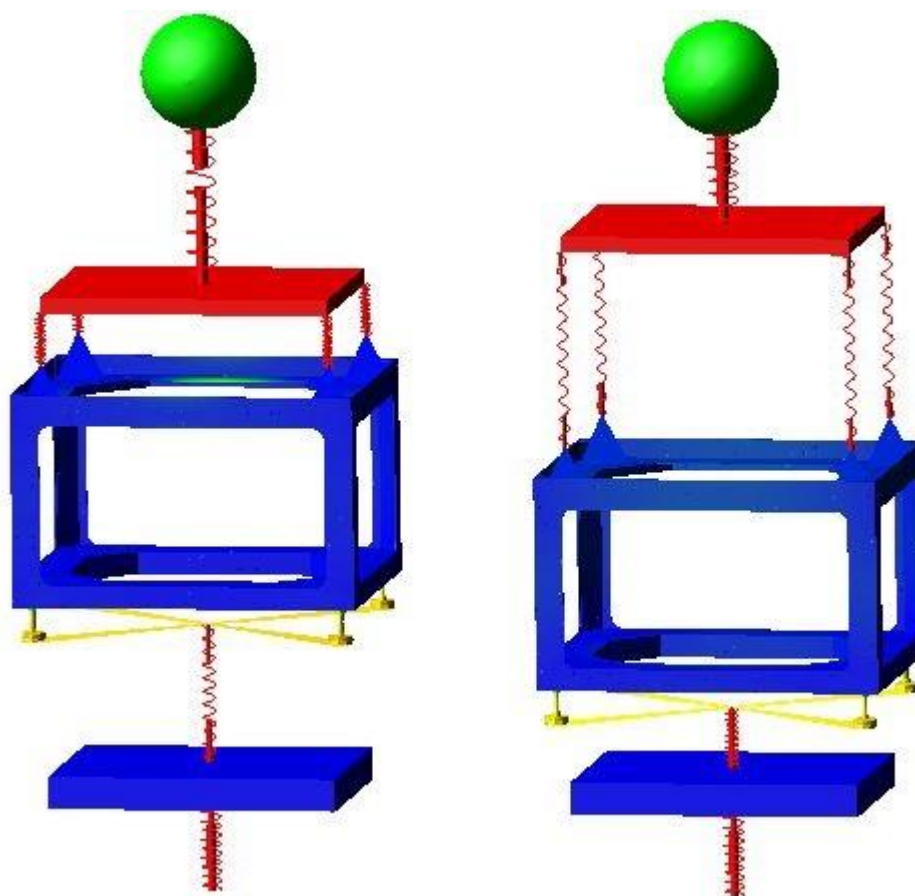
Model bude postupně rozšířen o tlumící prvky (silentbloky, pneumatické tlumiče) takovým způsobem, abychom se v rámci možností co nejvíce přiblížili skutečnému chování. Silentbloky i pneumatické tlumiče jsou v ADAMS reprezentovány pružinami s danou tuhostí a tlumením. Upravený model zjednodušený na 1D úlohu vidíme na *Obrázku 36*.



Obrázek 36: Model s tlumícími prvky

Nejspodnější pružina, která je uchycena mezi virtuální zemí a podlahou (modrý kvádr) symbolizuje poddajnost podlahy. Druhá pružina, která spojuje podlahu a společný marker spodních ploch noh reprezentuje silentbloky, které jsou pod těmito nohami podloženy. Čtyři pružiny v horních rozích plní funkci pneumatických tlumičů, které jsou ve skutečnosti umístěny v kruhových otvorech konstrukce. Tyto jsou na svých horních koncích uchyceny k červenému kvádru, který je zde namísto jednoduché konstrukce, která je uložena na tlumičích a na níž je usazen mikroskop. Mezi mikroskopem (zelená koule) a touto jednoduchou konstrukcí jsou znova umístěny silentbloky, které nahrazuje poslední pružina na *Obrázku 36*. Všechny tělesa se mohou pohybovat pouze translačně k tělesu předchozímu, přičemž všechna tělesa kromě nosné konstrukce jsou namodelována, jako dokonale tuhá.

