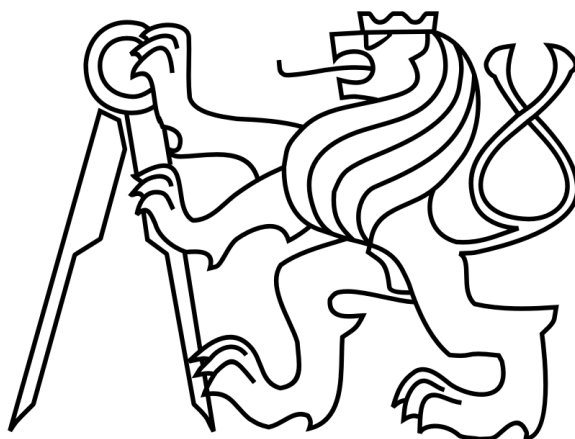


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ

ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A
KOLEJOVÝCH VOZIDEL



DIPLOMOVÁ PRÁCE

MKP analýza tlumiče vibrací

Vedoucí práce: Ing. Radek Tichánek, Ph.D.

Konzultant: Ing. Zdeněk Honzík

Anotace: Tato diplomová práce se zabývá simulací pryžových tlumičů vibrací (silentbloků) pomocí metody konečných prvků. Je zde vytvořena rešerše používaných materiálů těchto tlumičů a jejich výrobců. V další části jsou zmíněny možnosti simulací těchto dílů pomocí různých modelů, kterými se dají popsat mechanické vlastnosti pryže. Vybrané modely jsou aplikovány v kvazistatické a dynamické analýze fiktivního tlumiče s jednoduchou geometrií a poté v analýze reálné geometrie tlumiče vibrací. Hlavním cílem je nalezení postupu zjednodušení MKP analýz složitých sestav díky nahrazení 3D geometrie jednorozměrnými prvky a z toho vyplývající snížení výpočetního času. Součástí práce je návrh postupu identifikace jednorozměrných prvků silentbloku z reálné 3D geometrie.

Klíčová slova: metoda konečných prvků, tlumič vibrací, uložení motoru, silentblok, pohonné ústrojí, pryž, elasticita, viskoelasticita, hyperelasticita, tlumení

Abstract: This diploma thesis deals with finite element method simulation of rubber vibration dampers (bushings). Research of commonly used materials of dampers and their manufacturers is made here. In the next part there are mentioned possibilities of simulation using various models for description of mechanical properties of rubberlike materials. Selected models are applied in quasistatic and dynamic analysis of a simple fiction bushing and then in analysis of real bushing shape. The main goal is to find the method of simplifying FEM analyses for complicated assemblies thanks to replacing 3D geometry by 1D elements and thus the reduction of computing time. There is also a proposal of 1D bushing elements identification based on real 3D geometry.

Key words: finite element method, vibration damper, engine mount, bushing, powertrain, rubber, elasticity, viscoelasticity, hyperelasticity, damping

Zde vložit zadání práce

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze zdroje uvedené v závěru práce.

V Praze dne

podpis

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce, Ing. Radku Tichánkovi, Ph.D. a konzultantovi Ing. Zdeňku Honzíkovi za rady při tvorbě práce. Dále bych chtěl poděkovat doc. Ing. Miroslavu Španielovi, CSc. za úvodní rady při tvorbě MKP modelu a Ing. Pavlu Steinbauerovi, Ph.D. za rady týkající se modelování tlumičů. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat rodině a přátelům za podporu během studia.

Obsah

Anotace	iii
Zadání práce	v
Obsah	xii
1 Úvod	13
2 Materiály tlumičů vibrací a jejich výrobci	17
2.1 Materiály tlumičů vibrací	17
2.1.1 NR (natural rubber)	17
2.1.2 NBR (nitrile butadien rubber)	18
2.1.3 SBR (styrene butadien rubber)	19
2.2 Výrobci tlumičů vibrací	19
2.2.1 Tradiční výrobci pryžových dílů	19
2.2.2 Výrobci různých automobilových dílů	20
3 Obecný návrh tlumiče vibrací	23
3.1 Obecný návrh tlumiče vibrací	23
4 Mechanické vlastnosti pryží a modely určené k jejich popisu	27
4.1 Viskoelasticita	30
4.1.1 Kelvinův - Voigtův model	31
4.1.2 Maxwellův model	32
4.1.3 Zenerův model	32
4.1.4 Jednoduchý reologický model	33
4.1.5 Zobecněné modely	34
4.2 Hyperelasticita	34
4.2.1 Neo Hooke	38
4.2.2 Mooney - Rivlin	38
4.2.3 Yeoh	38
5 Jednoduchá geometrie tlumiče vibrací	41
5.1 3D model	41
5.1.1 Explicitní dynamická metoda	47

5.2	1D model	49
5.2.1	Identifikace parametrů 1D modelu	50
6	Reálná geometrie tlumiče vibrací	57
6.1	Kvazistatické zatížení	60
6.2	Dynamické zatížení	63
6.2.1	Zatížení skokem	63
6.2.2	Dynamické zatížení harmonickou silou	64
7	Závěr	71
	Literatura	74
	Seznam obrázků	75
	Seznam tabulek	77
	Seznam grafů	79

1 Kapitola 1

Úvod

Metoda konečných prvků je numerická metoda určená pro řešení inženýrských problémů, které se týkají problematiky pružnosti a pevnosti, dynamiky, proudění tekutin, vedení tepla, atd. Numerické metody dokáží řešit problémy na tělesech složité geometrie, složitého materiálového popisu, kde klasický analytický přístup pružnosti a pevnosti selhává.

Z pohledu zadavatele práce, společnosti Porsche Engineering Services s.r.o., je jedním z cílů práce průzkum a odzkoušení modelů silentbloků s materiálovými vlastnostmi co nejvíce odpovídajícími pryži v softwaru Abaqus. Druhým významným cílem je nalezení možnosti náhrady 3D modelů silentbloků pomocí 1D modelů, které dokáží s dostatečnou přesností tyto modely nahradit v dynamických úlohách, kdy je prováděna simulace pohonného řetězce nebo celého vozidla a není nutné mít tyto spojovací prvky propracované do posledního detailu. Lze očekávat, že takový model silentbloku vytvořený z několika málo jednotek, nejvýše desítek, pružných a tlumících prvků bude znatelně jednodušší na výpočet, než tomu bude u 3D modelu s nelineárními parametry, který obsahuje elementů desítky, mnohdy i stovky tisíc.

V osobních automobilech se tlumiče vibrací (silentbloky, pružná uložení pohonného ústrojí) používají jako prostředky snížení vlivu nepříznivých vibrací pohonného ústrojí na další části automobilu a posádku vozu. Asi nejznámější aplikací tlumičů vibrací v osobních vozidlech jsou tlumiče pérování. Jejich úkolem je tlumit pohyb pružiny a zajistit dobrý kontakt pneumatiky s vozovkou.

Tlumiče vibrací pohonného ústrojí musí plnit dvojí funkci. Tou první je spolehlivě držet pohonné ústrojí na svém místě a přenášet jeho tíhu a pohyby do karoserie nebo podvozku. Druhou funkcí je tyto pohyby a jiná silová působení při přenosu tlumit. Tyto dvě funkce jsou v moderním osobním automobilu významem na stejné úrovni.

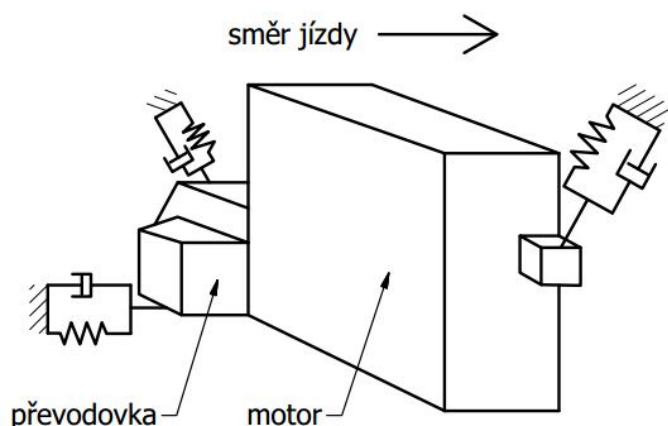
Pohonné ústrojí je spojeno s karosérií vozu prostřednictvím pryžových silentbloků. Účelem těchto pryžových uložení je spojit tuhé sestavy pomocí pružných elementů

a tím izolovat vibrace přenášené do karoserie a přenášený hluk. Komfort při řízení vozu závisí na tom, jak klidný je projev motoru a jak efektivně je izolováno vibrační silové působení mezi motorem a karoserií.

Nepříznivý vliv vibrací a hluku na člověka je nezpochybnitelný a limity jsou omezeny hygienickými předpisy nejen pro osádku vozidla, ale i pro okolí.

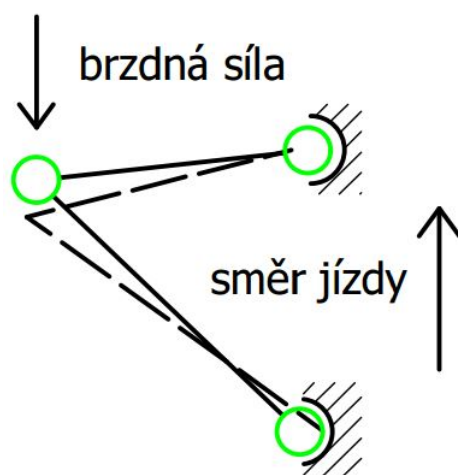
V neposlední řadě je nutné tlumit vibrace i z důvodu marketingového, neboť většina populace vyžaduje automobily stále komfortnější a i ryze sportovní vozy s tužšími uloženími pohonného ústrojí nebo podvozku si vybírá jen úzká klientela zákazníků.

Na schématu 1.1 je znázorněno klasické uložení pohonného ústrojí umístěného vpředu napříč. Z pohledu mechaniky tuhých těles je pro odstranění šesti stupňů volnosti tělesa, v našem případě pohonného ústrojí, potřeba vytvořit vazby ve třech bodech - podporách. Větší motory bývají uloženy i na více než třech místech, což je umožněno poddajností lůžek, kdy nedojde k přeurčení soustavy. Podélně uložená pohonná ústrojí jsou obvykle nesena čtyřmi podporami. Pružné uložení dovoluje omezený pohyb a pro útlum tohoto pohybu je nutné uložení doplnit tlumičem.



Obrázek 1.1: Uložení pohonného ústrojí

Co se týká uložení náprav, zde je pružné uložení nezbytné pro izolaci vibrací způsobených zejména buzením od vozovky. Nicméně v tomto případě dochází ke změně geometrie nápravy kvůli poddajnosti uložení (jev v angličtině nazývaný compliance), což je jev z pohledu výsledné konstrukce nepříznivý a při návrhu podvozku je nutné s elastokinematikou počítat. Výsledky této práce by mohly potenciálně sloužit i pro analýzy částí podvozku.



Obrázek 1.2: Elastokinematika náprav

Na obrázku 1.2 je v půdorysu načrtnuta poddajnost uložení trojúhelníkového ramene nápravy při brzdění vozu. Původní pozice ramene je zobrazena plnou čarou, pozice při brzdění čárkovanou. Poddajné silentbloky jsou vyobrazeny zeleně.

Kapitola 2

2 Materiály tlumičů vibrací a jejich výrobci

2.1 Materiály tlumičů vibrací

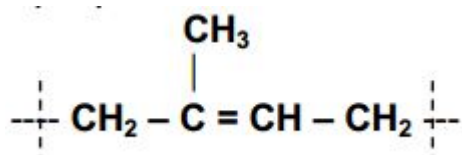
Elastomer je polymer, který se rychle vrací do přibližně původního tvaru a rozměrů, z nichž byl deformován poměrně malým napětím; za běžných podmínek je v kaučukovitém stavu.

Surový elastomer může být původu přírodního nebo syntetického. Latex je mízou stromu kaučukovníku a je to surový materiál v přírodních pryžích. Základní monomer je isopren (cis-1,4-polyisopren). Mezi molekulárními řetězci nejsou žádné chemické vazby a základní materiál je tedy měkký a plastický. Běžná syntetická pryž má základ v butadienu a hlavní aplikací jsou pneumatiky díky dobré odolnosti proti opotřebení. Plniva, jako například saze, jsou přidávána pro zvýšení tuhosti nebo v některých aplikacích pro zvýšení odolnosti proti opotřebení. Saze jsou složeny z velmi malých částic uhlíku (20 nm - 50 μm), které jsou smíchány se surovou gumou před vulkanizací. Plnivo a elastomer nejsou chemicky spojeny; jsou to rozdílné fáze ve vulkanizované pryži spojené pouze chemickými můstky - sítí příčných vazeb. [3]

Během výroby se pryž chová jako vysoce viskózní tekutina. Po vulkanizaci dojde k zesíťování polymerních řetězců. Pryž tak zvládá velké, vratné, elastické deformace. Silentbloky jsou vyráběny z pryží na bázi NR, SBR a NBR v standardní tvrdosti 55 ShA. Popis tvrdostí pryží je vysvětlen v kapitole 4.

2.1.1 NR (natural rubber)

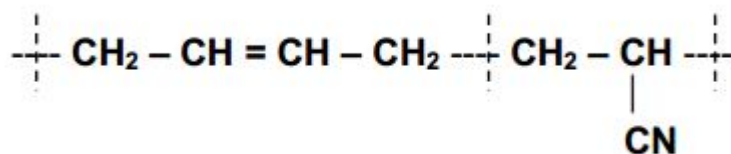
NR je přírodní kaučuk, jehož základním monomerem je isopren (cis-1,4-polyisopren). V základní formě - latexu - se jedná o mléčně zbarvenou mizu. Pro technické aplikace



Obrázek 2.1: Natural rubber

je nutná jeho plastikace a následná vulkanizace. Standardní vulkanizace sírou probíhá při teplotě 140 až 160 °C. Vulkanizáty NR se vyznačují vysokou mechanickou pevností, elasticitou a odolností proti otěru. Plniva zvyšují mechanickou pevnost a odolnost proti UV záření. Odolnost proti vyšším teplotám se zvyšuje přimícháním antioxidantů. NR se vyznačuje nízkým hřetím, což je disipace mechanické energie v teplo při dynamickém namáhání. NR je nepolární, takže má nižší odolnost proti polárním rozpouštědlům (benzin, nafta). NR pryž je odolná proti nepolárním alkoholům. Dlouhodobě může být NR vystavena teplotám -50 až + 75°C, nad +75°C se objevuje problém se stárnutím za tepla. Tvrdost NR kaučuků dosahuje hodnot 30 až 80 ShA. [3]

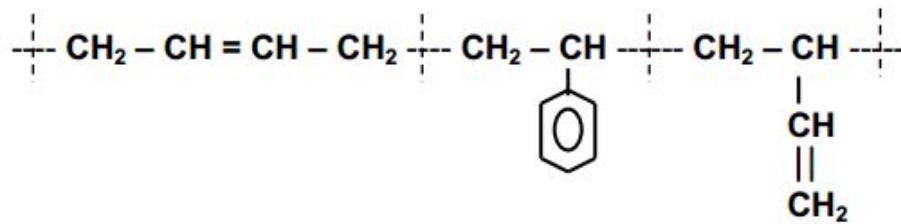
2.1.2 NBR (nitrile butadien rubber)



Obrázek 2.2: Nitrile butadien rubber

Butadien - akrylonitrilový kaučuk patří mezi speciální syntetické kaučuky. NBR je emulzní kopolymer butadienu a akrylonitrilu. Je to nejlevnější olejovzdorný elastomer, což jej předurčuje pro aplikaci uložení motorů, převodovek či zavěšení kol. NBR je polární, takže má dobrou odolnost proti nepolárním kapalinám a nízkou odolnost proti polárním rozpouštědlům, jako jsou ketony, estery, chlorovaná a aromatická rozpouštědla (např. benzen a toluen). Přítomnost alkoholů v benzínu při styku značně zvyšuje bobtnání NBR vulkanizátu. Jako ztužující plnivo jsou do butadien - akrylonitrilového kaučuku přimíchávány saze. Vulkanizační systém je sírový, dalšími prvky jsou aktivátory, urychlovače a retardéry vulkanizace. NBR má zvýšenou odolnost proti stárnutí za tepla, proto je často používán v automobilovém průmyslu pro součásti vystavené zvýšené teplotě. S rostoucím obsahem akrylonitrilu se odolnost proti stárnutí za tepla zvyšuje. [3]

2.1.3 SBR (styrene butadien rubber)



Obrázek 2.3: Styrene butadien rubber

SBR je butadien - styrenový kaučuk, který patří mezi syntetické kaučuky. SBR je kopolymer butadienu a styrenu. Obsah styrenu se pohybuje od 15 do 40 %, standardní je 23,5 %. K dosažení požadovaných mechanických vlastností musí SBR vulkanizát stejně jako NBR obsahovat ztužující plniva. SBR má vysokou mechanickou pevnost, elasticitu a odolnost proti otěru. Dlouhodobá teplota, které může být SBR pryž vystavena je vyšší než u NR kaučuku. SBR má nižší odolnost proti palivům - polárním rozpouštědlům. [3]

2.2 Výrobci tlumičů vibrací

2.2.1 Tradiční výrobci pryžových dílů

První skupinu tvoří výrobci tlumičů vibrací, kteří se věnují výrobě pryžových dílů ve větším měřítku, což znamená, že tlumiče vibrací tvoří pouze úzkou část jejich vývojového a výrobního programu. Dalšími body jejich zájmu jsou například pryžové díly těsnic, díly pro přenos výkonu jako řemeny a pružné spojky a v neposlední řadě výroba pneumatik. Tyto společnosti mají dlouhou historii zpracování kaučuků, která nezdědka přesahuje 100 let. Silentbloky pro průmyslové využití mohou být vyráběny v rozměrových řadách a daný silentblok pak nemá přiřazeno konkrétní místo aplikace. Co se týče silentbloků určených pro automobily, pak každý z nich má dáno své umístění v daném modelu či modelech vozů. V rámci této skupiny bych zmínil tři největší světové výrobce pryžových dílů mimo pneumatiky a jednoho českého.

Společnost Continental je nejen významným výrobcem pneumatik, ale také největším světovým výrobcem pryžových produktů, kterými nejsou pneumatiky. Skupina ContiTech je samostatný koncernový úsek společnosti Continental AG a v jejím výrobním portfoliu se nachází produkce tlumičů vibrací pro uložení pohonného ústrojí a dílů podvozku jakožto originálních dílů. Dalšími významnými produkty jsou vzdu-

chové pružiny a pryžové díly pro přenos výkonu - drážkované a klínové řemeny.

Francouzská skupina Hutchinson S.A. je druhým největším výrobcem nepneumatikových pryžových dílů na světě. Podstatnou část její činnosti tvoří vývoj a výroba tlumičů vibrací. Hutchinson S.A. je dceřinnou společností nadnárodního koncernu TOTAL S.A.

Švédská nadnárodní společnost Trelleborg AB, která se zabývá výrobou těsnicích, tlumicích a ochranných součástí z polymerů. Trelleborg Vibracoustic je odnoží tohoto koncernu a specializací je návrh a výroba pryžových uložení pohonného ústrojí, vzduchových pružin (měchů), tlumičů torzních vibrací a jiných tlumičů a izolátorů používaných v dopravních prostředcích.

Předním českým výrobcem silentbloků je akciová společnost RUBENA Hradec Králové, která vznikla v roce 1999 spojením firem RUBENA Náchod a GUMOKOV Hradec Králové. Výroba pryžových dílů v Náchodě však sahá až do roku 1908 a samotný název RUBENA vznikl v roce 1947 po znárodnění původního podniku. V současnosti se společnost specializuje mimo jiné na výrobu silentbloků z kaučuků přírodního (NR), butadien - akrylnitrilového (NBR) a butadien - styrenového (SBR). Odběrateli dílů z RUBENY jsou automobilky Škoda, Volkswagen, BMW a jiné. [15]

Další čeští výrobci silentbloků, kteří se obecně zaměřují na výrobu pryžových dílů:

- skupina DIMER GROUP - DIMER s.r.o. a DIMER ENGINEERING
- společnost FRAM s.r.o.

