



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ODPRUŽENÍ A TLUMENÍ KABIN NÁKLADNÍCH VOZIDEL

SPRINGING AND DAMPING OF TRUCK CABIN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Kroupa

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Ondřej Kroupa**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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 diplomové práce:

Odpružení a tlumení kabin nákladních vozidel

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zvýšení komfortu řidiče nákladních vozidel je kromě odpružení sedadla používáno i odpružení kabiny. U závodních kamionů pro dálkové soutěže je komfort posádky limitujícím faktorem návrhu celého podvozku vozidla (rychlost jízdy je v podstatě omezena fyzickými limity člověka). Správně navržené odpružení (pružiny, tlumiče, samotné uložení kabiny) kabiny, aby byl přijatelný jízdní komfort při zachování dobrého vnímání jízdních vlastností vozidla tak může být klíčem pro zlepšení výkonnosti celého vozidla (závodního i např. nákladního vozidla pro záchranné složky).

Cíle diplomové práce:

Analyzovat různé systémy uložení kabin nákladních vozidel.

Sestavit vhodný výpočtový model pro citlivostní analýzu jednotlivých vlivů odpružení na jízdní komfort a jízdní vlastnosti vozidla.

Pro zadané vozidlo ("Dakarský speciál") optimalizovat vlastnosti systému odpružení kabiny pro dosažení požadovaných parametrů.

Seznam doporučené literatury:

LEEMING, David John a HARTLEY, Reg. Heavy Vehicle Technology. 2nd edition. Leckhampton: Stanley Thomas, 1989. 260 s. ISBN 07-487-0275-X.

REIMPELL, Jornsen. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce, kterou lze zařadit do oblasti dynamiky vozidel, zkoumá vliv odpružení a tlumení kabin u nákladních vozidel na jízdní bezpečnost a na jízdní komfort. Pro řidiče, který ve vozidle tráví mnoho hodin, je pohodlí zásadním kritériem, proto se hledá možné zlepšení, které nabízí právě odpružená kabina. Rešeršní část práce nejprve rozebírá jednotlivé prvky odpružení a tlumení, další kapitola je věnována systémům, které se v dnešní době v konstrukci odpružení kabin používají. Poté je představena teoretická tvorba zjednodušeného výpočtového modelu a možnosti vyhodnocení dosažených výsledků. Následující praktická část se zabývá tvorbou samotného výpočtového modelu v softwaru Adams View, který je založen na reálném vozidle, které bylo propůjčeno fakultě. Výpočtový model je následně ověřen a porovnán se skutečným stavem a jsou na něm testovány koncepce uložení kabiny. Na vytvořeném výpočtovém modelu byly také zkoušeny vlivy parametrů kabiny na jízdní komfort a jízdní bezpečí. V poslední části práce byl vytvořen výpočtový model dakarského speciálu, na kterém byla, i díky poznatkům z předchozí kapitoly, provedena optimalizace a byly navrženy konfigurace, které by bylo vhodné vyzkoušet při reálném testování.

KLÍČOVÁ SLOVA

kabina, pružina, tlumič, nákladní vozidlo, výpočtový model, Adams View

ABSTRACT

This Diploma Theses, which can be included in the field of vehicle dynamics, explores the effect of suspension and damping of truck cabs for the safe ride and comfort. As the driver spends many hours in their vehicle, comfort is the most essential criterion. That is why we seek possible improvements which are offered by the sprung cab. The research part firstly analyses the individual elements of suspension and damping. The following chapter is devoted to the systems which are used nowadays in the construction of cabin suspension. Next there is the introduction to the theoretical production of a simplified computational model as well as the presentation of the possible evaluation of the achieved results. The following practical part deals with the actual shaping of the computational model in the Adams View software, which is based on a real vehicle, and was lent at the faculty. The model is then verified and compared with the existing state and the cab mounting concepts are tested on it. The effects of cab parameters on driving comfort and safe riding were tested on it as well. The last part focuses on the forming of the special Dakar computational model, on which optimization was performed according to the findings discussed in the previous chapter. Also, the appropriate configurations to the real-life testing were designed.

KEYWORDS

cab, spring, damper, lorry, computational model, Adams View

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KROUPA, Ondřej. *Odpružení a tlumení kabin nákladních vozidel*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140020>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 72 s. Vedoucí práce Ondřej Blaták

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Blatáka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Bc. Ondřej Kroupa

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych v první řadě poděkoval vedoucímu práce, panu Ing. Ondřeji Blatákoví, Ph.D. za odborné rady a vedení práce, kdy mi v případě nejasností vždy pomohl. Dále bych chtěl poděkovat svojí rodině, přítelkyni a kamarádům, kteří mi po celou dobu studia pomáhali ať už psychicky, tak také finančně a byli pro mě oporou. Bez nich by tato práce nemohla vzniknout.

OBSAH

Úvod	11
1 Prvky odpružení a tlumení	12
1.1 Pružiny	12
1.1.1 Ocelové listové pružiny	12
1.1.2 Ocelové vinuté pružiny	13
1.1.3 Pryžové pružiny	14
1.1.4 Plynové pružiny	14
1.2 Tlumiče	16
1.2.1 Dvouplášťový tlumič	17
1.2.2 Jednoplášťový tlumič	18
2 Dělení odpružení dle stupně řízení	19
2.1 Pasivní systém	19
2.1.1 Uložení kabiny na silentblocích	19
2.1.2 Uložení kabiny vpředu na silentblocích a vzadu na pružinách	20
2.1.3 Uložení kabiny na pružinách	20
2.2 Semi-aktivní systém	21
2.2.1 Magnetoreologické tlumiče	21
2.2.2 Systém CDC	22
2.3 Aktivní systém	23
3 Tvorba zjednodušených výpočtových modelů	24
3.1 Čtvrtinový model vozidla	24
3.2 Poloviční model vozidla	26
3.3 Složitější modely odpružení a tlumení	28
4 Kritéria pro vyhodnocení odpružení a tlumení	30
4.1 Jízdní komfort	30
4.2 Ovladatelnost vozidla	31
4.3 Kompromis mezi ovladatelností a pohodlím	32
5 Tvorba výpočtového modelu	33
5.1 Zkoumané vozidlo	33
5.2 Tvorba multibody modelu	35
5.3 Simulace přejezdu přes nerovnost	36
5.4 Porovnání výpočtového modelu s měřením na vozidle	38
6 Porovnání koncepcí uložení kabiny	42
6.1 Kabina neodpružená	42
6.2 Kabina odpružená vzadu	43
6.3 Porovnání koncepcí na vozovce s náhodnými nerovnostmi	43
6.4 Porovnání zrychlení ve frekvenční doméně	45
6.4.1 Porovnání zrychlení v ose Z	45
6.4.2 Porovnání zrychlení v ose X	46
6.4.3 Porovnání zrychlení v ose Y	47
6.5 Vliv odpruženého sedadla	48

7	Citlivostní analýza	50
7.1	Vliv tuhosti odpružení u kabiny	50
7.2	Vliv tlumení kabiny	51
7.3	Vliv tuhosti odpružení u sedadla	53
7.4	Vliv tlumení sedadla.....	54
7.5	Vliv šikmého tlumiče	54
7.6	Vliv hmotnosti kabiny	56
7.7	Vliv hmotnosti vezeného nákladu	56
8	Optimalizace parametrů odpružení a tlumení na dakarském speciálu	59
8.1	Tvorba výpočtového modelu.....	59
8.2	Parametry optimalizace	61
8.3	Výsledky optimalizace	61
	Závěr	65
	Použité informační zdroje	67
	Seznam použitých zkratk a symbolů	70

ÚVOD

V současné době se po silnicích pohybuje velké množství vozidel, z nichž je výrazný počet vozidel nákladních. Při nájezdu na dálnici je možné pozorovat nekonečný proud kamionů, které se pohybují ve všech směrech a převáží náklady všeho druhu. Je nutné si uvědomit, že i kamiony řídí pouze lidé, kteří ve voze tráví několik hodin denně, a kteří se postupně unavují a jejich pozornost upadá. Pro zvýšení bezpečnosti všech účastníků silničního provozu je tedy vydána dohoda AETR (Evropská dohoda o práci osádek vozidel v mezinárodní silniční dopravě), která upřesňuje podmínky pro řidiče a mimo jiné udává maximální doby jízdy, a to pro jeden cyklus (4,5 hodiny), jeden den (9 hodin), týden (56 hodin) a dva týdny (90 hodin). I přes tato omezení lze konstatovat, že práce řidiče je fyzicky i psychicky velice namáhavá, a tedy je patrná snaha, aby lidé trávili tento dlouhý čas v co největším komfortu, a tím předcházeli únavě, která by mohla vést v krajním případě až k nehodě. Proto se klade důraz na každé vylepšení oproti konkurenci, které je možné najít právě v odpružené kabině. [1]

Stejně jako v nákladní dopravě je komfort posádky často rozhodujícím faktorem také v kamionových dálkových soutěžích, příkladem může být Rallye Dakar. V těchto závodech závodníci denně najedou obrovské množství kilometrů ať už v terénu, tak i na silnici, a správný návrh parametrů odpružení a tlumení může být zásadní výhodou a ve výsledku i „jazýčkem na vahách“, který určí, zda závodník bude v závodě úspěšný, či nikoliv. Je třeba co nejvíce snížit únavu celého týmu, aby se eliminovaly chyby z nepozornosti, které mohou znamenat hodinové ztráty v celkovém pořadí. Proto je v této práci, kromě analýzy odpružení kabiny silničního nákladního vozidla, věnována kapitola také optimalizaci parametrů na dakarském speciálu.

Pokud je navrhováno odpružení a tlumení u nákladních vozidel je vhodné se zaměřit také na vodorovná zrychlení, na které je lidské tělo více citlivé. Specifikem nákladního vozidla oproti osobnímu je, že se řidič nachází výše nad zemí a ve větší míře na něho působí právě boční zrychlení. Proto u nákladních vozidel má za úkol konstrukce odpružené kabiny také eliminaci těchto nežádoucích jevů.

Pro počáteční analýzu odpružení a tlumení se dnes využívají pokročilé multibody systémy (v této práci bude použit software Adams View), které jsou při správném využití schopné ušetřit vývojovému konstruktérovi mnoho času a prostředků, které by musel investovat do neustálých změn a následného zkoušení každé konfigurace. Problémem ovšem je, že často nelze zajistit veškeré potřebné vstupy, zároveň musí dojít ke zjednodušení modelu oproti reálnému stavu. Tyto faktory mají výrazný vliv na odchylku chování modelu oproti realitě. Použití multibody softwaru tedy často slouží spíše k prvotní analýze soustav a k pozorování jednotlivých trendů a vlivů při změně parametrů. Čímž je možné vyhodnotit, které konfigurace vykazují nejlepší výsledky a ty následně porovnat při zkoušení a měření na reálném vozidle.

1 PRVKY ODPRUŽENÍ A TLUMENÍ

1.1 PRUŽINY

Jedná se o součást, která slouží k akumulaci a následnému uvolnění energie, čehož je využíváno k zachycení sil od nerovností na vozovce, které poté nepůsobí na pasažéry, či náklad přepravovaný ve vozidle. Základní charakteristickou veličinou pružiny je tuhost (značeno k), která vystupuje v rovnici pro netlumenou vlastní úhlovou frekvenci soustavy:

$$\omega_N = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (1)$$

kde m je hmotnost soustavy. Jak lze z rovnice vyčíst, při změně zatížení se mění i vlastní úhlová frekvence, čemuž je nutné předcházet. Proto se výrobci často snaží, aby pružina byla progresivní, tedy aby její tuhost byla přímo závislá na jejím zatížení. Toho lze dosáhnout různými konstrukčními úpravami v závislosti na typu pružiny. Pružiny se dělí podle použitého materiálu (ocelové, pryžové, vzduchové, vzduchokapalinové) a dále ocelové podle konstrukce (vinuté, listové, torzní). [2]

1.1.1 OCELOVÉ LISTOVÉ PRUŽINY

V dnešní době už listové pružiny nejsou tolik využívány u automobilů, ale často se s nimi můžeme setkat u nákladních vozidel, autobusů nebo přívěsů. Jedná se o svazek ocelových plátů, které se při zatížení pod mezí kluzu materiálu prohnu, čímž vznikne pružící síla. Při průhybu listů dochází k jejich vzájemnému pohybu, čímž vzniká nežádoucí jev, který nazýváme „suché tření“, k jehož zamezení se mezi pláty umísťují plastové vložky. Při propružení je zároveň nezbytné kompenzovat změnu délky pružiny. Za tímto účelem jsou konce listů uchyceny pohyblivě na otočných čepech, třmenech, či na podpěře. Hlavní výhodou listové pružiny je schopnost přenášet boční síly, dokáže tedy sama o sobě vést nápravu. [2] [3]

Rovnice pro výpočet tuhosti listové pružiny [3]:

$$k = \frac{4 \cdot n \cdot b \cdot h_1^3 \cdot E}{K \cdot l^{*3}}, \quad (2)$$

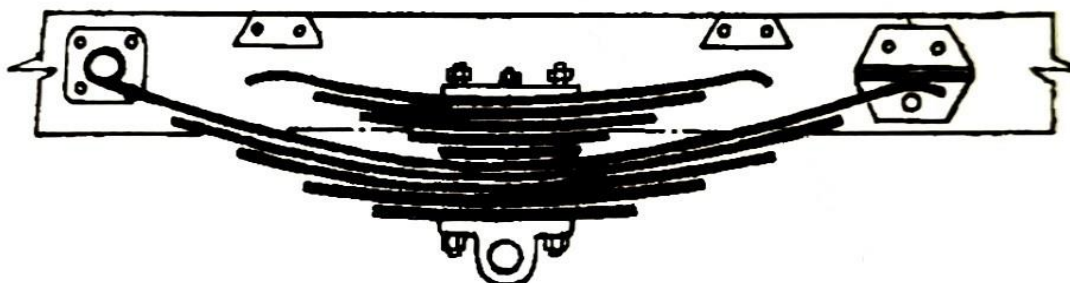
kde n je počet činných listů, b je šířka listu, h je tloušťka listu, E je modul pružnosti v tahu, K je tvarový součinitel. Pro l^* platí [3]:

$$l^* = l - \frac{2}{3} \cdot l_0, \quad (3)$$

kde l značí délku listu a l_0 délku připojení listové pružiny k nápravě.

U nákladních vozidel, kde jsou listové pružiny nejčastěji používány, se předpokládá velká změna zatížení v závislosti na naložení. Proto je i zde nutné zajistit progresivitu odpružení, tu lze realizovat změnou některého z parametrů v rovnici pro tuhost listové pružiny.

Pro zajištění progresivity listové pružiny lze využít dvou nejčastějších způsobů. Prvním je změna počtu činných listů. *Obr. 1* znázorňuje činnost tohoto systému. Při malém zatížení dochází k malému propružení, tedy je v činnosti pouze spodní svazek listových per. Pokud se zatížení zvýší, spodní svazek per se prohýbá směrem nahoru, až dojde k dosednutí opěr přidavného svazku, což skokově zvýší tuhost pružiny. Druhou využívanou konstrukcí je změna tuhosti v závislosti na délce listu. Při zvyšování zatížení listové pero dosedne na opěry, čímž se zmenší jeho délka a tím dojde ke zvýšení tuhosti. [3]



Obr. 1 Progresivní konstrukce listových per. [20]

1.1.2 OCELOVÉ VINUTÉ PRUŽINY

Nejčastěji jsou využívány pro odpružení náprav osobních automobilů. U nákladních vozidel se s nimi často lze setkat u odpružení kabiny. Výhodami jsou malá hmotnost, malé požadavky na údržbu, snadné uložení či absence suchého tření. Nevýhodou při použití vinutých pružin je, že nedokáží vést nápravu a nemají žádné vlastní tlumení, proto je nutné používat současně s pružinou také tlumič, který dokáže mařit energii [3].

Rovnice pro výpočet tuhosti vinuté pružiny [3]:

$$k = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot n_1 \cdot D^3}, \quad (4)$$



Obr. 2 Soudečková vinutá pružina. [21]

kde d je průměr drátu, G je modul pružnosti ve smyku, n_1 je počet činných závitů, D je průměr vinutí. Vidíme, že tuhost pružiny je závislá na těchto veličinách (viz Rovnice 4), progresivitu tedy zajistíme, pokud budeme jednu z veličin měnit.

Na Obr. 2 je znázorněna soudečková pružina, jejíž progresivita je zajištěna změnou průměru vinutí. V této konstrukci dochází při zatížení k tomu, že se závity spirálovitě stlačují, čímž je zajištěna úspora místa. Další možností zajištění progresivity je změna počtu činných závitů, tedy pokud pružinu zatížíme, dojde k dosednutí vybraných závitů na sebe, sníží se jejich počet a pružina má vyšší tuhost. Poslední možností je změna průměru samotného drátu. Všechny tyto konstrukce zajišťují, že při zvýšeném zatížení dojde ke zvýšení tuhosti pružiny. [2]

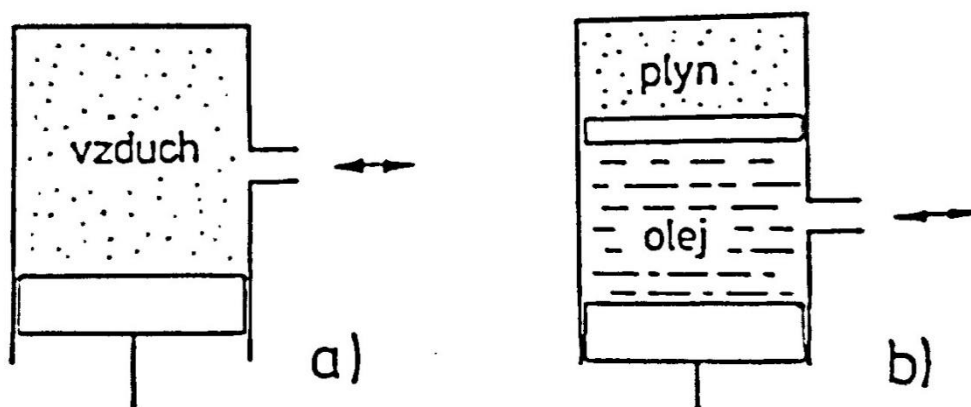
1.1.3 PRYŽOVÉ PRUŽINY

S pryžovými pružinami se lze setkat prakticky u všech vozidel, a to ve formě přídavného pružícího prvku nebo dorazu. Je využito příznivých pružících vlastností pryže, kdy při správné kombinaci zatížení (tah, krut, smyk) lze docílit progresivní charakteristiky. Pryžové pružiny jsou výhodné z hlediska nižší ceny, možnosti vlastního tlumení a údržby. Vzhledem k častému umístění pryžových pružin v blízkosti tlumiče (např. doraz při odpružení nápravy) je nevýhodou malá odolnost pryže proti chemikáliím (možný výtok oleje z tlumiče). Dalšími nevýhodami jsou malá odolnost vůči stárnutí, UV záření nebo změně teploty. [3]

1.1.4 PLYNOVÉ PRUŽINY

K odpružení je využito stlačitelnosti plynu. Při stlačování dochází ke zvýšení jeho tlaku, což má za následek progresivní charakteristiku. Na Obr. 3 lze vidět dvě možné konstrukce. Vlevo vzduchová pružina, která je založená na konstantním objemu vzduchu, kdy při zvětšeném zatížení je do systému přiváděn další vzduch a pružina má vyšší tuhost. Vpravo hydropneumatické odpružení, kde je konstantní hmotnost plynu. Při větším zatížení dojde ke

stlačení plynu, tím se zvýší tuhost pružiny. Změna jízdní výšky je kompenzována přičerpáním oleje do systému. [2]



Obr. 3 Možnosti vzduchového odpružení: a) vzduchové b) hydropneumatické. [1]

VZDUCHOVÉ ODPRUŽENÍ

Vzduchové odpružení je nejčastěji využito u nákladních vozidel, autobusů nebo dražších osobních vozů. Konstrukčně je složité utěsnit píst (Obr. 3), proto se lze setkat s konstrukcí ve formě vaku, či vlnovce. Hlavní výhodou tohoto systému je možnost držet konstantní světlou výšku vozidla nezávisle na zatížení. Obvykle jsou tyto systémy komplikované a oproti ocelovým pružinám mají menší životnost a jsou výrazně dražší.

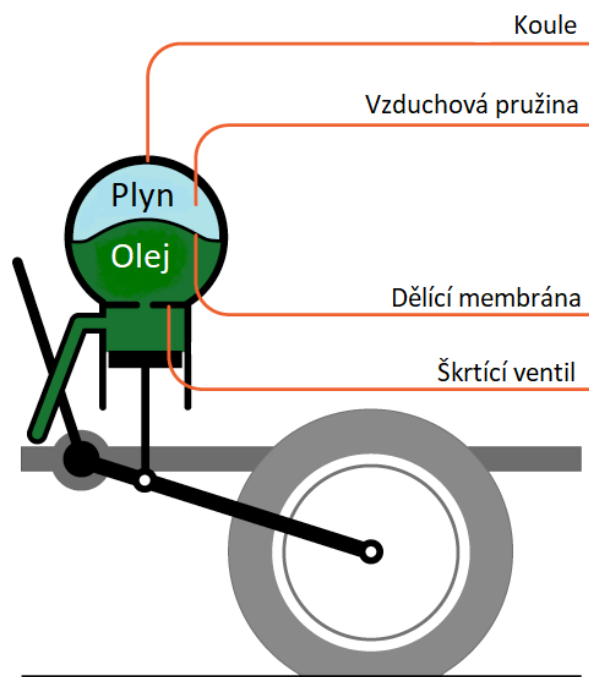
Celý systém vzduchového odpružení se skládá z několika prvků. Pro přívod vzduchu do systému se používá kompresor, který dodává vzduch do zásobníku. Každá pružina má dále svůj ventil, který řídí tlak vzduchu pomocí snímačů nebo ventilové páky, jejíž natočení je závislé na poloze mezi nastavbou a nápravou. Při zatížení je ze zásobníku dodáván vzduch tak, aby byla zachována stálá výška vozidla. Po následném odlehčení se vzduch vede zpět do zásobníku (uzavřený okruh) nebo se vypouští do atmosféry (otevřený okruh). [2] [3]

Vzduchová pružina má velmi slabé vlastní tlumení, proto se často využívá v kombinaci s plynovým tlumičem. Kvůli úspoře místa bývá měch umístěn okolo tlumiče. Kontrola tlaku vzduchu je realizována pomocí elektromagnetického regulačního ventilu.

HYDROPNEUMATICKÉ ODPRUŽENÍ

Hydropneumatická jednotka pracuje s konstantní hmotností vzduchu. Princip tohoto systému je patrný z Obr. 4. Při zatížení dojde ke stlačení plynu, který je membránou, či pístem oddělen od kapaliny. Přes škrtkový ventil je přiváděna kapalina, kterou je možné škrtkit, což je využíváno pro tlumení soustavy. Přívodem či odvodem kapaliny je regulována světlá výška vozidla. Nevýhodou hydropneumatického odpružení je vyšší cena a větší složitost. Systém pracuje s vysokými tlaky, což klade větší požadavky na těsnění. [3]

V dnešní době se hydropneumatické odpružení používá zejména ve vojenských vozidlech. Dříve bylo používáno i u osobních vozů, převážně značky Citroen.



Obr. 4 Princip hydropneumatického odpružení. [22]

1.2 TLUMIČE

Jak již bylo řečeno, pružiny slouží k akumulaci a následnému uvolňování energie. Aby vozidlo bylo dostatečně komfortní, je nutné energii od nerovností vozovky mařit. K tomuto účelu využíváme tlumiče, kde dochází k maření energie pomocí škrcení kapaliny, která prochází mezi jednotlivými komorami. Tímto způsobem se mění kinetická energie na teplo. Pokud je do řešené soustavy umístěn kromě pružiny také tlumič, mění se její vlastní úhlová frekvence, kterou v netlumené podobě popisuje Rovnice 1. Pro tlumenou soustavu zavádíme veličinu c_{krit} , tedy kritické tlumení, která pro danou soustavu udává hraniční hodnotu tlumení, při jejímž překročení soustava přestává kmitat. Pro c_{krit} platí [3]:

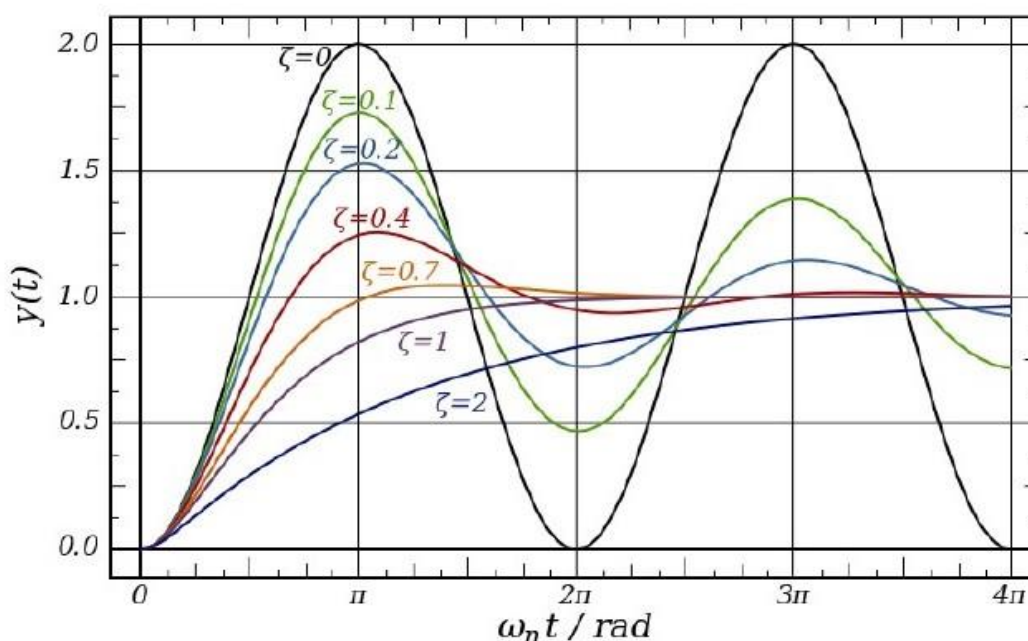
$$c_{krit} = \sqrt{2 \cdot k \cdot m}, \quad (5)$$

Nyní lze spočítat poměrný útlum soustavy [3]:

$$\xi = \frac{c}{c_{krit}}, \quad (6)$$

kde c je tlumení řešené soustavy. Se znalostí poměrného útlumu se lze dopočítat k vlastní úhlové frekvenci tlumené soustavy [3]:

$$\omega_c = \omega_N \cdot \sqrt{1 - \xi^2}, \quad (7)$$



Obr. 5 Graf závislosti výchylky na čase pro různé hodnoty poměrného útlumu. [14]

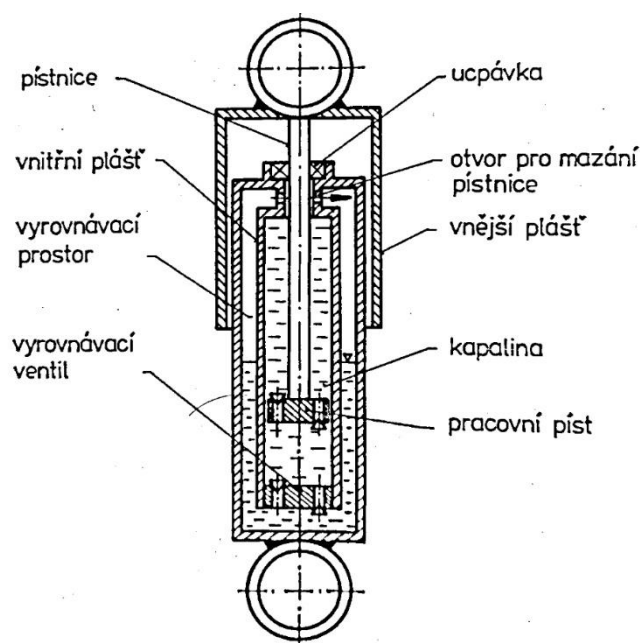
Na Obr. 5 je znázorněno tlumení vybuzeé soustavy v závislosti na poměrném útlumu. Při hodnotě $\xi = 0$ v soustavě není žádné tlumení, proto v závislosti na čase je kmitání stejné. Se zvyšujícím se poměrným útlumem dochází k postupnému snižování amplitudy, zároveň také ke snižování vlastní frekvence a k postupnému ustálení soustavy. Při $\xi = 1$ nastává kritické tlumení, tedy výchylka se v čase postupně zmenšuje, ale systém nekmitá. Při $\xi > 1$ je systém přetlumený.