V této fázi lze provést opět modální analýzu v ADAMS. Nyní však již celého modelu. Je totiž nutné stanovit některé parametry tlumících prvků. Požadujeme, aby poměrný útlum těchto prvků byl pod 50%, lépe však okolo 30%. Modální analýza, která byla provedena za účelem stanovení těchto hodnot je na *Obrázku 37*.



Obrázek 37: Modální analýza celé soustavy v ADAMS

Parametry tlumících prvků jsou uvedeny v *Tabulce 2*.

	Tuhost	Tlumení
	[N/m]	[N.s/m]
Podlaha	10^8	$9 \cdot 10^4$
Spodní silentbloky	10^4	$1,9 \cdot 10^3$
Pneumatické tlumiče	$12,5 \cdot 10^3$	$2,1 \cdot 10^3$
Horní silentbloky	10^4	$1,9 \cdot 10^3$

Tabulka 2: Parametry tlumících prvků

V *Tabulce 3* jsou uvedeny vlastní frekvence soustavy do 500 Hz a příslušné hodnoty poměrného útlumu

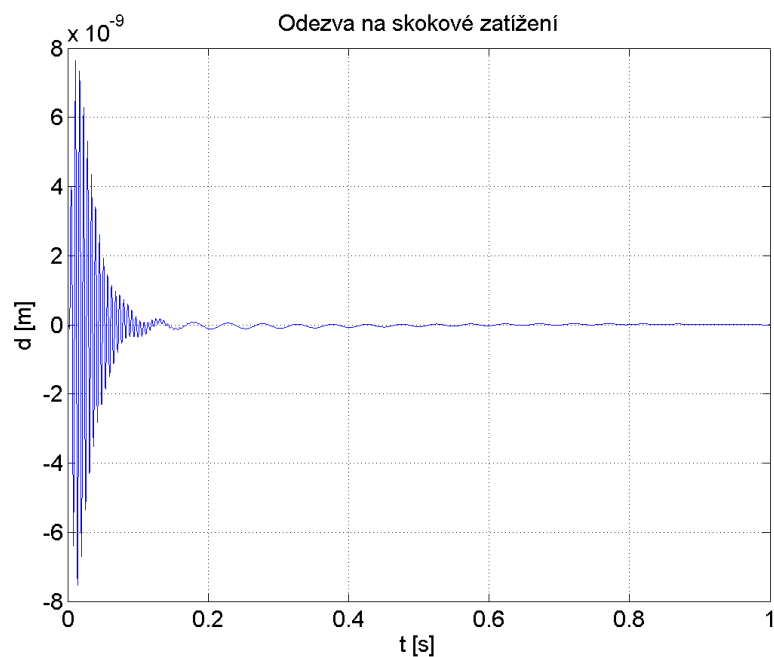
Frekvence	Poměrný útlum	Frekvence	Poměrný útlum
[Hz]	[%]	[Hz]	[%]
1.4280	40.96	204.1670	6.43
10.1261	1.89	206.0929	11.19
10.7854	91.40	206.1154	7.33
10.9176	1.27	284.8084	11.95
19.7332	19.71	287.5709	11.16
72.1570	18.47	295.3350	12.36
87.3759	3.67	296.8615	10.05
93.3512	5.92	320.5858	10.35
97.4119	6.56	354.7276	28.40
152.2688	9.90	392.3456	12.89
153.9820	9.84	412.7821	29.55