2.2.2 Výrobci různých automobilových dílů

Do druhé skupiny bych zařadil výrobce, kteří se orientují čistě na výrobu dílů pro automobilový průmysl a kromě pryžových tlumičů vibrací vyrábí například i tlumiče pérování, díly karosářské, palivových soustav, zavěšení kol, elektroniku a jiné. Zaměření společností na automobilový průmysl bývá stoprocentní. Mnoho výrobců silentbloků určených pro automobily se zabývá pouze výrobou těchto druhů silentbloků.

Výrobci:

- TRW Automotive - tento americký gigant, který se specializuje na výrobu širokého spektra automobilových dílů, se v roce 2015 spojil s koncernem ZF Friedrichshafen AG

- ZF Friedrichshafen AG - Lemförder
- DELPHI Automotive
- ThyssenKrupp AG - FEBI Bilstein
- Wulf Gärtner Autoparts AG (Meyle)

3 Obecný návrh tlumiče vibrací

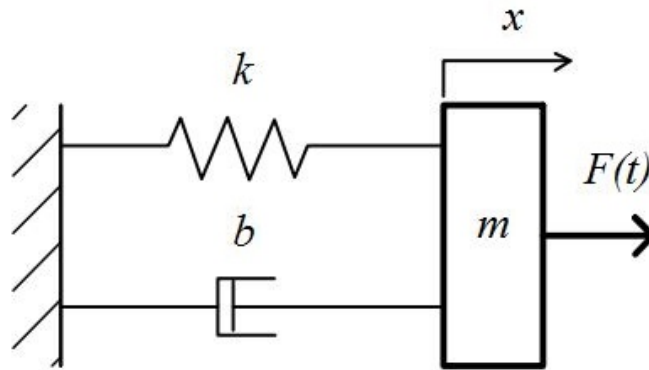
3.1 Obecný návrh tlumiče vibrací

Tlumič vibrací je technické zařízení, jehož funkcí je tlumit kmity zdroje vibrací přenášených z jedné soustavy na druhou. Typickým příkladem je tlumení vibrací přenášených z vozovky přes odpružení s tlumičem do karoserie vozu. Pokud by bylo pohonné ústrojí automobilu uloženo "pevně" (uložení s vysokou tuhostí, například kovové), značně by se snížilo pohodlí v automobilu. Samotné pohonné ústrojí by bylo namáháno rázy způsobenými nerovnostmi vozovky, docházelo by k tvorbě únavových trhlin. Pevně uložené pohonné ústrojí by bylo navíc namáháno kroucením karoserie.

Síly působící na tlumič vibrací můžeme rozdělit na tzv. vnější a vnitřní. Vnější síly jsou vyvolány jízdou vozidla po vozovce (přejezd nerovností, jízda v zatáčce, atd.). Tyto síly jsou přenášeny přes podvozek vozidla do uložení a následně do motoru. Prostor kolem motoru je omezený a tudíž i dovolený pohyb motoru musí být omezený. Cílem uložení je tedy minimalizovat velikost vnějších sil přenášených do motoru. Vnitřními silami jsou síly, které mají původ v pístovém spalovacím motoru a patří mezi ně samotný proces spalování, odstředivé síly rotujících hmot, setrvačné síly posuvných hmot, pohyb nevyvážených hmot klikového mechanismu, pulzace výfukových plynů. [5]

Pryžová uložení motoru mají tedy zpravidla proměnlivou tuhost, která je dána geometrií. Při silovém buzení o malé amplitudě nebo při buzení vyššími frekvencemi nedochází k posuvu středové části silentbloku k okrajům, které jsou značně tužší a omezují pohyb motoru v motorovém prostoru. Při vyšším zatížení a dosednutí dvou povrchů na sebe značně vzrůstá tuhost.

Proto pro izolaci vibrací způsobených nevyvážeností chodu motoru za účelem minimalizace přenosu je třeba, aby uložení mělo relativně malou tuhost a tlumení. Nicméně pokud je hodnota elastické tuhosti a tlumení příliš nízká, přechodová ode-



Obrázek 3.1: Spojení pružiny, tlumiče a odpružené hmoty

zva prvků uložení může být problematická. V případě náhlých rázů způsobených pohonným ústrojím (prudká akcelerace nebo decelerace atd.) či vnějšími vlivy, jako je například kvalita povrchu vozovky, by došlo k nežádoucímu nadměrnému pohybu pohonného ústrojí v motorovém prostoru s možností poškození. Z tohoto důvodu je zase požadována vysoká hodnota tuhosti a tlumení, zejména v oblasti vysokých deformací silentbloku.

Pokud uvažujeme pohybující se těleso působící vibracemi na prvky, se kterými je spojeno, pak k jeho popisu můžeme použít náhradní dynamickou soustavu s jedním hmotným tělesem. Ke snížení účinku vibrací můžeme použít Kelvinův - Voigtův model na obrázku 3.1, což je paralelní zapojení tuhosti (pružiny) a tlumení mezi hmotným tělesem a základním rámem.

Základní rovnici popisující tento model můžeme zapsat ve tvaru:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F(t). \quad (3.1)$$

Vlastní frekvenci netlumené soustavy obecně vypočítáme pomocí determinantu

$$|K - \lambda \cdot M| = 0, \quad (3.2)$$

kde K je matice tuhosti, M matice hmotnosti a λ je druhá mocnina vlastní kruhové frekvence soustavy. Pro jednohmotovou netlumenou soustavu se výpočet vlastní kruhové frekvence dále zjednoduší na

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (3.3)$$

Vlastní frekvenci v Hz získáme pomocí vztahu

$$f = \frac{\Omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (3.4)$$

S připojením tlumení můžeme původní rovnici bez silového buzení 3.1 upravit do podoby

$$\ddot{x} + 2b_r\Omega\dot{x} + kx = 0, \quad (3.5)$$

kde b_r je poměrný útlum, který určíme dle vztahu

$$b_r = \frac{b}{2 \cdot \sqrt{m \cdot k}}. \quad (3.6)$$

Pro výpočet vlastní kruhové frekvence podkriticky tlumené soustavy platí vztah

$$\Omega_b = \Omega \cdot \sqrt{1 - b_r^2} \quad (3.7)$$

Jednoduchou úpravou lze docílit vlastní frekvence tlumené soustavy v Hz

$$f_b = \frac{\Omega_b}{2\pi}. \quad (3.8)$$

U tlumené soustavy vždy dochází k fázovému zpoždění reakce za buzením. Soustava pohonného ústrojí by měla být naladěna tak, aby se provozní oblast vyhýbala rezonanční oblasti této soustavy. Možností je provozovat soustavu pod rezonanční frekvencí nebo rezonanční oblast co nejrychleji překonat a pohybovat se v provozní oblasti za rezonanční frekvencí.

Uložení pohonného ústrojí však nemusí být pouze pasivní komponenty vozidel. Aktivní uložení motorů jsou elektronicky řízená zařízení, která jsou značně odlišná od standardních pasivních pryžových uložení. Jejich cílem je zajistit variabilní tuhost a tlumení dle aktuálních provozních podmínek. Jedním z takových příkladů uložení je Porsche Dynamic Engine Mount System, jehož princip je podobný aktivním tlumičům odpružení. Aktivní uložení obsahuje magnetoreologickou kapalinu jejíž viskozita je řízena elektromagnetickým polem ovládaným řídicí jednotkou. U sportovních a závodních vozů je důležité omezit co nejvíce pohyb motoru v motorovém prostoru pro zajištění dobré dynamiky vozidla, která nebude ovlivněna nežádoucím setrvačným pohybem pohonného ústrojí i za cenu zhoršeného komfortu. Během sportovní jízdy tak může být tuhost i tlumení vyšší, naopak při klidné jízdě se klade důraz na komfort a tuhost i tlumení jsou sníženy. [14]

4 Mechanické vlastnosti pryží a modely určené k jejich popisu

Pryž (vulkanizovaný elastomer) je charakterizována chemickými, tzv. příčnými vazbami mezi polymerními řetězci, které tvoří uzly prostorové sítě.

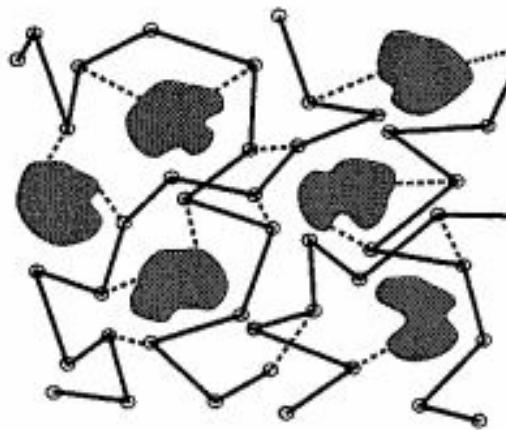
Důležitými vlastnostmi elastomerů, které jsou využívány v technických aplikacích, jsou schopnost odolávat vysoké deformaci bez ztráty elasticity, schopnost tlumení vibrací a většinou odolnost proti mazivům.

Pružnost pryže je dána dlouhými a prostorově komplikovanými molekulovými řetězci a jejich schopností natahovat a orientovat se ve směru namáhání. Makromolekuly se mohou různě otáčet - příčné vazby mezi makromolekulami to dovolují.

Pokud silentblok obsahuje ocelové části, ty se používají buď k přichycení k jiným částem sestavy nebo pro zvýšení tuhosti silentbloku. Ocelové části silentbloků jsou běžně pevně spojeny s pryží během procesu lisování nebo lepeny k pryži. Lepený spoj obvykle není místem vzniku poruchy, častější je selhání pryžové části. Lepený spoj je silnější než pryž samotná v tom smyslu, že v pečlivě vyrobené ocelopryžové součásti se nejdříve projeví trhlinka v pryži a ne v lepeném spoji mezi pryží a ocelí. [1]

Pokud je deformace materiálu do 5 až 10 %, poté se dá nelineární hyperelastický model nahradit lineárním modelem podle Hookeova zákona. [8]

Tlumičí vlastnosti pryže vyplývají z molekulové struktury materiálu. Vulkanizovaná pryž obsahuje velmi dlouhé, navzájem vazbami spojené, polymerní řetězce. Tlumení je zvýšeno, pokud je v pryži obsaženo vyztužující plnivo, kterým jsou nejčastěji saze. Jak již bylo zmíněno dříve, saze jsou složeny z velmi malých částic uhlíku (20 nm - 50 μ m), které jsou smíchány se surovou pryží před samotným procesem vulkanizace. Výsledný materiál je tedy dvojfázový. Z hystereze pryží také vyplývá, že se v ní maří část energie během cyklického zatěžování a odlehčování. [1]



Obrázek 4.1: Struktura pryže s plnivem [1]

Na obrázku 4.1 je znázorněna mikrostruktura pryže vyztužené plnivy. Plné čáry znázorňují polymerní řetězce, černé skvrny vyztužující plnivo a čárkované úsečky příčné vazby mezi polymerními řetězci a sazemi a mezi polymerními řetězci navzájem.

Pryže jsou velmi poddajné při namáhání stříhem. Modul pružnosti ve stříhu dosahuje hodnoty řádově o 10^5 MPa nižší, než je běžné u kovů.

Pryž má téměř lineární chování v prostém smyku, kdy je možné izolovat nelineární dynamické chování, způsobené tlumením, které je indukováno plnivou v pryži.

Vlastnosti pryží jsou časově závislé. Velikost poměrné deformace má velmi výrazný vliv na tuhost, která rapidně vzrůstá s rychlostí procesu. Toto chování může být posuzováno jako viskoelastické. Velká část relaxace se odehraje v krátké době po odlehčení.

Tlumení pryží s plnivou (schopnost disipovat mechanickou energii v teplo) je způsobeno dvěma hlavními mechanismy. První je viskózního charakteru - původem viskózního tlumení je odpor k reorganizaci molekulových řetězců uvnitř pryžové fáze. Reorganizace dlouhých molekulových řetězců se nemůže objevit okamžitě, což má za důsledek rychlostně závislé tlumení viskózního charakteru. Druhý mechanismus je způsoben plnivem. Tlumení je zvýšeno přidáním plniva do pryžové směsi. Částice plniva mohou být označeny jako tuhé ve srovnání s pryžovou strukturou. Tyto částice vytváří shluky a tak vytváří strukturu plniva pryžové síti. Pokud je takový materiál deformován, na rozhraní pryže se vytváří síly a struktura plniva se porušuje. Zvýšené tlumení tedy musí být přisouzeno odporu na rozhraních fází pryž-uhlík a na rozhraních uhlík-uhlík. Tato část tlumení je nezávislá na rychlosti a je zodpovědná za nelineární dynamické chování pryží s plnivou. [1]

Plnivo v pryži má velmi malou kapacitu přenosu napětí v pryži. Plnivo také snižuje nejvyšší možné prodloužení pryže do porušení.

Cyklické zatěžování pryžových kusů způsobí postupný úbytek tuhosti a taky zmenšení vzdálenosti mezi zatěžující a odlehčující křivkou (hystereze). Porušení sítě je nicméně omezeno pro každou hodnotu maximální deformace a ustálení je dosaženo po čtyřech až osmi cyklech. Pokud dále zvyšujeme prodloužení, objeví se nové poruchy příčných vazeb v síti a objeví se nová ustálená deformační křivka. Neobnovitelná část snížení tuhosti je způsobena porušením příčných vazeb, zatímco obnovitelná část je způsobena konfiguračními změnami ve vnitřní síti. [8]

Pryže s plnivý se vyznačují vlastností, kdy se při cyklickém zatěžování postupně snižuje napětí indukované deformací v jednotlivých krocích. To znamená, pokud materiál podstupuje deformaci poprvé, napětí v něm je vyšší než napětí při stejné velké deformaci v dalším kroku. Důvodem je porušení příčných vazeb mezi molekulovými řetězci, které se však po odlehčení částečně obnoví. Doba obnovy se nazývá relaxační čas a pohybuje se řádově v hodinách.

Pokud je odlehčovací část cyklu v grafu napětí deformace odlišná od zatěžovací části cyklu v grafu napětí - deformace, jde o jev zvaný hystereze. Pryže bez plniv se vyznačují malou hysterezí ve srovnání s pryžemi s plnivý, které vykazují značnou hysterezní křivku.

Dynamický modul pružnosti ve smyku se snižuje s rostoucí teplotou a zvyšuje s rostoucí frekvencí. [1]

Dalším typickým rysem pryže je velký rozdíl mezi modulem pružnosti ve smyku a v tlaku. Typická pryž pro technické aplikace, která má jako plnivo saze, má modul pružnosti ve smyku okolo 1-10 MPa a modul pružnosti v tlaku kolem 2000 MPa. Modul pružnosti v tlaku je tedy o 10^3 MPa vyšší. Tento fakt dělá pryž téměř nestlačitelnou. V mnoha případech se uvažuje úplná nestlačitelnost pryže, tedy Poissonovo číslo $\nu = 0,5$. [8]

Pozn. Běžné hodnoty Poissonova čísla pro kovy se pohybují kolem $\nu = 0,3$. Pokud $\nu = 0$, pak vůbec nedochází k příčné deformaci. Existují i materiály s negativním Poissonovým číslem, jako je například korek.

V případech, kdy je pryžový díl částečně nebo úplně uzavřen v tuhé struktuře, nabývají na důležitosti objemové změny, které jsou vyjádřeny modulem stlačitelnosti. Tento modul je součástí hyperelastických modelů v kódu konečněprvkových elementů.

Tuhost pryže je také ovlivněna dalšími faktory. Při harmonické zátěži má velký vliv frekvence a amplituda. Vyšší frekvence zvýší tuhost, naproti tomu vyšší amplituda tuhost snižuje. Teplota je také důležitým faktorem. Při teplotách nad 0°C je tuhost relativně konstantní, při teplotách pod bodem mrazu je tuhost značně vyšší. Pod -60 až -80°C se nachází teplota skelného přechodu a pryž přechází do skelného stavu. [1]

Tvrdość pryží

Tvrdość silentbloku je nejčastěji jedinou materiálovou charakteristikou, která je výrobcem silentbloků dodávána, proto považuji za vhodné toto téma zmínit. Měření tvrdości pryží je metodou pro určení přibližné hodnoty modulu pružnosti. Měření jsou jednoduchá ovšem nejsou velmi přesná. Při měření tvrdości se do materiálu vtlačuje definovanou silou indenter definovaného tvaru.

Existují 2 metody měření tvrdości pryží:

- IRHD test - International Rubber Hardness Test

Při měření tvrdości dle IRHD se do pryžového vzorku vtlačuje definovanou silou kulový indenter a měří se hloubka vtlačení. Celková přitlačná síla zůstává na konstantních 5,7 N, ale mění se průměr indentoru od 1 přes 2,5 po 5 mm podle tvrdości pryže (průměr 1 mm je určen pro pryže o vysoké tvrdości). [12]

- měření tvrdości dle Shoreho

Postup měření je obdobný, jako u IRHD testu. Shoreův kapesní tvrdoměr má hrot ve tvaru komolého kužele, který je vtlačován do materiálu. Může být upevněn ve stojanu nebo držen v ruce. Pro rozměry měřeného materiálu platí určitá pravidla. Zkoušený vzorek musí mít minimální tloušťku 6 mm a hrot musí být zabodnut minimálně 12 mm od okraje materiálu. [3] Standardní tvrdość silentbloků je 55 ShA. Stupnice Shore A se používá pro nejměkčí pryže, Shore D pro nejtvrďší. Závodní automobily běžně používají silentbloky o vyšší tvrdości, např. 80 - 90 ShoreA.

4.1 Viskoelasticita

Viskoelasticita je materiálová vlastnost, která charakterizuje materiály elastické se schopností tlumit mechanické vibrace díky viskóznímu tlumení. Viskózní tlumení si lze představit jako tlumení kapalinových tlumičů odpružení, kdy tlumicí kapalina protéká přes škrťící orgány. Lineární viskoelastické chování je charakterizováno elipsou (hystereze) s ohnisky v 1. a 3. kvadrantu. Hysterezní smyčka nelineárního chování je oproti lineární značně odlišná. Toto chování je způsobeno nelineární elasticitou a třecím tlumením (způsobeno strukturou plniva).

Lineární viskoelastické chování můžeme pozorovat u pryží bez plniv, které jsou zatěžovány prostým smykem v oblasti malých deformací. Viskózní tlumení je způsobeno čistě pryžovou fází. Lineární viskoelastický model je čistě závislý na rychlosti zatěžování s lineárním dynamickým chováním. Tento model dobře vystihuje chování pryží bez plniv, ale nedokáže popsat některé důležité vlastnosti pryží s plnivou (rych-

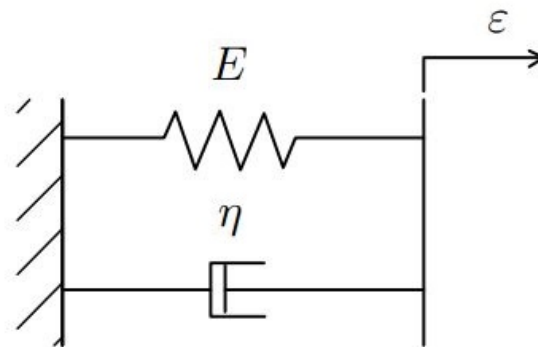
lostně nezávislé tlumení, které je důležité k popsání hystereze při kvazistatickém zatěžování a amplitudovou závislost dynamického modulu pružnosti při harmonickém zatěžování).[1]

Dynamické chování pryže z viskoelastického materiálu můžeme charakterizovat počátečním dynamickým modulem pružnosti.

$$E_{dyn} = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \quad (4.1)$$

4.1.1 Kelvinův - Voigtův model

Tento model je představován paralelně spojenou pružinou (tuhostí) s tlumičem (viskózním tlumením).