V současné době se tlumiče používají ve dvou základních konstrukčních variantách, a to jako tlumič jednovlášťový a dvouvlášťový.

1.2.1 DVOUPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ

Schéma dvouvlášťového tlumiče zobrazuje Obr. 6. Pohybem pístnice, který je vybuze nerovnostmi, dochází k pohybu pracovního pístu. V důsledku jeho pohybu dochází k protlačení kapaliny pracovním pístem, čímž dojde ke škrcení a pohybová energie je přeměněna na teplo, které je nutné odvádět a tlumič chladit. Pokud dojde ke stlačení tlumiče, daný objem kapaliny protéká nad pracovní píst. Problémem je, že objem vzniklý nad pracovním pístem je vždy menší než objem kapaliny, kterou je nutné z pracovní komory pod pístem odstranit, což je dáno tím, že určitou část objemu nad pracovním pístem zabírá pístnice. Ve dvouvlášťové konstrukci je řešen odvod přebytečné kapaliny přes vyrovnávací píst do vyrovnávacího prostoru. [2]

Výhodou této konstrukce je nižší cena a menší délka tlumiče. Z podstaty této konstrukce není možné tlumič naklonit o více než 45° , jinak by mohlo dojít k nasátí vzduchu do pracovní komory a tím k jeho zavzdušnění. Jelikož vyrovnávací prostor často bývá okolo samotného tlumiče, je tedy obtížnější odvádět teplo vzniklé při škrcení. Další nevýhodou je citlivost na kavitaci. [3]



Obr. 6 Schéma dvouplášťového tlumiče. [2]

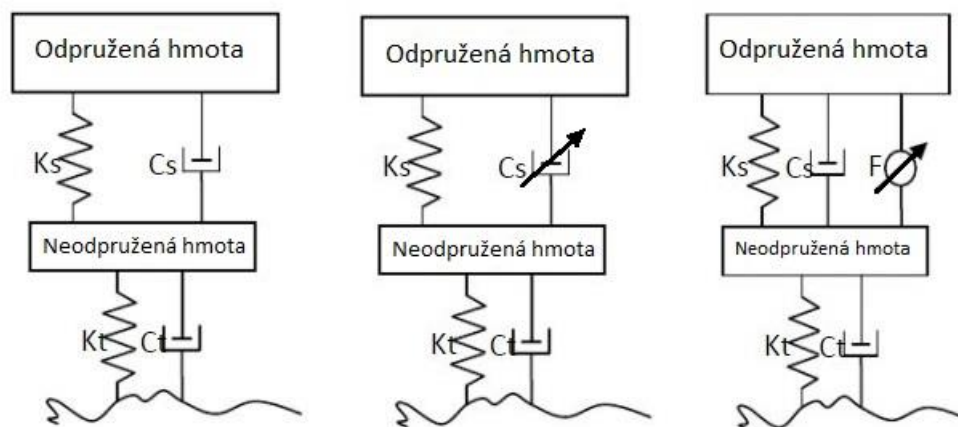
1.2.2 JEDNOPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ

Pro jednoplášťový tlumič dochází ke škrcení také při průchodu kapaliny přes pracovní píst, jako u dvouplášťové koncepce. U jednoplášťového tlumiče je ale nahrazen vyrovnávací prostor plynem umístěným ve spodní části, který je od oleje oddělen pružnou membránou (dělicí píst). Princip funkce je tedy podobný jako u dvouplášťového tlumiče s tím rozdílem, že při stlačení není přebytečná kapalina vytlačována mimo tlumič do vyrovnávacího prostoru, ale vlivem zvýšení tlaku pod pracovním pístem dojde k silovému působení na dělicí píst, který stlačí plyn. [3]

Z principu konstrukce má jednoplášťový tlumič oproti dvouplášťovému mnoho výhod. Nemá okolo sebe žádný vyrovnávací prostor, tedy má menší průměr při stejném průměru pracovního pístu. Zároveň díky absenci vyrovnávacího prostoru lépe odvádí teplo, tedy je zde menší riziko přehřátí tlumiče. Další výhodou je rozdělení komory s plynem a kapalinou, tudíž tlumič může pracovat v jakékoliv poloze. Jelikož má plyn vyšší tlak (5-10 bar), působí na kapalinu a vytváří v ní přetlak, který má za následek snížení její pěnivosti a tím pádem lepší citlivost tlumiče na buzení s nižší amplitudou a menší riziko kavitace. Nevýhodou oproti dvouplášťové konstrukci je větší délka a vyšší cena tlumiče. Jelikož jednoplášťová koncepce pracuje s velkými tlaky, je tedy problematické těsnění pístnice. [3] [4]

2 DĚLENÍ ODPRUŽENÍ DLE STUPNĚ ŘÍZENÍ

Dle stupně řízení se odpružení dělí na systémy pasivní, semi-aktivní a aktivní. Na Obr. 7 lze vidět schématické naznačení jednotlivých systémů odpružení. Vlevo se jedná o pasivní řízení, prostřední je systém semi-aktivního řízení a vpravo je zobrazeno zapojení s aktivním řízením, kdy k pasivnímu systému je paralelně připojen pohon. [5]



Obr. 7 Schématické znázornění systémů odpružení. [5]

2.1 PASIVNÍ SYSTÉM

Jedná se o nejjednodušší systém odpružení. Zpravidla jde o pružinu o předem definované tuhosti soustředně umístěnou na tlumiči s předem definovaným tlumením. Systém nijak nesnímá polohu kabiny a rámu, tedy není nijak ovládán, a proto je úroveň náklonu a výšky kabiny závislá pouze na zatížení a charakteristice pružící jednotky. Pro změnu charakteristiky odpružení je nutné jednotku vyjmout a vyměnit, či upravit pružinu nebo tlumič. Výhodou je jednoduchost a nezávislost na ostatních systémech, dále příznivá cena nebo malý zástavbový prostor. Pasivní odpružení je častým řešením u lehčích užitkových vozidel či u odpružení kabin traktorů. [6]

2.1.1 ULOŽENÍ KABINY NA SILENTBLOCÍCH

Jedná se o uložení, kdy je kabina odpružena vpředu i vzadu pouze pomocí pryžových elementů, které mohou být orientovány radiálně, či axiálně. U novějších vozidel už se toto uložení spíše nepoužívá, protože nenabízí tak velký komfort pro posádku. V současnosti se lze s touto koncepcí setkat u traktorů, které spadají do slabší výkonnostní skupiny, a u kterých se nepředpokládají delší provozní časy. [7]

Hlavní výhodou odpružení kabiny pomocí silentbloků je cena a jednoduchost celé konstrukce, která je snadná na údržbu. Pokud dojde k poruše, stačí pouze vyměnit pryžové elementy za nové. [7]

2.1.2 ULOŽENÍ KABINY VEPŘEDU NA SILENTBLOCÍCH A VZADU NA PRUŽINÁCH

V přední části je kabina uchycena na silentblocích, které mohou být orientovány axiálně i radiálně, v závislosti na výrobci. Vzadu je uložení realizováno pomocí vinutých pružin a teleskopických tlumičů, které jsou přes silentbloky přichyceny na jedné straně k rámu vozidla a na druhé ke kabině. Příčné vedení kabiny zajišťují panhardské tyče. Spodní doraz bývá zpravidla klasický pryžový element. Vrchní doraz bývá často realizován pomocí textilních popruhů. [7]

U velké části výrobců traktorů nejsou pružící jednotky konstruovány vertikálně, ale často jsou umístěny pod úhlem, jak si lze všimnout na Obr. 8. Toto uložení má za cíl alespoň částečnou eliminaci příčných zrychlení a zlepšení komfortu pro řidiče. [7]



Obr. 8 Uložení šikmé pružící jednotky na traktoru. [7]

Tato koncepce je spíše kompromisem mezi uložení čistě na silentblocích a čtyřbodovým odpružením kabiny, které zajišťuje lepší komfort pro posádku při menší konstrukční složitosti. U nákladních vozidel se v dnešní době přechází spíše na odpružení čtyřbodové, ovšem u některých výrobců a u menších vozidel se stále lze setkat s touto koncepcí. Kde tento systém stále převládá je odpružení kabin traktorů.

2.1.3 ULOŽENÍ KABINY NA PRUŽINÁCH

Čtyřbodové uložení kabiny čistě na pružinách je v dnešní době u nákladních vozidel velice časté. Na Obr. 9 lze vidět systém pasivního odpružení kabiny se stabilizátorem od firmy ZF. Velice podobným systémem je vybaveno také zkoumané vozidlo od firmy Ford. Skládá se ze čtyř pružících jednotek (vinutá pružina a tlumič) umístěných v rozích kabiny přes pryžové silentbloky. V podélném směru je kabina vedena panhardskou tyčí a v příčném dvojicí úchytů, které jsou pomocí čepů chyceny jedním koncem k rámu a druhým koncem ke kabině. Mezi těmito úchyty je umístěn stabilizátor, který zajišťuje stabilitu kabiny a omezuje její klonivý pohyb. [8]

Hlavní výhodou této koncepce uložení je zvýšení komfortu pro posádku. Nevýhodou oproti předchozím druhům uložení je vyšší pořizovací cena a větší nároky na údržbu systému. Oproti semi-aktivním a aktivním systémům je ovšem toto uložení stále konstrukčně jednoduché a v případě poruchy snadněji opravitelné.



Obr. 9 Systém pasivního odpružení kabiny se stabilizátorem od firmy ZF. [8]

2.2 SEMI-AKTIVNÍ SYSTÉM

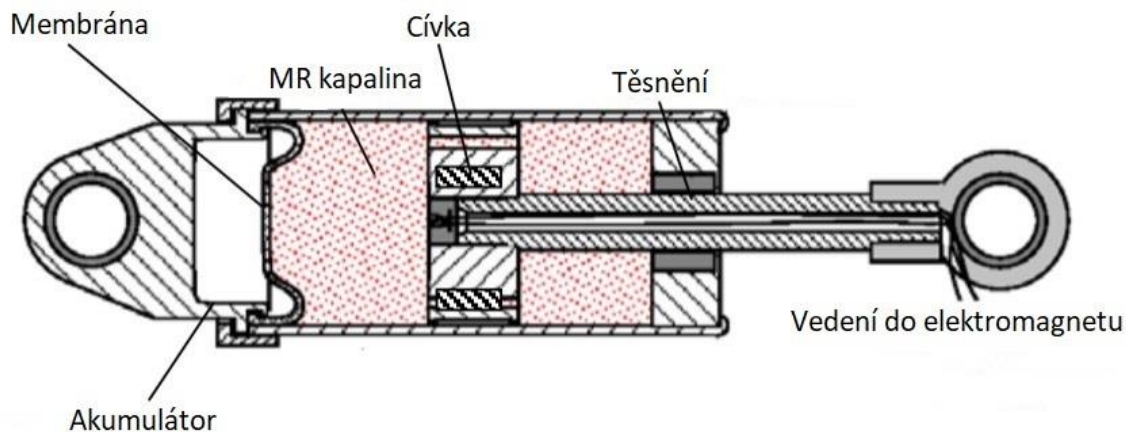
Semi-aktivnímu řízení se v dnešní době věnuje velká pozornost. Charakteristickým znakem je, že systém pomocí snímačů vyhodnocuje stav vozidla a na základě těchto dat dokáže změnit charakteristiku tlumiče. Tedy pokud je vozidlo provozováno na dálnici, kde nejsou nutné větší změny směru či rychlosti, charakteristika semi-aktivního tlumiče bude nastavená na vysoký komfort, tedy odpružení je měkké a pohodlné. Jakmile dojde k rychlému manévru nebo zabrzdění, dojde ke změně charakteristik a systém se nastaví tak, aby byly zlepšeny jízdní vlastnosti a stabilita vozidla. Systém se vyznačuje velice krátkou reakční dobou, kdy ke změně dojde během několika milisekund. [6] [9]

V současnosti se nejčastěji používají dvě řešení, a to magnetoreologické tlumiče a systémy CDC.

2.2.1 MAGNETOREOLOGICKÉ TLUMIČE

Magnetoreologické tlumiče mají stejnou konstrukci a fungují na stejném principu, jako jednoduché teleskopické tlumiče. Zatímco v jednovláškových a dvouvláškových teleskopických tlumičích proudí mezi komorami olej, u magnetoreologických tlumičů proudí speciální magnetoreologická kapalina. Tato kapalina je specifická tím, že v nosném médiu (nejčastěji olej) jsou magnetické nanočástice. Obr. 10 ukazuje schéma magnetoreologického

tlumiče. Na rozdíl od teleskopického tlumiče zde proudí magnetoreologická kapalina a v tlumiči je umístěna cívka. Při napojení cívky na zdroj je vytvářeno v tlumiči magnetické pole, což má za následek změnu orientace nanočástic, v důsledku čehož je zvyšována viskozita kapaliny. Do systému je nutné dodávat energii pro tvorbu elektrického pole. Velkou výhodou magnetoreologického tlumiče je jeho jednoduchá konstrukce. [10]



Obr. 10 Schéma magnetoreologického tlumiče. [10]

2.2.2 SYSTÉM CDC

CDC (Continuous Damping Control) je systém semi-aktivního řízení, kdy je každý z tlumičů připojen na řídicí jednotku, která sbírá data z mnoha snímačů a neustále vyhodnocuje jízdní situaci. Důležitou součástí je elektromagneticky řízený proporcionální ventil, který řídí průtok v tlumiči v závislosti na potřebě tlumení. Výhodou je rychlá reakce systému na změnu, naopak nevýhodou je větší složitost a energetická náročnost. [6]

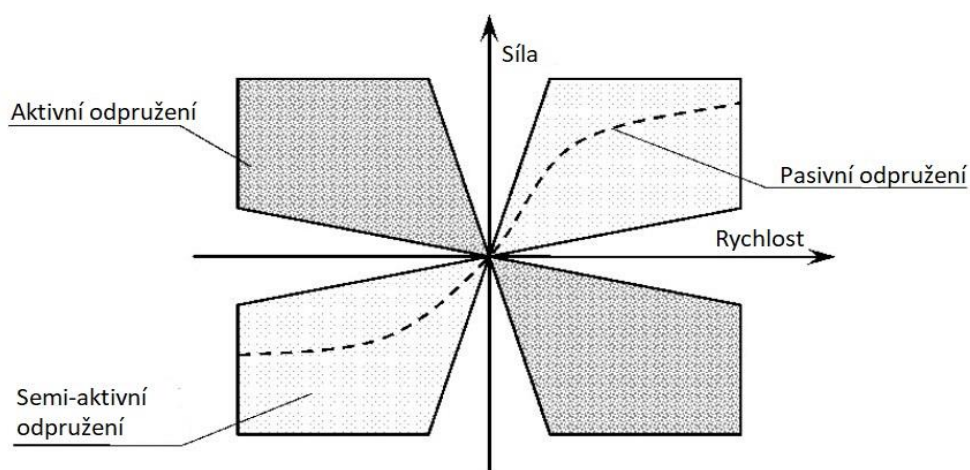
Na Obr. 11 je znázorněn princip systému CDC určený pro odpružení kabiny. Vstupem pro řídicí jednotku jsou informace ze snímačů (modré vedení). Řídicí jednotka vyhodnotí jízdní parametry a vyšle signály přímo do čtyř tlumičů umístěných v rozích kabiny. V důsledku působení elektromagneticky řízeného ventilu dojde ke změně škrcení a tlumič tak mění svoji charakteristiku. [6]



Obr. 11 Schéma řízení systému CDC. [6]

2.3 AKTIVNÍ SYSTÉM

Aktivní systémy dokáží, stejně jako semi-aktivní, reagovat na změnu jízdních podmínek a podle toho přizpůsobovat tuhost a tlumení. Na rozdíl od semi-aktivního řízení ale dokáží také produkovat sílu, která působí v opačném směru než akční člen. Rozdíl mezi jednotlivými systémy je znázorněn na Obr. 12. Jak již bylo řečeno, aktivní systémy dokáží plnit funkci semi-aktivního systému (kvadrant 1 a 3) a díky dodávce externí energie dokáží pracovat i v kvadrantech 2 a 4. Silový pohon může být buď nezávislý (lineární elektromotor), nebo připojený k pružině. Nejvhodnější využití aktivního řízení je v nižších frekvencích (okolo 5 Hz). Zásadní nevýhodou tohoto řešení je velká energetická náročnost a také vysoká cena. U aktivního odpružení se nejčastěji lze setkat s elektromotory (AC nebo DC). [11]



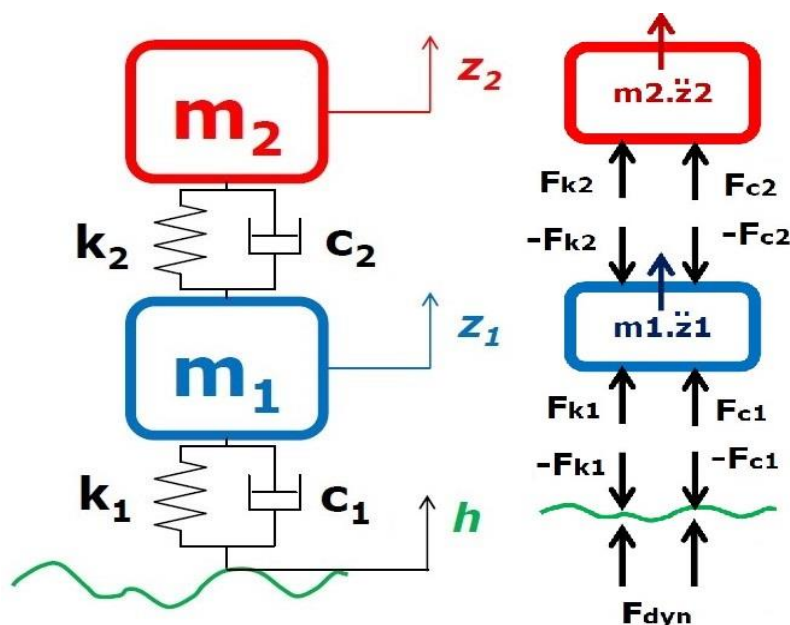
Obr. 12 Grafické znázornění pracovních oblastí jednotlivých druhů řízení tlumiče. [11]

3 TVORBA ZJEDNODUŠENÝCH VÝPOČTOVÝCH MODELŮ

Pro tvorbu zjednodušených modelů je nutné znát několik zjednodušujících předpokladů. Prvním z předpokladů je, že kontakt vozovky s kolem je bodový. V reálné situaci má pneumatika určitou šířku, čímž je schopná odfiltrovat určité malé nerovnosti. Zároveň při nájezdu na ostrou hranu by se pneumatika dokázala deformovat okolo hrany a zmírnila by tím dopady na karoserii, zatímco ve zjednodušeném modelu by pneumatika reagovala nekonečným zrychlením. Dále je nutné brát v potaz, že listové pružiny, které se u nákladních vozidel často využívají, jsou v modelu nahrazeny lineárními vinutými pružinami. Zde poté do modelu není zahrnuto možné tření mezi listy. Rozdílnost listových a vinutých pružin je také ve dvoubodovém, respektive jednobodovém uchycení k rámu. [12]

3.1 ČTVRTINOVÝ MODEL VOZIDLA

V Kapitole 1 byly představeny základní vztahy pro výpočet kmitání tělesa s jedním stupněm volnosti. Pro základní analýzu odpružení vozu je využíván čtvrtinový model, který je značně zjednodušený a dá se použít pouze pro vyšetření svislého kmitání za předpokladu, že pohyb přední a zadní nápravy považujeme za nezávislý. Na Obr. 13 je čtvrtinový model schematicky znázorněn. Veličina m_1 vyjadřuje hmotnost neodpružených částí (kola, náprava), m_2 znázorňuje hmotnost odpružené hmoty (karoserie). Dále je v modelu počítáno s tuhostí k_1 a tlumením c_1 pneumatiky. Parametry k_2 a c_2 znázorňují tuhost a tlumení primárního odpružení. Celý model je buzen nerovnostmi od vozovky h . Toto buzení má za následek vychýlení neodpružené z_1 a odpružené z_2 hmoty. V praxi se tento model využívá, pokud je známa hmotnost neodpružené hmoty, která připadá na nápravu, a celková hmotnost odpružené hmoty, která je vydělena čtyřmi (počet kol). [3]



Obr. 13 Schéma a uvolnění čtvrtinového modelu vozidla. [3] [14]

Pro další výpočet je možné provést uvolnění soustavy a nahradit pružinu a tlumič silami F_{k1} , F_{k2} , F_{c1} a F_{c2} . Z Obr. 13 vychází pohybové rovnice pro soustavu se dvěma stupni volnosti [3]:

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 + F_{k2} + F_{c2} = 0, \quad (8)$$

$$m_1 \cdot \ddot{z}_1 + F_{k1} + F_{c1} - F_{k2} - F_{c2} = 0, \quad (9)$$

kde $\ddot{z}_1$ je zrychlení neodpružených hmot a $\ddot{z}_2$ zrychlení odpružených hmot. Ze známých vztahů pro výpočet síly od pružiny a tlumiče lze tyto síly vyjádřit jako [3]:

$$F_{k2} = k_2 \cdot (z_2 - z_1), \quad (10)$$

$$F_{c2} = c_2 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1), \quad (11)$$

Stejným způsobem, jako jsou vyjádřeny síly F_{k2} a F_{c2} , lze vyjádřit i síly F_{k1} a F_{c1} . Z Rovnice 8 lze pro výpočet vyjádřit zrychlení $\ddot{z}_2$, které je jedním z kritérií pro vyhodnocování jízdního komfortu. Dalším parametrem, který je možné z pohybových rovnic čtvrtinového modelu vypočítat, je dynamická síla pod kolem F_{dyn} . Jelikož tlumící síla od pneumatiky F_{c1} je v porovnání s ostatními silami velice malá, je možné ji zanedbat. [13]

Dále jsou sečteny Rovnice 8 a 9:

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 + m_1 \cdot \ddot{z}_1 + F_{k1} = 0, \quad (12)$$

Jelikož byla zanedbána tlumící síla od pneumatiky, tak lze nahradit sílu F_{k1} silou F_{dyn} . Poté platí:

$$F_{dyn} = m_2 \cdot \ddot{z}_2 + m_1 \cdot \ddot{z}_1, \quad (13)$$

Dalším parametrem soustavy, který lze ze čtvrtinového modelu vozidla určit jsou vlastní frekvence neodpružené f_1 a odpružené f_2 hmoty. Pro neodpruženou hmotu platí, že síla od pneumatiky F_{k1} působí z opačné strany než síla F_{k2} , proto lze počítat s paralelním zapojením pružin. Pro odpruženou hmotu naopak počítáme se sériovým zapojením.

Poté lze zapsat vlastní frekvence jako [14]:

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_2 \cdot c_1}{c_2 + c_1} \cdot \frac{1}{m_2}}, \quad (14)$$

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m_1}}, \quad (15)$$

Pro běžný automobil se hodnoty vlastní frekvence odpružených hmot pohybují v rozmezí 1 až 2 Hz, pro neodpružené hmoty se jedná o rozmezí mezi 10 až 15 Hz. [14]

Odvozením ze čtvrtinového modelu vozidla lze určit vzorce pro výpočet optimální tuhosti pružiny a optimálního tlumení tlumiče. Z hlediska optimálního jízdního komfortu platí [14]:

$$k_2 = 0, \quad (16)$$

$$c_2 = k_2 \cdot \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{k_1}}, \quad (17)$$

Z Rovnice 16 je možné vyčíst, že když je koeficient tuhosti pružiny roven nule, vozidlo je z hlediska komfortu ideálně navrženo. Lze tedy říct, že čím nižší koeficient tuhosti, tím pohodlnější vozidlo je. Omezujícím faktorem při návrhu je v tomto případě použitelný zdvih pružiny. [3]

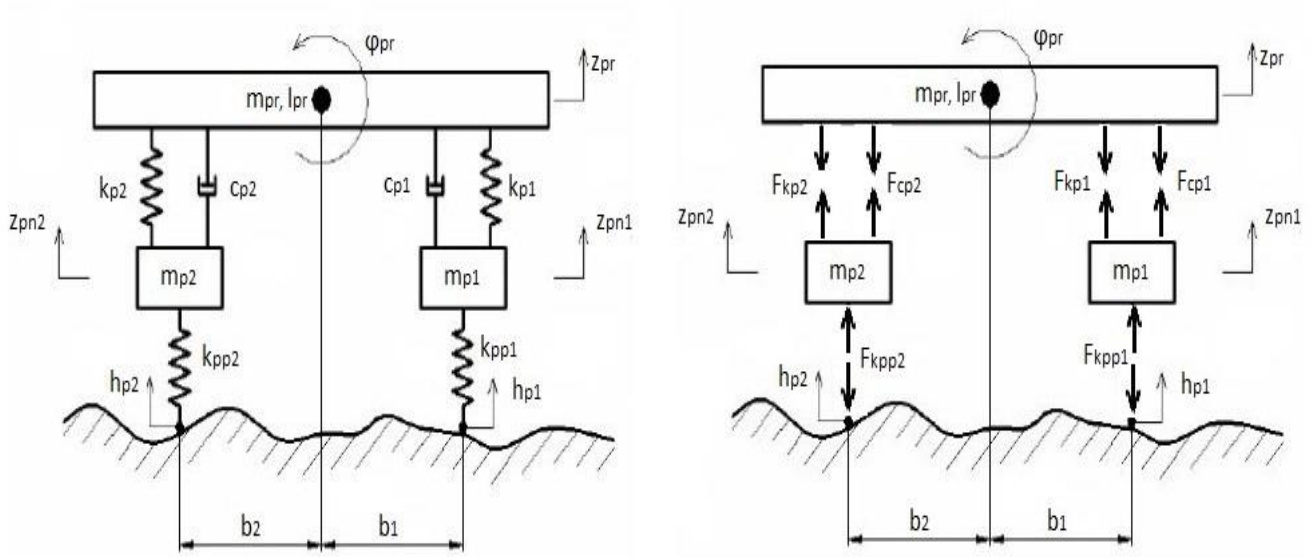
Pro návrh odpružení z hlediska jízdních vlastností platí [14]:

$$k_2 = \frac{c_1 \cdot m_1 \cdot m_2}{(m_1 + m_2)^2}, \quad (18)$$

$$c_2 = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2) \cdot k_2^2}{k_1} - \frac{2 \cdot k_2 \cdot m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} + \frac{k_1 \cdot m_1 \cdot m_2^2}{(m_1 + m_2)^2}}, \quad (19)$$

3.2 POLOVIČNÍ MODEL VOZIDLA

Poloviční model je pokročilejší a zároveň složitější simulací pohybu vozidla. Přidáním přední nápravy se rozšiřuje čtvrtinový model o další 2 stupně volnosti. Je dovolena svislá výchylka přední z_{pn1} a zadní z_{pn2} neodpružené hmoty a rámu z_{pr} (odpružená hmota). Dále je dovolena rotace rámu kolem těžiště φ_{pr} (pitch rotation). Dle Obr. 14 je model charakterizován hmotnostmi m_{pr} a momentem setrvačnosti I_{pr} odpružené hmoty, dále hmotnostmi přední m_{p1} a zadní m_{p2} neodpružené hmoty. Tlumení pneumatik je v modelu zanedbáno a je počítáno s tuhostí přední k_{pp1} a zadní k_{pp2} pneumatiky. Mezi přední neodpruženou hmotou a rámem je přední pružina o tuhosti k_{p1} a tlumič s tlumením c_{p1} . Pružina o tuhosti k_{p2} a tlumič s tlumením c_{p2} působí mezi zadní neodpruženou hmotou a rámem. Parametry b_1 a b_2 určují vzdálenost těžiště přední, respektive zadní neodpružené hmoty od těžiště rámu. [15]