Tabulka 3: Vlastní frekvence a jejich poměrný útlum

7.6 Dynamická analýza modelu

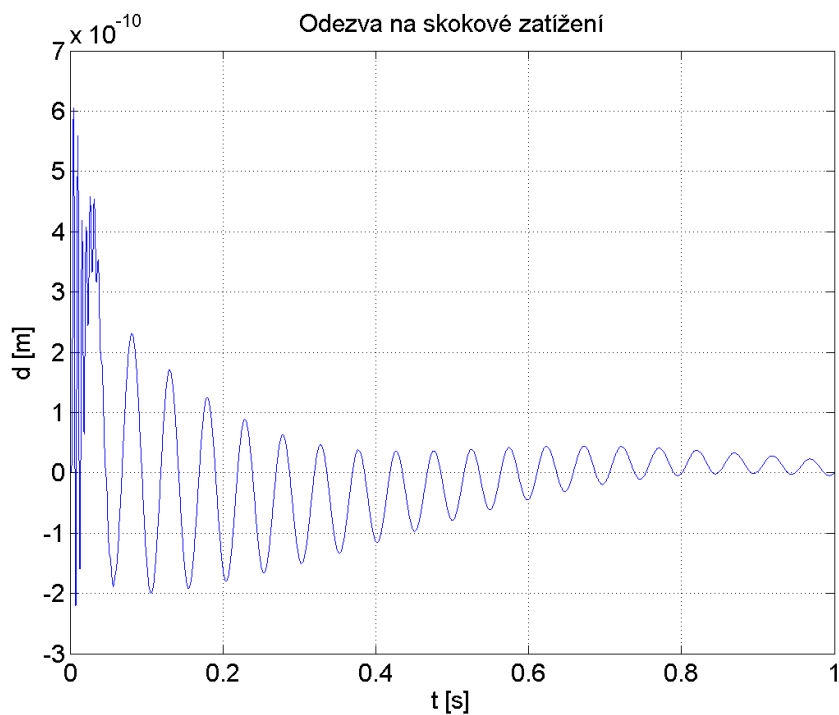
Simulace bude spočívat v působení silou 20 kN na podlahu a sledování výchylek na pneumatických tlumičích a na mikroskopu.

Nejprve nás zajímá chování na pneumatických tlumičích. Zejména velikost amplitudy a doba utlumení vibrací.



Obrázek 38: Odezva na skokové zatížení v místě pneumatických tlumičů

Na *Obrázku 38* Vidíme, že maximální výchylka se pohybuje v řádu nanometrů. A k úplnému utlumení došlo přibližně za 25 period což odpovídá asi 0,4 s. Mnohem podstatnější však je to, jak se silové buzení projeví přímo na mikroskop (*Obrázek 39*).



Obrázek 39: Odezva na skokové zatížení na mikroskopu

Tento průběh má podobný charakter, ale amplituda je ještě o řád menší než v místě tlumičů v předchozím případě. Pohybujeme se tedy v takových velikostech výchylky, které by již nemusely vadit ani při práci s přesnými měřicími přístroji umístěnými na této mechatronické soustavě.

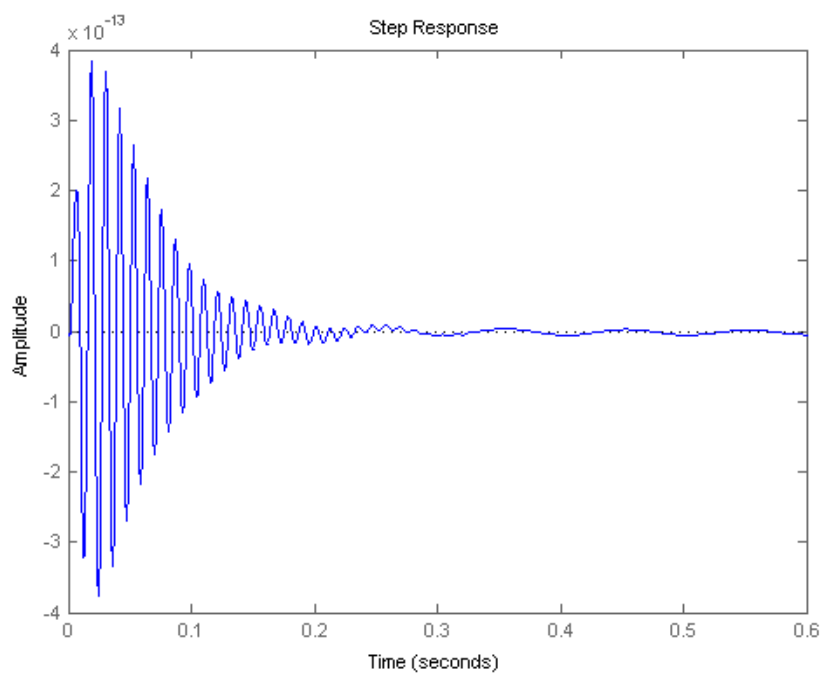
Další možností je vytvoření stavového popisu dynamické soustavy pomocí ss funkce přímo v prostředí MatLab, jejíž vstupními parametry jsou taktéž matice ADAMS_a, ADAMS_b, ADAMS_c a ADAMS_d a posléze vytvoření přenosové funkce pomocí tf, která je, jak lze vidět, 46. řádu.