Obrázek 4.2: Kelvinův - Voigtův model

Relativní prodloužení pružiny i tlumiče je shodné.

$$\varepsilon = \varepsilon_{spring} = \varepsilon_{damper} \quad (4.2)$$

Celkové mechanické napětí je pak sumou napětí v jednotlivých prvcích

$$\sigma = \sigma_{spring} + \sigma_{damper}. \quad (4.3)$$

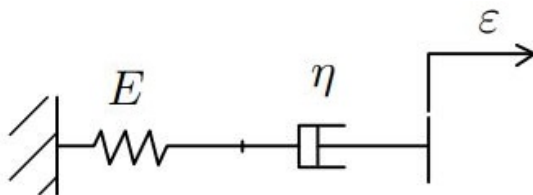
Mechanické napětí v závislosti na čase je dáno vztahem

$$\sigma(t) = E \cdot \varepsilon(t) + \eta \frac{d\varepsilon(t)}{dt}, \quad (4.4)$$

kde η [Ns/m²] je viskózní koeficient.

4.1.2 Maxwellův model

Model popisující viskoelasticitu sestává z elastického členu o lineární tuhosti a z viskózního členu, který symbolizuje tlumení. Tyto členy jsou spojeny sériově.



Obrázek 4.3: Maxwellův model

$$\varepsilon = \varepsilon_{spring} + \varepsilon_{damper} \quad (4.5)$$

$$\dot{\varepsilon} = \dot{\varepsilon}_{spring} + \dot{\varepsilon}_{damper} \quad (4.6)$$

$$\dot{\varepsilon}_{spring} = \frac{\dot{\sigma}}{E} \quad (4.7)$$

$$\dot{\varepsilon}_{damper} = \frac{\dot{\sigma}}{\eta} \quad (4.8)$$

$$\dot{\sigma} + \frac{E}{\eta} \cdot \sigma = E \cdot \dot{\varepsilon}, \quad (4.9)$$

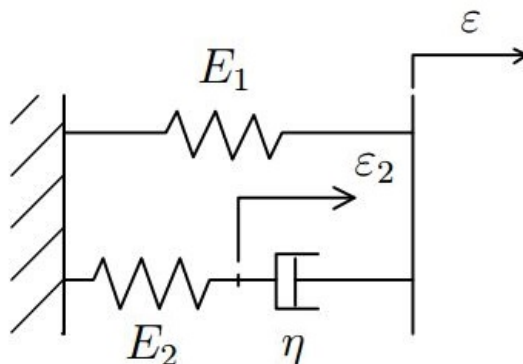
což je diferenciální rovnice, která vyjadřuje závislost napětí - deformace Maxwellova modelu. Podstatnou nevýhodou tohoto modelu je relaxační chování po skokové změně zatížení, kdy trvalá deformace modelu nevyvolá trvalé napětí. Viskózní člen dovolí po určité relaxační době návrat elastického členu do rovnovážného stavu a mechanické napětí vymizí. Průběh napětí po skoku zatížení má tedy tvar exponenciály, jejíž $\lim \sigma \rightarrow 0$. Relaxační čas vyjádříme ve tvaru $t_r = \frac{\eta}{E}$, kde η [Ns/m²] je viskózní koeficient.

Z rovnice $E_R(t) = E \cdot e^{-t/t_r}$ vyplývá, že relaxační modul pružnosti (modul po relaxaci) se s rostoucím časem po exponenciále blíží k nule, tudíž i napětí se blíží k nule. [1]

4.1.3 Zenerův model

Lineární viskoelastický solid je speciálním případem lineárního viskoelastického modelu, nicméně má kvalitativní rysy více sofistiovaného viskoelastického solidu. Mezi

tyto rysy patří relaxační chování a elastická odezva na velmi rychlé a velmi pomalé zatížení. Zenerův model vznikne paralelním spojením Maxwellova modelu s elastickým členem. Po skokovém zatížení nedojde k vymizení mechanického napětí, jako tomu je u Maxwellova modelu.



Obrázek 4.4: Zenerův model

4.1.4 Jednoduchý reologický model

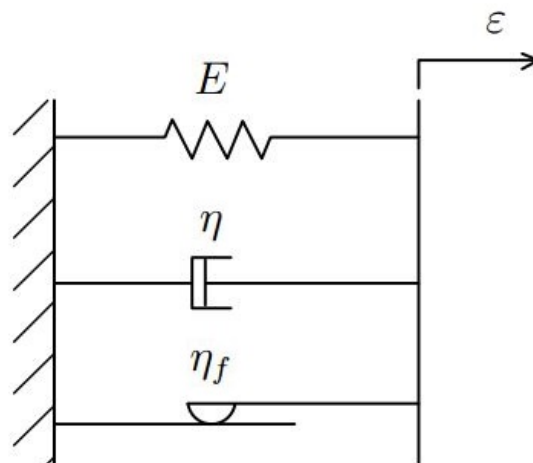
Jednoduchý jednorozměrný reologický model zahrnuje elastické a tlumicí vlastnosti. Elasticita je vyjádřena pružinovým elementem, který může být lineární i nelineární. Tlumení je vyjádřeno rychlostně závislým viskózním tlumičem a třecím tlumičem, který je nezávislý na rychlosti. Třecí element dává tomuto modelu možnost realizovat hysterezi v kvazistatickém zátěžném stavu a v oblasti návratu k blízké nulové deformaci. Jedná se vlastně o Kelvinův - Voigtův model rozšířený o třecí tlumení.

Elastické, viskózní a třecí síly působí paralelně a celkové napětí je sumou napětí v elementech. Viskózní napětí σ_{damper} odpovídá disipativnímu napětí v síti pryže. Napětí v plnivu a na rozhraní pryže a plniva jsou zodpovědná za rychlostně nezávislý podíl třecího tlumení $\sigma_{friction}$.

Tento model zahrnuje některé důležité aspekty mechanického chování pryží s plnivem a je to odrazový můstek pro modelování tlumení v těchto pryžích. Frekvenční závislost, efekty statického zatížení na dynamickém modulu, zkreslení eliptického tvaru hysterezní smyčky a amplitudová závislost jsou vlastnosti tohoto jednoduchého modelu. Nicméně má některé neobvyklé vlastnosti, jako například přerušovanou napěťovou odezvu na nepřetržité prodloužení. [1]

Relativní prodloužení pružiny viskózního tlumiče i třecího tlumiče je shodné.

$$\varepsilon = \varepsilon_{spring} = \varepsilon_{damper} = \varepsilon_{friction}. \quad (4.10)$$



Obrázek 4.5: Jednoduchý reologický model

Celkové mechanické napětí je stejně jako u Kelvinova - Voigtova modelu sumou napětí v jednotlivých prvcích

$$\sigma = \sigma_{spring} + \sigma_{damper} + \sigma_{friction}. \quad (4.11)$$

Mechanické napětí v závislosti na čase je dáno vztahem

$$\sigma(t) = E \cdot \varepsilon(t) + \eta \frac{d\varepsilon(t)}{dt} + \eta_f \cdot \operatorname{sgn} \left(\frac{d\varepsilon(t)}{dt} \right), \quad (4.12)$$

kde η_f [N/m²] je třecí koeficient.

4.1.5 Zobecněné modely

Zobecněné modely jsou složitější modely vzniklé kombinací předchozích modelů. Sériově spojené prvky o různých tuhostech a tlumeních jsou nakonec paralelně spojeny dohromady. Zobecněný Maxwellův model, kdy je paralelně spojeno více Maxwellových modelů je typickým představitelem této kategorie.

4.2 Hyperelasticita

Hyperelastický materiálový model je izotropický a nelineární a je platný pro materiály, které vykazují okamžitou elastickou odezvu do velkých deformací jako je pryž a jiné elastomery.

Deformační chování pryží pod zatížením je odlišné od lineárního Hookeova zákona. Čtyřmi základními odlišnostmi hyperelastických materiálů oproti lineárnímu Hooke-

ovu zákonu jsou:

Mullinsův efekt

Pokud je pryž poprvé značně deformována, je velmi tuhá. Při opakovaném zatížení do oblasti předchozí deformace však pryž ztrácí tuhost. Tento jev se označuje jako Mullinsův efekt.

Projev viskoelasticity

V pryži se vždy vyskytuje viskoelasticita, která způsobuje v grafu napětí - deformace hysteretní smyčku. Má výraznou tlumicí schopnost.

Odlíšné chování v tahu a tlaku

Třetí vlastností je výrazně odlišné chování pryží v tahu a tlaku. Napětí v tlaku je několikanásobně větší než napětí v tahu při stejné deformaci.

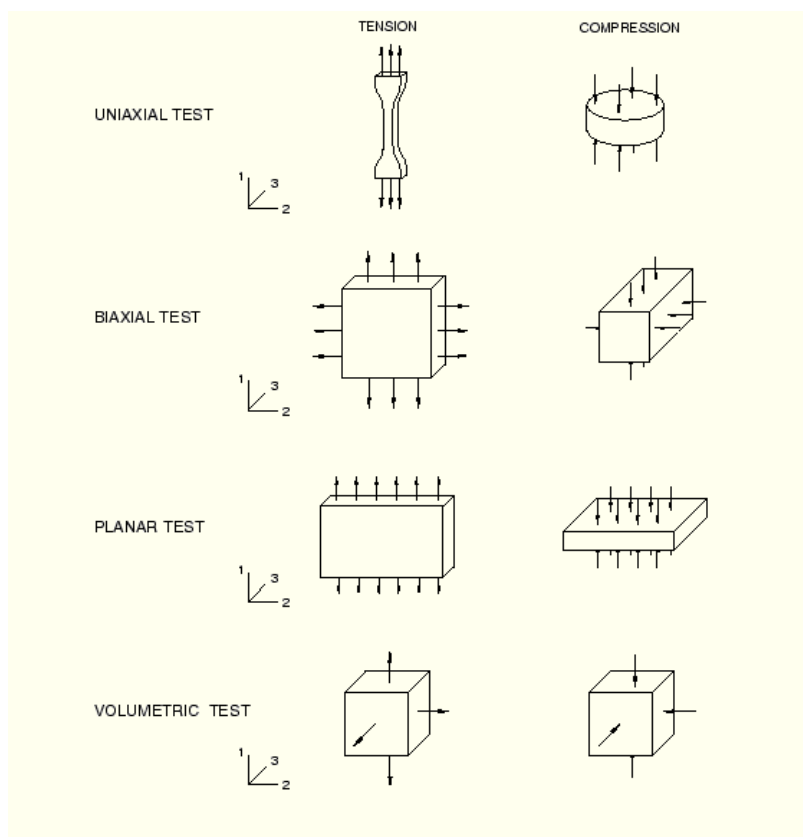
Odlíšné chování podle orientace zatížení

Chování pryže se liší podle způsobu zatížení a z této vlastnosti vychází i zkoušky pro různé módy zatížení, ze kterých je možné získat hyperelastické konstanty. [7]

- UNIAxIAL - zatížení v jednom směru (jednoosý tah a tlak); tahová zkouška i vzorek odpovídají běžné tahové zkoušce materiálu, vzorek pro zatížení v tlaku má standardně průměr 25,3 mm a tloušťku 17,8 mm.
- BIAXIAL - zatížení ve dvou směrech (dvouosý tah a tlak); test se provádí v upnutí do čtverce (rectangular test) nebo v upnutí do kruhu (circular test)
- PLANAR - zatížení plošného elementu v tahu a tlaku
- VOLUMETRIC - zatížení elementů v prostoru o uzavřeném objemu, test ověřující stlačitelnost pryže

Pryže zvládají pod zatížením deformace až 500 %. Závislost napětí - deformace je výrazně nelineární. Pryže jsou téměř nestlačitelné. Vlastnosti pryže jsou časově a teplotně závislé (podobně jako plasty a sklo).

Hyperelastický materiál je stále elastický materiál. To znamená, že se po odlehčení vrátí do své původní podoby. Je také Cauchy-elastický. To znamená, že velikost napětí je určena aktuální deformací a ne historií deformace. Během harmonického zatěžování vykazuje dynamický modul pružnosti značnou amplitudovou závislost. Se zvyšující se



Obrázek 4.6: Standardní mechanické zkoušky hyperelastických materiálů [13]

amplitudou hodnota dynamického modulu prudce klesá. Mullinsův efekt se vysvětluje jako přerušování vazeb mezi plnivem a elastickým materiálem, který způsobuje snížení dynamického modulu při zvyšující se amplitudě deformace. K obnovení vazeb dochází v čase menším než 24 hodin. [8]

Konstantní Youngův modul nelze pro hyperelastické nestlačitelné materiály definovat. Je možné použít počáteční Youngův modul E_0 , platný v oblasti malých deformací.

Obecně platí, že chování pryže v tlaku je progresivní. Chování v tahu a prostém smyku je nejdříve degresivní a pro větší deformace progresivní. V grafu 5.1 pak průběh funkce tvarem připomíná průběh kubické funkce (tvar převráceného S). Více v kapitole 5.

Vlastnosti hyperelastického materiálu mohou být vyjádřeny deformační energií na jednotkový objem - hustotou deformační energie W .

Pro isotropický hyperelastický materiál platí, že hustota deformační energie je funkcí hlavních směrů deformace.

$$W = W(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3). \quad (4.13)$$

Hustotu deformační energie můžeme vyjádřit jako funkci invariantů tenzoru defor-

mace

$$W = W(I_1, I_2, I_3). \quad (4.14)$$

Invarianty tenzoru deformace mají tvar

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2, \quad (4.15)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_1^2 \lambda_3^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2, \quad (4.16)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2. \quad (4.17)$$

V případě nestlačitelného materiálu je hustota deformační energie nezávislá na 3. invariantu, protože ten vyjadřuje změnu objemu.

$$W = W(I_1, I_2). \quad (4.18)$$

Pro typické hyperelastické materiálové modely jsou často používány fenomenologické modely, kde je hustota deformační energie popsána jako

$$W = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} \cdot (I_1 - 3)^i \cdot (I_2 - 3)^j + \sum_{k=1}^N \frac{1}{D_k} \cdot (J - 1)^{2k}, \quad (4.19)$$

kde C_{ij} [N/mm²] a D_k [N/mm²] jsou materiálové konstanty, jejichž hodnoty jsou zpravidla podloženy testy. To znamená, že deformační energie je polynomickou funkcí. Řád funkce udává počet inflexních bodů (jeden nebo více), které se mohou na křivce v grafu napětí - deformace objevit. Pro funkce vyšších řádů je nutné získat dostatek testovacích dat. [1]

Druhy hyperelastických modelů:

- Arruda - Boyce
- Marlow
- Mooney - Rivlin
- Neo Hooke
- Ogden
- Polynomní
- Van der Waals
- Yeoh

4.2.1 Neo Hooke

Tento nejjednodušší hyperelastický model byl navržen Ronaldem Rivlinem v roce 1948.

Ačkoli Neo Hooke model obsahuje pouze jeden parametr, ve srovnání s výsledky zkoušek v tlaku a mírném smyku dosahuje dobrého popisu. Jsou to ty 2 nejdůležitější módy zatížení pryžových dílů v inženýrských aplikacích. [1]

Hustota deformační energie je vyjádřena vztahem

$$W = C_{10} \cdot (I_1 - 3) + \frac{1}{D_1} \cdot (J_e - 1)^2, \quad (4.20)$$

kde J_e je elastický objemový podíl.

4.2.2 Mooney - Rivlin

Hustota deformační energie má tvar

$$W = C_{10} \cdot (I_1 - 3) + C_{01} \cdot (I_2 - 3) + \frac{1}{D_1} \cdot (J_e - 1)^2. \quad (4.21)$$

Přibližné hodnoty koeficientů modelu mohou být určeny z tabulky 4.1, která je sestavena podle rostoucí tvrdosti Shore A . G_0 je počáteční modul pružnosti ve smyku.

Tvrdość ShoreA [-]	G_0 [N/mm ²]	C_{10} [N/mm ²]	C_{01} [N/mm ²]
50	0,755	0,302	0,076
51	0,793	0,317	0,079
52	0,832	0,333	0,083
53	0,872	0,349	0,087
54	0,914	0,366	0,091
55	0,956	0,382	0,096
56	0,999	0,400	0,100
57	1,043	0,417	0,104
58	1,089	0,436	0,109
59	1,136	0,454	0,114
60	1,185	0,474	0,118

Tabulka 4.1: Tvrdość Shore A [11]

4.2.3 Yeoh

Hyperelastický model Yeoh je polynomním modelem třetího řádu popisující izotropické nestlačitelné pryže.

Yeoh zjistil, že závislost na 2. invariantu tenzoru deformace je velmi slabá pro pryže vyztužené sazemi, proto jej vůbec ve vzorci pro určení hustoty deformační energie nevyjadřuje.

$$W = C_{10} \cdot (I_1 - 3) + C_{20} \cdot (I_1 - 3)^2 + C_{30} \cdot (I_1 - 3)^3 + \frac{1}{D_1} \cdot (J_e - 1)^2 + \frac{1}{D_2} \cdot (J_e - 1)^4 + \frac{1}{D_3} \cdot (J_e - 1)^6 \quad (4.22)$$

Parametry C_{ij} mohou být přibližně spočítány z počátečního modulu pružnosti ve smyku $C_{10} = \frac{G_0}{2}$, $C_{20} = -\frac{G_0}{20}$, $C_{30} = \frac{G_0}{200}$ [N/mm²]. Koeficient C_{10} ovlivňuje chování pryže pro malé deformace, koeficient C_{30} pro velké deformace. Počáteční modul pružnosti ve smyku můžeme vypočítat ze vztahu $G_0 = \frac{E_0}{2 \cdot (1 + \nu)}$. [8]

Model Yeoh je považován za stabilní, což se potvrdilo při analýzách, kdy měl nejmenší tendenci k distorzi elementů do takového stavu, že došlo k přerušení úlohy.

5 Jednoduchá geometrie tlumiče vibrací

5.1 3D model

Jednoduchá 3D geometrie tlumiče vibrací (obr.5.1) byla navržena tak, aby přibližně odpovídala tlumičům vibrací používaných v automobilech jako spodní uložení pohonného ústrojí. Rozměry korespondují s geometrií reálného silentbloku analyzovaného v kapitole 6.

Simulace byly provedeny a porovnávány na počítači s čtyřjádrovým procesorem Intel(R) Core(TM) i5 - 3210M CPU @ 2,50 GHz a operační paměť 8 GB, 1333 MHz. MKP simulace byly provedeny v softwaru Abaqus v6.13.

Pro simulace třírozměrných silentbloků byly použity hyperelastické modely Neo Hooke, Mooney - Rivlin a Yeoh a běžný elastický model dle Hookeova zákona.

Model Neo Hooke byl použit z důvodu jednoduchosti a možnosti jednoduchého spočtení jeho parametrů. Pro menší deformace (do 100 % prodloužení) je jeho přesnost dostatečná. Pro vyšší hodnoty deformací jeho přesnost značně klesá z toho důvodu, že tvar křivky v grafech 5.1, 5.2, 5.3 s rostoucí deformací nepřechází do konvexnosti.

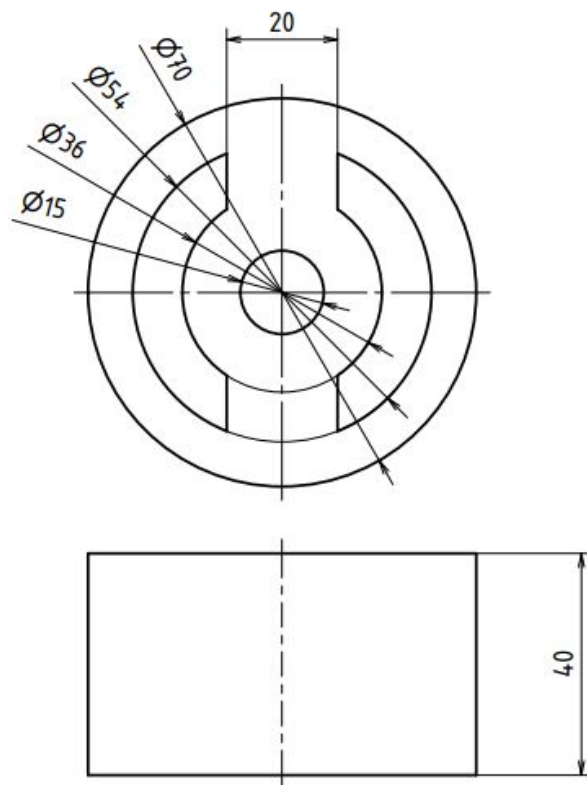
Existují empirické vzorce, které slouží pro výpočet počátečního modulu pružnosti ve smyku nebo počátečního modulu pružnosti a vychází z Shoreho tvrdosti.