Obr. 14 Schéma a uvolnění polovičního modelu vozidla. [15]

Pro čtyři stupně volnosti lze vytvořit čtyři pohybové rovnice. Obdobně jako u čtvrtinového modelu lze soustavu uvolnit a nahradit pružiny a tlumiče silami F_{kpp1} , F_{kpp2} , F_{kp1} , F_{kp2} , F_{cp1} a F_{cp2} . Pohybové rovnice jsou odvozeny podle [15] a [12]. Poté platí:

$$m_{p1} \cdot \ddot{z}_{pn1} + F_{cp1} + F_{kp1} + F_{kpp1} = 0, \quad (20)$$

$$m_{p2} \cdot \ddot{z}_{pn2} + F_{cp2} + F_{kp2} + F_{kpp2} = 0, \quad (21)$$

$$m_{pr} \cdot \ddot{z}_{pr} - F_{cp1} - F_{cp2} - F_{kp1} - F_{kp2} = 0, \quad (22)$$

$$I_{pr} \cdot \ddot{\phi}_{pr} + F_{cp1} \cdot b_1 + F_{cp2} \cdot b_2 - F_{kp1} \cdot b_1 - F_{kp2} \cdot b_2 = 0, \quad (23)$$

kde $\ddot{z}_{pn1}$ a $\ddot{z}_{pn2}$ vyjadřují svislé zrychlení přední a zadní neodpružené hmoty, $\ddot{z}_{pr}$ je svislé zrychlení rámu a $\ddot{\phi}_{pr}$ je úhlové zrychlení rámu. Jednotlivé síly se dají nahradit [15]:

$$F_{kpp1} = k_{pp1} \cdot (z_{pn1} - h_{p1}), \quad (24)$$

$$F_{kpp2} = k_{pp2} \cdot (z_{pn2} - h_{p2}), \quad (25)$$

$$F_{kp1} = k_{p1} \cdot (-z_{pn1} + z_{pr} + b_1 \cdot \phi_{pr}), \quad (26)$$

$$F_{cp1} = c_{p1} \cdot (-\dot{z}_{pn1} + \dot{z}_{pr} + b_1 \cdot \dot{\phi}_{pr}), \quad (27)$$

$$F_{kp2} = k_{p2} \cdot (-z_{pn2} + z_{pr} - b_2 \cdot \phi_{pr}), \quad (28)$$

$$F_{cp2} = c_{p2} \cdot (-\dot{z}_{pn2} + \dot{z}_{pr} - b_2 \cdot \dot{\phi}_{pr}), \quad (29)$$

kde h_{p1} a h_{p2} vyjadřují výchylku způsobenou nerovnostmi na vozovce. Po roznásobení a vhodné úpravě lze pohybové rovnice přepsat do maticového tvaru [12]:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F}, \quad (30)$$

kde $\mathbf{M}$ je matice hmotností, $\ddot{\mathbf{q}}$ je vektor zrychlení, $\mathbf{C}$ je matice tlumení, $\dot{\mathbf{q}}$ je vektor rychlostí, $\mathbf{K}$ představuje matici tuhosti, $\mathbf{q}$ je vektor výchylek, $\mathbf{F}$ je vektor budících sil. Matice hmotností je diagonální matice, která je složena z hmotností těles v soustavě. Matice tuhosti je pásová a symetrická. [16]

Pro poloviční model a zvolené uvolnění platí:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_{pr} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{pn1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{pn2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{pr} \end{bmatrix}, \quad (31)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} (-c_{p1} - c_{p2}) & c_{p1} & c_{p2} & (-c_{p1}b_1 + c_{p2}b_2) \\ c_{p1} & -c_{p1} & 0 & (c_{p1}b_1) \\ c_{p2} & 0 & -c_{p2} & (-c_{p2}b_2) \\ (-c_{p1}b_1 + c_{p2}b_2) & (c_{p1}b_1) & (-c_{p2}b_2) & (-c_{p1}b_1^2 - c_{p2}b_2^2) \end{bmatrix}, \quad (32)$$

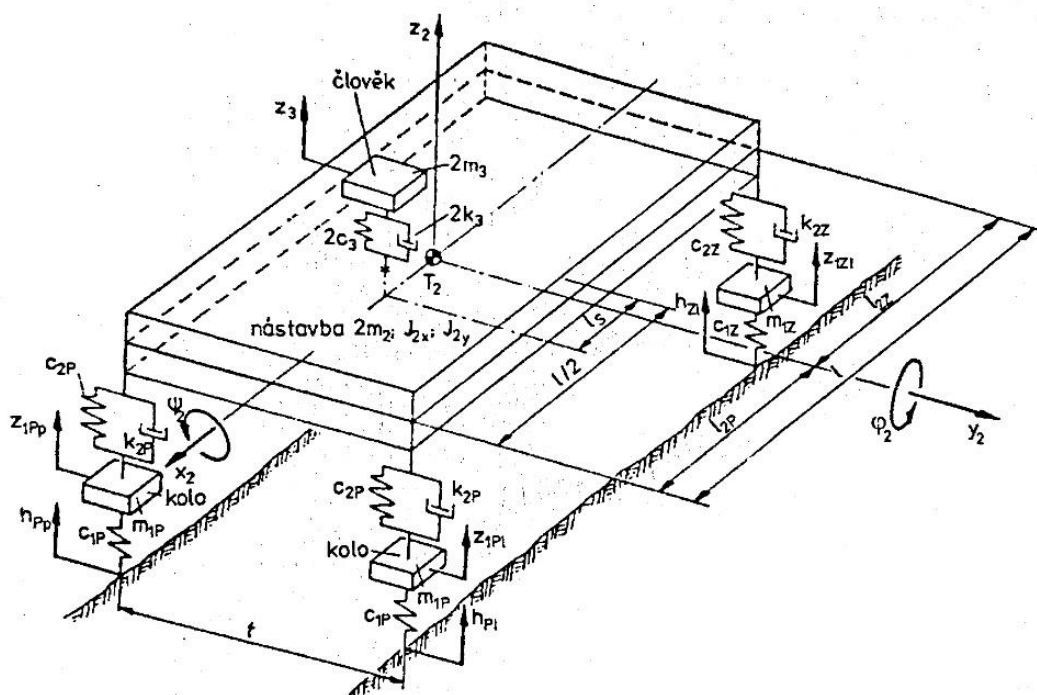
$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} (-k_{p1} - k_{p2}) & k_{p1} & k_{p2} & (-k_{p1}b_1 + k_{p2}b_2) \\ k_{p1} & k_{pp1} - k_{p1} & 0 & (k_{p1}b_1) \\ k_{p2} & 0 & k_{pp2} - k_{p2} & (-k_{p2}b_2) \\ (-k_{p1}b_1 + k_{p2}b_2) & (k_{p1}b_1) & (-k_{p2}b_2) & (-k_{p1}b_1^2 - k_{p2}b_2^2) \end{bmatrix}, \quad (33)$$

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} 0 \\ k_{pp1}h_{p1} \\ k_{pp2}h_{p2} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (34)$$

$$\ddot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \ddot{z}_{pr} \\ \ddot{z}_{pn1} \\ \ddot{z}_{pn2} \\ \ddot{\phi}_{pr} \end{bmatrix}, \quad \dot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \dot{z}_{pr} \\ \dot{z}_{pn1} \\ \dot{z}_{pn2} \\ \dot{\phi}_{pr} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{q} = \begin{bmatrix} z_{pr} \\ z_{pn1} \\ z_{pn2} \\ \phi_{pr} \end{bmatrix}, \quad (35)$$

3.3 SLOŽITĚJŠÍ MODEL Y ODPRUŽENÍ A TLUMENÍ

Podobně jako byl rozšířen čtvrtinový model na poloviční přidáním dalšího tělesa, čímž se zvýšil počet stupňů volnosti, tak lze dále rozšiřovat i poloviční model. Na Obr. 15 je znázorněn prostorový model automobilu. Oproti polovičnímu modelu je soustava rozšířena o dvě kola a člověka, který je situován na odpruženém sedadle. Je dovolen svislý pohyb každého ze čtyř kol, svislý pohyb člověka na odpruženém sedadle a svislý pohyb nástavby. Dále je povolena rotace nástavby kolem osy x_2 (kolébání) a kolem osy y_2 (houpání). [13]



Obr. 15 Schéma prostorového modelu vozidla. [13]

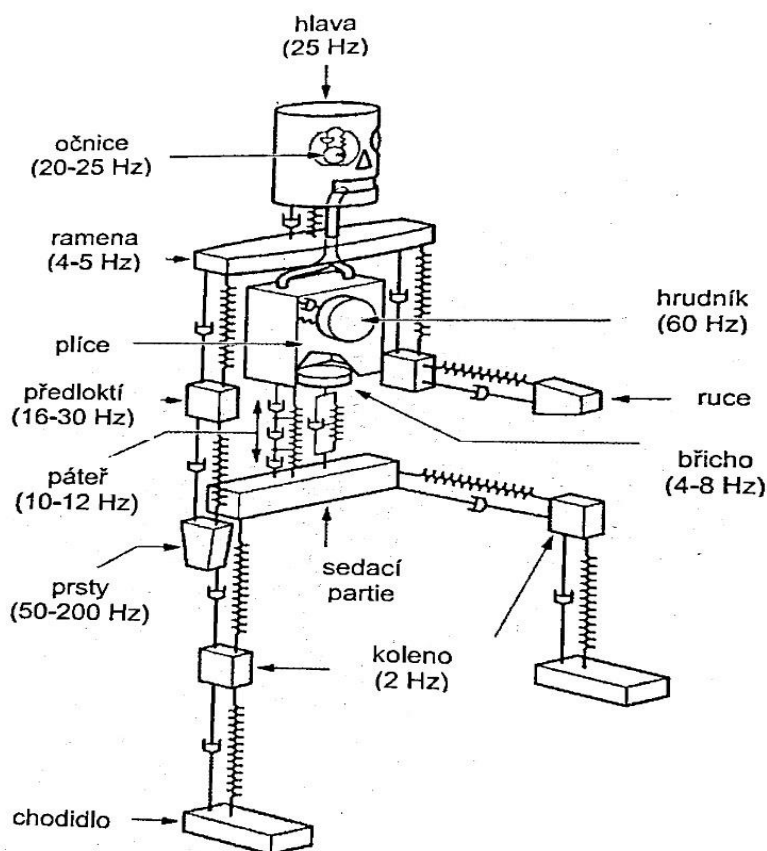
Při vyhodnocení tohoto modelu se postupuje stejně jako u předchozích soustav. Lze vypsát pohybové rovnice pro každý stupeň volnosti, které jsou dále pro snazší výpočet převedeny do maticové formy. Čím složitější model a více stupňů volnosti, tím větší matice jsou. Konkrétně schéma na Obr. 15 by vyžadovalo matice M , C a K o velikosti 8×8 .

4 KRITÉRIA PRO VYHODNOCENÍ ODPRUŽENÍ A TLUMENÍ

Odpružení a tlumení vozidla se dá vyhodnotit podle několika vedlejších kritérií, mezi které patří např. stabilita vozidla, odběr energie, či životnost odpružení. Avšak nejdůležitějšími měřítky, podle kterých se odpružení a tlumení posuzuje, jsou jízdní pohodlí (zrychlení v místě sedadla) a jízdní bezpečnost (kolísání síly pod kolem). [17]

4.1 JÍZDNÍ KOMFORT

Lidé v dopravních prostředcích jsou vystaveni vibracím, které jsou přenášeny ze sedadla či z volantu. Tyto vibrace jsou pro člověka nepříjemné a vedou k únavě, zvýšené nepozornosti a v krajním případě až k dopravní nehodě. I když je měřítko jízdního pohodlí subjektivní záležitostí, bylo nutné sestavit objektivní kritéria, podle kterých by bylo možné jízdní komfort posoudit. Je patrná závislost mezi jízdním komfortem a amplitudou zrychlení řidiče. Důležitým faktorem je také frekvence kmitů, která by měla ležet mimo vlastní frekvence důležitých orgánů v lidském těle (viz Obr. 16). Při svislém kmitání, které je při vyhodnocování nejdůležitější, jsou kritické frekvence 4-8 Hz, které odpovídají vlastní frekvenci dutiny břišní. Pro vodorovné kmity je kritická frekvence v rozmezí 0,7-3 Hz. Pro lidské tělo platí vyšší citlivost právě na vodorovné kmitání. [13] [17]



Obr. 16 Model člověka s vlastními frekvencemi jednotlivých orgánů. [13]

Pro vyhodnocení kritéria je zavedena veličina efektivní hodnoty zrychlení a_{ef} , pro kterou platí vztah [13]:

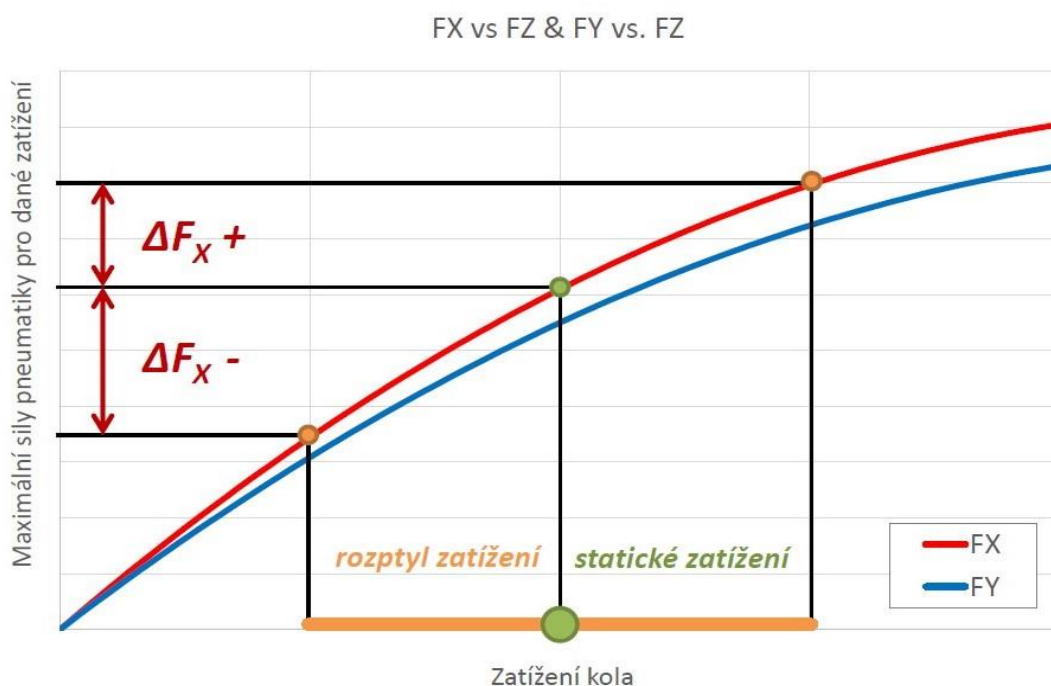
$$a_{ef} = \sqrt{\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt}, \quad (36)$$

kde T je perioda a zrychlení a je náhodné zrychlení v závislosti na čase.

Vyhodnocení dále probíhá podle norem, které určují meze sníženého komfortu, snížené výkonnosti a ohrožení zdraví. Pro určení těchto mezí je nutné zrychlení převést do třetinooktávového frekvenčního pásma, které klade větší váhu na kritické frekvence, kdy dochází k rezonancím orgánů. [13]

4.2 OVLADATELNOST VOZIDLA

Vhodnou volbou odpružení a tlumení lze výrazně ovlivnit jízdní vlastnosti a ovladatelnost vozidla. Toto kritérium se měří pomocí svislé síly, která působí mezi pneumatikou a vozovkou. [13]



Obr. 17 Graf maximální síly, kterou pneumatika dokáže generovat v podélném (F_x) a příčném (F_y) směru v závislosti na zatížení. [14]

Vysvětlení principu ovladatelnosti vozidla je patrné z Obr. 17. Zde lze vidět závislost maximální síly, kterou je pneumatika schopna generovat v podélném a příčném směru v závislosti na zatížení kola. Lze si povšimnout, že charakteristika pneumatiky není lineární. Při zvýšení zatížení kola se maximální síla zvýší o hodnotu ΔF_x^+ , zatímco při stejném odlehčení se maximální síla zmenší o ΔF_x^- . Právě kvůli nelineární charakteristice je pokles

maximální síly, kterou je pneumatika schopna přenést, vždy větší než zisk při zatížení o stejnou hodnotu. Lze tedy konstatovat, že čím bude větší rozptyl sil, tím vyšší bude ztráta síly na pneumatice. Kritérium ovladatelnosti vozidla se vyhodnocuje pomocí směrodatné odchylky svislé síly mezi pneumatikou a vozovkou, kdy platí, že čím větší odchylka je, tím horší jsou jízdní vlastnosti vozidla. [14]

4.3 KOMPROMIS MEZI OVLADATELNOSTÍ A POHODLÍM

Problémem při návrhu odpružení je skutečnost, že obě kritéria jdou svými požadavky proti sobě. Zatímco kritérium pro jízdní pohodlí vyžaduje co nejměkčí pružicí i tlumicí charakteristiku, tak dobrá ovladatelnost potřebuje charakteristiky spíše tvrdší. Částečným řešením jsou systémy aktivní a semi-aktivní (viz Kapitola 2), které se přizpůsobí momentálním požadavkům. Pro návrh systému pasivního odpružení je důležité najít správný kompromis mezi kritérii tak, aby vozidlo bylo ovladatelné a zároveň zajišťovalo posádce a nákladu ochranu proti vibracím. V praxi záleží na použití, kdy pro vozidla, u kterých je předpokládána dlouhá doba jízdy bez větších manévřů (např. nákladní vozidlo, které většinu času jede po dálnici), je navrženo odpružení spíše měkčí. Závodní vozidla jsou naopak vystavena velkým bočním silám a zrychlením, platí tedy, že sportovní podvozek je navržen jako tvrdší. [18]

5 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU

V dalších kapitolách následuje vlastní část práce, kde bude popsán výpočtový model nákladního vozidla, který byl sestaven dle reálné předlohy. Dále budou analyzovány jednotlivé koncepce uložení kabiny v závislosti na jízdě bezpečí a jízdě komfortu. Poté bude provedena analýza vlivů parametrů výpočtového modelu a následně dojde k optimalizaci odpružení a tlumení kabiny na dakarském speciálu.

5.1 ZKOUMANÉ VOZIDLO

Jako podklad pro následnou tvorbu multibody modelu bylo použito vozidlo Ford Trucks 1833 DC (Obr. 18), které bylo zapůjčeno fakultě. Jedná se o vozidlo řazené do kategorie rozvážkových vozidel, na které je možné dále připevnit libovolnou nástavbu dle potřeby. Pro měření a tvorbu modelu je uvažováno vozidlo bez jakéhokoliv přídatného zatížení.



Obr. 18 Zkoumané vozidlo Ford Trucks 1833 DC.

Pro tvorbu výpočtového modelu byly převzaty důležité parametry, jako je výška a délka vozidla a samotné kabiny, rozvor náprav a rozchod kol na nápravách. Také šířka kabiny i celého vozidla je v modelu stejná. Dále byly převzaty charakteristiky odpružení a tlumení náprav a kabiny. Na zadní nápravě je progresivní listové odpružení, kdy se při zatížení nad

3 500 kg zapojují do činnosti přidavná pera a dojde k navýšení tuhosti. Charakteristiku tlumení u kabiny i u náprav bohužel není možné zveřejnit. Převzaty ze skutečného modelu byly také hmotnosti neodpružených hmot na přední i zadní nápravě a také celková hmotnost a její rozdělení mezi nápravami (viz *Tab. 1*).

Tab. 1 Převzaté parametry ze zkoumaného vozidla

Výška vozidla	3 140 mm
Délka vozidla	7 385 mm
Výška kabiny	1 770 mm
Délka kabiny	2 210 mm
Šířka vozidla	2 540 mm
Rozvor náprav	3 800 mm
Rozchod kol	2 065 mm
Tuhost pružin na přední nápravě	250 N·mm ⁻¹
Tuhost pružin na zadní nápravě	660 N·mm ⁻¹ /1 500 N·mm ⁻¹
Tuhost pružin u kabiny	25 N·mm ⁻¹
Hmotnost vozidla	6 633 kg
Hmotnost na přední nápravě	4 232 kg
Hmotnost na zadní nápravě	2 401 kg
Hmotnost předních neodpružených hmot	700 kg
Hmotnost zadních neodpružených hmot	1 200 kg

Pro sestavení multibody modelu vozidla je nutné zajistit více vstupů, které jsou ovšem obtížně zjistitelné. Jejich určení probíhalo na základě hodnot volně dostupných na internetu nebo experimentálně pomocí simulací a výpočtů. Jedná se o hmotnosti rámu vozidla a kabiny, dále o momenty setrvačnosti ve všech osách pro všechna tělesa (viz *Tab. 2*), polohu těžiště těles a také o tuhost použitých silentbloků.

Problémem je také přesné určení radiální tuhosti roztočené pneumatiky. Pro model byla uvažována pneumatika o tuhosti 800 N·mm⁻¹ a tlumení pneumatiky bylo zanedbáno. Jelikož tyto hodnoty nejsou určeny podle skutečných dat, budou pravděpodobně způsobovat odchylku v chování modelu oproti reálnému stavu.

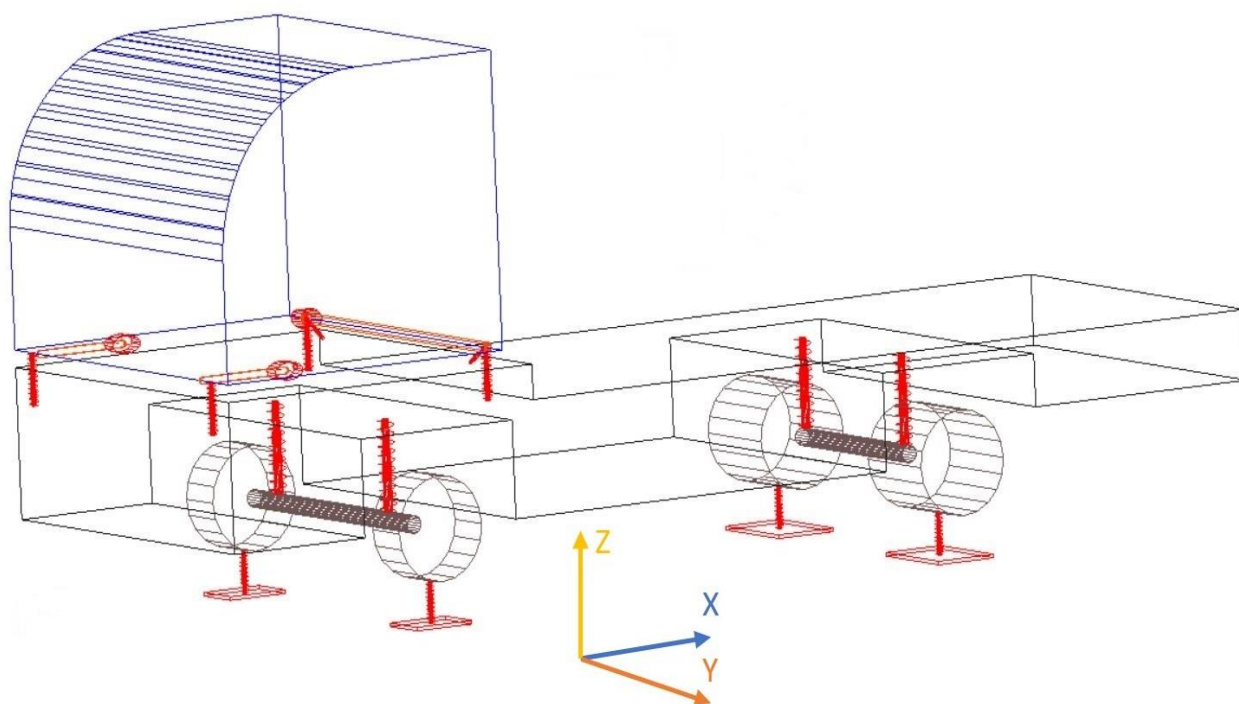
Tab. 2 Hmotnosti a momenty setrvačnosti částí vozidla

	Hmotnost [kg]	Moment setrvačnosti v ose X [kg·m ²]	Moment setrvačnosti v ose Y [kg·m ²]	Moment setrvačnosti v ose Z [kg·m ²]
Přední neodpružené hmoty	700	363	155	363
Zadní neodpružené hmoty	1 200	421	295	421
Rám vozidla	4 158	8 256	18 343	19 379
Kabina	670	462	349	524

5.2 TVORBA MULTIBODY MODELU

Z důvodů menší časové a finanční náročnosti jsou v současnosti pro základní testování charakteristik odpružení a tlumení vozidel využívány výpočtové modely. Nejinak je to i v této práci, kdy je multibody model vytvořen v prostředí Adams View. Jedná se o program, který je určen pro vyhodnocování kinematického, či dynamického chování libovolně vytvořených nebo importovaných systémů.

V této práci je samotný model vozidla sestaven ze čtyř těles (přední neodpružená hmota, zadní neodpružená hmota, rám a kabina, viz Obr. 19), kdy pro každé těleso je definována hmotnost, momenty setrvačnosti v ose X, Y, Z a poloha těžiště. Mezi samotnými tělesy jsou umístěny prvky pružiny, v nichž jsou definovány parametry tuhosti a tlumení, které jsou převzaty z reálného vozidla. Dorazy jsou simulovány pomocí nahrané křivky, kdy po dosažení definovaného posunu dojde k výraznému navýšení síly v pružině. Simulovaný pohyb celé soustavy je zajištěn pohyblivými deskami pod koly.



Obr. 19 Multibody model celoodpružené kabiny v prostředí Adams View.

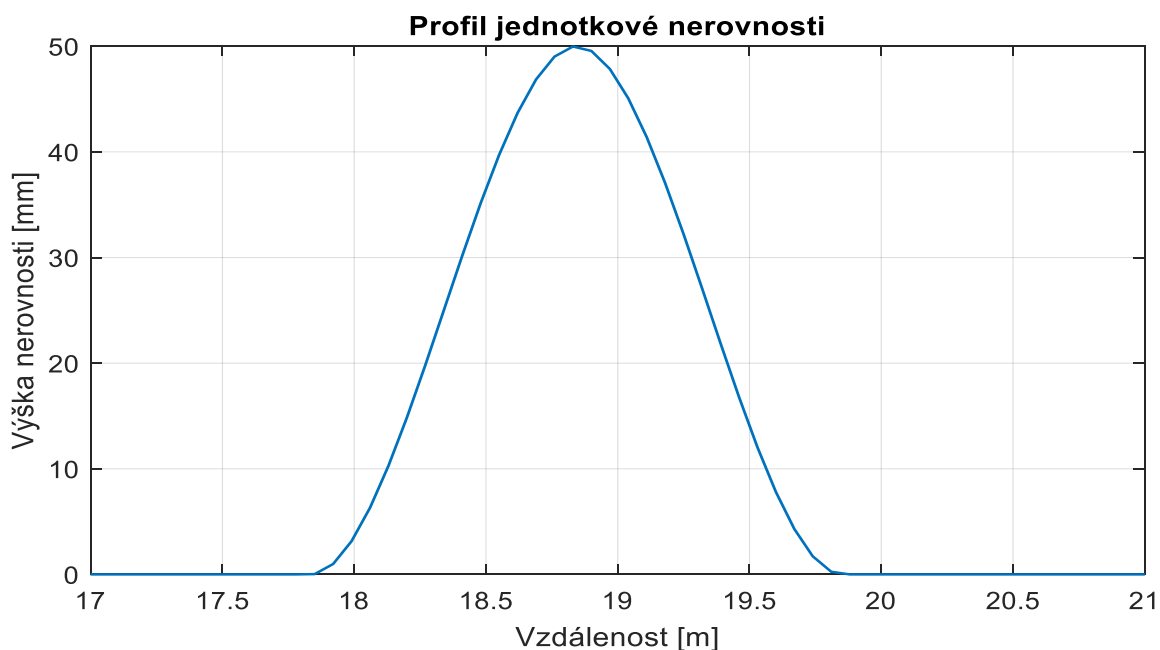
Abychom zajistili správnou funkci modelu, je důležité určit stupně volnosti jednotlivých těles. Pro simulaci vozovky jsou určeny desky pod koly, pro které je dovolen pohyb pouze ve svislém směru. Pohyb dále přechází přes pneumatiku, která je simulovaná pružinou a tlumičem, na neodpruženou hmotu (přední a zadní náprava), ta má dovolený svislý pohyb ve směru osy Z. Jelikož je náprava modelována jako tuhá, je nutné povolit také rotaci okolo podélné osy X. Z nápravy přechází buzení přes pružinu a tlumič na samotný rám vozidla, ten má povolen svislý pohyb a rotační pohyb okolo osy X (kolébání) a osy Z (houpání).