Přenosová funkce soustavy $G(s) =$

$$\begin{aligned} & 3.47\text{e-}005 \, s^{43} - 0.3373 \, s^{42} - 3244 \, s^{41} - 3.373\text{e}007 \, s^{40} - 1.876\text{e}011 \, s^{39} - \\ & 9.478\text{e}014 \, s^{38} - 3.698\text{e}018 \, s^{37} - 1.29\text{e}022 \, s^{36} - 3.811\text{e}025 \, s^{35} - 1.001\text{e}029 \, s^{34} - \\ & 2.303\text{e}032 \, s^{33} - 4.636\text{e}035 \, s^{32} - 8.186\text{e}038 \, s^{31} - 1.193\text{e}042 \, s^{30} - 1.399\text{e}045 \, s^{29} - \\ & 8.009\text{e}047 \, s^{28} + 1.061\text{e}051 \, s^{27} + 5.433\text{e}054 \, s^{26} + 1.203\text{e}058 \, s^{25} + 2.17\text{e}061 \, s^{24} \\ & + 3.167\text{e}064 \, s^{23} + 4.178\text{e}067 \, s^{22} + 4.741\text{e}070 \, s^{21} + 4.95\text{e}073 \, s^{20} + 4.495\text{e}076 \\ & s^{19} + 3.773\text{e}079 \, s^{18} + 2.729\text{e}082 \, s^{17} + 1.829\text{e}085 \, s^{16} + 1.023\text{e}088 \, s^{15} + \\ & 5.34\text{e}090 \, s^{14} + 2.165\text{e}093 \, s^{13} + 8.355\text{e}095 \, s^{12} + 2.088\text{e}098 \, s^{11} + 5.32\text{e}100 \, s^{10} \\ & + 4.066\text{e}102 \, s^9 + 4.239\text{e}104 \, s^8 + 2.587\text{e}106 \, s^7 + 1.056\text{e}108 \, s^6 + 5.397\text{e}109 \, s^5 + \\ & 7.523\text{e}110 \, s^4 + 3.966\text{e}111 \, s^3 + 7.191\text{e}111 \, s^2 - 5.227\text{e}103 \, s - 1.028\text{e}104 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & s^{46} + 1.943\text{e}004 \, s^{45} + 2.072\text{e}008 \, s^{44} + 1.557\text{e}012 \, s^{43} + 9.522\text{e}015 \, s^{42} + \\ & 4.737\text{e}019 \, s^{41} + 2.077\text{e}023 \, s^{40} + 7.819\text{e}026 \, s^{39} + 2.679\text{e}030 \, s^{38} + 8.095\text{e}033 \\ & s^{37} + 2.263\text{e}037 \, s^{36} + 5.665\text{e}040 \, s^{35} + 1.325\text{e}044 \, s^{34} + 2.799\text{e}047 \, s^{33} + \\ & 5.556\text{e}050 \, s^{32} + 1.002\text{e}054 \, s^{31} + 1.703\text{e}057 \, s^{30} + 2.634\text{e}060 \, s^{29} + 3.852\text{e}063 \\ & s^{28} + 5.125\text{e}066 \, s^{27} + 6.453\text{e}069 \, s^{26} + 7.377\text{e}072 \, s^{25} + 7.98\text{e}075 \, s^{24} + \\ & 7.809\text{e}078 \, s^{23} + 7.22\text{e}081 \, s^{22} + 6.008\text{e}084 \, s^{21} + 4.705\text{e}087 \, s^{20} + 3.297\text{e}090 \, s^{19} \\ & + 2.158\text{e}093 \, s^{18} + 1.256\text{e}096 \, s^{17} + 6.722\text{e}098 \, s^{16} + 3.187\text{e}101 \, s^{15} + 1.347\text{e}104 \\ & s^{14} + 5.047\text{e}106 \, s^{13} + 1.578\text{e}109 \, s^{12} + 4.441\text{e}111 \, s^{11} + 8.814\text{e}113 \, s^{10} + \\ & 1.689\text{e}116 \, s^9 + 1.208\text{e}118 \, s^8 + 1.312\text{e}120 \, s^7 + 5.827\text{e}121 \, s^6 + 3.069\text{e}123 \, s^5 + \\ & 9.244\text{e}124 \, s^4 + 9.799\text{e}125 \, s^3 + 4.621\text{e}126 \, s^2 + 1.267\text{e}127 \, s + 2.292\text{e}127 \end{aligned}$$