Battermann & Köhler: $G_0 = 0,086 \cdot 1,045^H$

Rigbi: $H = 35,22735 + 18,75847 \cdot \ln(E_0)$,

kde H je Shoreho tvrdost typu A.

Konstanty C_{10} a D_1 jsou získány z počátečního modulu pružnosti ve smyku a počá-



Obrázek 5.1: Výkres jednoduché 3D geometrie tlumiče vibrací

tečného modulu stlačitelnosti.

$$C_{10} = \frac{G_0}{2}, D_1 = \frac{2}{K_0}. \text{ Pro } \nu = 0,5 \text{ je } K_0 = \infty \Rightarrow D_1 \rightarrow 0. [8]$$

Podle Rigbiho vztahu získám počáteční modul pružnosti $E_0 = 3,3 \text{ N/mm}^2$, který dále použiji pro výpočet modulu pružnosti ve smyku a modulu stlačitelnosti. Odhad $\nu = 0,495$.

$$G_0 = \frac{E_0}{2 \cdot (1 + \nu)} = \frac{3,3}{2 \cdot (1 + 0,495)} = 1,1 \text{ N/mm}^2 \quad (5.1)$$

$$K_0 = \frac{E_0}{3 \cdot (1 - 2\nu)} = \frac{3,3}{3 \cdot (1 - 2 \cdot 0,495)} = 110 \text{ N/mm}^2 \quad (5.2)$$

Pro tyto moduly určím hyperelastické parametry $C_{10} = \frac{G_0}{2} = 0,55 \text{ N/mm}^2$ a $D_1 = \frac{2}{K_0} \simeq 0,02 \text{ N/mm}^2$.

Model Mooney - Rivlin je použit z toho důvodu, že je k němu možné získat vstupní parametry C_{10} a C_{01} pro jednotlivé hodnoty tvrdostí ShoreA pro pryže obsahující saze z tabulky 4.1. Pro tvrdost 55 ShA určím parametry $C_{10} = 0,382 \text{ N/mm}^2$, $C_{01} = 0,096 \text{ N/mm}^2$. Parametr D_1 vyjadřující stlačitelnost nabývá hodnoty $0,02 \text{ N/mm}^2$.

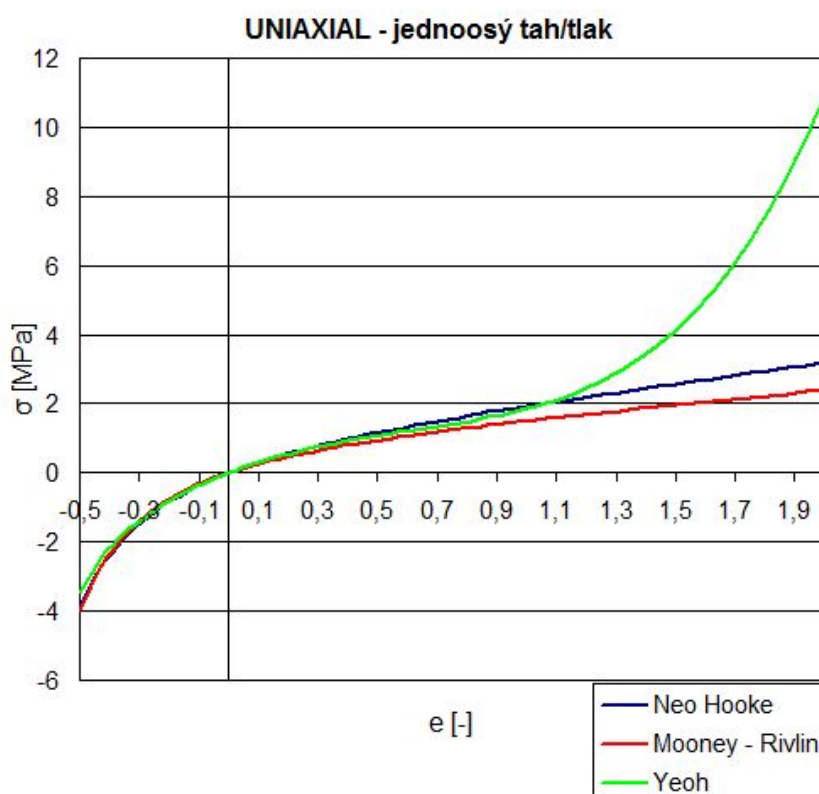
Model Yeoh je použit z toho důvodu, že je vhodný pro analýzy pryží plněnými sazemi a vstupní parametry tohoto modelu jsou určeny jednoduchými vzorci. Neméně důležitým impulsem je skutečnost, že tento model doporučuje profesor Per-Erik Austrell a tým kolem něj ze švédské Lund University, který se zbývá mnoho let mechanickým popisem a simulacemi pryží. [1]

Hyperelastický model Yeoh se třemi parametry je pro velké deformace (nad 100 % poměrné deformace) schopen lépe popisovat chování pryže. V grafech napětí deformace vytváří křivku tvaru S, která je pro chování pryží typická.

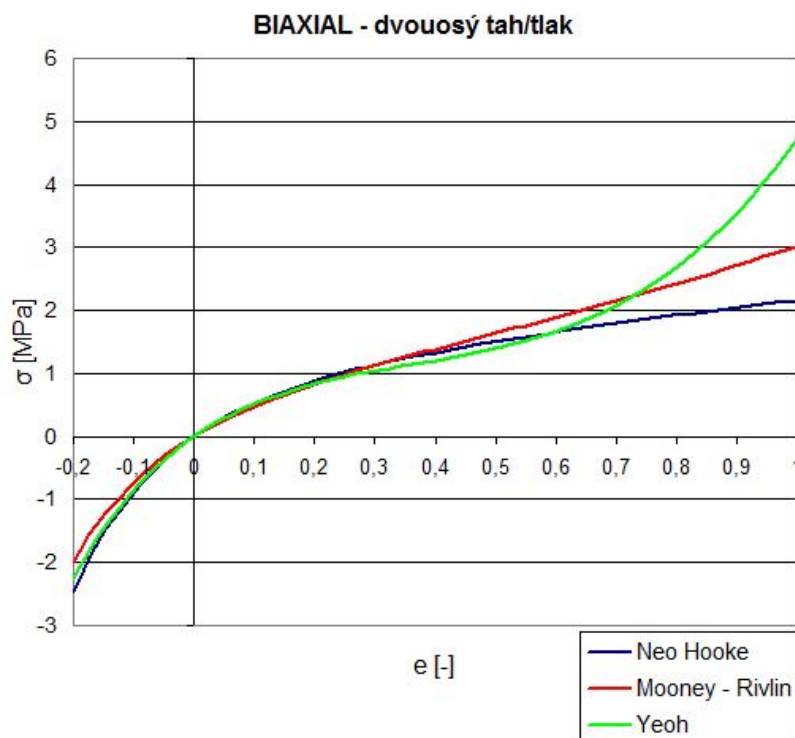
Hyperelastické konstanty C_{ij} spočítám dle vzorců uvedených v předchozí kapitole z počátečního modulu pružnosti ve smyku G_0 .

$$C_{10} = \frac{G_0}{2} = 0,55\text{N/mm}^2, C_{20} = -\frac{G_0}{20} = -0,055\text{N/mm}^2, C_{30} = \frac{G_0}{200} = 0,0055\text{N/mm}^2$$

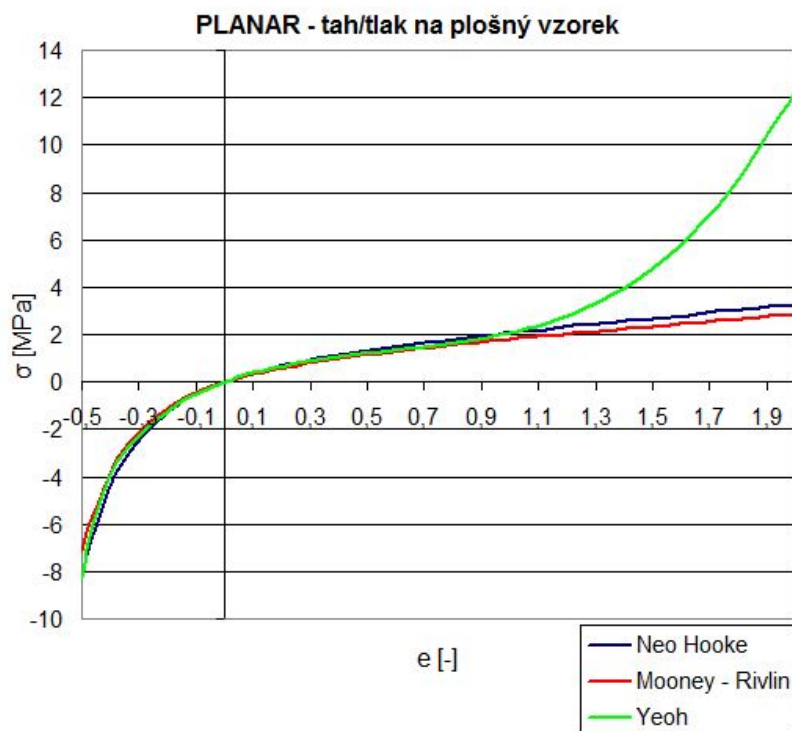
Pozn. V práci Finite Element Modelling of Rubber Bushing ze švédské Lund University jsou použity stejné koeficienty: C_{10} a C_{20} . $C_{10} = 0,55\text{N/mm}^2$, $C_{20} = -0,055\text{N/mm}^2$, $C_{30} = 0,015\text{N/mm}^2$. [2]



Graf 5.1: Charakteristika pryže při namáhání jednoosým tahem/tlakem pro definované koeficienty

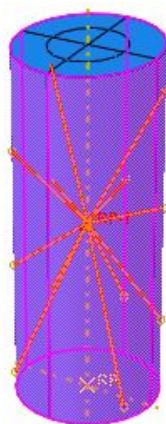


Graf 5.2: Charakteristika pryže při namáhání dvouosým tahem/tlakem pro definované koeficienty



Graf 5.3: Charakteristika pryže při namáhání tahem/tlakem na tenký plošný vzorek pro definované koeficienty

Byla provedena i simulace nalisování, které je běžným způsobem uložení silentbloků. Silentbloky náprav či jejich ramen jsou zase často přichyceny a současně staženy pomocí objímky. Z pohledu výpočetní analýzy je tato úloha blízká k nalisování. Ovšem tato kontaktní interakce značně prodlužuje výpočetní čas a nezdědka má vliv na neúspěšnou konvergenci úlohy. Proto se domnívám, že je lepší volbou vazba povrchů pryžové a kovové části pomocí příkazu Tie, kdy prostřední kovový čep s hrubší sítí zastává funkci vedoucího (master) povrchu a pryžový tlumič funkci sekundárního (slave) povrchu. Kovový čep je pro přenos zatížení svázán vazbou typu Coupling se středovým referenčním bodem, do kterého je zatížení zaváděno.

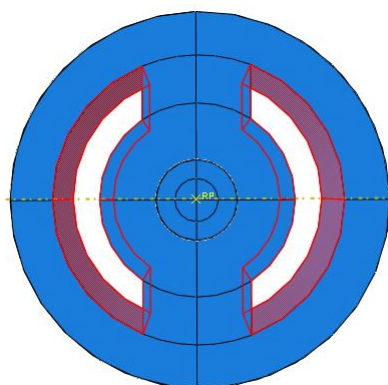


Obrázek 5.2: Silová vazba typu Coupling

V rámci úlohy, při které můžeme předpokládat styk dvou pryžových částí navzájem, je potřeba definovat kontaktní vlastnosti na rozhraní těchto dvou povrchů. Pro kontakt dvou pryžových povrchů je uvažován součinitel tření pro suchý povrch bez mastnot na rozhraní pryž - pryž $\mu = 1,15$. [9] Vlastní kontaktní úlohu je možné definovat jako kinematickou, což je implicitní metoda, nebo jako tzv. penalty úlohu, což je úloha explicitní. [6] Pro explicitní dynamickou metodu byla použita metoda penalty. Na obrázku 5.3 jsou červeně vyznačeny povrchy, kterých se týká vlastní kontakt.

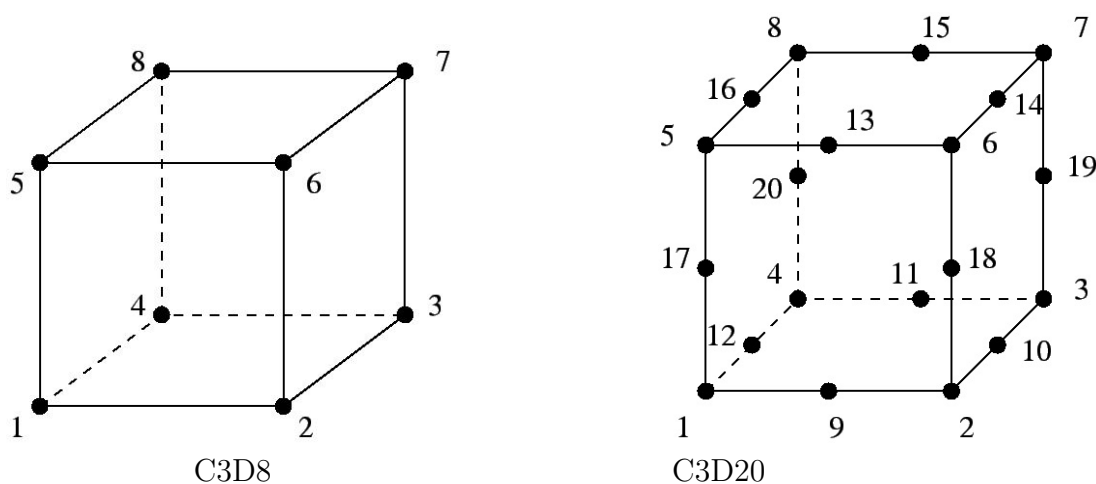
Pro kvazistatickou úlohu při analýze hyperelastického materiálu je nutné použít hybridní formulaci standardních elementů. Je to z důvodu nestlačitelnosti pryže (Poissonovo číslo $\nu = 0,48 \div 0,50$), při kterém velmi malá objemová deformace způsobí velký nárůst tlaku, a proto je podstatou hybridních elementů nezávislá interpolace napětí v tlaku. [6]

Co se týká elementů konečnoprvekové sítě, nejpoužívanějšími byly šestistěnné elementy lineární a kvadratické. Jednoduchá geometrie tohoto silentbloku je pro tyto



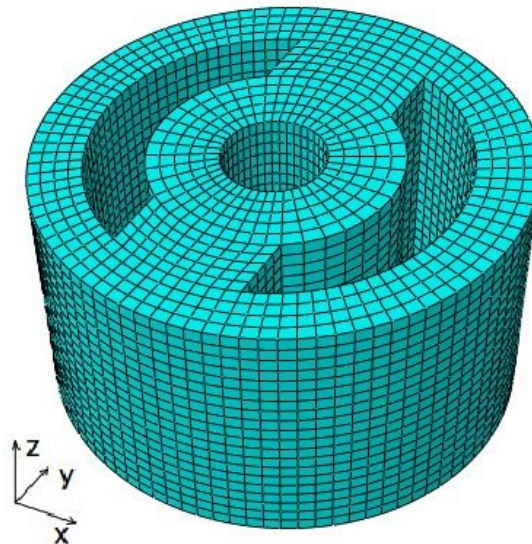
Obrázek 5.3: Vlastní kontakt povrchů

prvky vhodná. Šestistěnné elementy lineární obsahují 8 uzlů (C3D8). Elementy kvadratické obsahují uzlů 20 (C3D20) a jejich použitím se zvýšila tuhost analyzované součásti za cenu mírného prodloužení výpočetního času. Konečněprvková síť byla tvořena z elementů o velikosti hrany 2 nebo 3 milimetry tak, aby i v nejtěsnější části silentloku byly alespoň 3 vrstvy elementů.



Obrázek 5.4: Šestistěnné elementy

Reduced integration - Redukovaná integrace používá menší počet Gaussových souřadnic během procesu integrování. Čím méně Gaussových souřadnic přiřadíme elementu, tím méně přesné bude řešení, ale dojde k úspoře výpočetního času. Méně integračních bodů může způsobit menší tuhost elementu (vychází z matice tuhosti). U nelineárních úloh, jakými je např. plasticita, creep nebo analýza nestlačitelných materiálů se však doporučuje použití redukované integrace. Snížení přesnosti výpočtu je v těchto případech vynahrazeno zlepšením přiblížení výsledku k reálnému chování. Nevýhodou redukované integrace je ta možnost, že matice tuhosti se může stát singularní, což vede k chybnému nebo žádnému řešení. Například element se pak může



Obrázek 5.5: Silentblok s hexagonální sítí s vyznačením základního souřadného systému

deformovat bez silového působení na něj. Tento jev se nazývá hourglassing. V těchto případech je dobrou volbou použít proces redukované integrace společně s hourglass kontrolou. [6]

5.1.1 Explicitní dynamická metoda

Explicitní metoda vyžaduje malý časový krok ke konvergenci a k přesným výsledkům. Aby bylo zajištěno, že simulace vykáže přesné výsledky, časový krok musí být menší než kritická hodnota Δt , která se označuje jako limit stability (bez tlumení). Pro relevantní výsledky analýzy netlumeného lineárního elastického systému tedy požadujeme nejvyšší velikost časového kroku

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega_{max}}, \quad (5.3)$$

kde ω_{max} je nejvyšší vlastní frekvence objevující se v konečněprvkové síti. [4] Potřebný časový krok může být hrubě odhadnut pomocí vzorce

$$\Delta t = 0,9 \cdot \frac{l}{c} \text{ (pro prvky typu solid, shell, beam),} \quad (5.4)$$

kde l je nejmenší délka elementu a c je rychlost šíření zvuku v daném materiálu. Časový krok explicitní metody musí být tedy dostatečně malý, protože zvuková vlna šířící se materiálem nesmí překročit rychlost šíření deformace. Pro výpočet rychlosti šíření zvuku v lineárních elastických materiálech platí vztah

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}. \quad (5.5)$$

Courant - Friedrichs - Lewy podmínka stability říká, že

$$\left| \frac{u \cdot \Delta t}{\Delta x} \right| \leq 1, \quad (5.6)$$

kde rychlost u reprezentuje nejvyšší rychlost v systému, kterou se může informace v systému šířit (zvuková vlna, deformace). [2] Pro n - rozměrný systém tedy platí podmínka

$$\Delta t \cdot \sum_{i=1}^n \frac{u_{x_i}}{\Delta x_i} \leq 1, \quad (5.7)$$

kde hodnota 1 značí hodnotu maximálního Courantova čísla pro explicitní schéma.

Rychlost šíření zvuku v pryžích se pohybuje v mezích 40 - 150 m/s. [10]

Pokud do vzorce dosadíme počáteční modul pružnosti a hustotu pryže, pak přibližně získáme rychlost šíření zvuku ve zkoumané pryži

$$c = \sqrt{\frac{E_0}{\rho}} = \sqrt{\frac{3,3 \cdot 10^6}{1090}} = 55 \text{ m/s} \quad (5.8)$$

Vzorkování průběhu analýzy

Požadavek na vzorkování výstupních dat byl standardně definován periodou vzorkování 0,001 s, tj. vzorkovací frekvence 1000 Hz. To znamená, že získám 1000 hodnot veličiny, kterou požaduji sledovat, na analyzovaném úseku o délce 1 s. Obecně je lepší vzorkovat s vyšší frekvencí a data poté případně filtrovat pro odstranění šumu. Vysokou frekvencí vzorkování se také zabrání nechtěnému aliasingu. Je třeba mít na paměti, že s frekvencí vzorkování automaticky souvisí i maximální velikost iteračního kroku při numerické integraci úlohy a může tím být ovlivněn výpočetní čas.