Kabina je umístěna na čtyřech pružinách a její přichycení k rámu je provedeno dle zkoumaného vozidla. Vedení kabiny v příčném směru zajišťují dvě tyče v přední části, které jsou jedním koncem přichyceny přes rotační vazbu k rámu vozidla a druhým koncem jsou připevněny přes silentbloky ke kabině. Jejich použití v modelu je velice důležité, protože

rotační vazby neumožňují žádnou vůli v systému a celý model by byl tím pádem zablokován. Pro vedení kabiny v podélném směru je v zadní části situována panhardská tyč, která je stejně jako předchozí úchyty připevněna jedním koncem přes rotační vazbu k rámu a druhým koncem přes silentblok ke kabině. Příčný pohyb omezuje dvojice šikmých tlumičů v zadní části kabiny, které jsou uchyceny pod úhlem 30° vůči horizontální rovině. Rozměry těles v modelu jsou převzaty z reálného vozidla.

5.3 SIMULACE PŘEJEZDU PŘES NEROVNOST

Pro prvotní analýzu byla vytvořena vozovka s jednotkovou nerovností. Jelikož se jedná o jednoduché buzení, lze snadno předvídat odezvu systému a tím určit, zda je model sestaven správně. Na Obr. 20 je znázorněn profil nerovnosti, která je vytvořena v programu Adams View pomocí funkce STEP. Její výška je 50 mm a šířka 2 m. Pro ustálení soustavy je buzení situováno 18 m od počátku simulace. Na nerovnost bude model najíždět rychlostí $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ($14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), podle určené rychlosti je spočteno zpoždění buzení na zadních kolech. Pod pravým a levým kolem téže nápravy je buzení stejné. Kvůli zpoždění na zadních kolech bude možné vyhodnotit zrychlení v ose Z a X.

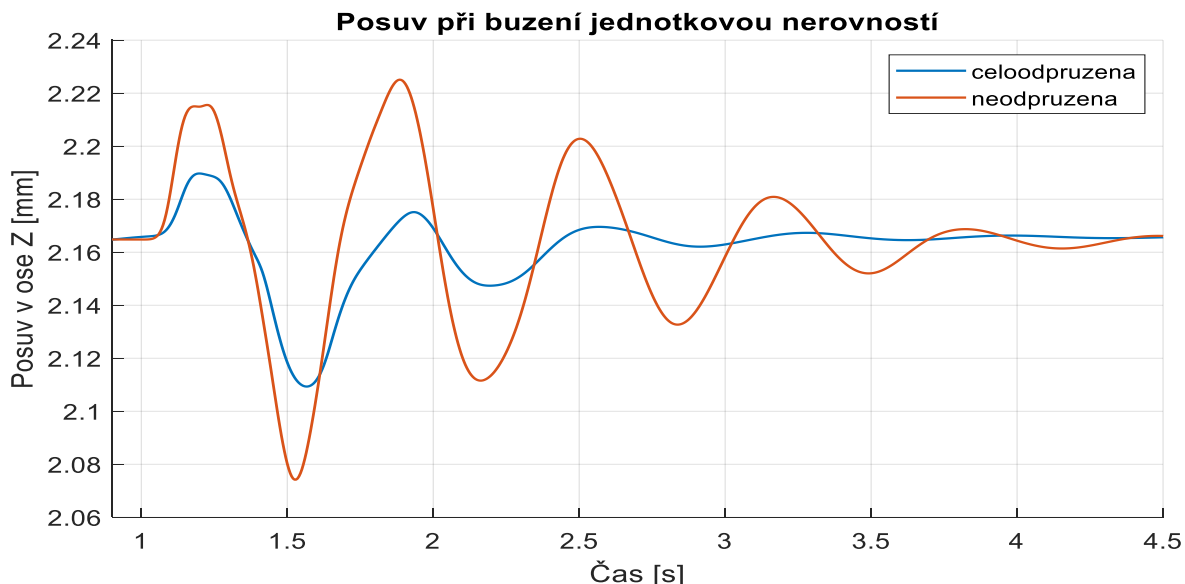


Obr. 20 Profil jednotkové nerovnosti.

Pro pochopení pohybů při takto jednoduchém buzení budou porovnávány posuvy a zrychlení pro kabinu celoodpruženou (Kapitola 5.2) a pro kabinu neodpruženou, která bude popsána v Kapitole 6.1. Vyhodnocená zrychlení a posuvy jsou uvažovány v místě řidiče, jehož souřadnice jsou [1 250; 1 850; 2 165] od počátku souřadného systému, který se nachází v průniku rovin vozovky, přední a pravé strany kabiny.

Z grafu porovnání posuvů pro jednotlivé koncepce (Obr. 21) lze pochopit, jak model na vybuzení od nerovnosti reaguje. V čase 1 s dochází k vybuzení předních kol. Už zde je patrný výrazný rozdíl ve výchylkách, kdy je část energie převzatá z vozovky mařena

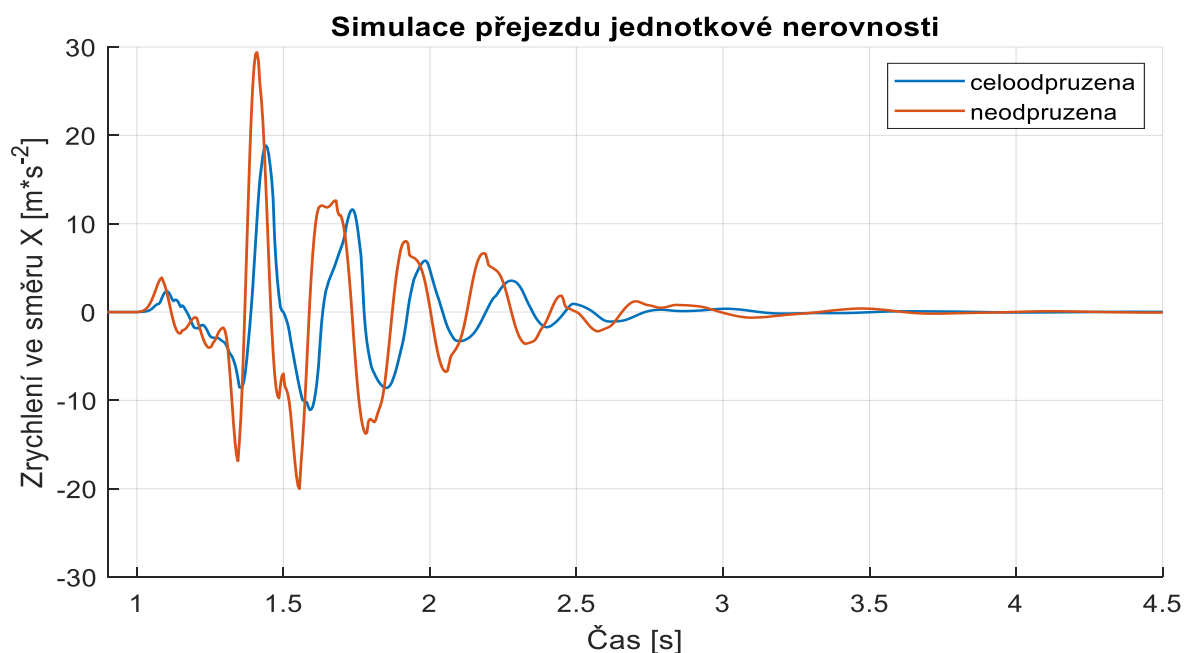
v tlumičích kabiny. Vybuzení od zadních kol, které následuje v čase 1,4 s není, co se týká posuvů, na celoodpružené koncepci tolik patrné. Následně dochází k dotlumení celé soustavy. Podle očekávání se rychleji ustálí koncepce s celoodpruženou kabinou.



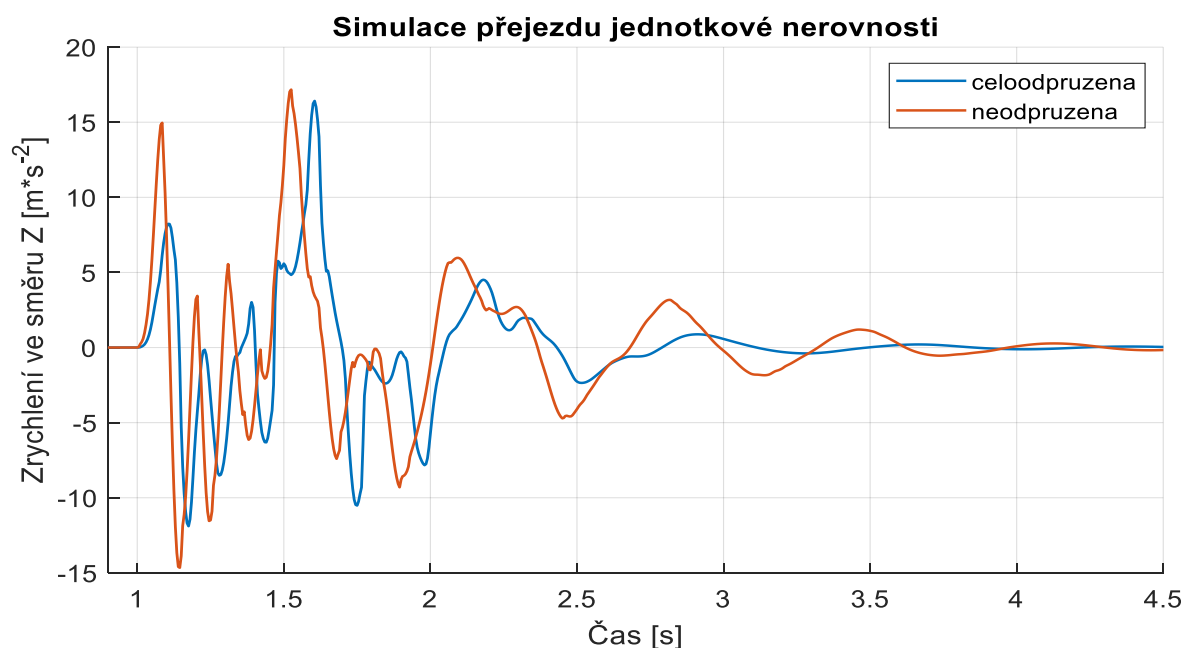
Obr. 21 Analýza posuvů v místě řidiče pro celoodpruženou a neodpruženou kabinu.

V dalším grafu, který představuje zrychlení v ose Z (Obr. 23), si lze všimnout, že celoodpružený model vykazuje největší zrychlení po vybuzení zadních kol. Tato skutečnost je způsobena patrně tím, že na zadní nápravě jsou umístěny výrazně tvrdší pružiny. Zároveň kvůli umístění čtyř kol na nápravě je nutné počítat s dvojnásobnou radiální tuhostí pneumatik oproti nápravě přední. Důvodem takového nastavení je, že u nákladních vozidel se počítá s tím, že hlavní hmotnost přidaného nákladu, se kterým se v simulaci nepočítá, přenesou zadní kola.

Při pohledu na graf zrychlení v ose X (Obr. 22) se vozidlo chová dle předpokladů. Reakce na buzení od předních kol je zanedbatelná, ovšem výraznou výchylku lze pozorovat po vybuzení zadních kol. Z vyhodnocení posuvů a zrychlení v modelu lze konstatovat, že se model chová dle očekávání.



Obr. 22 Analýza zrychlení v místě řidiče ve směru osy X.



Obr. 23 Analýza zrychlení v místě řidiče ve směru osy Z.

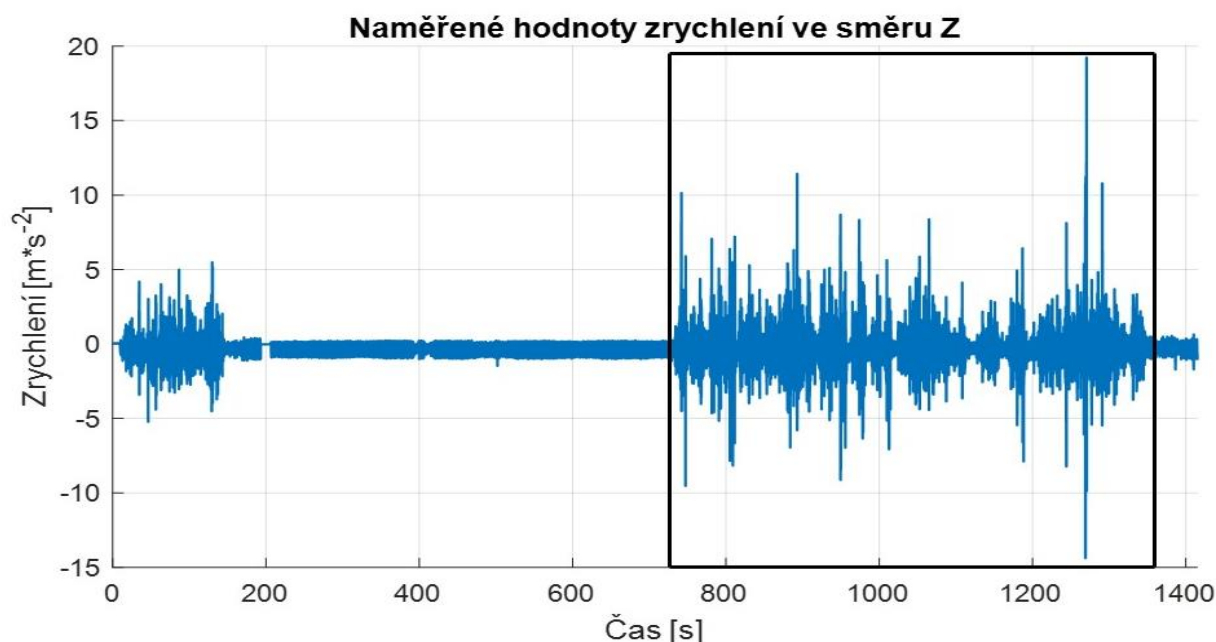
5.4 POROVNÁNÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU S MĚŘENÍM NA VOZIDLE

Pro validaci výpočtového modelu je vhodné porovnání s hodnotami naměřenými na reálném vozidle, které bylo na fakultě k dispozici. Bohužel oproti předchozím očekáváním bylo měření provedeno pouze v omezeném rozsahu. Vedoucím práce byla poskytnuta naměřená data, ze kterých byla následně vybrána data vhodná k porovnání.

Pro porovnání bylo vybráno zrychlení rámu ve směru Z a zdvih pravého předního tlumiče. Měřicí zařízení (červená krabička na Obr. 24) je umístěno na rámu vozidla 1,5 m od kabiny, ve výšce 1,1 m. Vzhledem k tomu, že měření probíhalo v areálu fakulty, nebylo přesně známo vybuzení vozidla.



Obr. 24 Umístění akcelerometru (červená krabička) pro měření zrychlení rámu vozidla.

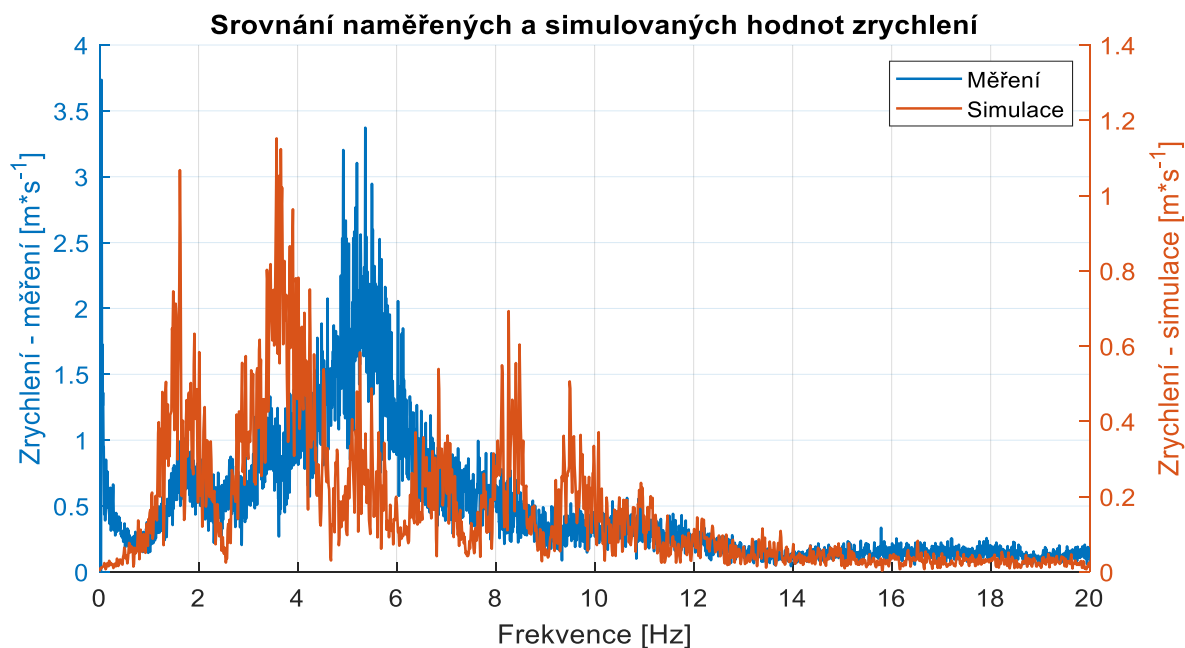


Obr. 25 Signál zrychlení rámu před úpravou v softwaru Matlab.

Pokud simulace neprobíhá při stejném buzení, bude vhodnější zrychlení převést do frekvenční domény a porovnávat, ve kterých spektrech dochází k nejzásadnějším výchytkám. Pro buzení modelu je vybrán signál, který odpovídá náhodné velmi špatné vozovce třídy E

(viz Kapitola 6.3). Zrychlení ze simulace bude následně převedeno do frekvenčního spektra a porovnáno.

Zpracování dodaného signálu z měření bylo provedeno v softwaru Matlab. Nejprve bylo nutné ořezat nepoužitelné části, kdy vozidlo pravděpodobně stálo na místě. Pro porovnání byla vybrána část signálu v rámečku na Obr. 25. Dále bylo v softwaru Matlab využito funkce low-pass filtru, který dokáže ze signálu odfiltrovat vysoké frekvence, čímž se výrazně zvýší jeho přehlednost. Pro samotné porovnání byl signál převeden do frekvenční oblasti.

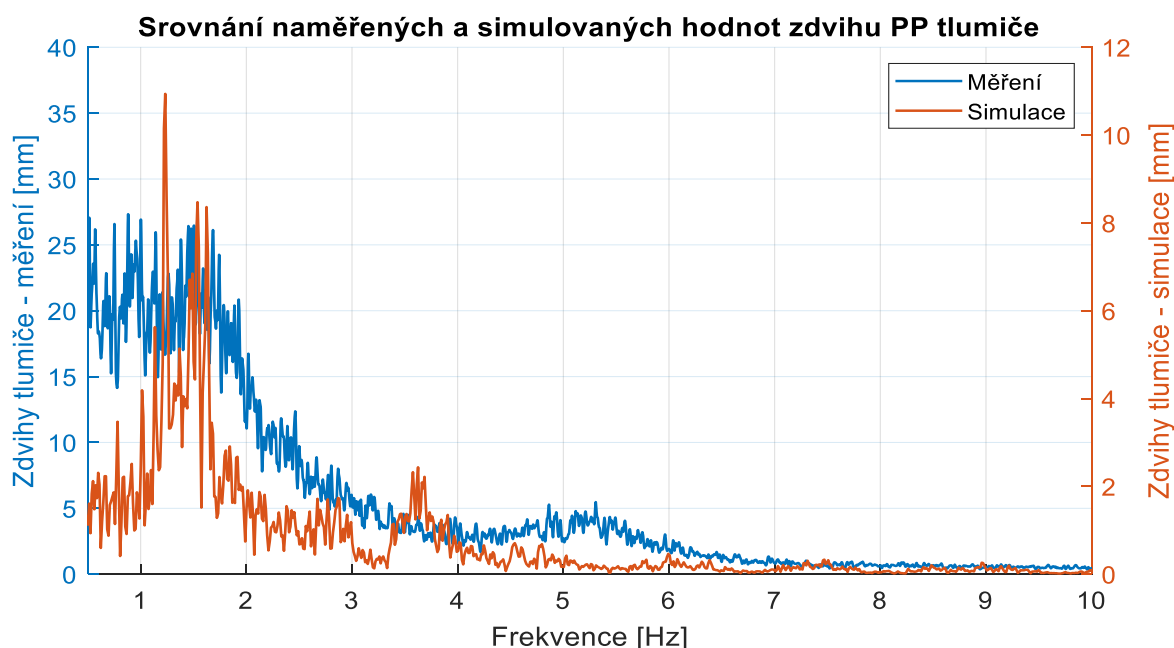


Obr. 26 Porovnání naměřených a simulovaných hodnot zrychlení rámu vozidla ve frekvenční doméně.

Prvním srovnávaným parametrem bylo svislé zrychlení rámu vozidla v místě za kabinou. Z Obr. 26 je na měřeném modelu patrná hlavní výchylka ve frekvencích okolo 5-6 Hz, která je pravděpodobně způsobena vlastní frekvencí odpružených hmot na zadní nápravě. Pro simulovaný model se tato amplituda dá také považovat za hlavní, ovšem nachází se v okolí 4 Hz. Ze simulace vychází výrazná výchylka také v okolí 2 Hz, která pravděpodobně vyjadřuje vlastní frekvenci odpružených hmot na přední nápravě. Tato amplituda je v simulovaném modelu výrazně větší.

Pro analýzu pohybů kabiny byla porovnána data zdvihu pravého předního tlumiče při jízdě. Signál zdvihu byl v Matlabu upraven stejným způsobem jako signál zrychlení. Došlo tedy k ořezání dat a následně k odstranění vysokých frekvencí. Poté bylo provedeno vykreslení ve frekvenční doméně (Obr. 27).

Pro zdvihy tlumiče platí, že hlavní výchylka jak naměřená, tak simulovaná vychází v oblasti mezi 1-2 Hz. Dále si lze povšimnout menších amplitud ve vyšší frekvenci. Zde je patrná paralela s vyhodnocovaným signálem zrychlení, kdy mírná výchylka nastává ve frekvencích 5-6 Hz.



Obr. 27 Porovnání naměřených a simulovaných hodnot zdvihu pravého předního tlumiče ve frekvenční doméně.

Při porovnání měření se simulovaným modelem jsou patrné odchylky, kdy model ne vždy odpovídá skutečnosti. Je ale nutné podotknout, že multibody simulace potřebuje pro správnou funkci velké množství vstupů. Pro tvorbu této práce však některé potřebné vstupy, jako jsou momenty setrvačnosti těles, polohy těžiště těles nebo parametry silentbloků nebyly známy. I přes snahu dohledat a co nejpřesněji tyto parametry určit bylo zřejmé, že odchylky oproti reálným hodnotám nastanou, což se následně potvrdilo.

Rozdílnost výsledných hodnot mezi modelem a simulačním prototypem může ovlivnit také fakt, že měření probíhalo na zcela náhodné vozovce. Pro možnost lepšího porovnání by bylo vhodné definovat stejné buzení. Pro příklad by stačila jednotková nerovnost s definovanými parametry, na kterou by vozidlo najíždělo předem definovanou rychlostí. Poté by se stejný stav nasimuloval a porovnal.

I když jsou rozdíly mezi měřením a simulací patrné, vzhledem k množství parametrů, které nebyly převzaty ze skutečného vozidla, lze konstatovat, že model je pro další práci a další simulace vyhovující.

6 POROVNÁNÍ KONCEPCÍ ULOŽENÍ KABINY

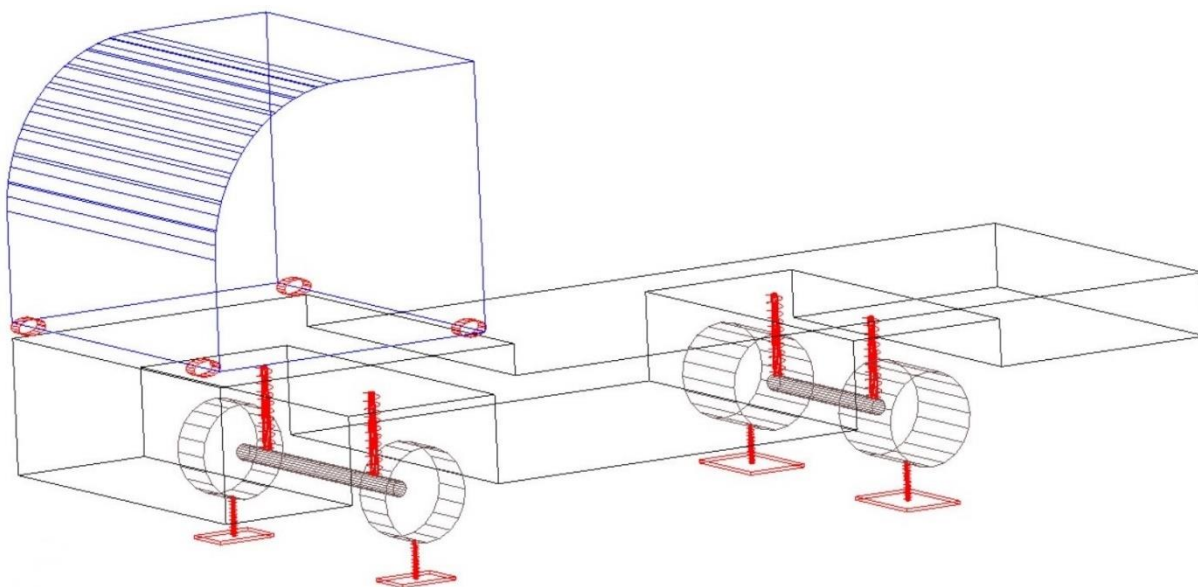
V následující části práce budou hlouběji porovnány jednotlivé koncepce, a to z hlediska jízdního komfortu a jízdní bezpečnosti. Zkoumány budou koncepce už popsané celoodpružené kabiny (Kapitola 5.2), kabiny odpružené v přední části na silentblocích a v zadní části na pružinách a také kabina odpružená čistě na silentblocích. Dále bude provedena analýza vlivu odpruženého sedadla na jízdní komfort. Jednotlivé koncepce se vůči sobě liší pouze ve způsobu uložení kabiny, ostatní parametry a hmotnosti částí modelu jsou stejné. Simulace probíhají na modelech, které nejsou nijak naloženy. V reálném provozu ale vozidlo může být zatíženo nákladem, proto by bylo v budoucnu vhodné vyzkoušet i tyto varianty.

6.1 KABINA NEODPRUŽENÁ

Kabina je k rámu vozidla připevněna přes čtyři silentbloky (Obr. 28), které dovolují pouze minimální pohyby kabiny vůči rámu. Parametry použitých silentbloků jsou uvedeny v Tab. 3.