Funkcí *step* poté můžeme zobrazit odezvu na jednotkový skok.



Obrázek 40: Odezva na jednotkový skok v Matlabu

Na *Obrázku 40* vidíme, že průběh výchylky je stejný, pouze amplituda se liší, neboť zde se jedná a zatížení jednotkovým skokem.

8 Návrh vibroizolační mechatronické soustavy

Jak je zřejmé, vibroizolační soustava bude zamezovat průchodu vibrací na mikroskop na třech úrovních. Základním vibroizolačním prvkem jsou silentbloky mezi podlahou a nosnou konstrukcí. Ty mají zajistit základní tlumení a pokud možno co nejmarkantnější snížení amplitudy vibrací

Druhým stupněm jsou pneumatické tlumiče umístěny v otvorech na horní platformě nosné konstrukce. Tyto tlumiče mají poměrně malou tuhost ve srovnání se silentbloky, ale naproti tomu velké tlumení. Tyto dva parametry je zapotřebí naladit tak, abychom dosáhli uspokojivých výsledků. Nicméně jejich nevýhodou je pomalá odezva, což vychází z jejich principu činnosti, kdy se při zatížení přebytečný plyn dostává ven z tlumiče přes řízený ventil. Naopak při odtížení se vzduch zpětně nasává, aby horní část zůstala co nejvíce v klidu.

Posledním stupněm jsou tlumící prvky mezi jednoduchou nosnou konstrukcí umístěnou na pneumatických tlumičích a samotným mikroskopem. V modelu jsou realizovány opět pomocí pryžových silentbloků. Nicméně ty nám poskytnou pouze pasivní ochranu a nejsou proto příliš vhodné. Daleko vhodnější se jeví použití aktivního tlumení, ideálně pak čtyř piezostacků. Piezostacky jsou vhodné přesně do této situace, kdy je zapotřebí utlumit vibrace vyšších frekvencí a malých amplitud. Jak je patrné z výsledků odezvy, amplituda vibrací se pohybuje v řádu desetin nanometrů o frekvenci přibližně 100 Hz. Nespornou výhodou piezostacků je možnost aktivního řízení a velmi rychlá odezva, která je k tlumení takových frekvencí zapotřebí. Zde se otevírají široké možnosti na náměty další práce, jak naladit tyto piezostacky tak, aby plnily požadovanou funkci. Implementováním piezostacků by se navržená vibroizolace mohla ještě více zdokonalit, neboť tyto zařízení disponují velmi zajímavými vlastnostmi, které lze využít v aplikacích tohoto typu. Návrh koncepce s piezoaktuátorem je jen teoretický a v modelu prozatím není zahrnut.