Zjištění reakčních sil

Pro zjištění reakčních sil, jakožto odezev 3D modelu na buzení, je výhodné použít svázání analyzovaných elementů s vytvořeným referenčním bodem. Analyticky tuhé těleso, které tvoří vnější plášť, je svázáno se středovým bodem soustavy vazbou Rigid body constraint, která omezuje posuv vlastní pryžové části silentbloku. Díky tomuto postupu je možné převést všechny reakční síly do jednoho bodu. Jinak by bylo možné zobrazit pouze reakční síly v jednotlivých uzlech, kterých mohou být tisíce, což je nevýhodné. Pokud uvažujeme jednotlivé silové rekce v tisících uzlů, které chceme vy-

šetřovat v časových krocích např. 0,001 s, pak následné sčítání je značně komplikované a vyžaduje zbytečné operace v jiných softwarech.

Porovnání 3D materiálových modelů.

Elastický "Hookeův" model byl používán zejména v průběhu seznámení se s elastomery. Poté bylo mým cílem vyzkoušet modely Neo Hooke, Mooney - Rivlin a Yeoh. Model Neo Hooke je vhodný zejména pro menší deformace a jeho časová náročnost je podobná modelu Mooney - Rivlin, kdy časový rozdíl mezi nimi je do 5%. Dle [1] je však model Mooney - Rivlin méně přesný k modelování pryží vyztužených sazemi. Modely Neo Hooke a Mooney - Rivlin se vyznačovaly větší tendencí k nadměrné distorzi elementů při dynamické úloze a z toho vyplývající nedokončení úlohy. Model Yeoh byl z těchto tří modelů nejstabilnější; jeho časová náročnost byla závislá na typu úlohy a od zbylých dvou modelů se lišila do 10%. Uvedu příklad; při skokovém zatížení trvala úloha podle modelu Yeoh nejdéle, ale při harmonickém zatížení nejkratší dobu. Tento model také díky třem parametrům C_{ij} vystihuje charakteristiku pryží při vysoké tahové deformaci. Nadále jsem pokračoval s analýzou s modelem Yeoh, který je doporučován v [1] a [2] pro NBR vulkanizáty.

5.2 1D model

Samotné elastické 1D pružinové elementy dobře vyjadřují tuhost (i nelineární) ovšem nevyjadřují tlumení soustavy.

Jako jednorozměrné modely připadají tedy v úvahu ty, které jsem zmínil v předchozí kapitole.

Náhrada za 3D model je vytvořena pomocí 1D prvků s orientacemi dle základního souřadného systému do kladných a záporných směrů x, y, z. Centrální bod soustavy, na který je přenášeno buzení, je tak pomocí elastických a tlumících členů výhodně spojen s šesti body, které zachycují silové působení a přenáší je dále do centrálního reakčního bodu, potažmo karoserie či podvozku vozidla. Případně je možné reakce odečítat přímo v šesti jednotlivých bodech uložení.

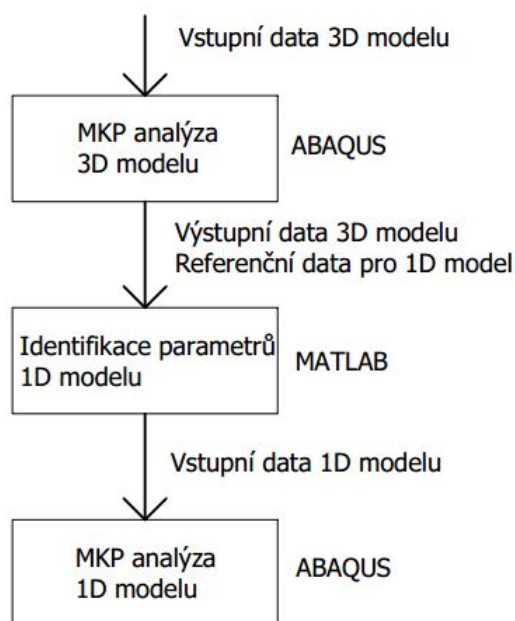
Vypočtené parametry je možné následně použít v MKP modelu složeného z 1D prvků. Model z 1D prvků lze vytvořit pomocí prvků typu Connector nebo pomocí prvků Springs a Dashpots (pružiny a tlumiče).

Postup zpracování 1D modelu nejdříve vycházel z kvazistatického zatížení, kdy byl postupně zatěžován 3D silentblok a z reakční síly byla následně určena tuhost 1D prvků. Problém však nastal v momentě, kdy začala být soustava zatěžována dynamicky. K tuhosti modelu se přidal parametr tlumení, který bylo třeba určit tak, aby

vystihoval chování 3D modelu silentbloku. Počáteční odhady koeficientů tlumení z výsledků simulace 3D geometrie byly nepřesné a značně zdlouhavé. Proto vyvstala nutnost určit parametry jednorozměrných prvků s využitím nějakého identifikačního prostředku. Tímto vzešel požadavek na vytvoření algoritmu, který ze zadaných výstupních dat 3D modelu získá podklad pro vstupní data 1D modelu.

Značně se zkomplikovala možnost dalšího využití Maxwellova a Zenerova modelu a modelů z nich rozšířených, protože tyto modely obsahují prvky sériově spojené. Poloha a rychlost bodu, který tyto body spojuje bezpochyby ovlivňuje silovou reakci soustavy, jenomže o tomto bodu ze zadání není nic známo. Známa je pouze poloha v čase (a z toho plynoucí rychlost a zrychlení) koncového bodu, který paralelně spojuje 1D prvky. V případě, že je úloha zadána "klasicky", tedy že jsou známy parametry tuhostí a tlumení, pak vyšetřit polohu všech bodů soustavy by bylo jednoduché. Ovšem v tomto případě je úloha zadána reverzně, tedy podle pohybu koncového bodu soustavy a průběhu silové reakce v rámu je třeba určit prvky, které tento bod a rám spojují. Z tohoto důvodu padla volba použít jednoduchý reologický model, ve kterém jsou prvky spojené pouze paralelně.

5.2.1 Identifikace parametrů 1D modelu

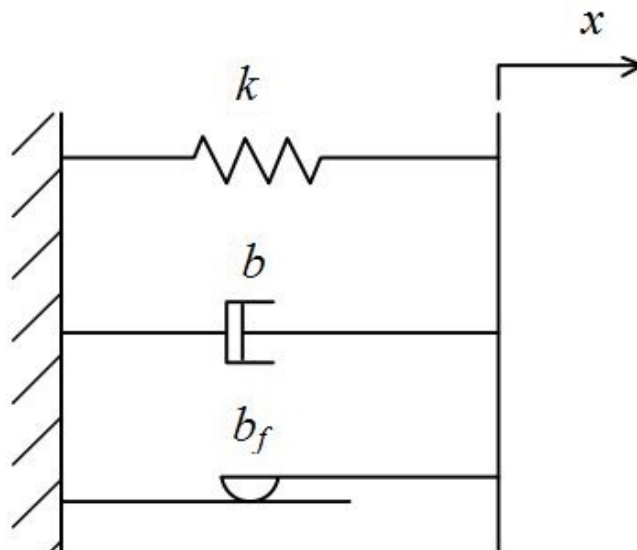


Obrázek 5.6: Postup identifikace parametrů 1D modelu

Mikrostruktura a experimentální výsledky upřednostňují model s paralelně spojenými elementy nelineárními elastickými, viskózními (závislými na rychlosti) a třecími

(nezávislými na rychlosti). Třecí tlumení je způsobeno plnivou, především jemnými částicemi sazí, obsaženými v základní struktuře pryže. Saze jsou uvažovány jako absolutně tuhé fáze v základní struktuře, která je oproti nim značně měkká a samotné třecí tlumení vzniká na rozhraní pryž - saze a saze - saze.

Pro identifikaci parametrů je použit software Matlab, který nabízí řadu možností postupu. Z výstupní databáze v softwaru Abaqus je možno získat vstupní a výstupní data analýzy, což jsou pro nás vstupní buzení změnou polohy v závislosti na čase (čas - deformace) a výstupní reakční síla v závislosti na čase. Pomocí rychlé Fourierovy transformace (Fast Fourier Transform) je zde vyšetřeno frekvenční spektrum vstupního signálu. Pro vyhlazení šumu jsou vstupní data identifikace (výstupní data analýzy 3D modelu) filtrována Butterworth filtrem s dolní propustí. První derivací polohy buzení podle času získám rychlost buzení. Druhou derivací podle času získám zrychlení buzení. 3D model je nahrazen jednorozměrným Kelvinovým - Voigtovým modelem s hysterezním prvkem - třecím tlumičem. Velikost třecího tlumení je dána součinitelem třecího tlumení b_f a okamžitou orientací vektoru rychlosti, která je vyjádřena funkcí signum - $\text{sgn}(\dot{x})$. Z toho vyplývá, že hledaná funkce identifikace parametrů je rovnice (5.9) tohoto modelu, jakožto paralelně spojené tuhosti, viskózního a třecího tlumení. Síla vyvolaná pohybem setrvačných hmot $m \cdot \ddot{x}$ je zanedbána, neboť má pouze nepatrný vliv na celkové řešení. Hmotnost odpružené části tlumiče vibrací je minimální a vliv pohonného ústrojí je dán vstupními budícími vibracemi.



Obrázek 5.7: Jednoduchý reologický model

$$F = k \cdot x + b \cdot \dot{x} + b_f \cdot \text{sgn}(\dot{x}) \quad (5.9)$$

Hledanými parametry jsou právě hodnoty tuhosti a tlumení pro daný případ.

Pro výpočet je použit optimalizační algoritmus příkazu `fminsearch`, jehož pomocí je možno postupnými iteracemi minimalizovat cílovou funkci. Součástí tohoto příkazu je nutnost odhadu počátečních parametrů pro konvergenci ke správnému řešení. Funkce `fminsearch` hledá lokální minimum funkce, nikoliv globální. Funkce však konvergovala ke konečnému řešení dobře i přes různé počáteční odhady parametrů.

Na obrázku 5.8 je navržené schéma pružného uložení z jednorozměrných prvků. Cílem tohoto řešení je zajistit symetrii tlumiče vibrací vzhledem k souřadnému systému. Referenční bod RP střed je bod, kterým je do soustavy vnášeno buzení, vibrace; proto je ve schématu znázorněn vychýlený z počáteční polohy, která je totožná s referenčním bodem RP uložení. Červené úsečky představují jednorozměrné prvky, které nesou tuhostní a tlumicí parametry a představují pryž. Šest bodů v kladných a záporných směrech je základem symetrického reakčního působení v těchto směrech - reakčního působení pružin a tlumičů. Těchto 6 bodů je spojeno silovou vazbou, kterou představují modré úsečky, s bodem RP uložení. Suma sil všech uložení je přenášena do tohoto bodu. Bod RP uložení je umístěn v těžišti tělesa a okrajovými podmínkami jsou mu zabráněny všechny posuvy a rotace, což z něj tvoří fiktivní rám soustavy. Vzdálenost kladných a záporných referenčních bodů na jednotlivých osách je 70 milimetrů, což je stejná vzdálenost, jako je největší průměr skutečné geometrie tlumiče vibrací vyšetřovaného v této práci. Tímto je zajištěna ekvivalence rozměrů skutečného tlumiče vibrací i tlumiče složeného z 1D prvků.

Specifikem tohoto postupu také je, že zápisem do vstupního *.inp souboru prvky vyvozují silové působení pouze v případě, že jsou namáhány tlakem. To znamená, že v případě posuvu bodu RP střed v kladném směru osy x dojde k silovému reakčnímu zásahu pouzou v prvcích spojených s bodem RP $X+$. Zbylé prvky v této situaci nevyvozují žádnou sílu a neovlivňují svými charakteristikami úlohu.

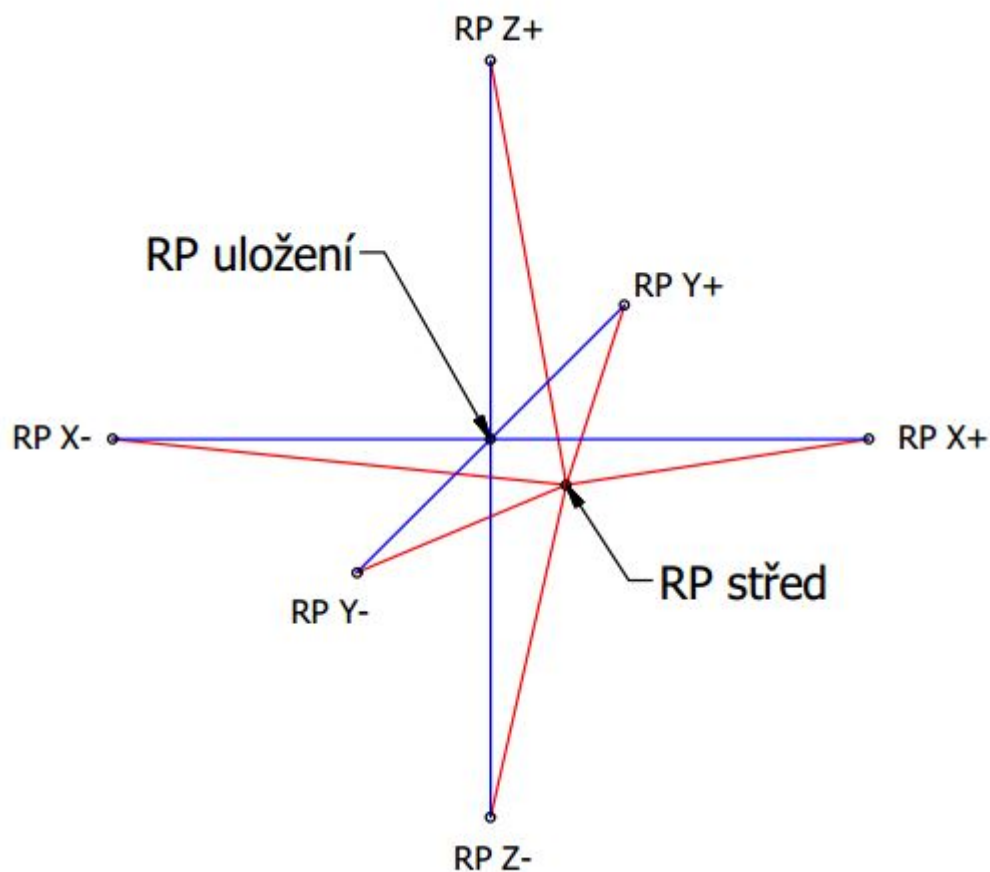
Dynamické zatížení harmonickou silou

Odezva na harmonické sinusové buzení deformací je důležitá z pohledu inženýrských aplikací. Reakční napětí, které přísluší sinovému buzení je možné vyjádřit v komplexní rovině. Buzení v komplexní rovině zapíšeme jako

$$\varepsilon_c = \varepsilon_o \cdot e^{i\omega t} = \varepsilon_o \cdot (\cos(\omega t) + i \cdot \sin(\omega t)), \quad (5.10)$$

kde reálná i imaginární část reprezentuje fyzickou deformaci. Pokud vycházíme z modulu po relaxaci (v nekonečnu) materiálu dle [1]

$$E_c(\omega) = E_\infty \cdot (1 + i\omega e_c(\omega)), \quad (5.11)$$



Obrázek 5.8: Schéma soustavy z 1D prvků

pak napětí v komplexní rovině vyjádříme dle vztahu

$$\sigma_c = E_c(\omega) \cdot \varepsilon_c. \quad (5.12)$$

V polárních souřadnicích pak může být napětí zapsáno jako

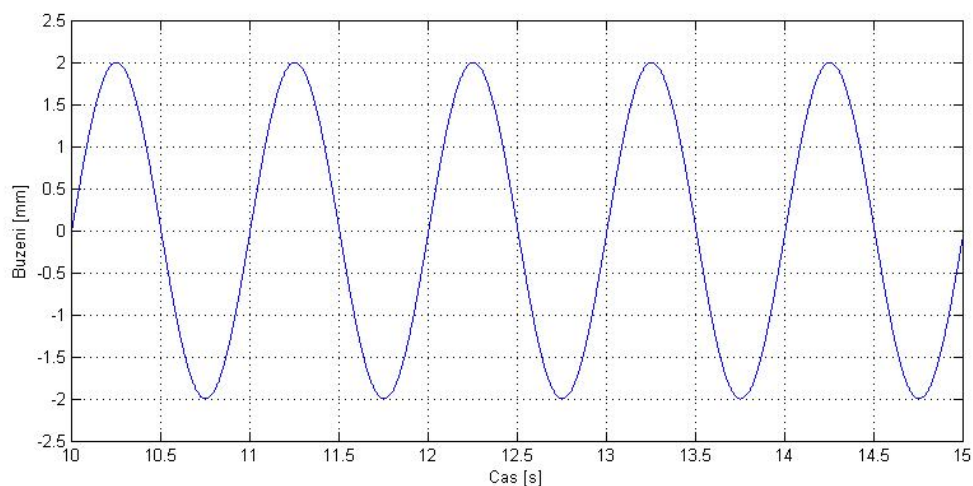
$$\sigma_c = \sigma_0 \cdot e^{i(\omega t + \delta)}, \quad (5.13)$$

což znamená, že reakce na harmonické sinové buzení je sinové napětí o stejné frekvenci, ale fázově posunuto.

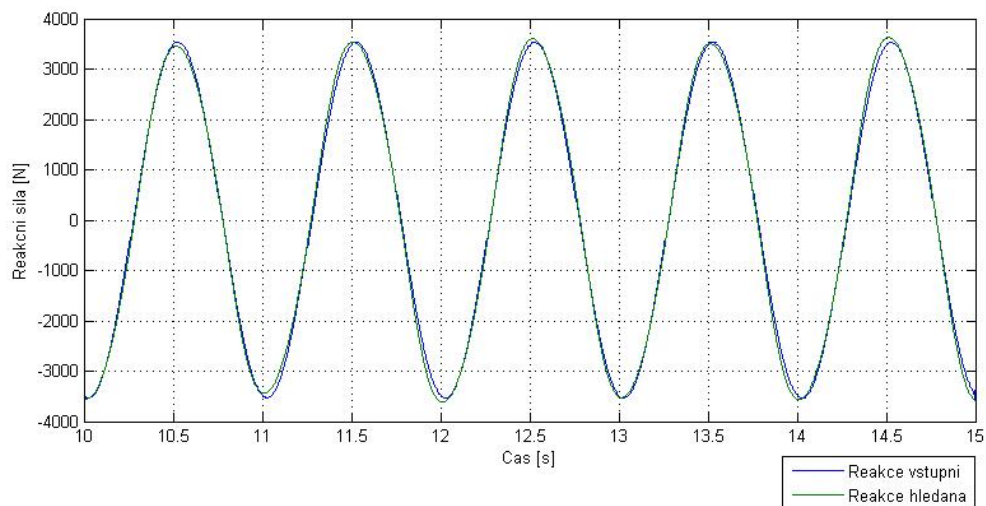
Pokud má být možné popsat soustavu přenosem, pak na harmonické buzení očekáváme odezvu systému také harmonickou s určitým fázovým posuvem, což je základním předpokladem.