Tab. 3 Parametry použitých silentbloků

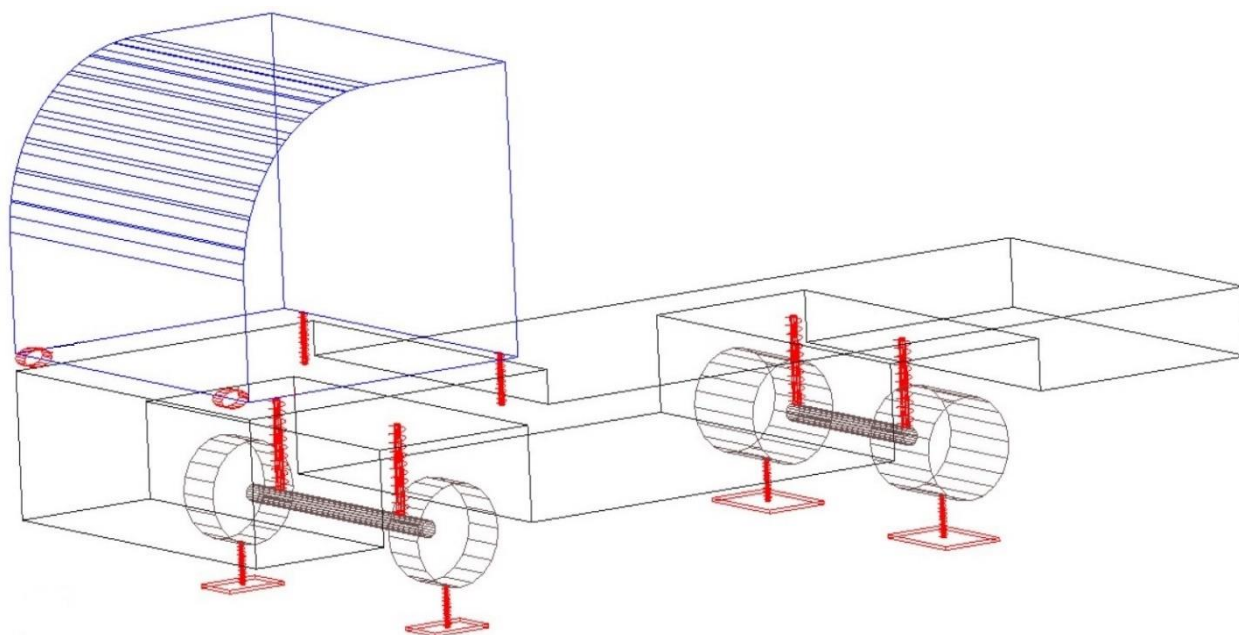
k_x [N·mm ⁻¹]	k_y [N·mm ⁻¹]	k_z [N·mm ⁻¹]
1 100	1 100	700



Obr. 28 Model kabiny odpružené na silentblocích v prostředí Adams View.

6.2 KABINA ODPRUŽENÁ VZADU

Při kabině odpružené vzadu byly ponechány parametry pružin a tlumičů stejné jako u celoodpružené kabiny. Rozdílem je nahrazení předních pružících jednotek silentbloky. Parametry použitých silentbloků jsou stejné jako u předchozí koncepce (viz Tab. 3). Pohyb kabiny vůči rámu ve směru osy X je povolen natáčením kabiny kolem silentbloků, které slouží jako rotační vazba (viz Obr. 29).



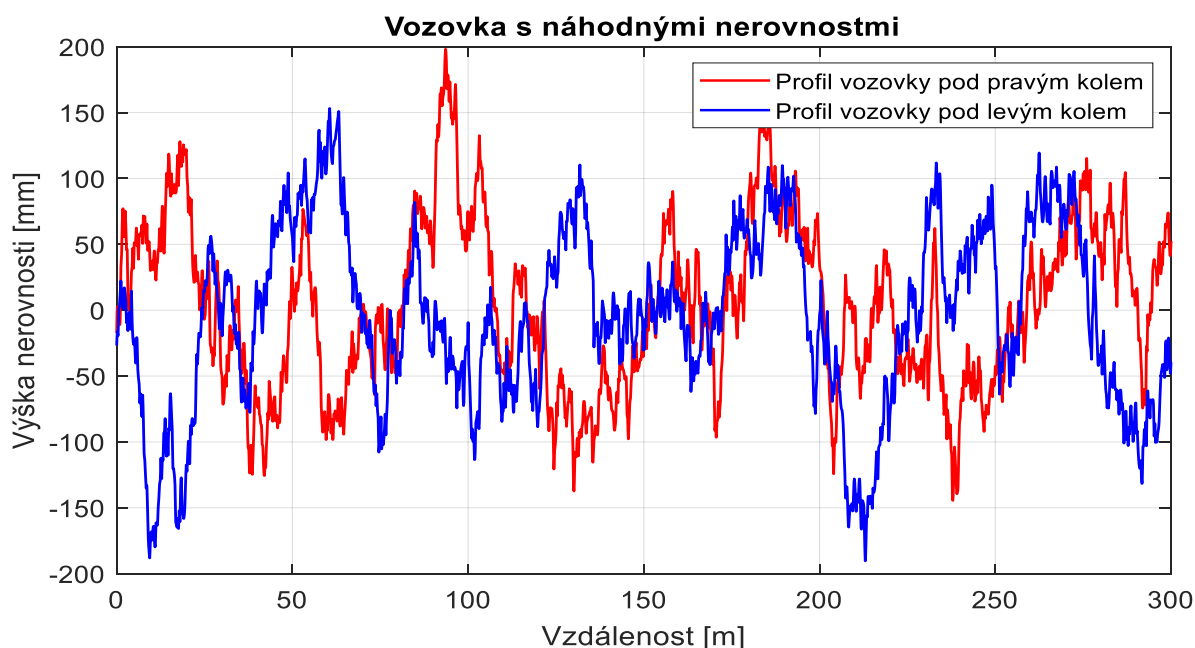
Obr. 29 Model kabiny odpružené vzadu v prostředí Adams View.

6.3 POROVNÁNÍ KONCEPCÍ NA VOZOVCE S NÁHODNÝMI NEROVNOSTMI

Důležitou částí celé simulace je volba buzení modelu. Pro prvotní porovnání koncepcí je v softwaru Matlab vygenerována náhodná vozovka, jejíž profil je znázorněn na Obr. 30 (prvních 300 m). Vozovka je v převzatém skriptu nastavena na velice špatnou (třída E), kdy je jiný profil generován pro pravá a levá kola. Délka vozovky je nastavena na 1 000 m. Další nastavení je zachováno dle původního skriptu. [19]

Vozidlo se pohybuje rychlostí $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ($5,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$). Vzhledem k této rychlosti je spočteno opoždění buzení pod zadními koly, které odpovídá posuvu o 3,8 m, tedy rozvoru náprav.

Jelikož jsou nerovnosti na vozovce vygenerovány zcela náhodně a v širokém pásmu budících frekvencí, je toto buzení vhodné k vyhodnocení směrodatné odchylky síly pod koly a také pro vyhodnocení hodnot efektivních zrychlení v místě řidiče. Vozovka je záměrně generována ve velmi špatném stavu, aby byly více patrné rozdíly ve změně nastavení vozidla.



Obr. 30 Profil náhodně vytvořené vozovky v softwaru Matlab.

Z Tab. 4 lze porovnat koncepce podle kritéria jízdní bezpečnosti, tedy podle směrodatné odchylky síly pod kolem. Zde si nejlépe vede kabina celoodpružená. Nastává zlepšení oproti neodpružené kabině o 14 % pod přední nápravou a o 10 % pod nápravou zadní. Lze tedy konstatovat, že vliv odpružení kabiny na jízdní bezpečnost je patrný, ale není nijak výrazný.

Při porovnání hodnot efektivního zrychlení se jedná spíše o prvotní analýzu, jelikož je důležitá také frekvence, se kterou vibrace na člověka působí. I v tomto porovnání vychází nejlépe kabina celoodpružená, která má ve směru osy Y a Z výrazně nejlepší hodnoty. Ve směru osy X vychází společně s kabinou odpruženou vzadu lépe než neodpružená koncepce. Ve směru osy Y si lze všimnout, že uložení kabiny odpružené vzadu a kabiny neodpružené dosahují stejného výsledku. Tento jev je způsoben tím, že kabina odpružená vzadu je uchycena k rámu přes silentbloky, které neumožňují výrazný pohyb ve směru této osy.

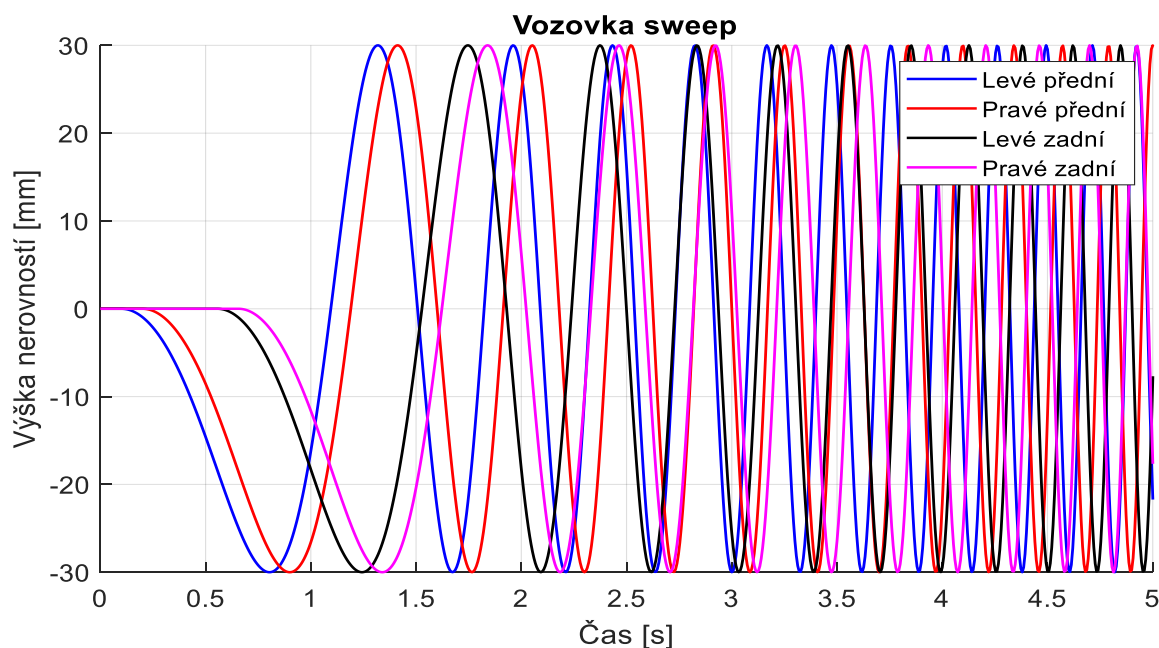
Tab. 4 Porovnání koncepcí dle směrodatné odchylky síly pod koly a dle efektivní hodnoty zrychlení.

	Zrychlení v X [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	Zrychlení v Y [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	Zrychlení v Z [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	Směrodatná odchylka síly pod předním kolem [N]	Směrodatná odchylka síly pod zadním kolem [N]
Neodpružená kabina	3,08	2,75	3,99	12 170	17 257
Kabina odpružená vzadu	2,02	2,75	3,72	11 683	16 772
Celoodpružená kabina	2,10	2,23	3,06	10 679	15 783

6.4 POROVNÁNÍ ZRYCHLENÍ VE FREKVENČNÍ DOMÉNĚ

Jak již bylo popsáno v Kapitole 4.1, vnímání vibrací člověkem je výrazně ovlivněno jejich frekvencí a směrem, ve kterém působí. Pro lepší porovnání jízdního pohodlí je vhodné vykreslit působení vibrací ve frekvenční doméně. K tomuto účelu byla vygenerována nová vozovka (prvních 5 s je vykresleno na Obr. 31).

Buzení je vygenerováno pomocí funkce Sweep, která je přístupná v prostředí Adams View. Nastavení této funkce vypadá následovně: SWEEP (time, 30, 0.1, 0, 15, 15, 0.001). Na prvním místě je nastavena proměnná, v tomto případě čas. Výška nerovnosti dosahuje 30 mm. Dále je určen počáteční čas buzení na 0,1 s a počáteční frekvence 0 Hz. Koncový čas je 15 s a koncová frekvence 15 Hz. Krok nerovnosti je nastaven na 0,001 mm. Smyslem této funkce je postupné zvyšování frekvence až do přednastavené koncové hodnoty. Abychom dokázali vyhodnotit model ve všech směrech, je buzení na zadní nápravě opožděné o 0,46 s, což odpovídá rychlosti vozidla $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ($8,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$). Dále je opožděno buzení pod pravými koly o 0,1 s.

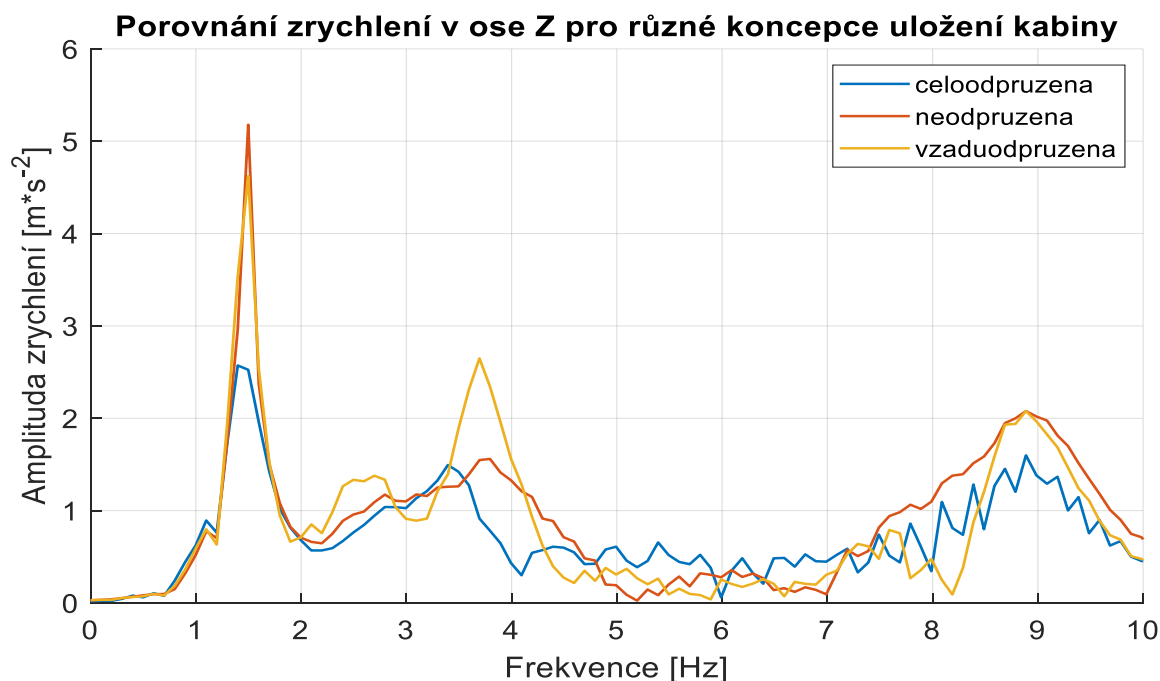


Obr. 31 Profil vozovky vytvořený pomocí funkce SWEEP.

6.4.1 POROVNÁNÍ ZRYCHLENÍ V OSE Z

Pro pochopení reakce modelu je vhodné vyhodnotit nejprve zrychlení ve svislém směru. Na vykresleném grafu zrychlení ve frekvenční doméně (Obr. 32) jsou patrné tři výraznější amplitudy. První mezi 1-2 Hz náleží vlastní frekvenci odpružených hmot vozidla. Také by se v této oblasti dle výpočtů měla nacházet vlastní frekvence kabiny. Nejlépe si v této oblasti vede koncepce celoodpružené kabiny. Další výrazná výchylka se nachází mezi 3-4 Hz, která odpovídá vlastní frekvenci zadních neodpružených hmot. Její patrný vliv je pravděpodobně dán velkou tuhostí a tlumením a také velkou radiální tuhostí čtyř pneumatik na zadní nápravě. V této oblasti, co se týká svislého zrychlení, si nejhůře vede kabina odpružená vzadu. Poslední výraznější amplituda se nachází ve frekvencích okolo 9 Hz a je způsobena vlastní

frekvencí neodpružených hmot. Zde nejlepší výsledky vykazuje kabina celoodpružená, která tyto vlivy dokáže odfiltrout.



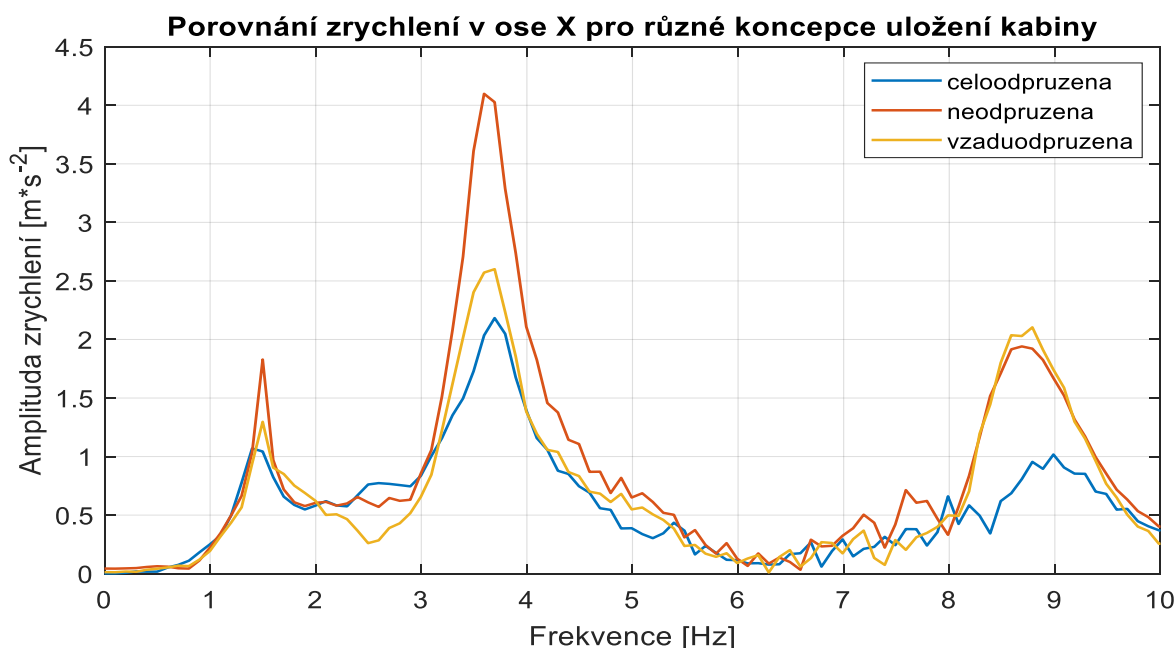
Obr. 32 Porovnání koncepcí uložení kabiny ve svislém směru.

Ve svislém směru je člověk nejcitlivější na frekvence v rozmezí 4-8 Hz, proto lze považovat výchytky v této oblasti za problémové. Je nutné podotknout, že tato amplituda vzniká patrně vlivem nastavení parametrů na zadní nápravě, kde se v reálném provozu počítá s větším zatížením, než se kterým je počítáno ve výpočtovém modelu.

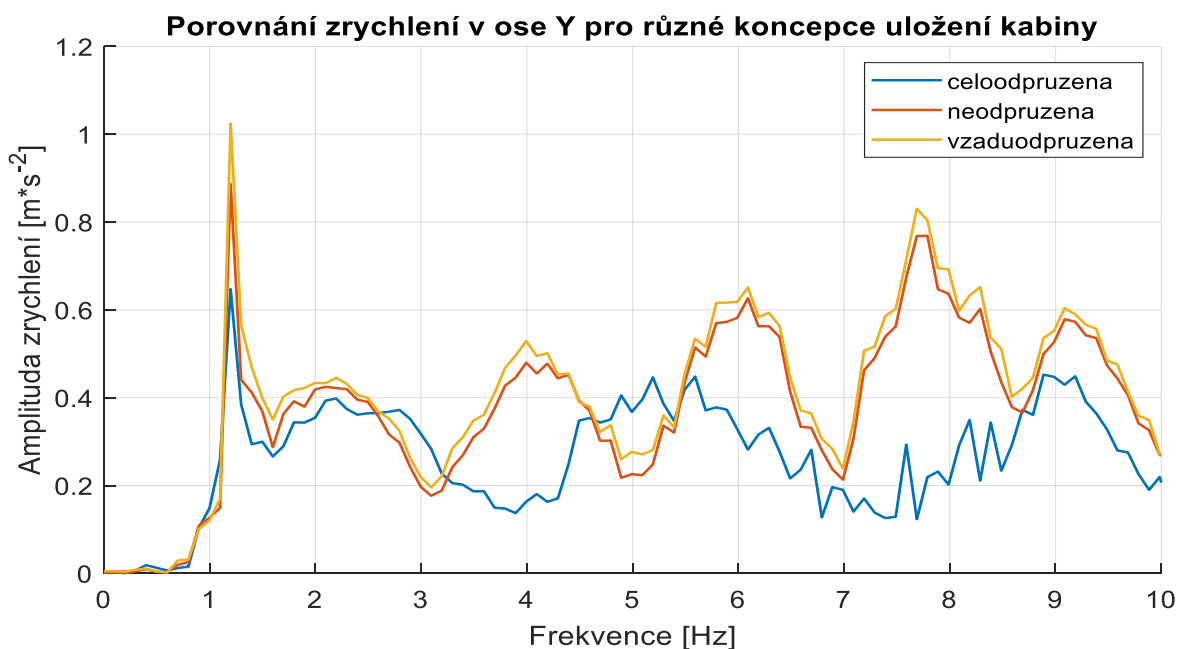
Při vyhodnocení hraje zásadní roli velikost hlavních výchylek, které by měly být co nejmenší. Ve všech těchto oblastech si nejlépe vede koncepce celoodpružené kabiny, proto lze konstatovat, že z porovnání zrychlení ve svislém směru vychází nejlépe.

6.4.2 POROVNÁNÍ ZRYCHLENÍ V OSE X

Při analýze zrychlení v podélném směru (Obr. 33) jsou patrné amplitudy ve stejných frekvencích jako u zrychlení svislého. Nejvýraznější výchylka se nachází ve frekvencích 3-4 Hz, což potvrzuje velký vliv parametrů odpružení zadní nápravy. Výrazně nejhůře si vede neodpružená kabina, čímž by se dalo vysvětlit, proč u zrychlení ve svislém směru dosahovala v těchto frekvencích hodnot srovnatelných s kabinou celoodpruženou. Zatímco u koncepce odpružené vzadu došlo vlivem pohybu kabiny oproti rámu k „rozdělení“ zrychlení mezi osy X a Z, u neodpružené kabiny, které není povolen výraznější pohyb, se zrychlení více promítlo do osy X. Stejně jako u svislého zrychlení celoodpružená kabina dokáže lépe zvládat vlivy neodpružených hmot ve frekvencích okolo 9 Hz.



6.4.3 POROVNÁNÍ ZRYCHLENÍ V OSE Y



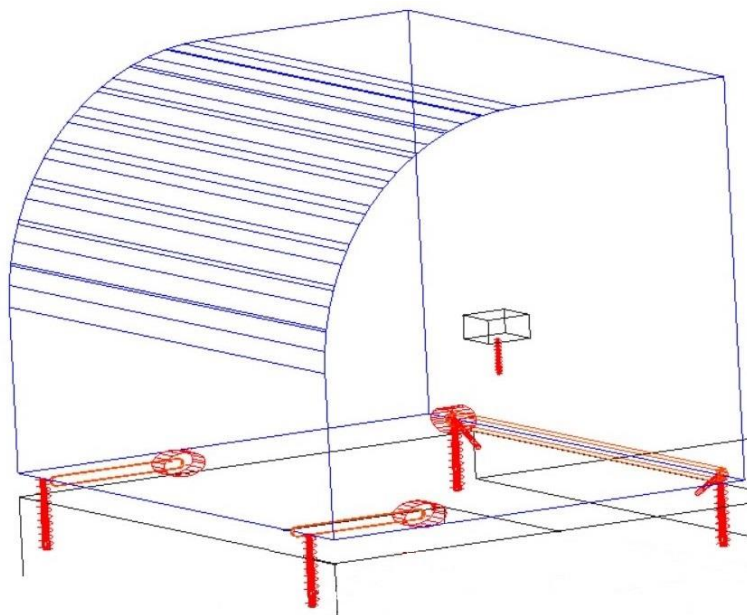
Při pohledu na graf zrychlení v příčném směru (Obr. 34) je patrné, že neodpružená a vzaduodpružená koncepce dosahují velice podobných hodnot. Tato skutečnost je dána předním uchycením kabiny odpružené vzadu pomocí silentbloků, které neumožňují výraznější pohyb kabiny vůči rámu ve zkoumané ose. U vodorovného zrychlení platí, že na člověka nejvíce působí v rozmezí 0,7-3 Hz, proto by se za problémovou oblast dala považovat amplituda

s vrcholem lehce nad 1 Hz. Až na pár výjimek (zrychlení v okolí 5 a 3 Hz) lze konstatovat, že si v celém zkoumaném spektru uložení kabiny celoodpružené vede lépe než koncepce kabiny neodpružené a odpružené vzadu.

6.5 VLIV ODPRUŽENÉHO SEDADLA

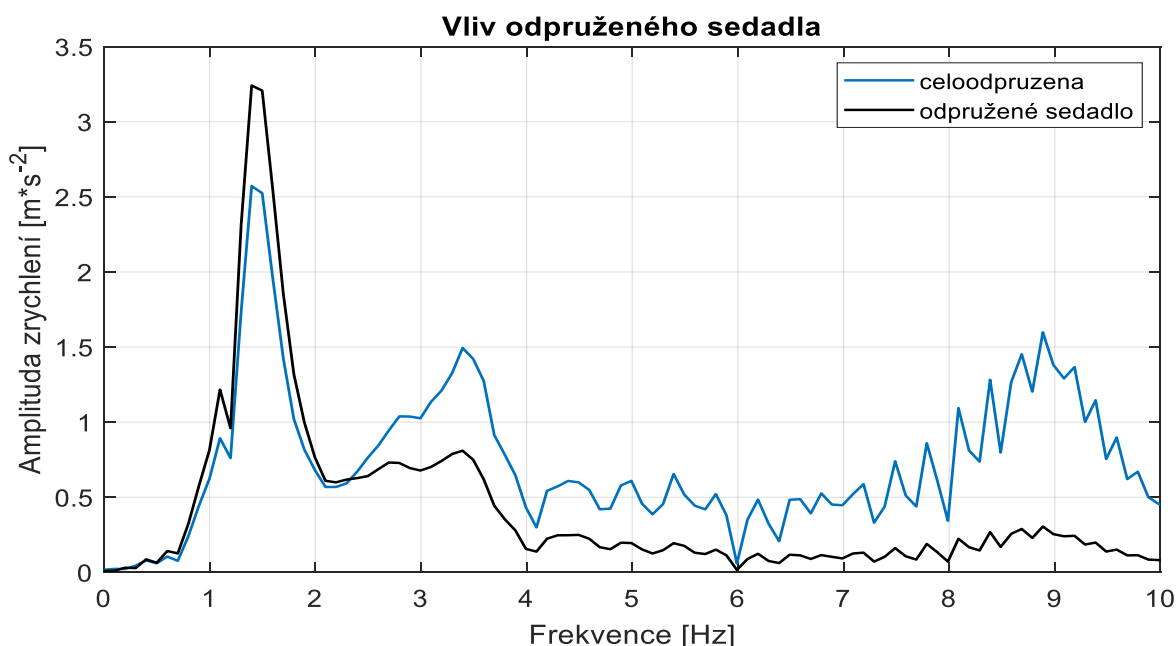
Kromě odpružené kabiny se v dnešních nákladních vozidlech využívá pro zvýšení komfortu řidiče také odpružené sedadlo. Porovnání vlivu odpruženého sedadla bude probíhat na koncepci celoodpružené kabiny, kdy je v místě řidiče umístěna odpružená hmota, která simuluje hmotnost sedadla a řidiče (viz Obr. 35).