Je však také zapotřebí zmínit, že parametry tlumících prvků byly navrženy na základě požadovaného poměrného útlumu. Nejedná se tedy o katalogové hodnoty a z toho důvodu je nutné tyto hodnoty verifikovat.

9 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout koncepci mechatronické soustavy, která by dokázala účinně zabránit průchodu vibrací na zařízení pracující s vysokou přesností.

V teoretické studii je pojednáno o široké škále tlumících prvků, které jsou založeny na různých fyzikálních principech, přičemž každý má své výhody i nevýhody. Je patrné, že možností, kterých lze využít pro následnou vibroizolaci, je velké množství. Zásadní informací při jednotlivých typech vibroizolace přitom vždy je to, proti jakým vibracím je nejúčinnější z hlediska frekvence a amplitudy.

V první části byla provedena modální analýza unikátní nosné konstrukce v prostředí ANSYS Workbench a posléze i v ADAMS. Tyto výsledky byly porovnány, přičemž rozdíly se pohybovaly okolo 1%.

Tato konstrukce byla upravena v ANSYS Mechanical, aby bylo možno sestavit model vibroizolační mechatronické soustavy v prostředí ADAMS, které je na tuto práci velmi vhodné, protože zde lze snadno namodelovat vibroizolační prvky, měnit jejich parametry a sledovat chování jak těchto prvků, tak i celého modelu. Poté byl tento model exportován do programu MatLab Simulink za účelem zjištění odezvy této mechatronické soustavy na zatížení. Z této simulace jasně vyplývá, jaké chování můžeme očekávat při daných parametrech vibroizolačních prvků a dané velikosti zatěžovací síly.

Nakonec byl proveden závěrečný návrh vibroizolační mechatronické soustavy a byly nastíněny další možnosti rozvoje této práce, které spočívají zejména v zahrnutí aktivních vibroizolačních prvků namísto pasivních.

Seznam literatury

- [1] Y. Liu, T. P. Waters, and M. J. Brennan, “A comparison of semi-active damping control strategies for vibration isolation of harmonic disturbances,” *J. Sound Vib.*, vol. 280, no. 1–2, pp. 21–39, Feb. 2005.
- [2] H. Du, K. Yim Sze, and J. Lam, “Semi-active control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers,” *J. Sound Vib.*, vol. 283, no. 3–5, pp. 981–996, May 2005.
- [3] “KONI: Obecné principy konstrukce.” [Online]. Dostupné z: <http://www.koni.com/cz/tlumice-automobily/technologie/obecne-principy-konstrukce/>. [cit. 11.2.2014].
- [4] A. No and M. Street, “THE ELECTORHEOLOGICAL LONG-STROKE DAMPER : A NEW MODELLING TECHNIQUE WITH,” vol. 229, pp. 207–227, 2000.
- [5] “Magnetoreologický tlumič – novinka v dopravních systémech.” [Online]. Dostupné z: http://www.autopriemysel.sk/index.php?option=com_content&task=view&id=5919&Itemid=118. [cit. 9.3.2014].
- [6] H. a. Sodano, J.-S. Bae, D. J. Inman, and W. Keith Belvin, “Concept and model of eddy current damper for vibration suppression of a beam,” *J. Sound Vib.*, vol. 288, no. 4–5, pp. 1177–1196, Dec. 2005.
- [7] B. Ebrahimi, “Development of Hybrid Electromagnetic Dampers for Vehicle Suspension Systems,” 2009.
- [8] a. Dall’Asta and L. Ragni, “Experimental tests and analytical model of high damping rubber dissipating devices,” *Eng. Struct.*, vol. 28, no. 13, pp. 1874–1884, Nov. 2006.
- [9] “TMC Technical Knowledge Base - An Idealized Isolator.” [Online]. Dostupné z: http://www.techmfg.com/techbkgd/techbkgd_2.html#genintro. [cit. 29.3.2014].
- [10] J. Reichl and M. Všetická, “Encyklopedie fyziky.” Jaroslav Reichl. [Online]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/> [cit. 29.3.2014]
- [11] “PI Leader in: Precision Nano-Positioning & Piezo Systems, Piezo Stage, Actuators, Hexapod, Fiber Alignment, Piezo Motor, Steering Mirror, Translation Rotation Stage, Capacitance Sensor.” [Online]. Dostupné z: <http://www.physikinstrumente.com/en/index.php>. [cit. 1.4.2014].
- [12] “CEDRAT: Design Solutions for Electrical Engineering.” [Online]. Dostupné z: <http://www.cedrat.com/>. [cit. 1.4.2014].