Harmonické zatížení s frekvencí 1 Hz, amplituda 2 mm

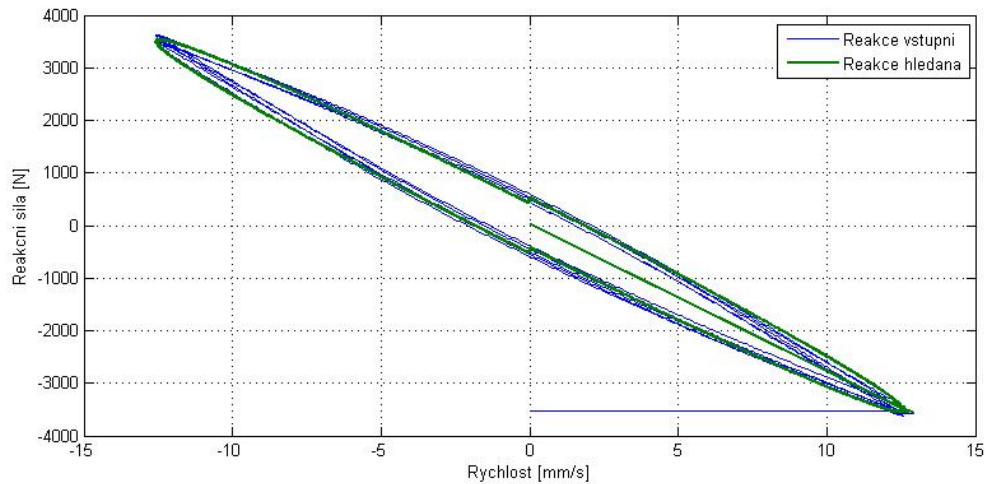
Příklad dynamického zatížení 3D modelu o jednoduché geometrii a identifikace parametrů 1D prvků. Časová osa začíná na deseti sekundách simulace, kdy už spolehlivě odezněla počáteční přechodová charakteristika.



Graf 5.4: Buzení frekvencí 1 Hz



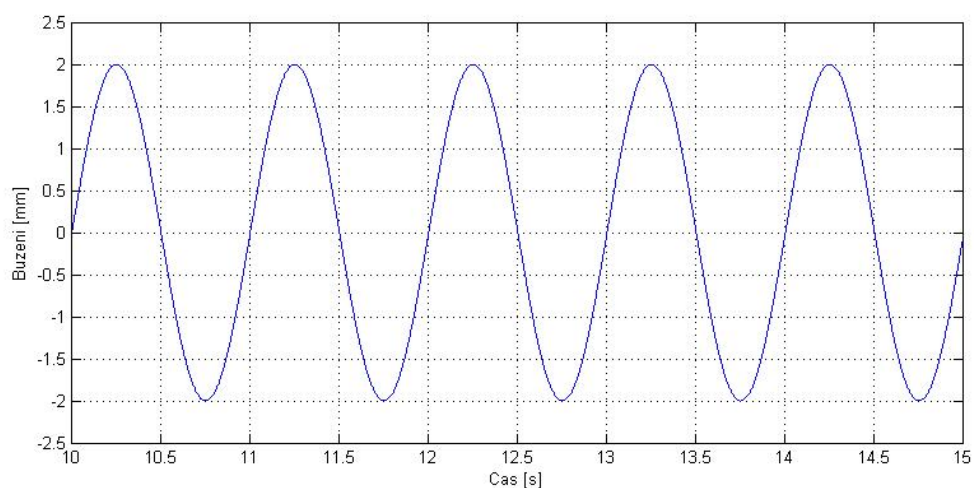
Graf 5.5: Odezva na harmonické buzení 1Hz



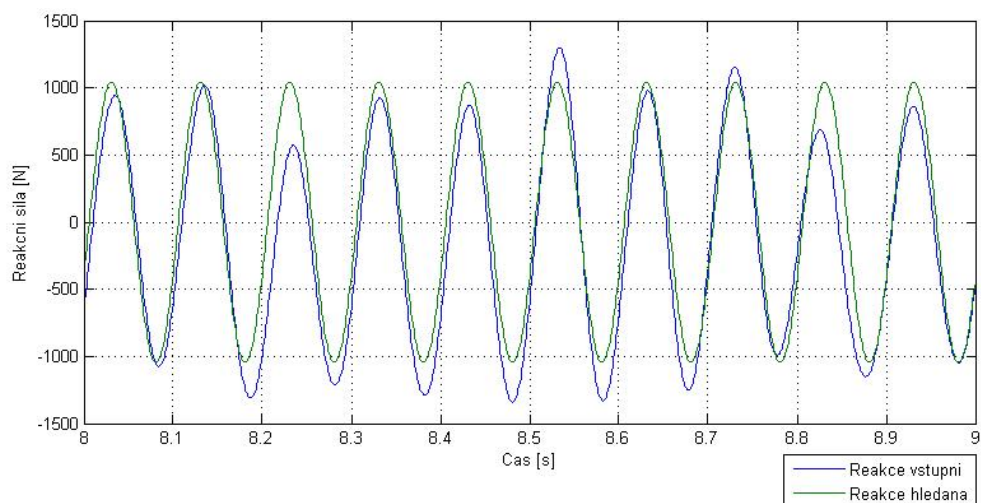
Graf 5.6: Graf reakční síla =f (rychlost), harmonické buzení 1Hz

V grafu síla - rychlost, který je typický pro vyjádření charakteristiky tlumičů je zřetelně vidět hysterezní smyčka. Hysterezní smyčka je zrcadlově převrácená kolem osy y proti typickému zobrazení, protože je vyjádřena závislost na reakční síle, která působí proti buzení. Identifikované parametry modelu pro tento zátěžný stav jsou: $k = 235 \text{ N/mm}$, $b = 283 \text{ Ns}^{-1}\text{mm}^{-1}$, $b_f = 55 \text{ Ns}^{-1}\text{mm}^{-1}$.

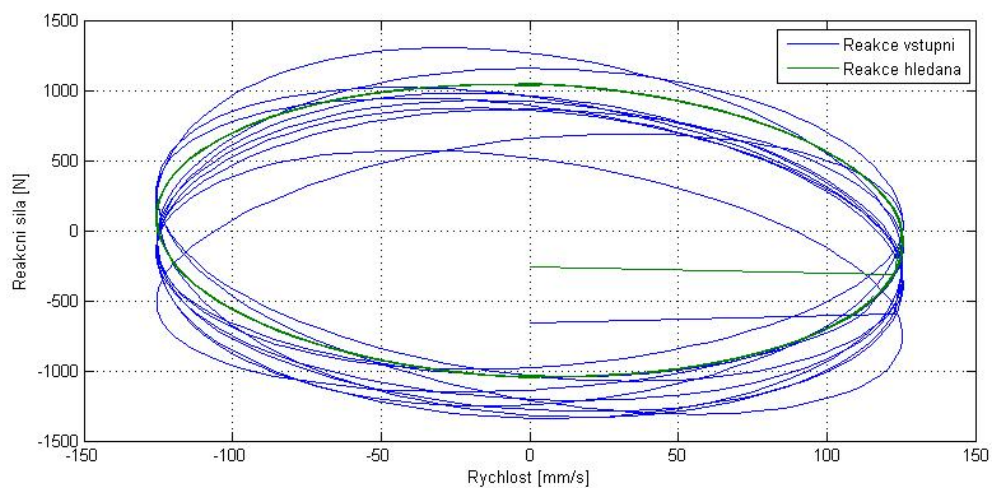
Harmonické zatížení s frekvencí 10 Hz, amplituda 2 mm



Graf 5.7: Buzení frekvencí 1 Hz



Graf 5.8: Odezva na harmonické buzení 10 Hz



Graf 5.9: Graf reakční síla = $f(\text{rychlost})$, harmonické buzení 10Hz

Identifikované parametry modelu jsou: $k = 521 \text{ N/mm}$, $b = 1,1 \text{ Ns}^{-1}\text{mm}^{-1}$, $b_f = 6 \text{ Ns}^{-1}\text{mm}^{-1}$.

Kapitola 6

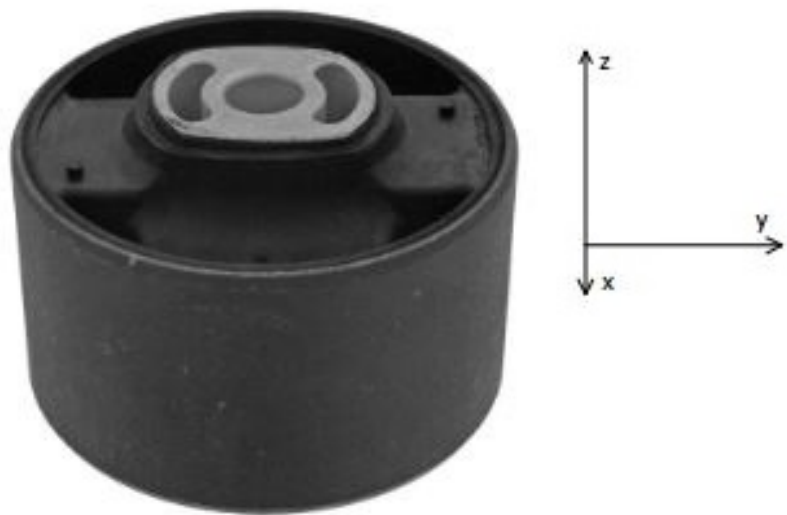
6 Reálná geometrie tlumiče vibrací

Výrobcem skutečného tlumiče vibrací je již dříve zmíněná německá společnost FEBI Bilstein.

Zkoumaný silentblok je určen pro širokou škálu modelů vozů koncernu PSA (Peugeot a Citroën). Zmínil bych například modely Citroënu: Berlingo, C5, Xsara, či Peugeotu: 307, 407, 607. Silentblok je v těchto modelech určen pro zážehové a vznětové motory se zdvihovým objemem okolo dvou litrů. Pohonné ústrojí vozu umístěné vpředu napříč s přední poháněnou nápravou bývá obvykle uloženo ve třech úchytech. Pravé a levé uložení je nejvíce namáháno tíhou pohonného ústrojí, spodní uložení zachycuje zejména síly způsobené změnou zatížení a otáček motoru. Silentblok se při pohledu zpředu vozu nachází dole za pohonnou jednotkou. Silentblok v ocelovém pouzdru je nalisován v odlitku z hliníkové slitiny, který je šrouby spojen s motorem. Pomocí objímky ve tvaru vidlice je pak připojen k nosníku nápravy, který je pevně spojen s šasi vozu.

Na obrázku 6.1 je znázorněn zkoumaný tlumič vibrací i se souřadným systémem, který jsem mu přiřadil v softwaru Abaqus. Osa x směřuje ven z papíru. Ve skutečných vozidlech je umístěn tak, že osa y je kolmá na vozovku a osa z je rovnoběžná s osou otáčení kol. Převážná část zatížení, kterou tento prvek přenáší působí ve směru osy x . Pokud by byl ve vozidle namontován tak, že by převážná část zatížení působila v ose y , pak by byla reakční síla pohlcovaná karoserií vyšší a zvýšil by se i přenos vibrací.

Vnější průměr silentbloku je 70 mm a výška obvodového kovového pláště je 40 mm. Výška hliníkového středu je 53 mm.

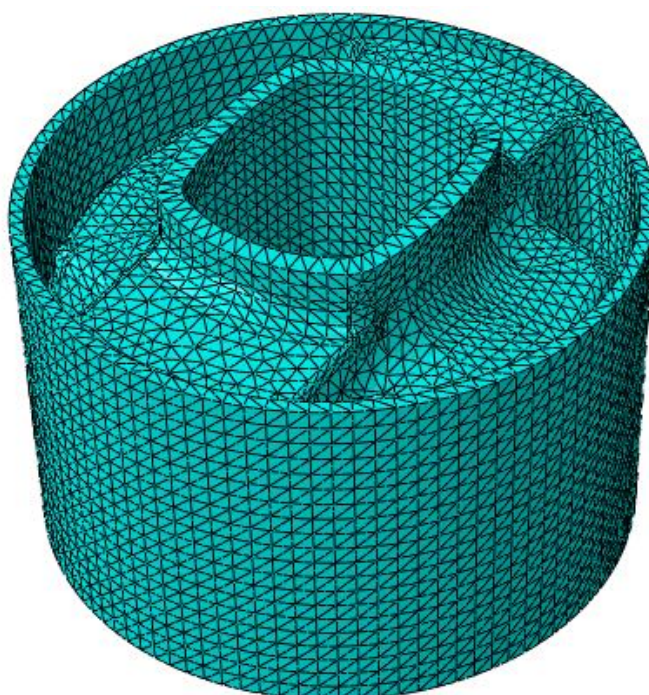


Obrázek 6.1: Silentblok FEBI

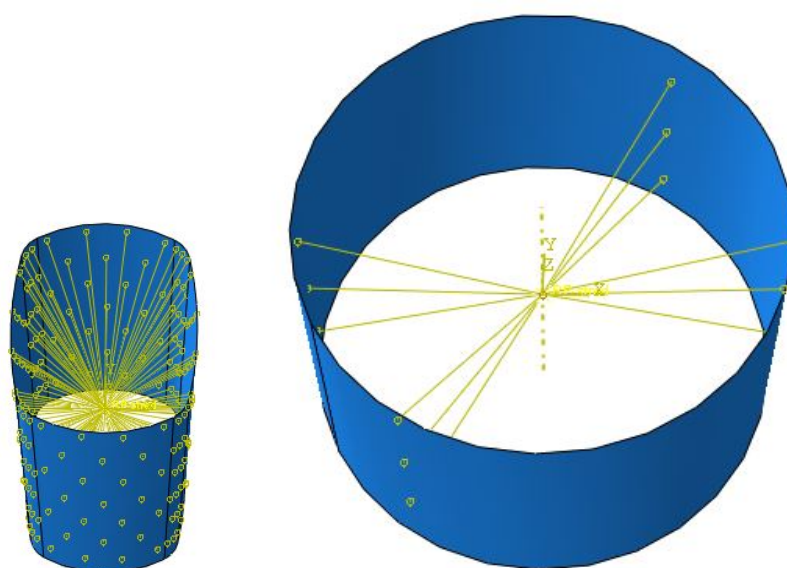
3D geometrie reálného silentbloku je pro MKP analýzu složitá. Šikmé stěny a přechody radiusů značně komplikují tvorbu sítě. Tvorba sítě z šestistěnných elementů není použita z důvodu její časové náročnosti na přípravu. Šestistěnné elementy by nedokázaly pokrýt značnou část objemu tělesa. Sít tvořená čtyřstěnnými elementy (tetraedry) je vhodnější pro reálnou geometrii tlumiče vibrací, poněvadž lépe dokáží pokrýt vnější a tedy z hlediska tuhosti a kontaktů i nejdůležitější vrstvy tlumiče. Na tomto modelu byly vyzkoušeny sítě z čtyřstěnných elementů s lineární (C3D4) i kvadratickou (C3D10) definicí, přičemž kvadratické elementy se vyznačují mírně vyšší tuhostí, zato jsou však cirka třikrát až čtyřikrát náročnější na výpočetní čas. Pro zjednodušení úlohy je výhodné zjednodušit přechody některých radiusů tělesa, kde čtyřstěnné elementy dokáží lépe pokrýt tyto oblasti.

Vnitřní kovová část silentbloku (čep) je vzhledem k řádově vyšší tuhosti než pryž modelována jako analyticky tuhé těleso, které není síťováno. Výhodou je snížení počtu elementů v soustavě a tím i časové náročnosti výpočtu, než při použití poddajného ocelového čepu při simulaci jednoduché geometrie v předchozí kapitole. Stejný postup je použit pro vnější ocelový plášť.

Povrchy analyticky tuhých součástí, musí ve vazbách s deformovatelnými tělesy zastávat pozici master (vedoucího) povrchu. Lokální zjemnění sítě v oblasti povrchů, kde dochází ke vzájemnému kontaktu nemělo významný vliv na rozdílnost výsledků.



Obrázek 6.2: Model silentbloku s tetraedrální sítí



Obrázek 6.3: Silová vazba analyticky tuhých těles

Ohřátá pryž je při výrobě vtlačena mezi vnitřní kovový čep a vnější plášť. Dojde k pevnému spojení částí, které je nerozebíratelné (nedestruktivně). Tyto pevné vazby jsou v 3D modelu specifikovány vazbou Tie, kdy dojde ke spojení dvou povrchů dohromady. Byl odzkoušen i model bez spojení povrchů, nicméně při analýze takto dochází ke značnému odlehnutí povrchů od sebe a nesmyslným výsledkům.

Většina tlumičů vibrací v uložení pohonného ústrojí má takový tvar, aby byla tuhost tohoto prvku pro malé deformace poměrně nízká. Naopak při jednorázové velké výchylce je třeba omezit pohyb pohonného ústrojí zvýšením tuhosti. Naprosto běžně je toho docíleno dosednutím oddělených pryžových částí na sebe nebo dosednutím pryžových částí na části kovové. Nejinak je tomu u zkoumaného kusu.

6.1 Kvazistatické zatížení

Při kvazistatickém zatížení 3D modelů ve směrech os x a y byly zavedeny okrajové podmínky nulových posuvů vnějšímu uložení silentbloku přes referenční bod uložení v těžišti tělesa. Deformace musí probíhat dostatečně pomalu, pokud chceme vyloučit viskózní efekty. Existují teorie, které doporučují nejvyšší rychlost poměrné deformace do 50%/min. [2]

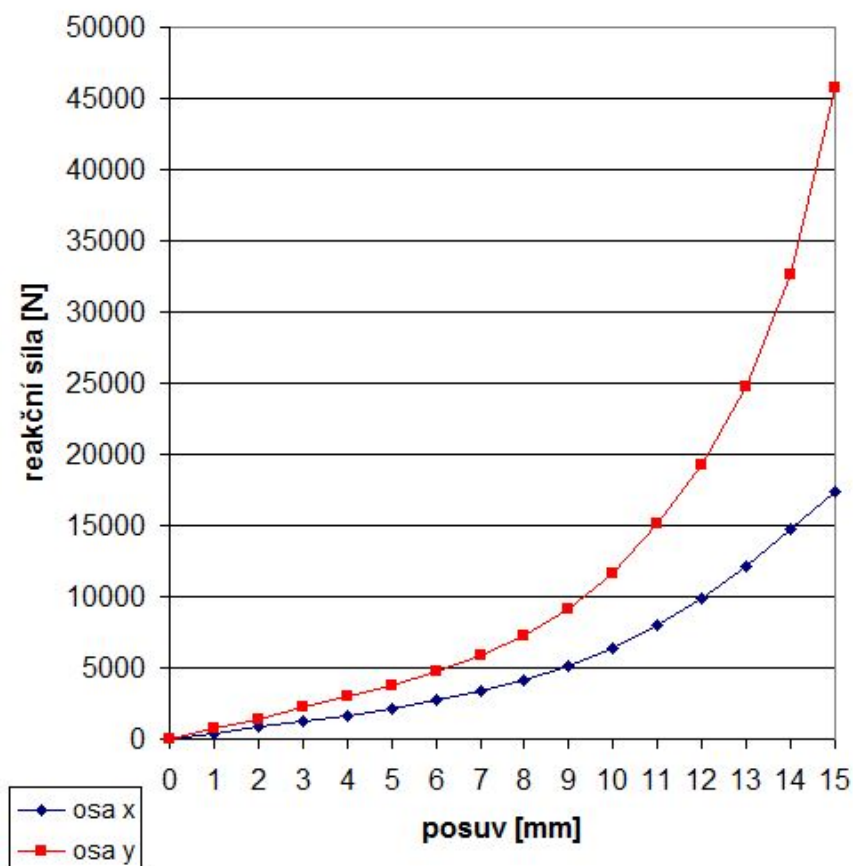
Rychlost posuvu středového bodu byla 1 mm/s pro eliminaci tlumení, které by při vyšší rychlosti zatěžování (zatížení skokem) vzniklo. Lineární nárůst posuvu středu končil na hodnotě 15 mm.

V příložené tabulce 6.1 a grafu 6.1 jsou uvedeny absolutní hodnoty reakčních sil, neboť jejich směrnice je vždy obrácená k akčnímu zásahu - posuvu středu.