Pro prvotní analýzu vlivu sedadla bude uvažována hodnota vlastní frekvence 1,6 Hz a poměrného útlumu 0,3, což odpovídá tuhosti pružiny $10 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ a tlumení $0,6 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$. Hmotnost sedadla s řidičem je nastavena na 100 kg. Doraz je realizován pomocí nahané křivky, kdy po 120 mm dojde k výraznému navýšení síly od pružiny. V reálné situaci by byl zdvih pravděpodobně menší. Pokud by došlo k nárazům, výrazně by byly ovlivněny výsledky simulace, proto je doraz uvažován takto velký.



Obr. 35 Model odpruženého sedadla v prostředí Adams View.

Vzhledem k umístění sedadla lze zanedbat vliv na vodorovná zrychlení v osách X a Y. Jelikož těleso simulující sedadlo s řidičem má nízkou hmotnost, lze zanedbat také vliv na směrodatnou odchylku síly pod kolem. Analyzován tedy bude přínos na zrychlení ve svislém směru, pokud by bylo do celoodpružené kabiny přidáno odpružené sedadlo.



Obr. 36 Vliv odpruženého sedadla na svislé zrychlení v ose Z.

Pro zjištění pozitivního vlivu odpruženého sedadla je nutné vykreslit zrychlení ve frekvenční doméně (Obr. 36). Vliv vlastní frekvence sedadla je patrný a navyšuje původní výchylku ve frekvenční oblasti okolo 1,5 Hz, což není příliš výhodné, příznivě se ale projevuje v oblastech od 2 Hz výše. V kritické oblasti 4-8 Hz, která odpovídá rezonanci dutiny břišní, došlo na modelu s odpruženým sedadlem k výraznému snížení zrychlení. Lze tedy konstatovat, že odpružené sedadlo má pozitivní vliv.

Pokud by postup vyhodnocení byl pouze podle hodnoty efektivního zrychlení, rozdíl mezi simulacemi by byl malý a u některých typů buzení by dokonce došlo ke zhoršení hodnoty RMS (Root mean square), tedy efektivní hodnoty zrychlení. Je to způsobeno citlivostí této vyhodnocovací metody na výraznější amplitudy. Ovšem při vykreslení do frekvenční domény lze rozeznat, že hlavní výhodou koncepce odpruženého sedadla je snížení hodnot zrychlení v oblastech, na které je člověk nejcitlivější.

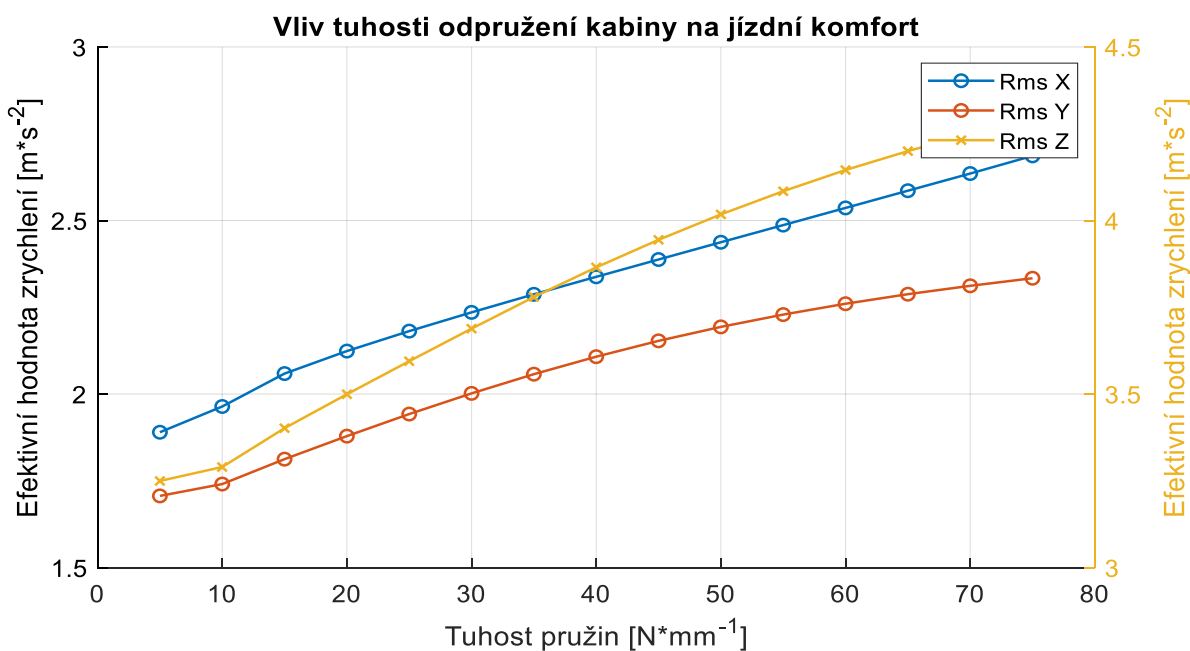
7 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA

V této kapitole bude zkoumán vliv jednotlivých parametrů odpružení kabiny a sedadla na jízdní bezpečí a jízdní komfort. Po dohodě s vedoucím práce byla jako vhodný matematický model vybrána koncepce celoodpružené kabiny (viz Kapitola 5.2) s odpruženým sedadlem (viz Kapitola 6.5). Vyhodnocována bude hodnota RMS, tedy efektivní zrychlení, a dále hodnota směrodatné odchylky síly pod předním a zadním kolem.

Vzhledem k velkému množství simulací je pro zkrácení výpočtových časů původní náhodná vozovka (viz Kapitola 6.3) zkrácena na počátečních 300 m. Nastavení vozovky a rychlost vozidla jsou ponechány stejné.

7.1 Vliv tuhosti odpružení u kabiny

Se zvyšující se tuhostí odpružení (dle Rovnice 1) roste také vlastní frekvence kabiny a pokud je zachováno konstantní tlumení, nepatrně se snižuje také poměrný útlum (dle Rovnice 6).

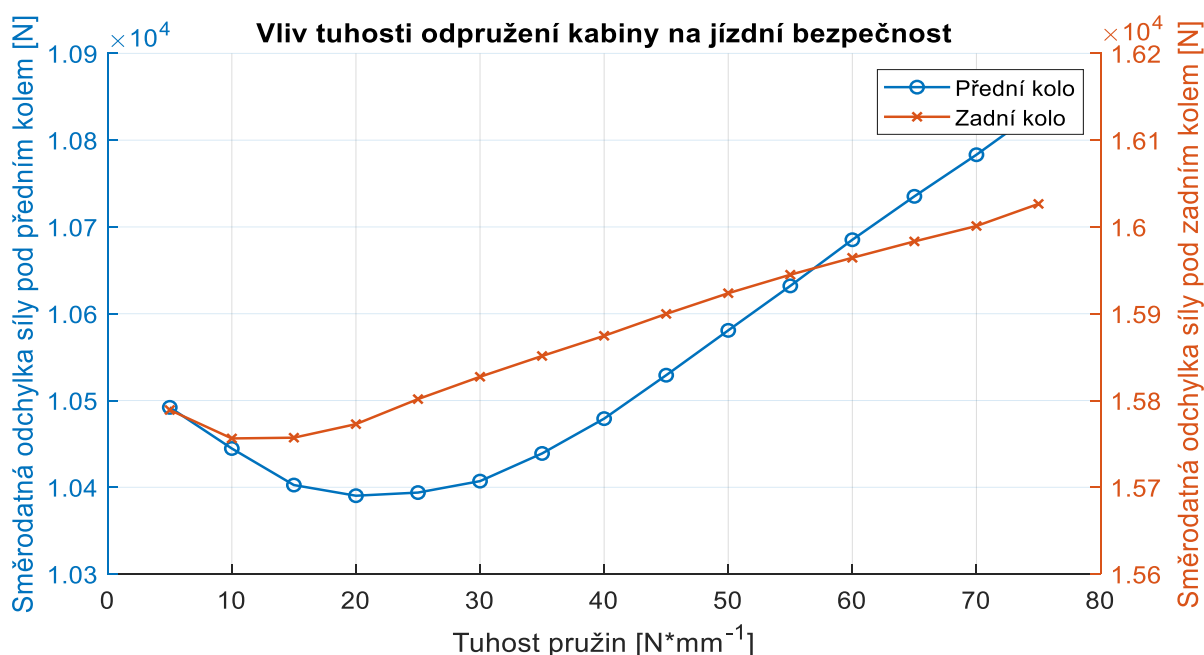


Obr. 37 Graf vlivu tuhosti odpružení kabiny na jízdní komfort.

Na Obr. 37 je znázorněn vliv odpružení kabiny na efektivní hodnotu zrychlení v ose X, Y a Z. Podle očekávání má charakteristika ve všech směrech vzestupnou tendenci, tedy čím větší tuhost pružiny, tím horší jízdní komfort. Největší dopad je patrný na svislé zrychlení v ose Z, kdy rozdíl mezi nejnižší a nejvyšší hodnotou je $1,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ (nárůst o 25 %). Procentuálně největší rozdíl lze zaznamenat ve směru osy X, kdy dojde k nárůstu zrychlení o hodnotu $0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ (nárůst o 42 %). Ke zhoršení dochází také ve směru osy Y, a to o $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ (nárůst o 37 %).

Z grafu lze vyvodit, že pro návrh odpružení je vhodné navrhovat tuhost pružin co nejnižší. Problém v tomto případě nastává v tom, že se snižující se tuhostí pružin dochází také k většímu zdvihu, což klade velké požadavky na zástavbový prostor a délku celé pružici

jednotky. Jelikož je v modelu povolen relativně velký zdvih (200 mm), tak nejsou patrné nárazy do dorazů. V praxi je zdvih tlumiče často menší, proto je třeba volit pružiny tvrdší.



Obr. 38 Graf vlivu tuhosti odpružení na jízdní bezpečnost.

Vliv tuhosti odpružení na jízdní bezpečnost (Obr. 38) je oproti původním očekáváním větší. Je to patrně způsobeno tím, že je testován dopad tohoto parametru na vozidlo, které nevezve žádný náklad. Pokud by došlo k zatížení, procentuální podíl hmotnosti kabiny oproti hmotnosti celého vozidla by byl menší, čímž by se pravděpodobně zmenšil také vliv parametrů odpružení a tlumení kabiny na jízdní bezpečnost.

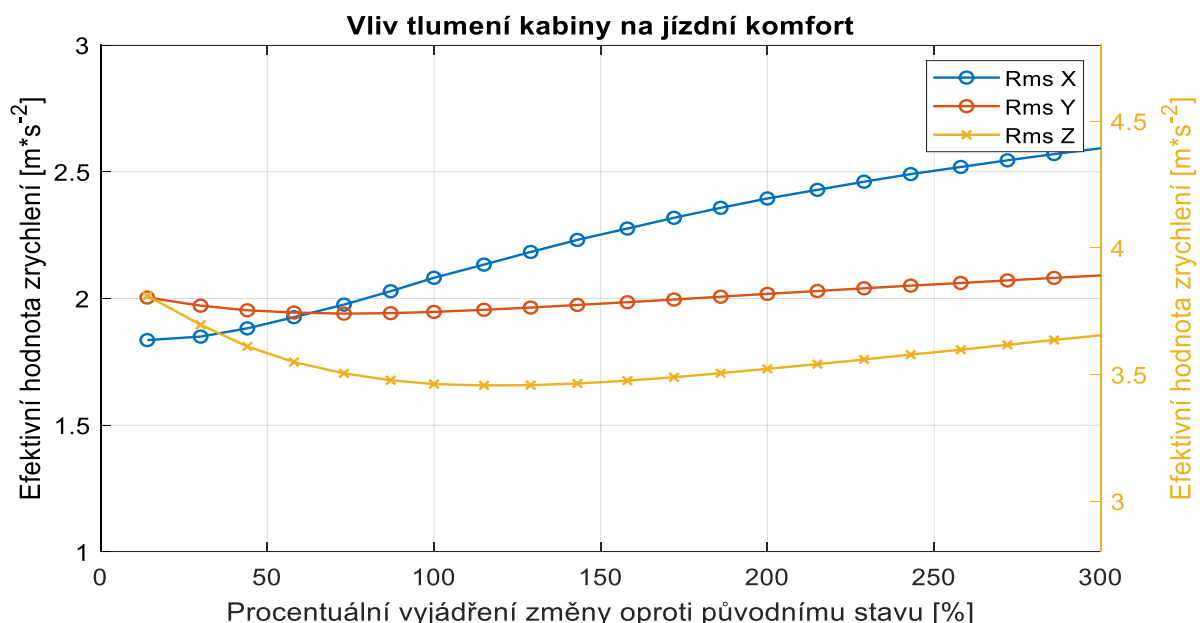
Z grafu lze vyčíst, že ideální hodnoty pro směrodatnou odchylku síly pod předním kolem se pohybují v rozmezí $15\text{--}30 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$. Při zvýšení tuhosti pružin na hodnotu $75 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ dojde ke zvýšení směrodatné odchylky síly pod předním kolem o 445 N (4 %). I přesto, že byl očekáván menší vliv, tak lze konstatovat, že změna parametru odpružení má zanedbatelný dopad na směrodatnou odchylku síly pod předním kolem. Vliv na zadním kole je dle předpokladů ještě menší, proto ho lze taktéž zanedbat.

7.2 VLIV TLUMENÍ KABINY

Pokud vzrůstá tlumení soustavy a ostatní parametry zůstávají konstantní, úměrně tomu vzrůstá také poměrný útlum.

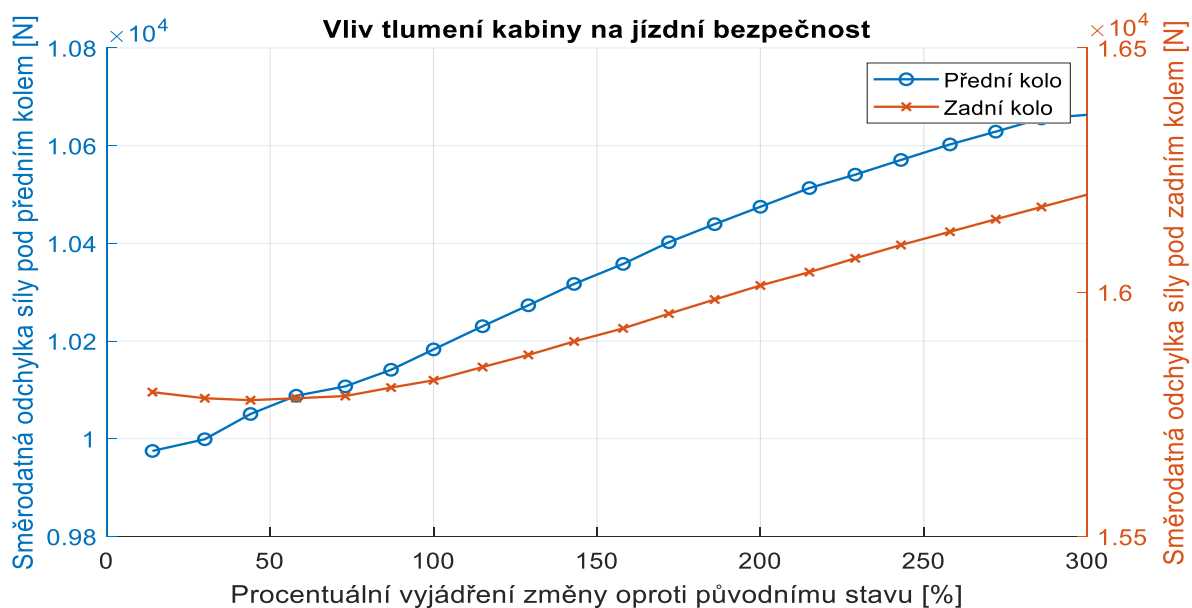
Jako vstup pro výpočtový model byly vedoucím práce dodány F-v charakteristiky všech tlumičů. Bylo provedeno zjednodušení nahrazením křivky charakteristiky tlumiče koeficientem tlumení. Pro přední tlumič kabiny vychází koeficient $c = 3,5 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ (poměrný útlum $\xi = 0,8$). Pro zadní tlumič kabiny je hodnota koeficientu $c = 1,8 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ (poměrný útlum $\xi = 0,4$). Při pozorování vlivu byl rovnoměrně měněn koeficient jak na

přední, tak na zadní části kabiny. V grafu je tedy vyjádřen vliv v závislosti na procentuální změně tlumení, a tedy i poměrného útlumu, oproti počátečnímu stavu.



Obr. 39 Graf vlivu tlumení kabiny na jízdní komfort.

Změna tlumení (Obr. 39) je nejvýraznější při zrychlení v ose X. Se zvyšujícím se útlumem se hodnoty zrychlení v ose X zvýší o **$0,76 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (29 %)**. Pro příčné zrychlení ve směru osy Y je změna zanedbatelná. Při vyhodnocení změny ve směru Z se ideální hodnoty pohybují v rozmezí **100-150 %**, tedy lze konstatovat, že výchozí hodnoty byly navrženy správně. Se zvyšujícím se poměrným útlumem je zhoršení jízdního pohodlí nepatrné. Větší zhoršení nastává při jeho snižování.

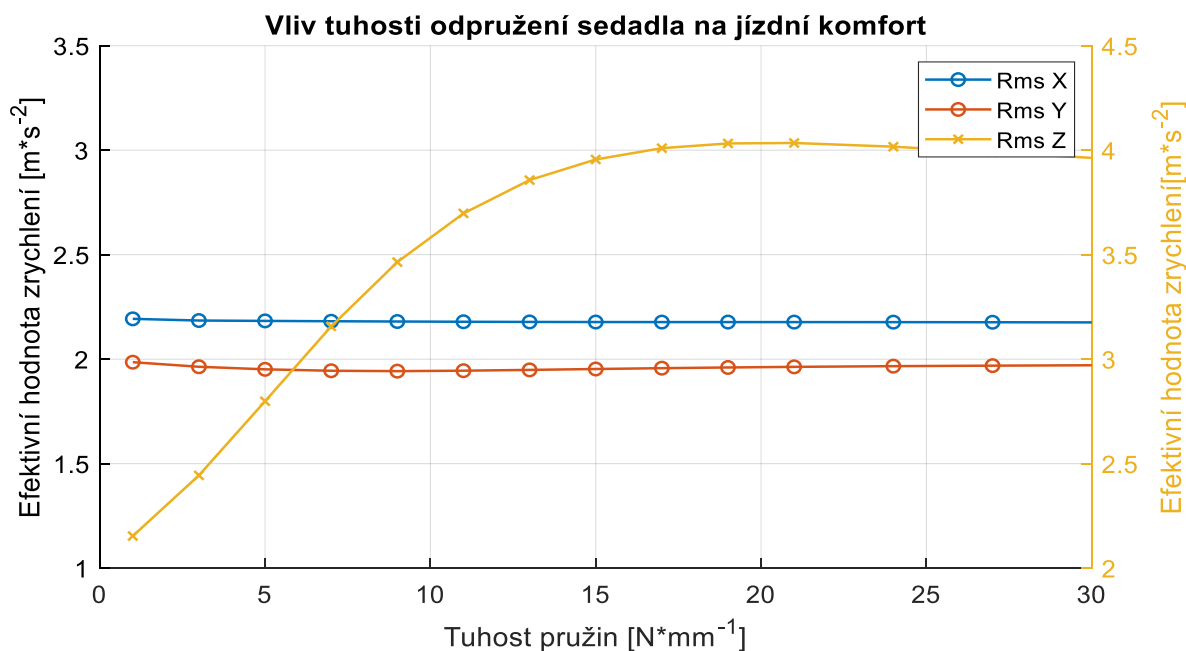


Obr. 40 Graf vlivu tlumení kabiny na jízdní bezpečnost.

Vliv tlumení kabiny na jízdní bezpečnost (Obr. 40) je větší než vliv tuhosti odpružení. Z důvodů, které jsou popsány v Kapitole 7.1, je dopad oproti předchozímu očekávání větší. Platí, že výraznější rozdíly jsou patrné na směrodatné odchylce síly pod předním kolem, kde lze pozorovat nárůst o **688 N (7 %)**. Vzhledem k tomu, že bylo zkoušeno velké množství variant, kdy byl koeficient tlumení zvednut až na 300 % oproti počáteční hodnotě, je tento rozdíl taktéž zanedbatelný. Vliv na zadní kola je ještě menší, proto ho lze taktéž zanedbat.

7.3 VLIV TUHOSTI ODPRUŽENÍ U SEDADLA

V Kapitole 6.5 byl blíže představen vliv odpruženého sedadla na jízdní komfort. Po vyhodnocení dopadu odpružení a tlumení kabiny na jízdní bezpečnost lze konstatovat, že vzhledem k výrazně menší hmotnosti, bude vliv sedadla výrazně menší, proto ho lze zanedbat. Se zvyšující se tuhostí odpružení sedadla lze očekávat také zvýšení jeho vlastní frekvence a mírné snížení poměrného útlumu.



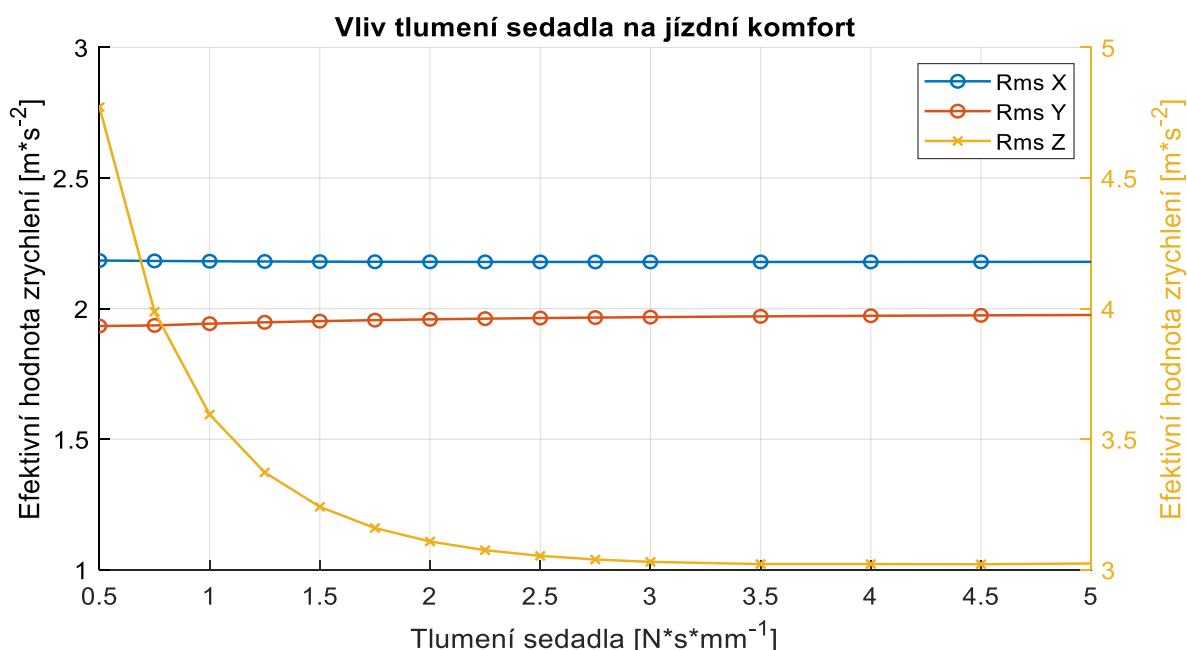
Obr. 41 Graf vlivu tuhosti odpružení sedadla na jízdní komfort.

Dle očekávání tuhost odpružení nemá žádný vliv na kmitání ve vodorovném směru (osa X a Y). Výrazný dopad naopak lze pozorovat pro zrychlení ve svislém směru. Z grafu (Obr. 41) je patrné, že se vyplatí navrhovat odpružení sedadla co nejměkčí. Problém je ale stejný jako u tuhosti odpružení kabiny, tedy že při snižující se tuhosti výrazně rostou požadavky na zástavbový prostor pružící jednotky a pravděpodobně by častěji docházelo k nárazu do dorazu.

Při návrhu tuhosti odpružení sedadla je také nutné brát v potaz, že zatížení na sedadle je velmi proměnné a je tedy vhodné navrhnout pružiny tvrdší, které se po nasednutí řidiče tolik nestlačí a nehrozí zde riziko přiblížení k dorazu.

7.4 VLIV TLUMENÍ SEDADLA

Z grafu vlivu tlumení sedadla na jízdní komfort (Obr. 42) lze vyčíst, že s přibývajícím tlumením dochází k prudkému zlepšení jízdního komfortu. V oblasti okolo $2 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$ ($\xi = 1$) dojde k přetlumení soustavy a k vyrovnaní křivky, kdy už dále ke zlepšení nedochází. Tento jev je pravděpodobně způsoben stylem vyhodnocování pomocí hodnoty RMS, která je náchylná na výraznou amplitudu v okolí $1,5 \text{ Hz}$ (viz Kapitola 6.5). Se vzrůstajícím tlumením se snižuje, naopak jsou zvyšovány výchylky zrychlení ve vyšších frekvencích.



Obr. 42 Graf vlivu tlumení sedadla na jízdní komfort.

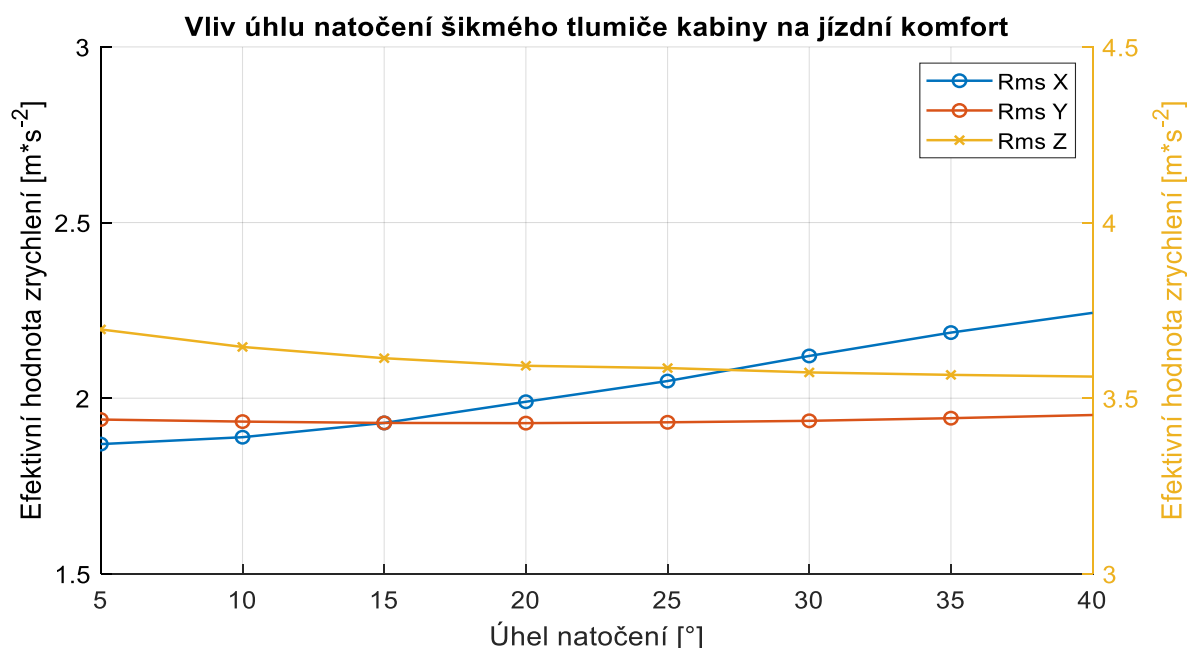
Při návrhu odpružení a tlumení sedadla je nutné brát do úvahy vlastní frekvence ostatních částí vozidla, kterým by se vlastní frekvence sedadla měla vyhnout. V opačném případě dojde k jejich sečtení a k výrazné amplitudě zrychlení v jedné oblasti. Jak již bylo zmíněno výše, při návrhu se také musí počítat s nasednutím řidiče na sedadlo, kdy nesmí dojít k velkému stlačení pružin, čímž by bylo značně zvýšeno riziko dosednutí sedačky na doraz. V praxi je tedy výhodnější volit spíše tvrdší odpružení. Lze konstatovat, že návrh odpružení a tlumení sedadla je komplexním problémem, který by si zasloužil hlubší analýzu.