- [13] D. HALLIDAY, R. RESNICK, and J. WALKER, “Elektromagnetická indukce,” FYZIKA Vysokoškolská učebnice fyziky, Vysoké učení technické v Brně - Nakladatelství VUTIUM a PROMETHEUS Praha, 2000, pp. 788–832.

Seznam obrázků

Obrázek 1: Kmitání s 1 stupněm volnosti.....	11
Obrázek 2: Amplitudo-frekvenční charakteristika pro různé tlumení.....	12
Obrázek 3: Model kmitání s více stupni volnosti	12
Obrázek 4: Schéma aktivního systému	13
Obrázek 5: Jednoplášťový kapalinový tlumič KONI (převzato z [3])	15
Obrázek 6: Dvoupplášťový kapalinový tlumič KONI (převzato z [3]).....	15
Obrázek 7: Magnetoreologická kapalina v klidovém stavu (převzato z [5]).....	16
Obrázek 8: Magnetoreologická kapalina v magnetickém poli (převzato z [5])	16
Obrázek 9: Schéma magnetoreologického tlumiče	16
Obrázek 10: Princip vířivých proudů (převzato z [13]).....	17
Obrázek 11: Elektromagnetický aktuátor (převzato z [10])	18
Obrázek 12: HDR Silentblok (převzato z [8])	19
Obrázek 13: Schéma pneumatického vibroizolátoru (převzato z [9])	20
Obrázek 14: TMC MaxDamp (převzato z [9])	21
Obrázek 15: Piezostack (převzato z [12]).....	22
Obrázek 16: CEDRAT Piezo stack s eliptickou skořepinou (převzato z [12])	22
Obrázek 17: Piezoelektrický vibroizolátor TMC Stacis (převzato z [9])	23
Obrázek 18: Model aktivního vibroizolátoru (převzato z [9]).....	23
Obrázek 19: Hybridní vibroizolační stůl TMC Stacis iX LaserTable (převzato z [9]) ..	24
Obrázek 20: Schéma mechatronické soustavy.....	25
Obrázek 21: Původní konstrukce	26
Obrázek 22: Vlastní tvar, kdy se konstrukce bortí ve směru osy Y.....	27
Obrázek 23: Torzní vlastní tvar v ose Y	27
Obrázek 24: Torzní vlastní tvar v ose Z	28
Obrázek 25: Soustava se 2 stupni volnosti (schéma a model v ADAMS)	29
Obrázek 26: Model soustavy se dvěma stupni volnosti.....	30
Obrázek 27: Propojení ADAMS a Simulink modelu	31
Obrázek 28: Zjednodušená konstrukce	32
Obrázek 29: Změna charakteru styku částí na konstrukci	32
Obrázek 30: Model konstrukce v ADAMS	33
Obrázek 31: Simulink model	34
Obrázek 32: Subsystém adams_sub.....	34
Obrázek 33: Výchylka rohu konstrukce v ose X	35
Obrázek 34: Výchylka rohu konstrukce v ose Y	35
Obrázek 35: Výchylka rohu konstrukce v ose Z.....	36
Obrázek 36: Model s tlumícími prvky	37
Obrázek 37: Modální analýza celé soustavy v ADAMS	38
Obrázek 38: Odezva na skokové zatížení v místě pneumatických tlumičů.....	40
Obrázek 39: Odezva na skokové zatížení na mikroskopu	40
Obrázek 40: Odezva na jednotkový skok v Matlabu	42