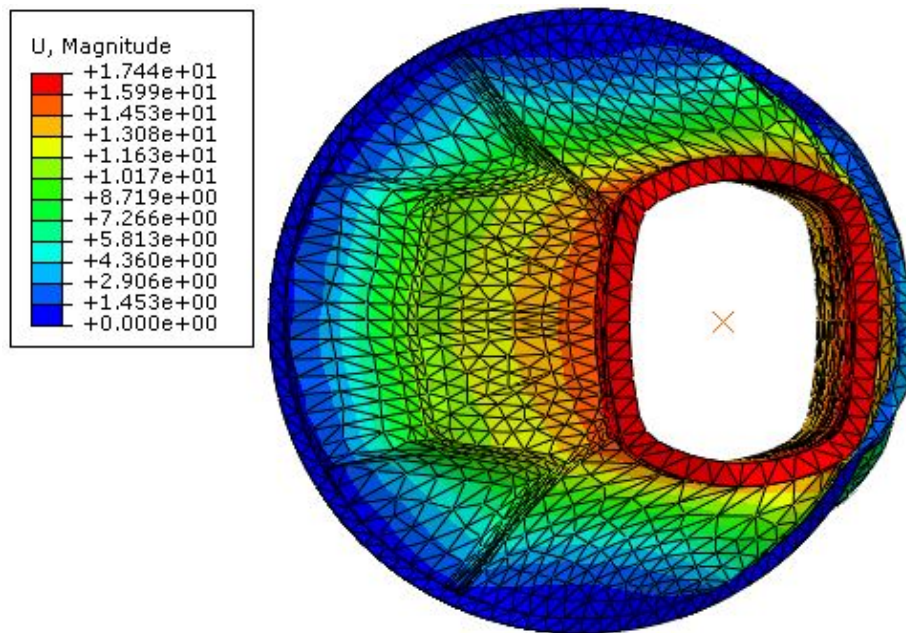
Z grafu je patrný progresivní růst tuhosti ve směrech x i y s rostoucím posuvem středu. Účelem je popsat tlumič vibrací tak, aby jeho charakteristika (zejména tuhost) byla nelineární. Při deformaci větší než 15 mm je pryž již značně deformována a při dalším zvýšení deformace už uvažují prudký nárůst tuhosti. Cílem je, aby v úloze, kde je simulováno pohonné ústrojí se zbytkem vozu, nedošlo k uvolnění pohonného ústrojí z držáku do té doby, dokud skutečně nenastane plastická deformace nebo lom některé součásti. Zatížení o vysoké amplitudě může představovat přejezd překážky vozidlem či náraz vozidla.

Posuv ve směru x a y [mm]	Reakční síla ve směru x [N]	Reakční síla ve směru y [N]
0	0	0
1	395	728
2	828	1382
3	1238	2234
4	1663	2967
5	2180	3773
6	2762	4760
7	3405	5815
8	4186	7308
9	5147	9187
10	6380	11680
11	7942	15070
12	9874	19245
13	12168	24725
14	14810	32660
15	17350	45700

Tabulka 6.1: Závislost reakční síly na posuvu středu



Graf 6.1: Graf závislosti reakční síly na posuvu



Obrázek 6.4: Pole posuvů při kvazistatickém zatížení

Grafické rozhraní softwaru Abaqus nenabízí definici nelineárních prvků Springs (pružina) a Dashpots (tlumiče) mezi dvěma body - tzv. SpringA a DashpotA elementy. Tyto je tedy nutné konfigurovat ve vstupním "input" *.inp souboru, kde je třeba dodržet postup zápisu. Je vhodné připomenout, že tuhost elementu je zadávána k poměrné deformaci pružiny. Volná délka $l_0 = 35$ mm. Zde je uveden příklad zápisu.

```

*Spring, elset=Pruzina_osaX-spring, nonlinear
-100000., -0.45
-17350., -0.4286
-14810., -0.4
-12168., -0.3714
-9874., -0.3429
-7942., -0.3143
-6380., -0.2857
-5147., -0.2571
-4186., -0.2286
-3405., -0.2
-2762., -0.1714
-2180., -0.1428
-1663., -0.1143
-1238., -0.0857
-828., -0.05714
-395., -0.02857
0., 0
0., 1
    
```

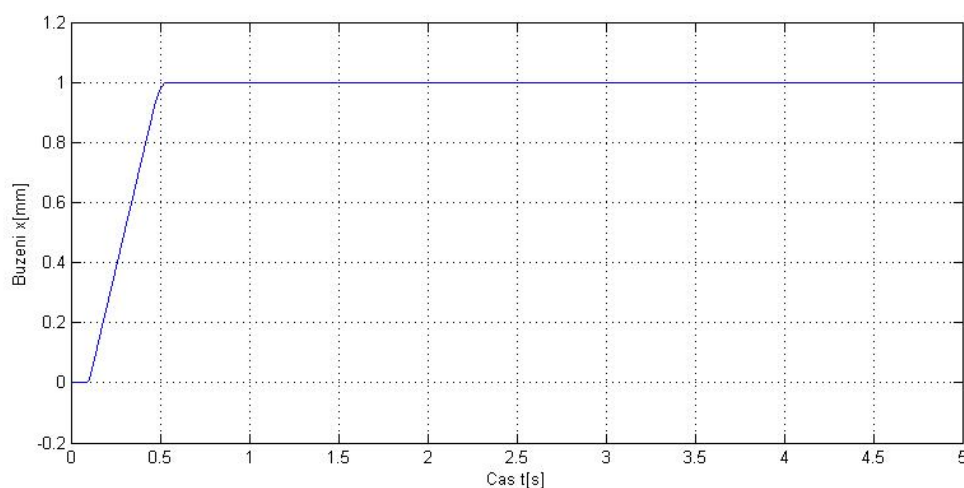
Obrázek 6.5: Zápis nelineární pružiny v *.inp souboru pro směr x

6.2 Dynamické zatížení

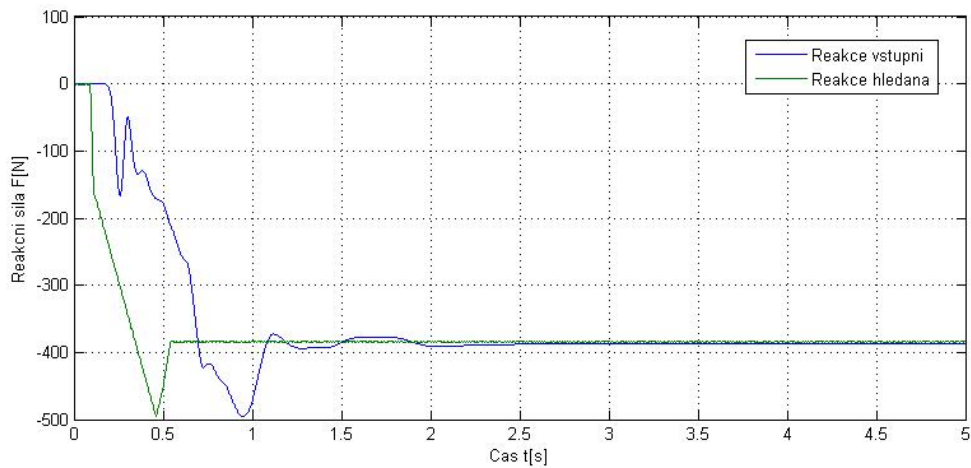
Při dynamické analýze 3D modelu byly zavedeny okrajové podmínky nulových posuvů a nulových natočení (odebráno všech 6 stupňů volnosti) do referenčního bodu v těžišti tělesa, který je silově spojen s vnějším tuhým pláštěm silentbloku. Umístění referenčního bodu do těžiště bylo voleno záměrně pro rovnoměrné rozložení silového účinku působícího na vnější povrch vnitřní kovové části silentbloku. V této konfiguraci nemá středový bod tendenci vybočovat z roviny xy. Tímto způsobem jsou sledovány reakční síly, jakožto odezva na buzení soustavy. Při analýze pohonného řetězce je tak možné určit zatížení dalších částí karoserie či podvozku buzením od motoru. Silové působení na soustavu je zajištěno díky silové vazbě mezi středním bodem soustavy (těžištěm), tuhým středovým čepem silentbloku a dále pak samotným pružným tělesem silentbloku. Tuhost silentbloku ve směru osy y je přibližně dvojnásobná oproti tuhosti ve směru osy x.

6.2.1 Zatížení skokem

Zatížení skokem je typickým vyšetřovaným způsobem zatížení při modelování pryží. Zde je zkoumána reakce na toto zatížení a možná identifikace parametrů 1D modelu. Zatížení má postupný náběh, kdy je posuvu střední části o 1 mm dosaženo na časovém úseku 0,4 s. Začátek i konec náběhu zatížení je postupný. Důvodem tohoto zásahu je zabránění vzniku nekonečné hodnoty zrychlení během zatížení, což je z fyzikálního hlediska nereálné a z pohledu následné identifikace parametrů 1D modelu nevhodné.



Graf 6.2: Skokové buzení



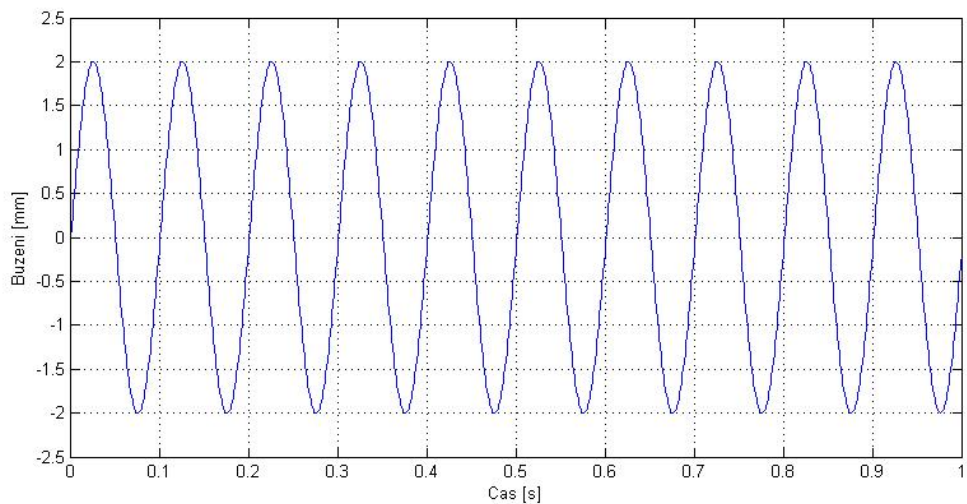
Graf 6.3: Odezva na skokové buzení

Identifikované parametry jednorozměrného modelu jsou: $k = 385 \text{ N/mm}$, $b = 60 \text{ Ns}^{-1}\text{mm}^{-1}$, $b_f = 1.1 \text{ Ns}^{-1}\text{mm}^{-1}$. Výpočetní čas simulace 3D modelu je 440 s. Je patrné, že reakční síla 3D modelu se šíří se značným zpožděním za buzením.

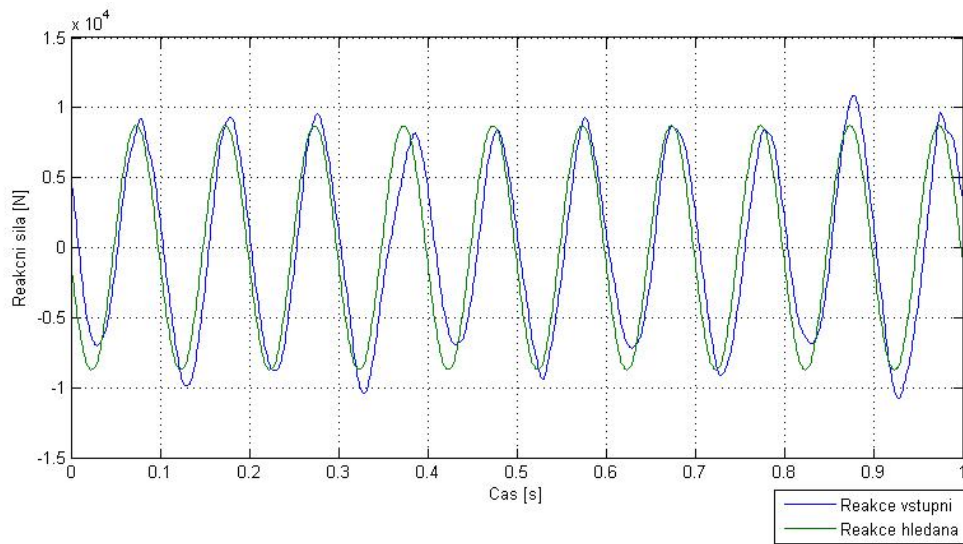
6.2.2 Dynamické zatížení harmonickou silou

V grafech je vyobrazena část časové osy průběhu celkové simulace po odeznění přechodové (počáteční) charakteristiky.

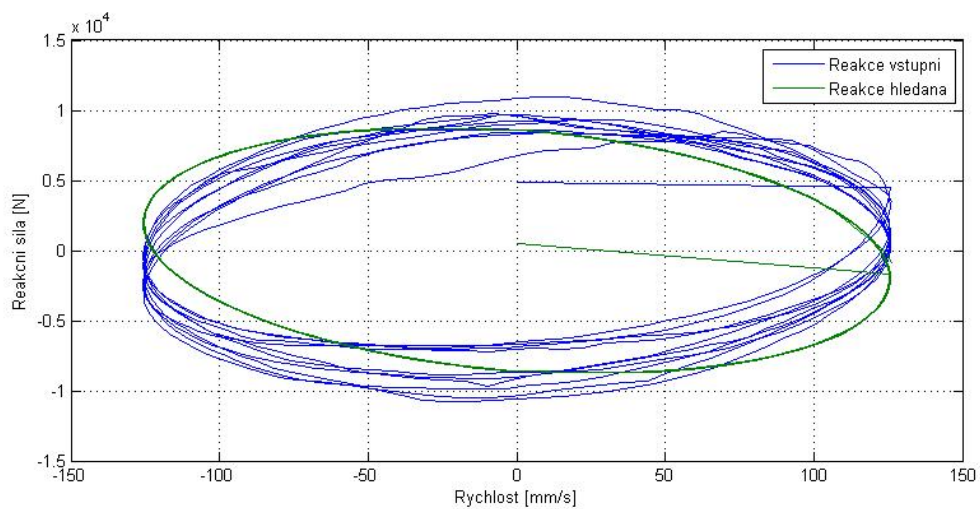
Harmonické zatížení s frekvencí 10 Hz, amplituda 2 mm



Graf 6.4: Harmonické buzení 10Hz

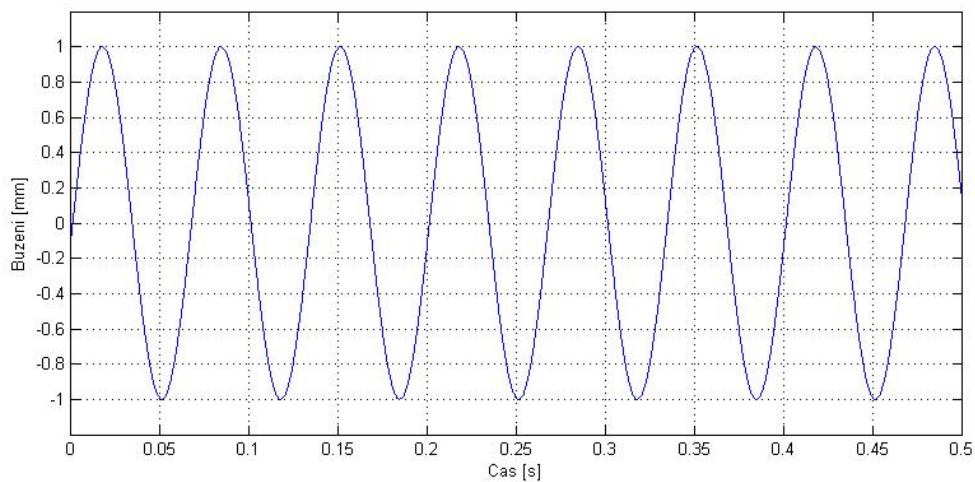


Graf 6.5: Odezva na harmonické buzení 10Hz

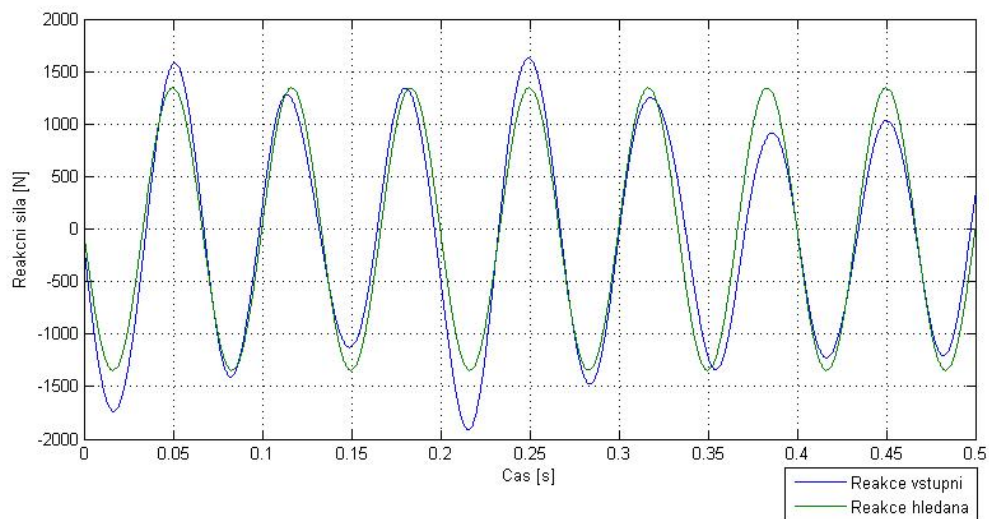
Graf 6.6: Graf reakční síla = $f(\text{rychlost})$, harmonické buzení 10Hz

Identifikované parametry jednorozměrného modelu jsou: $k = 4280\text{N/mm}$, $b = 14\text{Ns}^{-1}\text{mm}^{-1}$, $b_f = 7\text{Ns}^{-1}\text{mm}^{-1}$. Výpočetní čas simulace 2 s trvajících pohybu 3D modelu je 3740 s.