7.5 VLIV ŠIKMÉHO TLUMIČE

Pro šikmý tlumič v zadní části kabiny platí, že v roztažení je jeho tlumení výrazně vyšší než ve stlačení. Pro zkoušení změny jeho parametrů bylo provedeno zjednodušení, kdy charakteristika tlumiče byla nahrazena dvěma koeficienty tlumení vypočtenými pro stlačení ($c = 4,7 \text{ N}\cdot\text{mm}\cdot\text{s}$) a roztažení ($c = 23,8 \text{ N}\cdot\text{mm}\cdot\text{s}$). Vliv šikmého tlumiče na jízdní bezpečnost je velice malý, proto je možné ho zanedbat.

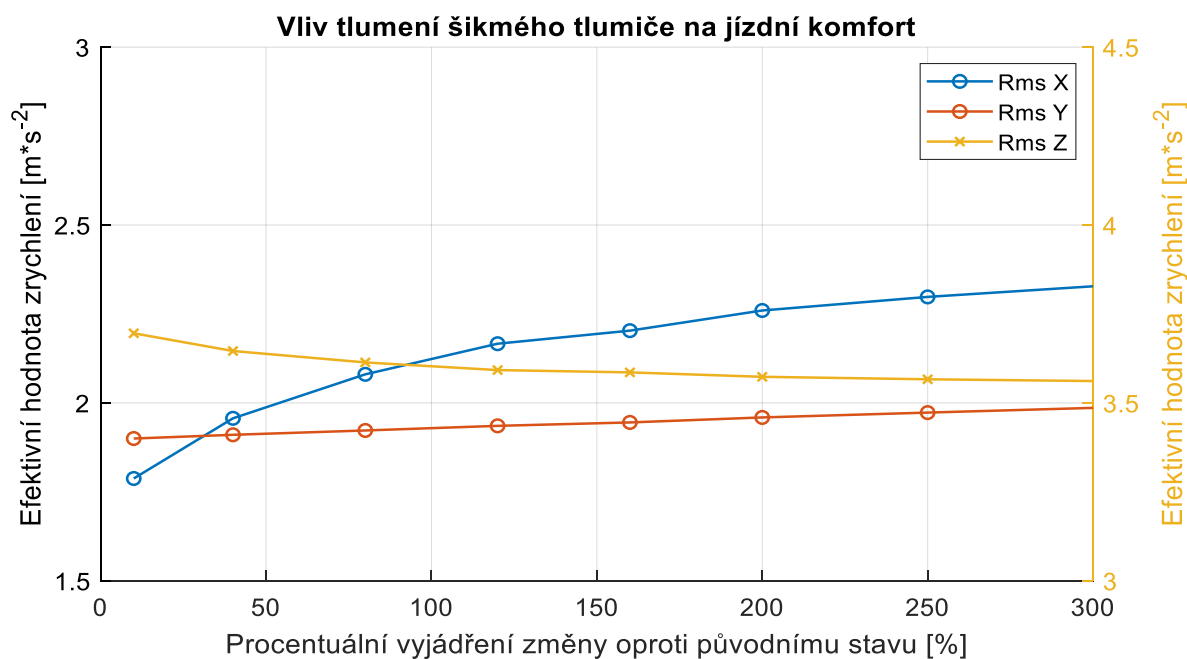
Pro prvotní rozbor je vhodné určit vliv úhlu mezi tlumičem a horizontální rovinou. Z Obr. 43 je patrné, že se zvětšujícím se úhlem dochází ke zlepšení efektivních hodnot zrychlení pro

svislý směr. K postupnému zhoršování naopak dochází v podélném směru. Překvapivě minimální dopad mají změny ve směru osy Y.



Obr. 43 Graf vlivu natočení šikmého tlumiče na jízdní komfort.

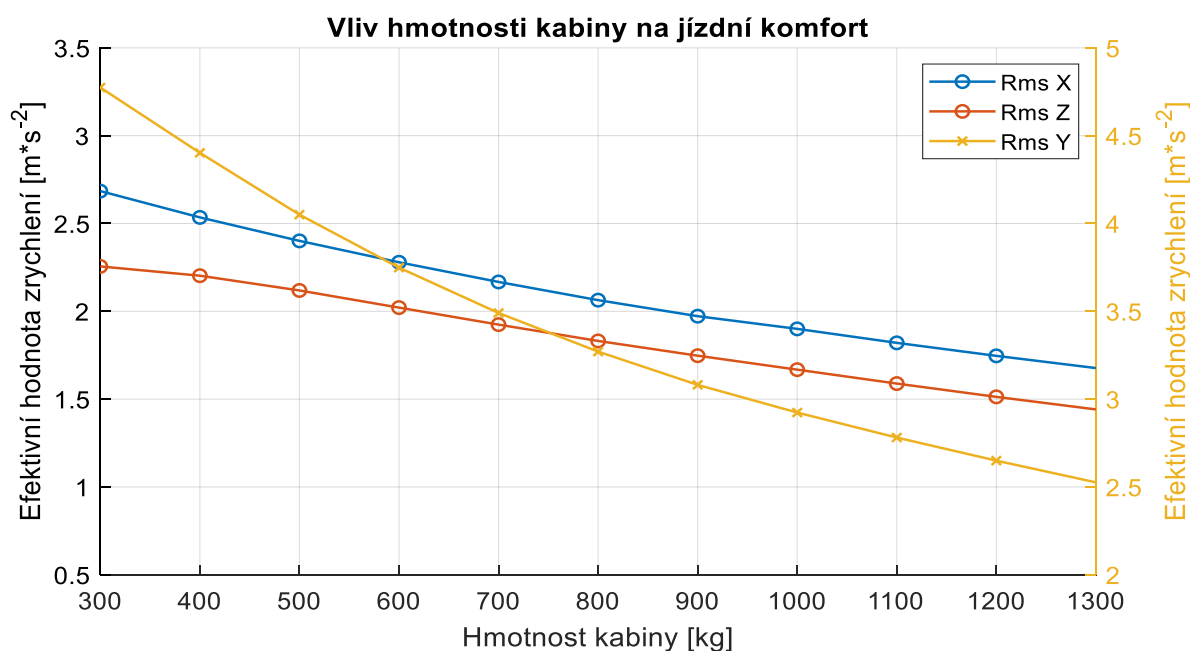
Při porovnání vlivu tlumení na jízdní komfort (Obr. 44) jsou patrné podobné trendy jako u porovnání při změně úhlu natočení tlumiče. Dochází ke zhoršování jízdního komfortu v podélném směru, naopak mírné zlepšení nastává při vyhodnocení efektivního zrychlení ve směru svislém. Minimální vliv lze pozorovat na zrychlení v příčném směru. Tento fakt je pravděpodobně způsoben stylem vybuzení soustavy, kdy je zkoušena pouze přímá jízda po nerovnostech. Dopad šikmého tlumiče by byl v ose Y patrně větší, pokud by vozidlo zatáčelo.



Obr. 44 Graf vlivu tlumení šikmého tlumiče na jízdní komfort.

7.6 VLIV HMOTNOSTI KABINY

Se zvyšující se hmotností kabiny se snižuje její vlastní frekvence. Z Obr. 45 je patrné, že zatížení kabiny má výrazný vliv na jízdní komfort, kdy při zvyšující se hmotnosti dochází ke zlepšení jízdního pohodlí ve všech vyhodnocovaných směrech. Největší změna je patrná při svislém zrychlení, kdy dojde ke zmenšení RMS skoro o polovinu počáteční hodnoty, která byla dosažena při hmotnosti kabiny 300 kg. Lze tedy konstatovat, že větší zatížení má pozitivní dopad na jízdní komfort. Pokud by došlo k výraznému zatížení kabiny, došlo by také ke stlačení pružin, čímž by se kabina dostala blíže ke spodnímu dorazu. Není také výhodné zbytečně kabinu zatěžovat a tím tahat hmotnost navíc. Dopad hmotnosti kabiny je tedy v této práci zmíněn pouze okrajově, protože to není parametr, který by bylo vhodné měnit.



Obr. 45 Graf vlivu hmotnosti kabiny na jízdní komfort.

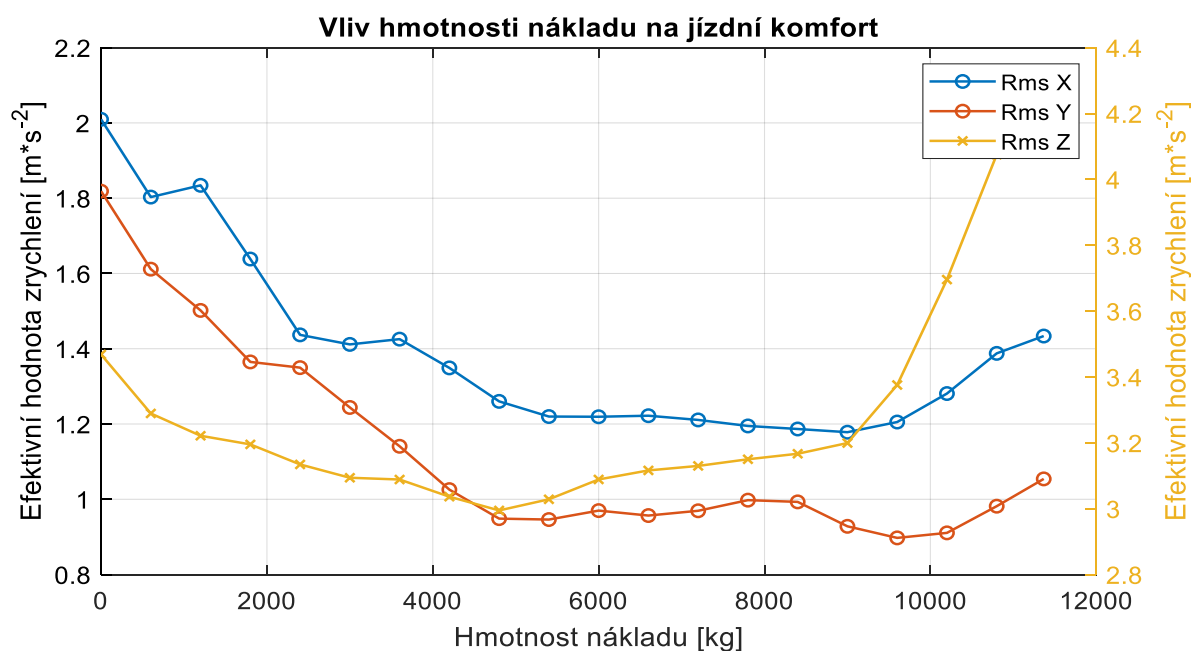
Podobně jako vliv hmotnosti kabiny byl zkoumán také vliv hmotnosti řidiče na jízdní pohodlí. Dle předpokladů vychází výrazné zlepšení pohodlí při kmitání ve svislém směru. Problémem je opět to, že pokud je řidič těžší, tak při dosednutí na sedačku se pod ním více stlačí pružiny.

Při vyhodnocení jízdní bezpečnosti je patrný stejný trend jako u jízdního pohodlí. Vlivem zvýšení zatížení nastává znatelné zlepšení jízdních vlastností vozidla, a to hlavně při vyhodnocení směrodatné odchylky síly pod předním kolem. Vliv hmotnosti sedadla na jízdní bezpečnost je velice malý, proto je možné ho zanedbat.

7.7 VLIV HMOTNOSTI VEZENÉHO NÁKLADU

Jako model pro citlivostní analýzu je zvoleno silniční nákladní vozidlo, jehož hlavní funkcí je převážení nákladu, kdy se v závislosti na něm výrazně mění celková hmotnost vozidla a její rozložení. Proto jako další zkoumaný parametr byl zvolen vliv hmotnosti vezeného nákladu na jízdní bezpečí a jízdní komfort.

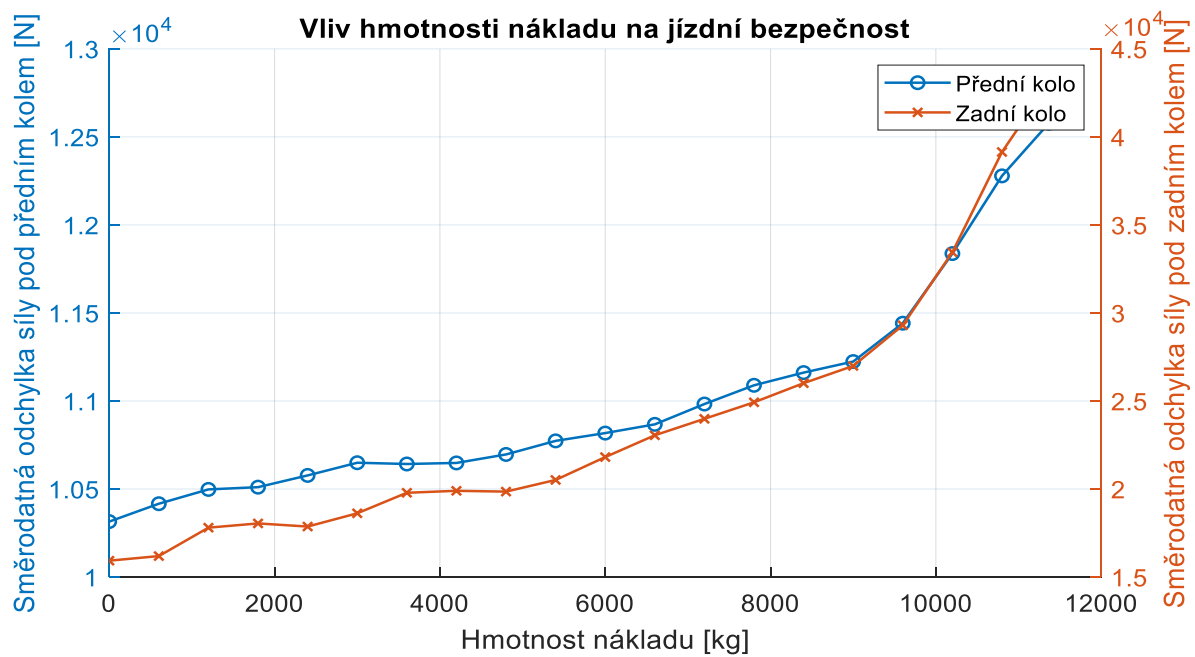
Pro posouzení tohoto dopadu bylo nutné do modelu přidat další těleso, které simuluje přidanou nástavbu či naložený náklad. Těleso nástavby je fixně připevněno k rámu, a tím mu jsou vůči rámu zamezeny veškeré pohyby. Pro zjištění, jak hmotnost nákladu působí na základní vyhodnocovací kritéria, byla dále měněna hmotnost nástavby, a to až do hodnoty 11 367 kg, která odpovídá maximální povolené užitečné hmotnosti vozidla. Výsledky byly vykresleny do grafů.



Obr. 46 Graf vlivu hmotnosti nákladu na jízdní komfort.

Při změně zatížení, které působí hlavně na zadní nápravě, se uvádí do chodu progresivní odpružení, kdy při přesáhnutí hranice 3 500 kg začínají fungovat i přídavná listová pera. Při vyhodnocení grafu vlivu na jízdní pohodlí (Obr. 46) lze říci, že přidaný náklad působí pozitivně a zmenšuje hodnotu efektivního zrychlení ve všech směrech do zatížení okolo **5 000 kg**. Poté se trend srovná a u svislého zrychlení v ose Z lze dokonce pozorovat mírné zhoršení. Pokud je vozidlo naloženo nákladem nad **9 000 kg**, je patrné výrazné zhoršení ve všech směrech. Jako ideální hmotnost z hlediska jízdního pohodlí se tedy jeví zatížení v okolí **5 000 kg**.

Graf vlivu hmotnosti nákladu na jízdní bezpečnost znázorněný na Obr. 47 ukazuje, že se zvyšující se hmotností nákladu dochází ke zhoršení jízdních vlastností vozidla. Výrazná změna je patrná na zadní nápravě, kde při plném zatížení vozidla směrodatná odchylka síly pod kolem vzroste o **170 %** oproti nezatížené variantě. Zhoršení o **22 %** oproti nezatíženému stavu nastává také na přední nápravě. Jelikož přidaný náklad zatěžuje hlavně zadní kola, je logické, že zde budou rozdíly větší.



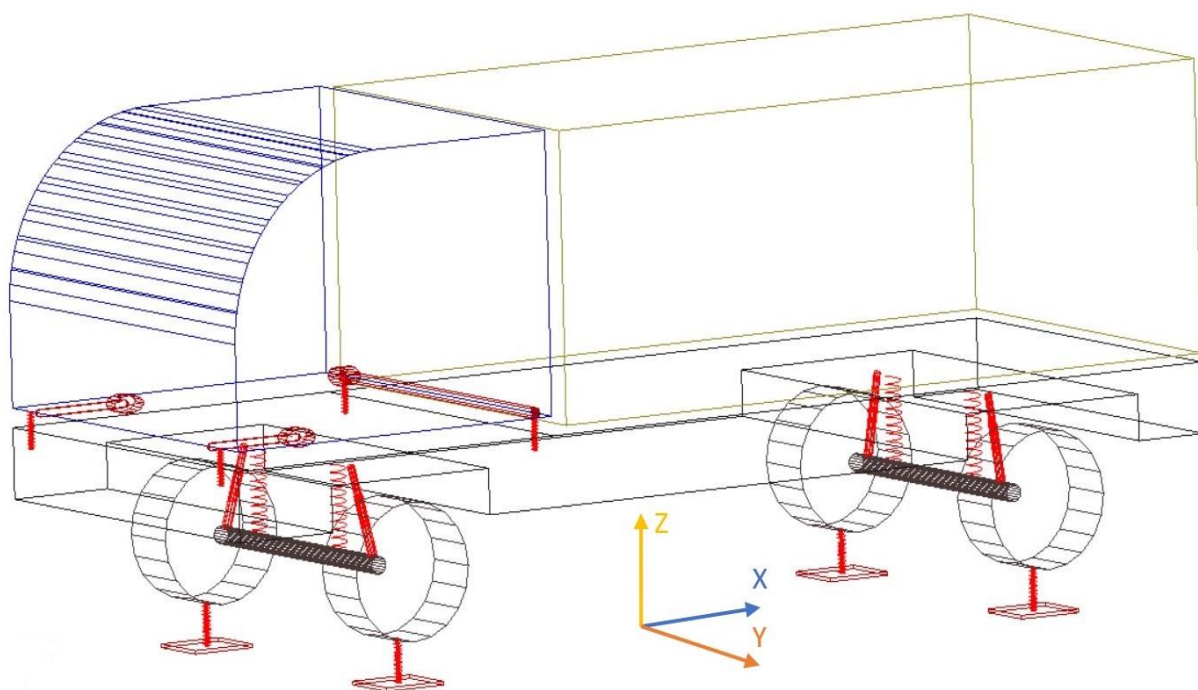
Obr. 47 Graf vlivu hmotnosti nákladu na jízdní bezpečnost.

8 OPTIMALIZACE PARAMETRŮ ODPRUŽENÍ A TLUMENÍ NA DAKARSKÉM SPECIÁLU

V další části práce bude provedena optimalizace parametrů odpružení a tlumení pro dakarský speciál. Pro tento účel bylo nutné vytvořit nový výpočtový model, který bude odpovídat požadovaným parametrům dodaným vedoucím práce.

8.1 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Princip funkce výpočtového modelu dakarského speciálu (Obr. 48) je stejný jako u modelu silničního nákladního vozidla (Kapitola 5.2). Změněny byly rozměry, hmotnost vozidla a parametry primárního odpružení. Zásadnější změnou je také uložení tlumičů primárního odpružení, které nejsou instalovány vertikálně, ale pod úhlem. Proto bylo nutné rozdělení pružící jednotky na prvek tlumiče a pružiny. V modelu byla nahrazena listová pružina pružinou vinutou. Další změnou je přidání těleso nástavby (na obrázku žlutou barvou), která je fixně uchycena k rámu vozidla (na obrázku černou barvou).



Obr. 48 Model dakarského vozidla v prostředí Adams View.

V Tab. 5 jsou uvedeny parametry, které byly určeny podle skutečného dakarského speciálu. Podle těchto vstupů byly dále odvozovány další nezbytné parametry. Hmotnost těles a polohy jejich těžišť byly odhadovány s ohledem na zatížení náprav a polohu výškového těžiště vozidla. Pro momenty setrvačnosti platí, že byly voleny podle informací dostupných na internetu s ohledem na již určené hodnoty u modelu silničního nákladního vozidla.

Tab. 5 Reálné parametry dakarského speciálu dodané vedoucím práce.

	Na přední nápravě	Na zadní nápravě
Příčná vzdálenost horních úchytlů tlumiče (k rámu)	1 200 mm	1 250 mm
Příčná vzdálenost spodních úchytlů tlumiče (k nápravě)	1 650 mm	1 500 mm
Tlumení tlumičů primárního odpružení	12 N·s·mm ⁻¹	
Zdvihy tlumičů primárního odpružení	320 mm	
Zapérování	130 mm	
Statická délka tlumičů	190 mm	
Tuhost listových pružin	115 N·mm ⁻¹	90 N·mm ⁻¹
Vzdálenost mezi listovými pružinami	900 mm	
Radiální tuhost pneumatik	550 N·mm ⁻¹	
Rozchody kol	2 200 mm	
Rozvor náprav	4 450 mm	
Zatížení náprav	4 700 kg	4 500 kg
Hmotnost neodpružených hmot	1 150 kg	1 050 kg
Celková hmotnost vozidla	11 400 kg	
Šířka kola	382 mm	
Průměr kola	1 260 mm	
Výška těžiště vozidla	1 100 mm	

Měření probíhalo v místě sedačky řidiče. Její souřadnice jsou převzaty z reálného vozidla a jsou [1 700; 680; 1 950] od počátku souřadného systému, který je umístěn v průniku roviny vozovky, levé a přední strany vozidla.

Tab. 6 Volené hodnoty hmotností a momentů setrvačnosti těles.

	Hmotnost [kg]	Moment setrvačnosti v ose X [kg·m ²]	Moment setrvačnosti v ose Y [kg·m ²]	Moment setrvačnosti v ose Z [kg·m ²]
Přední neodpružené hmoty	1 150	405	322	405
Zadní neodpružené hmoty	1 050	392	322	392
Rám vozidla	6 160	9 659	25 427	26 742
Kabina	800	481	372	552
Nástavba	2 240	1 110	3 221	3 510

Pro dakarské vozidlo platí, že by se mělo umět pohybovat v těžce přístupném terénu, tedy by mělo snést i buzení, které bude odpovídat horší kvalitě. Ovšem už nákladní vozidlo určené na pohyb po silnici bylo testováno na vozovce typu E dle normy ISO 8606. Tyto náhodně vygenerované nerovnosti jsou popisovány jako „velice špatná“ vozovka. Dakarský speciál tedy bude testován na stejné vozovce dlouhé 1 000 m (viz Kapitola 6.3), budou na něho ovšem kladeny výrazně vyšší nároky na rychlost. Zatímco vozidlo, které je určeno primárně

pro silniční použití, se po vozovce pohybovalo rychlostí $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ($5,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$), pro dakarský speciál byla určena rychlost $70 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ($19,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$).

8.2 PARAMETRY OPTIMALIZACE

Pro definovaný model budou dále určeny optimální parametry čtyřbodového odpružení kabiny. Budou zkoušeny varianty pro odpružení s vlastní frekvencí $1 \text{ Hz} - 2,5 \text{ Hz}$ a poměrným útlumem od 0,3 do 1. Všechny parametry, které byly zkoušeny na modelu, jsou dostupné v Tab. 7.

Tab. 7 Varianty zkoušené při optimalizaci odpružení a tlumení kabiny.

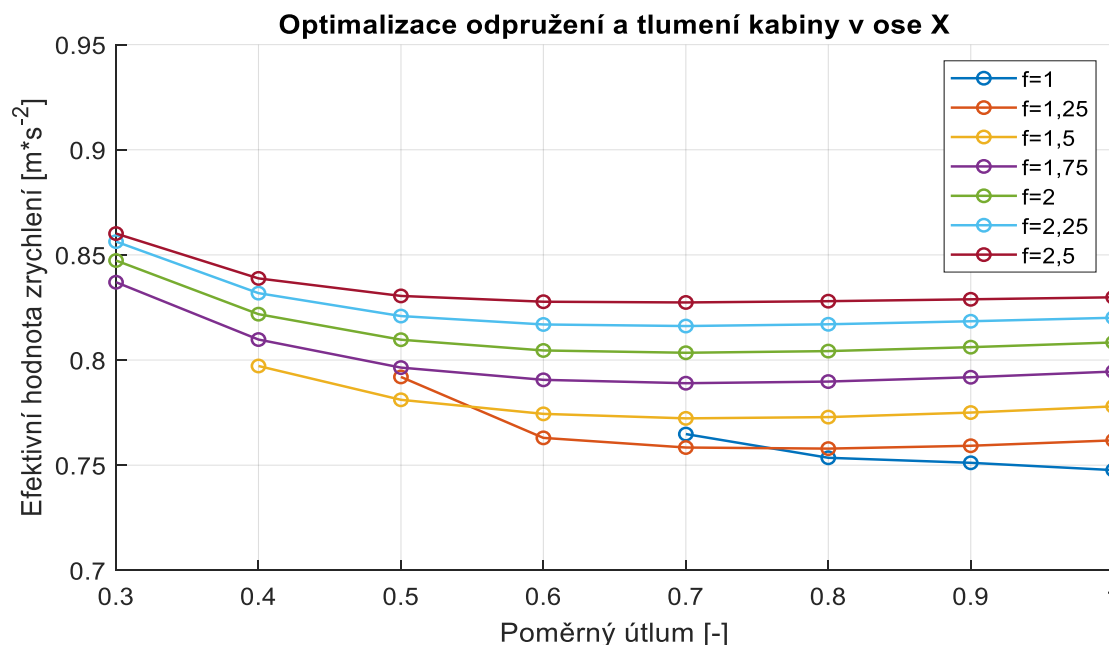
		Poměrný útlum [-] (1. řádek) / Tlumení [$\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$] (2.-8. řádek)							
Vlastní frekvence [Hz]	Tuhost odpružení [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$]	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
1,00	7,9	0,75	1,00	1,26	1,50	1,76	2,01	2,26	2,5
1,25	12,3	0,94	1,25	1,57	1,88	2,20	2,51	2,82	3,14
1,50	17,8	1,13	1,51	1,89	2,26	2,64	3,02	3,40	3,77
1,75	24,2	1,32	1,76	2,20	2,64	3,08	3,52	3,96	4,40
2,00	31,6	1,51	2,1	2,51	3,02	3,52	4,02	4,53	5,03
2,25	40,0	1,70	2,26	2,83	3,39	3,96	4,53	5,09	5,66
2,50	49,3	1,88	2,51	3,14	3,77	4,40	5,02	5,65	6,28

8.3 VÝSLEDKY OPTIMALIZACE

Z výsledků optimalizace je patrné, že i při vyšší rychlosti jsou hodnoty zrychlení ve všech směrech výrazně menší než u vozidla určeného na silnici. Hlavní výhodou při návrhu podvozku pro závodní aplikace je relativní znalost hmotnosti celého stroje a také menší rozptyl možných zatížení. Je sice pravdou, že i u závodních speciálů může rozdíl mezi plně natankovaným a nenatankovaným vozidlem činit několik stovek kilogramů, ovšem rozdíl mezi nenaloženým a naloženým silničním nákladákem, se kterým musí počítat konstruktéři při vývoji stroje, se pohybuje v řádu tun. V důsledku toho se u silničního vozidla volí tvrdší primární odpružení, čímž se snižuje pohodlí posádky, jak bylo dokázáno v Kapitole 7.1.