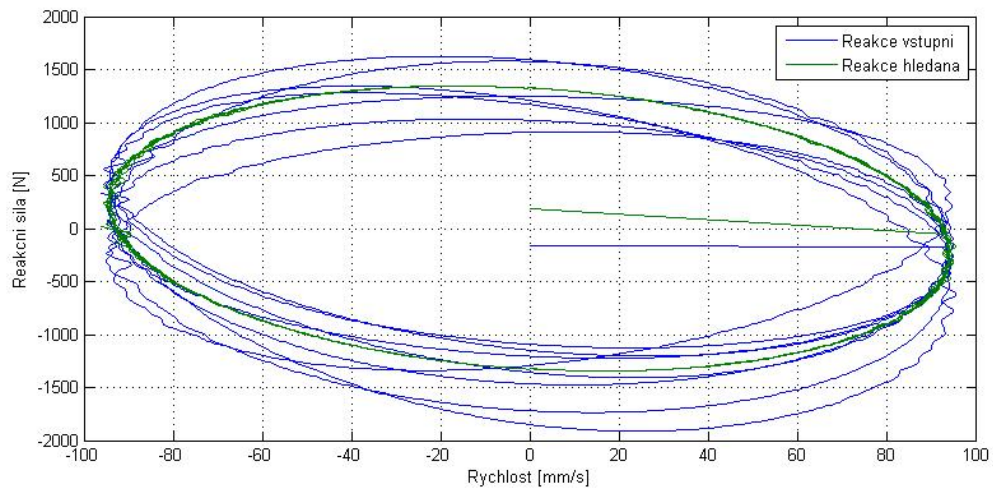
Harmonické zatížení s frekvencí 15 Hz, amplituda 1 mm



Graf 6.7: Harmonické buzení 15Hz



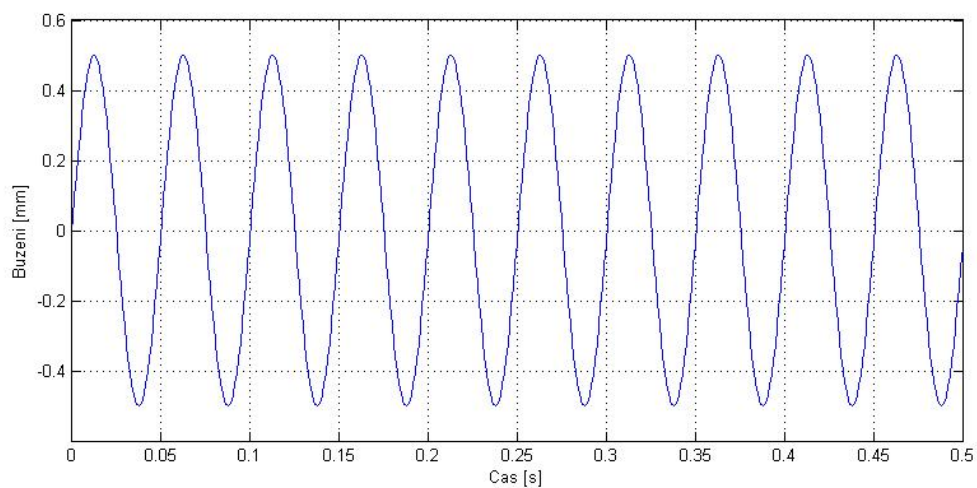
Graf 6.8: Odezva na harmonické buzení 15Hz



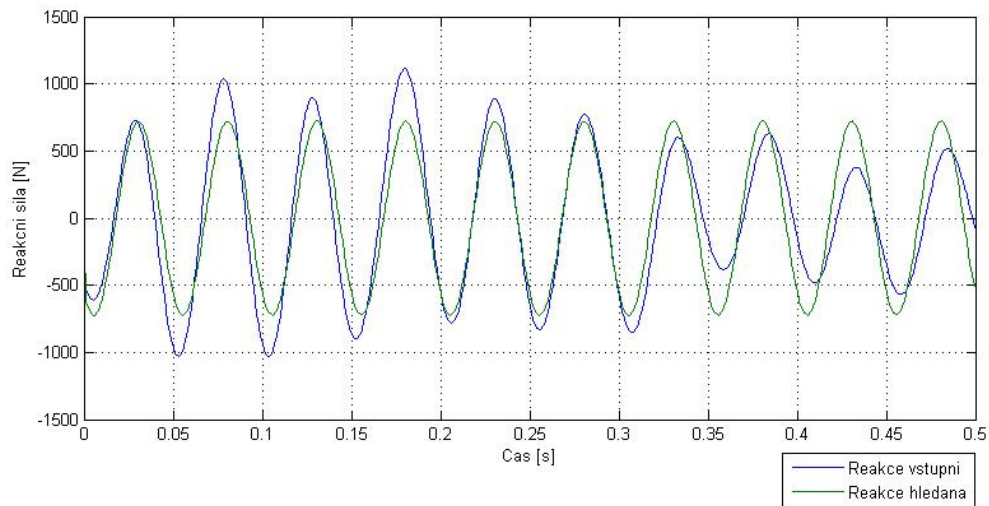
Graf 6.9: Graf reakční síla = $f(\text{rychlost})$, harmonické buzení 15Hz

Identifikované parametry jednorozměrného modelu jsou: $k = 1325\text{N/mm}$, $b = 2,5\text{Ns}^{-1}\text{mm}^{-1}$, $b_f = 2,8\text{Ns}^{-1}\text{mm}^{-1}$. Výpočetní čas simulace 2 s trvajícího pohybu 3D modelu je 1404 s.

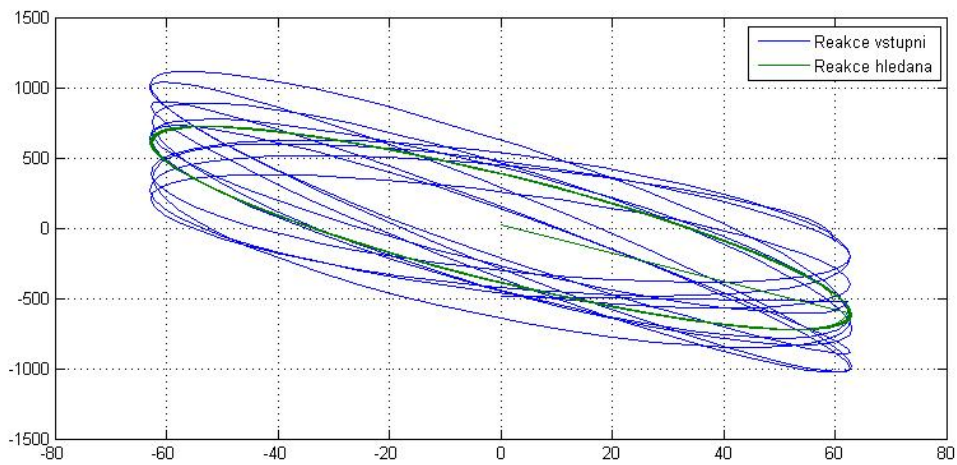
Harmonické zatížení s frekvencí 20 Hz, amplituda 0,5 mm



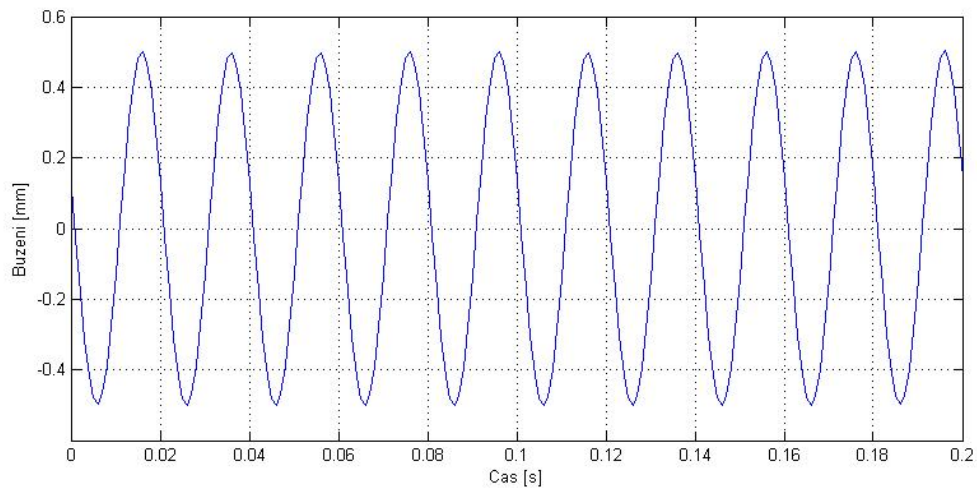
Graf 6.10: Harmonické buzení 20Hz



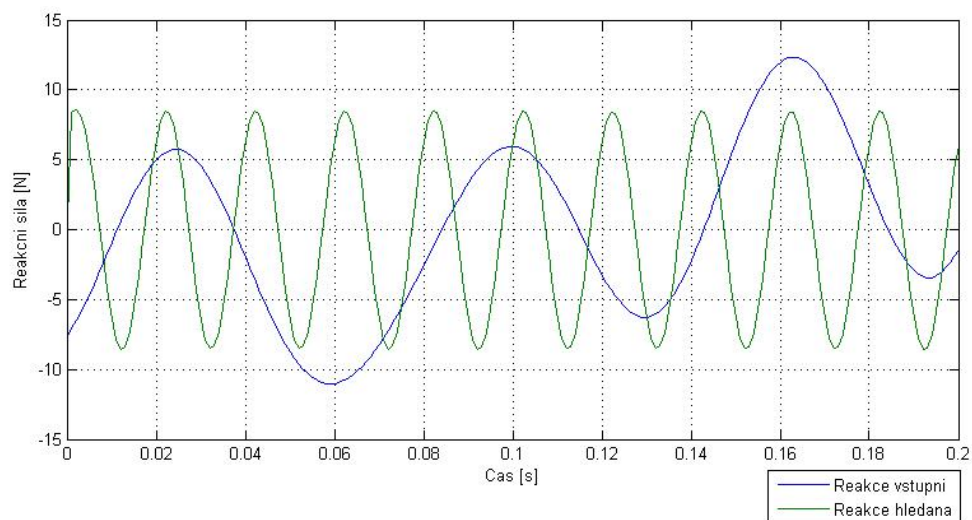
Graf 6.11: Odezva na harmonické buzení 20Hz


 Graf 6.12: Graf reakční síla = $f(\text{rychlost})$, harmonické buzení 20Hz

Identifikované parametry jednorozměrného modelu jsou: $k = 776\text{N/mm}$, $b = 9,4\text{Ns}^{-1}\text{mm}^{-1}$, $b_f = 3,6\text{Ns}^{-1}\text{mm}^{-1}$. Výpočetní čas simulace 2 s trvajících pohybu 3D modelu je 1431 s.

Harmonické zatížení s frekvencí 50 Hz, amplituda 0,5 mm

Graf 6.13: Harmonické buzení 50Hz



Graf 6.14: Odezva na harmonické buzení 50Hz

Identifikované parametry jednorozměrného modelu jsou: $k = 5\text{N/mm}$, $b = 0,05\text{Ns}^{-1}\text{mm}^{-1}$, $b_f = 0,03\text{Ns}^{-1}\text{mm}^{-1}$. Při frekvencích buzení vyšších než 20 Hz reakce kmitá jinou frekvencí a 1D model vystihuje jen velikost amplitudy. Výpočetní čas simulace 2 s trvajících pohybu 3D modelu je 718 s.

1D model

Ve srovnání s analýzami 3D modelů trvají všechny analýzy modelů z 1D prvků řádově jednotky, nejvýše desítky sekund výpočetního času procesoru.

7 Kapitola 7

Závěr

Tato práce pojednává o možnostech modelování pryžových tlumičů vibrací v softwaru Abaqus. V první části práce je provedena rešerše materiálů tlumičů vibrací a jejich výrobců. Dále je sestaven obecný návrh tlumiče vibrací. Dalším krokem byl průzkum materiálových charakteristik a způsobů, jak tyto charakteristiky zanást do MKP modelu. Provedení analýz na jednoduché geometrii tlumiče vibrací bylo přípravou pro aplikaci vyzkoušených postupů pro reálnou geometrii tlumiče vibrací.

Hlavním cílem bylo navrhnout postup pro zjednodušení analýz převedením třírozměrných prvků na jednorozměrné, snížit tak počet elementů modelu z desítek tisíců na jednotky kusů při zachování přesnosti. Pryže se bohužel vyznačují vlastnostmi, které se odvíjí od konkrétního zátěžného stavu a nalézt obecný jednorozměrný model, který bude plně popisovat veškeré statické, kvazistatické i dynamické odezvy pryže je problematické. Pro různé zátěžné stavy je odezva materiálu různá.

Během tvorby této práce bylo vytvořeno více než 200 úloh, které měly za cíl seznámit se s problematikou dynamických analýz pryží a dynamických analýz obecně. V 5. kapitole jsou zobrazeny výsledky simulací modelu o jednoduché geometrii a modelu z 1D prvků, který z něj vychází. V 6. kapitole jsou zobrazeny výsledky důležitých simulací 3D a 1D modelu a jejich porovnání.

Při zpracovávání materiálových MKP modelů jsem čerpal zejména z prací profesora Pera-Erika Austrella [1], který má bohaté zkušenosti s MKP analýzou pryžových součástí. I to bylo jedním z důležitých impulsů pro moji preferenci vybraného 3D a 1D modelu pryže.

Úskalí referenčního 3D modelu založeného na vypočtených materiálových vlastnostech tkví v důvěryhodnosti tohoto modelu, protože mechanické vlastnosti pryže se mohou lišit kus od kusu, sérii od série. Stejně tak se nepochybně liší materiálové vlastnosti výrobků různých výrobců, jejichž materiál je uveden jako stejný a i tvrdost Shore A je stejná. Proto je v mém zájmu zajistit alespoň jedno měření reálného silent-

bloku pro porovnání výsledků. V případě značné odchylky od stávajících výsledků by naměřená data mohla a měla sloužit jako referenční pro tvorbu 1D modelu součásti a také jako podklad pro úpravu vstupních dat hyperelastického 3D modelu pryže.

Při identifikaci parametrů tlumiče vibrací z jednorozměrných prvků jsem využil zkušenosti nabyté při měření tlumičů odpružení Öhlins v laboratoři Odboru mechatiky a mechatroniky a část skriptu v softwaru Matlab jsem aplikoval pro tuto práci.

Navržená metoda identifikace parametrů modelu by měla stačit pro alespoň přibližný popis charakteristik tlumičů. Výhodou metody dále je, že průměrně zručný uživatel softwaru Matlab dokáže převést referenční data na data vstupní a provést identifikaci parametrů v rozsahu cirká pěti minut.

Důležitým cílem z pohledu zadavatele práce společnosti Porsche Engineering Services, s.r.o. i z pohledu mého bylo nalezení postupu náhrady 3D modelu tlumiče vibrací modelem z 1D prvků, který jej dokáže dostatečně přesně nahradit a podstatně uspoří výpočetní čas složitějších úloh. Dle mého názoru by dalším vývojovým stupněm měla být práce na více sofistikovaném jednorozměrném modelu, například zobecněném Maxwellově modelu s třecím tlumením, v případě, kdy by jednoduchý reologický model selhával v popisu materiálových vlastností.

Zejména vysokofrekvenční zatížení pryže je tématem, kterému se bude potřeba ještě věnovat, neboť frekvenční odezva systému je odlišná od frekvence buzení a současný 1D model dokáže dobře popsat pouze velikost amplitudy.

Kromě 3D geometrií silentbloků zmíněných v práci byly v Abaqusu provedeny i simulace na geometrii silentbloku GP - 70x40/40 výrobce Rubena Hradec Králové a.s z materiálu NBR mající standardní tvrdost 55 ShA. Tato nestandardní průchozí pružina má velmi blízko k silentblokům používaným v uložení náprav, a proto by tato práce mohla mít využití i pro analýzy těchto typů pružných pryžových dílů.

Literatura

- [1] AUSTRELL, P.-E., *Modeling of Elasticity and Damping for Filled Elastomers*, Report TVSM-1009, Lund University, Division of Structural Mechanics, Sweden 1997.
- [2] OSCAR, J., Centeno, G., *Finite Element Modelling of Rubber Bushing for Crash Simulation, Experimental Tests and Validation*, Lund University, Division of Structural Mechanics, Sweden 2009.
- [3] MALÁČ, Jiří. *Přednášky z předmětu Gumárenská technologie*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
- [4] VAŠÍČEK, Michal. *Přednášky z předmětu Výpočetní metody dopravních strojů*. Praha: ČVUT
- [5] ZOUL, Václav. *Přednášky z předmětu Výpočetní metody dopravních strojů*. Praha: ČVUT
- [6] Abaqus Analysis User's Guide [online]. [cit. 2016-01-07]. Dostupné z: <http://129.97.46.200:2080/v6.13/>
- [7] MSC.Software: Whitepaper - Nonlinear Finite Element Analysis of Elastomers [online]. [cit. 2016-01-07]. Dostupné z: http://www.mssoftware.com/sites/default/files/wp_elastomer_ltr_w_0.pdf
- [8] JAKEL, Roland. Analysis of Hyperelastic Materials with MECHANICA – Theory and Application Examples – [online]. Technische Universität Chemnitz, 2010 [cit. 2016-01-07]. Dostupné z: http://www.qucosa.de/fileadmin/data/qucosa/documents/5995/data/Analysis_of_Hyperelastic_Materials_with_MECHANICA.pdf
- [9] Friction and Coefficients of Friction [online]. [cit. 2016-01-07]. Dostupné z: http://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html
- [10] Speed of Sound in some common Solids [online]. [cit. 2016-01-07]. Dostupné z: http://www.engineeringtoolbox.com/sound-speed-solids-d_713.html

- [11] Analyzing Hyperelastic Materials with Some Practical Considerations [online]. [cit. 2016-01-07]. Dostupné z: <http://www.ewp.rpi.edu/hartford/~ernesto/S2015/FWLM/TermProject/Misulia/Altidis2005-ANSYSUsersGroup-HyperelasticMaterials.pdf>
- [12] IRHD Hardness [online]. [cit. 2016-01-07]. Dostupné z: http://www2.ulprospector.com/property_descriptions/ASTMD1415.asp
- [13] Hyperelastic Material Tests [online]. [cit. 2016-01-07]. Dostupné z: <http://www.egr.msu.edu/software/abaqus/Documentation/docs/v6.7/books/gsa/graphics/gss-hyperelastic.png>
- [14] Porsche Engineering Magazine, issue 2/2009 [online]. [cit. 2016-01-07]. Dostupné z: <https://www.porscheengineering.com/filestore.aspx/Porsche-Engineering-Magazine.pdf?pool=peg>
- [15] RUBENA a.s. [online]. [cit. 2016-01-07]. Dostupné z: <http://www.rubena.cz/>

Seznam obrázků

1.1	Uložení pohonného ústrojí	14
1.2	Elastokinematika náprav	15
2.1	Natural rubber	18
2.2	Nitrile butadien rubber	18
2.3	Styrene butadien rubber	19
3.1	Spojení pružiny, tlumiče a odpružené hmoty	24
4.1	Struktura pryže s plnivem [1]	28
4.2	Kelvinův - Voigtův model	31
4.3	Maxwellův model	32
4.4	Zenerův model	33
4.5	Jednoduchý reologický model	34
4.6	Standardní mechanické zkoušky hyperelastických materiálů [13]	36
5.1	Výkres jednoduché 3D geometrie tlumiče vibrací	42
5.2	Silová vazba typu Coupling	45
5.3	Vlastní kontakt povrchů	46
5.4	Šestistěnné elementy	46
5.5	Silentblok s hexagonální sítí s vyznačením základního souřadného systému	47
5.6	Postup identifikace parametrů 1D modelu	50
5.7	Jednoduchý reologický model	51
5.8	Schéma soustavy z 1D prvků	53
6.1	Silentblok FEBI	58
6.2	Model silentbloku s tetraedrální sítí	59
6.3	Silová vazba analyticky tuhých těles	59
6.4	Pole posuvů při kvazistatickém zatížení	62
6.5	Zápis nelineární pružiny v *.inp souboru pro směr x	62

Seznam tabulek

4.1	Tvrdost Shore A [11]	38
6.1	Závislost reakční síly na posuvu středu	61

Seznam grafů

5.1	Charakteristika pryže při namáhání jednoosým tahem/tlakem pro definované koeficienty	43
5.2	Charakteristika pryže při namáhání dvouosým tahem/tlakem pro definované koeficienty	44
5.3	Charakteristika pryže při namáhání tahem/tlakem na tenký plochý vzorek pro definované koeficienty	44
5.4	Buzení frekvencí 1 Hz	54
5.5	Odezva na harmonické buzení 1Hz	54
5.6	Graf reakční síla = f (rychlost), harmonické buzení 1Hz	55
5.7	Buzení frekvencí 1 Hz	55
5.8	Odezva na harmonické buzení 10 Hz	56
5.9	Graf reakční síla = f(rychlost), harmonické buzení 10Hz	56
6.1	Graf závislosti reakční síly na posuvu	61
6.2	Skokové buzení	63
6.3	Odezva na skokové buzení	64
6.4	Harmonické buzení 10Hz	64
6.5	Odezva na harmonické buzení 10Hz	65
6.6	Graf reakční síla = f(rychlost), harmonické buzení 10Hz	65
6.7	Harmonické buzení 15Hz	66
6.8	Odezva na harmonické buzení 15Hz	66
6.9	Graf reakční síla = f(rychlost), harmonické buzení 15Hz	67
6.10	Harmonické buzení 20Hz	67
6.11	Odezva na harmonické buzení 20Hz	68
6.12	Graf reakční síla = f(rychlost), harmonické buzení 20Hz	68
6.13	Harmonické buzení 50Hz	69
6.14	Odezva na harmonické buzení 50Hz	69