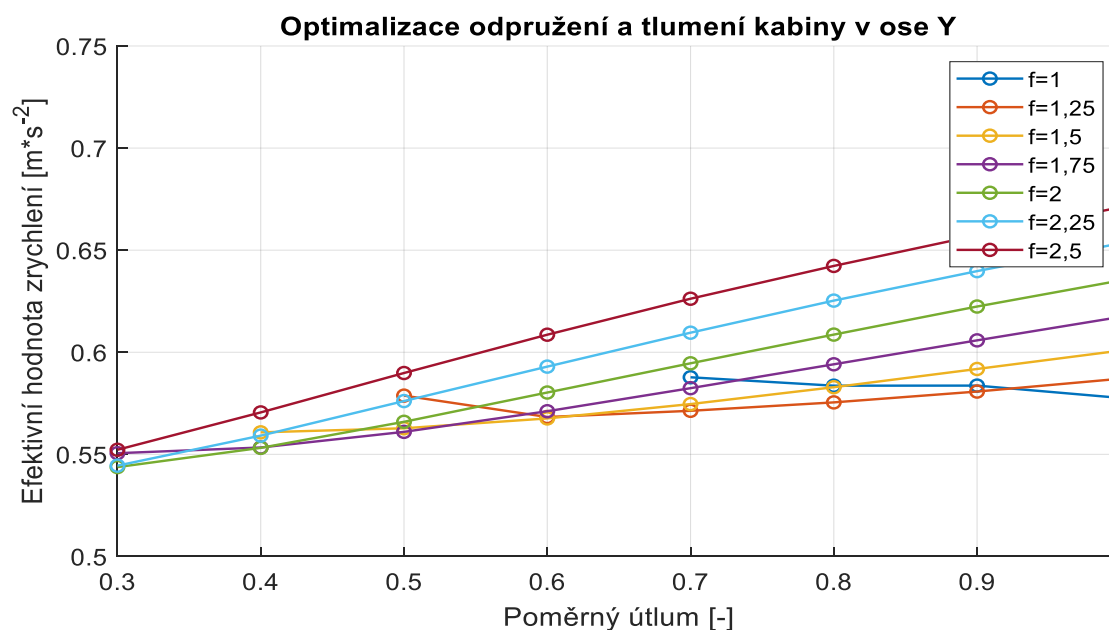
Při nižších vlastních frekvencích a nižších hodnotách poměrného útlumu docházelo k nárazům kabiny do dorazu, který byl nastaven na 70 mm pro stlačení i roztážení. Kvůli nárazům pro dané konfigurace výrazně vzrostlo efektivní zrychlení, proto byly z grafů pro lepší přehlednost tyto hodnoty vymazány.

V Kapitole 7.1 a 7.2 bylo dokázáno, že odpružení kabiny má malý vliv na jízdní bezpečnost, proto v této kapitole bude optimalizace z tohoto hlediska zanedbána a bude provedena pouze z hlediska jízdního komfortu.



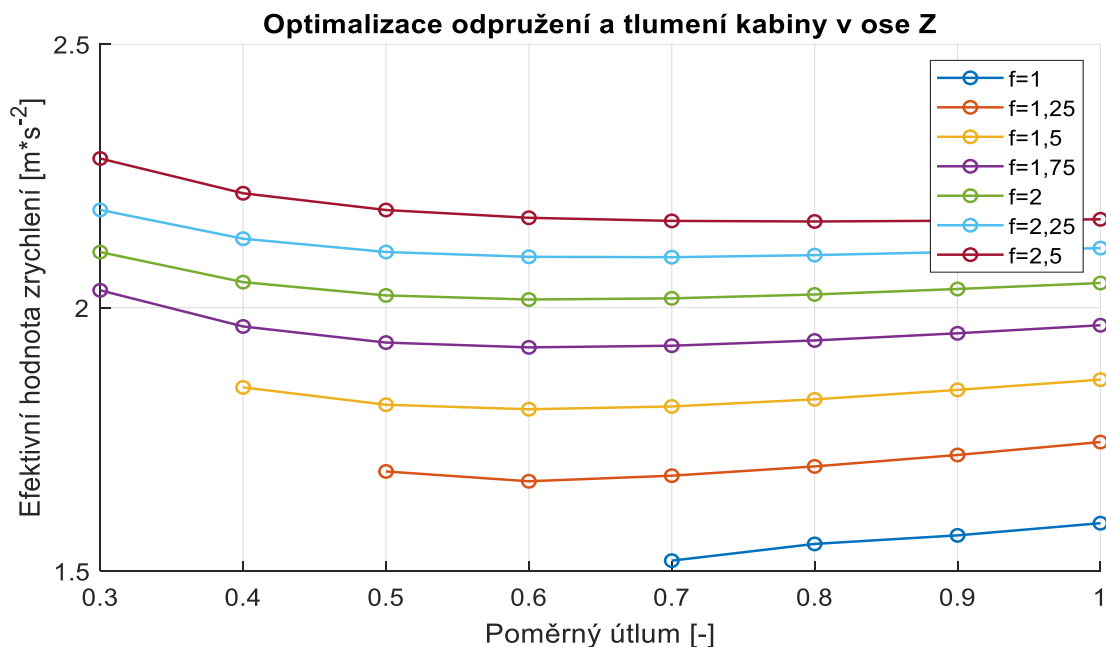
Obr. 49 Výsledný graf optimalizace pro zkoušené konfigurace v ose X.

Pro efektivní hodnoty zrychlení v ose X (Obr. 49) platí, že se snižující se tuhostí odpružení se zlepšuje jízdní komfort. Pro každou testovanou vlastní frekvenci vychází optimální hodnota tlumení okolo poměrného útlumu **0,7**.



Obr. 50 Výsledný graf optimalizace pro zkoušené konfigurace v ose Y.

U příčného zrychlení v ose Y (Obr. 50) platí, že zmenšující se poměrný útlum má pozitivní vliv na jízdní komfort. Při zmenšujícím se poměrném útlumu se zmenšuje rozdíl mezi zkoušenými konfiguracemi.

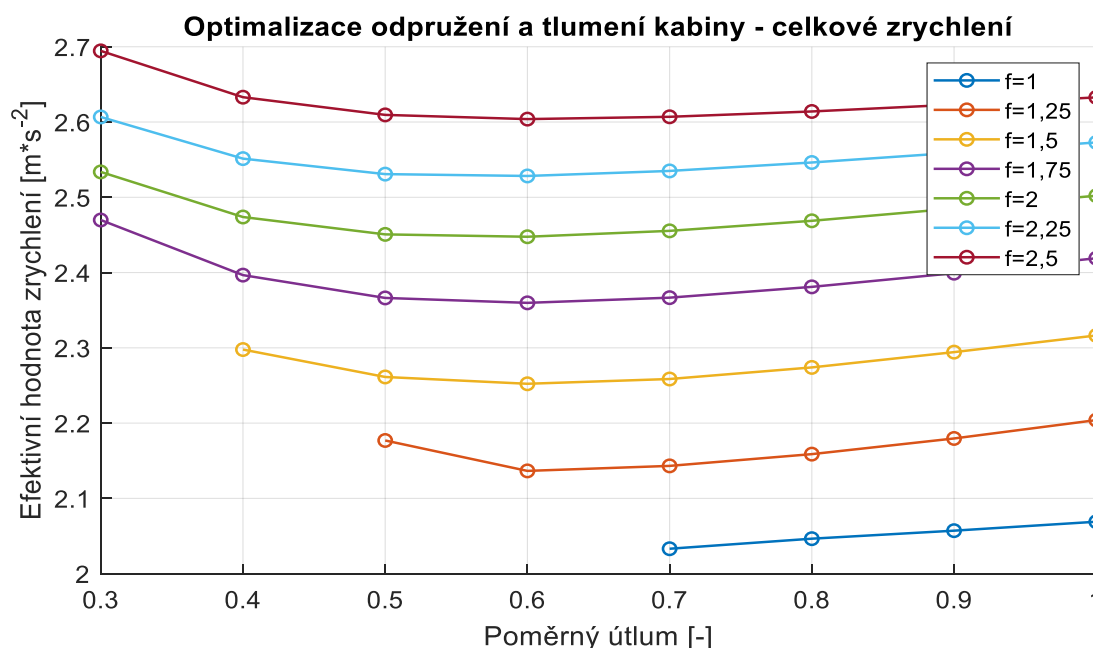


Obr. 51 Výsledný graf optimalizace pro zkoušené konfigurace v ose Z.

Z grafu optimalizace pro svislé zrychlení (Obr. 51) lze vyčíst, že zrychlení ve směru osy Z nabývá největších hodnot a pro vyhodnocení celkového jízdního komfortu bude pravděpodobně nejzásadnější. Platí pravidlo, čím menší tuhost pružin, tím je vozidlo pohodlnější. Z hlediska tlumení lze pozorovat pro každou ze zkoumaných vlastních frekvencí optimální hodnotu v poměrném útlumu **0,6**.

Vyhodnocení celkového zrychlení je provedeno podle normy ISO 2631-1. Pro každý směr jsou spočteny hodnoty efektivních zrychlení a určeny násobící činitele. Ze vztahu pro výpočet, který je uvedený v normě, jsou poté spočteny výsledné hodnoty.

Z grafu pro celkové zrychlení (Obr. 52) je patrné, že největší vliv na celkové zrychlení má zrychlení svislé. Trend křivek pro celkové a svislé zrychlení je v podstatě totožný. Ze všech zkoušených konfigurací vychází nejlepší jízdní komfort pro vlastní frekvenci kabiny **1 Hz** a poměrný útlum **0,7**. V realitě by se však volila vlastní frekvence kabiny v rozmezí **1,5–2 Hz**, kdy nejlepší hodnoty vycházejí při poměrném útlumu **0,6**. Při reálných testech by tedy bylo vhodné vyzkoušet i tyto možné konfigurace.



Obr. 52 Výsledný graf optimalizace pro zkoušené konfigurace – celkové zrychlení.

Z vyhodnocení celkového zrychlení (Obr. 52) vyplývá, že ideální hodnoty jsou dosaženy při velice měkkých pružinách. Důvodem, proč kabina nenaráží do dorazu, je vysoké tlumení, které zabraňuje větším pohybům kabiny. Pro následnou zkoušku na reálném vozidle by se toto nastavení mohlo zkusit použít, ale pravděpodobně by po zkušebních jízdách byly voleny větší tuhosti odpružení. Je třeba brát v potaz, že tlumič dokáže pouze odebrat kinetickou energii při dynamických dějích, tedy pokud by kabina byla zatížena statickou silou, došlo by k výraznému stlačení pružin, což by mělo za následek častější dosedání na doraz.

V této práci bylo pouze nastíněno chování vozidla a trendy, které jsou platné při změně nastavení odpružení nebo tlumení. Další částí práce by byl test v prostředí odpovídající reálným podmínkám, pro které je vozidlo konstruováno, a s řidičem, jehož subjektivní vnímání komfortu může ve výsledku hrát při volbě finálních parametrů významnou roli. Testování by také mělo probíhat pro více jízdních manévřů, jako je brždění či zatáčení. Dalším možným zlepšením by byl návrh přesné F-v charakteristiky tlumiče.

ZÁVĚR

Úkolem této práce bylo vytvoření vhodného výpočtového modelu, na kterém je možné otestovat přínos odpružené kabiny. Dalším cílem bylo provedení citlivostní analýzy, která testuje jednotlivé vlivy parametrů odpružení a tlumení na jízdní komfort a jízdní bezpečnost. Posledním úkolem bylo sestavit model vozidla na Rallye Dakar a na něm provést optimalizaci parametrů.

Pro splnění zadání bylo v první řadě třeba postavit funkční výpočtový model v multibody softwaru Adams View. Model byl sice vytvářen podle skutečného vozidla, bohužel nebylo možné zajistit všechny potřebné vstupy, což do modelu vneslo určitou nepřesnost, která se ukázala při porovnání se skutečným měřením na vozidle. Bylo porovnáváno zrychlení rámu v místě za kabinou a zdvihy pravého předního tlumiče. Jelikož je ale práce zaměřena na odpružení a tlumení kabiny, tak by bylo vhodnější porovnávat zrychlení v místě sedačky řidiče. I přes tyto nepřesnosti se model choval dle očekávání a pro další práci byl uznán za vyhovující.

Z porovnání koncepcí uložení kabin byl dokázán přínos kabiny celoodpružené, která dosahovala nejlepších výsledků jak z hlediska jízdní bezpečnosti, tak z hlediska jízdního komfortu. Při vykreslení zrychlení ve frekvenčním pásmu bylo patrné, že oproti ostatním koncepcím jsou sníženy výraznější amplitudy, které vznikají vlivem vlastní frekvence jednotlivých částí modelu a na které je lidské tělo velice citlivé. Simulace probíhaly na nenaloženém vozidle, proto při vyhodnocování hrálo patrnou roli tvrdé odpružení na zadní nápravě, které způsobovalo výchylku ve frekvenční oblasti 3-4 Hz. V realitě nákladní vozidlo většinu provozní doby převáží náklad, který zvyšuje jeho hmotnost a zatěžuje hlavně jeho zadní část. Tím by došlo ke snížení vlastní frekvence na zadní nápravě, která by se dostala mimo kritické oblasti rezonance dutiny břišní (4-8 Hz).

Dále byl porovnáván vliv odpruženého sedadla, kdy ze simulace vyplývá, že při jeho použití dojde ke zhoršení pohodlí pro svislé zrychlení v oblasti vlastní frekvence kabiny a sedadla. Naopak v oblasti nad 2 Hz dojde k výraznému zlepšení. Jelikož v kritických frekvencích rezonance dutiny břišní jsou hodnoty zrychlení menší, lze v tom spatřit přínos odpruženého sedadla. Pro jeho návrh by ovšem byla vhodná další hlubší analýza, která by zkoušela různé konfigurace parametrů odpružení a tlumení.

Pro citlivostní analýzu bylo jako vhodný model vybráno vozidlo s celoodpruženou kabinou a odpruženým sedadlem, na kterém byly testovány vlivy jednotlivých parametrů odpružení. Pro změnu tuhosti odpružení vycházely výsledky z hlediska jízdního pohodlí dle očekávání, tedy čím měkčí odpružení, tím lepší komfort ve všech vyhodnocovaných směrech. Měkčí pružiny ovšem potřebují větší zdvih, který je omezen konstrukcí vozidla. Při statickém zatížení také dojde k většímu stlačení pružin a přiblížení k dorazu, proto je při návrhu vhodné volit kompromis. U analýzy parametrů tlumení vychází nejlepší hodnoty z hlediska svislého zrychlení, které je zpravidla při vyhodnocení nejdůležitější, lehce nad výchozím nastavením tlumičů. Se zmenšujícím se tlumením je také patrný příznivý dopad na podélné zrychlení. Z hlediska jízdní bezpečnosti byly rozdíly malé, proto bylo konstatováno, že parametry odpružení kabiny nemají na jízdní bezpečnost výraznější vliv a v dalších částech tedy probíhalo vyhodnocování pouze z hlediska jízdního komfortu.

Při optimalizaci parametrů pro dakarský speciál byl vytvořen nový model s novými vstupy, pro který byla hledána ideální konfigurace z hlediska jízdního komfortu. Jelikož byl model

testován pouze na přímé vozovce, tak nejlepších parametrů dosahovala konfigurace s nízkou tuhostí pružin a s vysokým tlumením, které výrazněji omezovalo dynamický pohyb kabiny, a tím pádem nedocházelo k nežádoucím nárazům do dorazů. Takové parametry sice z hlediska daného testování lze považovat za ideální, ale v reálu pravděpodobně ne zcela vyhovující. Tímto testem tedy nelze s určitostí říct, která varianta je nejlepší a na vozidle by měla být použita, slouží spíše k nastínění konfigurací, které by stálo za to vyzkoušet. Proto by dalším krokem byla reálná zkouška v prostředí, které je tomu dakarskému přinejmenším podobné a která by zahrnovala více jízdních manévřů, jako je brždění či zatáčení. Jelikož každý z nás vnímá komfort subjektivně, tak je vhodné vozidlo zkusit a dále ladit pro řidiče, který s ním bude závodit.

Testování v terénu jsou velice náročná, ať už z hlediska času, tak z hlediska financí, proto jsou multibody systémy dobrým nástrojem k ulehčení práce konstruktéra. Konkrétně pro software od firmy MSC Adams, ve kterém byla tato práce vytvořena, platí, že výpočtové časy jsou malé a během krátkého času je možné vyzkoušet mnoho možných konfigurací.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] AMBRŮŽEK, Antonín. Problematika řidičů mezinárodní kamionové dopravy ve vztahu k bezpečnosti a plynulosti provozu na pozemních komunikacích. *Prevence úrazů, otrav a násilí*. České Budějovice, 2005, 4. ISSN 1804-7858.
- [2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [3] BLAŤÁK, Ondřej. *Odpružení a tlumení*. Brno, 2021. Přednáška. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [4] KASPRZAK, Jim. *Understanding your Dampers* [online]. 26 [cit. 2022-03-12]. Dostupné z: <https://www.kaztechnologies.com/wp-content/uploads/A-Guide-To-Your-Dampers-Chapter-from-FSAE-Book-by-Jim-Kasprzak-Updated.pdf>
- [5] H., Wissam a Turki Y. Quarter Car Active Suspension System Control using Fuzzy Controller tuned by PSO. *International Journal of Computer Applications* [online]. 2015, 127(2), 38-43 [cit. 2022-02-25]. ISSN 09758887. Dostupné z: doi:10.5120/ijca2015906334
- [6] Chassis - safe and comfortable: for trucks, buses, agricultural machinery, construction machinery and special vehicles. In: *ZF: Commercial vehicle solution* [online]. Friedrichshafen [cit. 2022-02-24]. Dostupné z: https://www.zf.com/master/media/en/products_1/commercial_vehicles/footer_1/brochures_trucks_buses/Fahrwerk-sicher_und_komfortabel_DE.pdf
- [7] PROKOP, Aleš. *Odpružení kabiny traktoru*. Brno, 2010. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce David Kollhammer.
- [8] Cabin Suspension with Anti-roll Bar: Comfort and optimized use of space. In: *ZF: Commercial vehicle solution* [online]. Friedrichshafen [cit. 2022-02-24]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/en/cv/products_65878.html
- [9] SAVARESI, Sergio, Charles POUSSOT-VASSAL, Cristiano SPELTA, Olivier SENAME a Luc DUGARD. *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles* [online]. Elsevier, 2010 [cit. 2022-02-24]. Dostupné z: https://books.google.cz/books?hl=cs&lr=&id=Wor8ye8tVbAC&oi=fnd&pg=PP1&dq=semi+active+suspension&ots=2xkhSI2Vdi&sig=vpvRqKmkIrlMHwX624763CdmNDyI&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false
- [10] CHO, Sang-Won, Hyung-Jo JUNG a In-Won LEE. *Smart passive system based on magnetorheological damper* [online]. IOP Publishing Ltd, 9 [cit. 2022-02-24]. Dostupné z: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/0964->

1726/14/4/029/meta?casa_token=RTJhmNY8xDMAAAAAA:uowGX1SwSqBsyfArE-_U05bZ2xmxwj-Mi5OywNNKXwaPfpMf-rcq1Suxm6ZWRj0O34nQK8Gvu8U

- [11] TORA, Grzegorz. The Active Suspension of a Cab in a Heavy Machine. *Advances on Analysis and Control of Vibrations - Theory and Applications* [online]. InTech, 2012 [cit. 2022-02-24]. ISBN 978-953-51-0699-9. Dostupné z: doi:10.5772/45831
- [12] LUNDBERG, Ted. *Analysis of simplified dynamic truck models for parameter evaluation* [online]. Stockholm, 2013 [cit. 2022-02-25]. Dostupné z: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:872172/FULLTEXT01.pdf>. Master thesis. KTH Royal Institute of Technology.
- [13] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [14] HEJTMÁNEK, Petr. *QMV -Automobily: Návrh charakteristik odpružení a tlumení*. Brno, 2021. Přednáška. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [15] GOGA, Vladimír a Marian KLÚČIK. Optimization of Vehicle Suspension Parameters with use of Evolutionary Computation. *Procedia Engineering* [online]. 2012, **48**, 174-179 [cit. 2022-02-26]. ISSN 18777058. Dostupné z: doi:10.1016/j.proeng.2012.09.502
- [16] NOVOTNÝ, Pavel. *QDZ-A Vibration of Discrete Systems and Advanced Problems*. Brno, 2021. Přednáška. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [17] EVERS, Willem-Jan. *Improving driver comfort in commercial vehicles: Modeling and control of a low-power active cabin suspension system*. Eindhoven, 2010. Technische Universiteit Eindhoven.
- [18] JOHNSTON, Michael. *Development and Evaluation of Vehicle Suspension Tuning Metrics* [online]. Windsor, Ontario, Canada, 2010 [cit. 2022-03-12]. Dostupné z: <https://scholar.uwindsor.ca/cgi/viewcontent.cgi?article=1192&context=etd>. Master thesis. University of Windsor.
- [19] PORTEŠ, Petr a Tomáš MAUDER. ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ. *Random Road v.01* [online]. In: . Brno [cit. 2022-04-13]. Dostupné z: http://www.uadi.fme.vutbr.cz/userfiles/portes/files/Random_road_manual.pdf
- [20] PILÁRIK, Milan a Jiří PABST. *Automobily: pro obor vzdělání Automechanik*. 3., přeprac. vyd. Praha: Informatorium, 2014. ISBN 978-80-7333-100-9.
- [21] BC 5KG BARREL SPRING 62.210.005S. In: *BC racing* [online]. Bradford [cit. 2022-01-31]. Dostupné z: <https://www.bc-racing.co.uk/bc-5kg-barrel-spring-62-210-005s.html>

- [22] Sus hydropneumatic english. In: *Wikimedia commons* [online]. 2004 [cit. 2022-02-01]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Sus_hydropneumatic_english.png

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\ddot{z}_1$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Zrychlení neodpružených hmot ve čtvrtinovém modelu
$\ddot{z}_2$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Zrychlení odpružených hmot ve čtvrtinovém modelu
$\ddot{z}_{pn1}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Svislé zrychlení přední neodpružené hmoty u polovičního modelu
$\ddot{z}_{pn2}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Svislé zrychlení zadní neodpružené hmoty u polovičního modelu
$\ddot{z}_{pr}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Svislé zrychlení odpružené hmoty u polovičního modelu
$\ddot{\phi}_{pr}$	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}]$	Úhlové zrychlení odpružené hmoty u polovičního modelu
$\dot{\mathbf{q}}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Vektor rychlostí u polovičního modelu
$\ddot{\mathbf{q}}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Vektor zrychlení u polovičního modelu
φ_{pr}	$[\text{rad}]$	Výchylka odpružené hmoty kolem těžiště u polovičního modelu
ω_C	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	Tlumená vlastní úhlová frekvence
ω_N	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	Netlumená vlastní úhlová frekvence
a	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Zrychlení
a_{ef}	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Efektivní hodnota zrychlení
AETR		Evropská dohoda o práci osádek vozidel v mezinárodní silniční dopravě
b	$[\text{m}]$	Šířka listu u listové pružiny
b_1	$[\text{m}]$	Vzdálenost přední neodpružené hmoty od těžiště odpružené hmoty
b_2	$[\text{m}]$	Vzdálenost zadní neodpružené hmoty od těžiště odpružené hmoty
c	$[\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}]$	Tlumení soustavy
$\mathbf{C}$	$[\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}]$	Matice tlumení u polovičního modelu
c_1	$[\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}]$	Tlumení pneumatiky u čtvrtinového modelu
c_2	$[\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}]$	Tlumení tlumiče u čtvrtinového modelu
CDC		(Continuous Damping Control) Tlumič s plynulou regulací
c_{krit}	$[\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}]$	Kritické tlumení
c_{p1}	$[\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}]$	Tlumení předního tlumiče u polovičního modelu
c_{p2}	$[\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}]$	Tlumení zadního tlumiče u polovičního modelu
d	$[\text{m}]$	Průměr drátu vinuté pružiny
D	$[\text{m}]$	Průměr vinutí vinuté pružiny
E	$[\text{Pa}]$	Modul pružnosti v tahu
$\mathbf{F}$	$[\text{N}]$	Vektor budících sil u polovičního modelu
f_1	$[\text{Hz}]$	Vlastní frekvence neodpružených hmot u čtvrtinového modelu
f_2	$[\text{Hz}]$	Vlastní frekvence odpružených hmot u čtvrtinového modelu
F_{c1}	$[\text{N}]$	Síla od pneumatiky (tlumič) u čtvrtinového modelu

F_{c2}	[N]	Síla od tlumiče u čtvrtinového modelu
F_{cp1}	[N]	Síla od předního tlumiče u polovičního modelu
F_{cp2}	[N]	Síla od zadního tlumiče u polovičního modelu
F_{dyn}	[N]	Dynamická síla pod kolem u čtvrtinového modelu
F_{k1}	[N]	Síla od pneumatiky (pružina) u čtvrtinového modelu
F_{k2}	[N]	Síla od pružiny u čtvrtinového modelu
F_{kp1}	[N]	Síla od přední pružiny u polovičního modelu
F_{kp2}	[N]	Síla od zadní pružiny u polovičního modelu
F_{kpp1}	[N]	Síla od přední pneumatiky (pružina) u polovičního modelu
F_{kpp2}	[N]	Síla od zadní pneumatiky (pružina) u polovičního modelu
G	[Pa]	Modul pružnosti ve smyku
h	[m]	Buzení od vozovky ve čtvrtinovém modelu
h_1	[m]	Tloušťka listu u listové pružiny
h_{p1}	[m]	Buzení od vozovky pod předním kolem u polovičního modelu
h_{p2}	[m]	Buzení od vozovky pod zadním kolem u polovičního modelu
I_{pr}	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti odpružené hmoty u polovičního modelu
k	[N·m ⁻¹]	Tuhost pružiny
K	[-]	Tvarový součinitel u listové pružiny
$\mathbf{K}$	[N·m ⁻¹]	Matice tuhosti u polovičního modelu
k_1	[N·m ⁻¹]	Radiální tuhost pneumatiky u čtvrtinového modelu
k_2	[N·m ⁻¹]	Tuhost odpružení u čtvrtinového modelu
k_{p1}	[N·m ⁻¹]	Tuhost předního odpružení u polovičního modelu
k_{p2}	[N·m ⁻¹]	Tuhost zadního odpružení u polovičního modelu
k_{pp1}	[N·m ⁻¹]	Radiální tuhost přední pneumatiky u polovičního modelu
k_{pp2}	[N·m ⁻¹]	Radiální tuhost zadní pneumatiky u polovičního modelu
k_x	[N·m ⁻¹]	Tuhost silentbloku v ose X
k_y	[N·m ⁻¹]	Tuhost silentbloku v ose Y
k_z	[N·m ⁻¹]	Tuhost silentbloku v ose Z
l	[m]	Délka listu u listové pružiny
l^*	[m]	Délkový parametr u listové pružiny
l_0	[m]	Délka připojení listové pružiny k nápravě
m	[kg]	Hmotnost
$\mathbf{M}$	[kg]	Matice hmotností u polovičního modelu

m_1	[kg]	Hmotnost neodpružených hmot ve čtvrtinovém modelu
m_2	[kg]	Hmotnost odpružených hmot ve čtvrtinovém modelu
m_{p1}	[kg]	Hmotnost přední neodpružené hmoty u polovičního modelu
m_{p2}	[kg]	Hmotnost zadní neodpružené hmoty u polovičního modelu
m_{pr}	[kg]	Hmotnost odpružené hmoty u polovičního modelu
n	[-]	Počet činných listů u listové pružiny
n_1	[-]	Počet činných závitů vinuté pružiny
$\mathbf{q}$	[m]	Vektor výchylek u polovičního modelu
RMS		(Root Mean Square) Efektivní hodnota zrychlení
T	[s]	Perioda
z_1	[m]	Výchylka neodpružené hmoty u čtvrtinového modelu
z_2	[m]	Výchylka odpružené hmoty u čtvrtinového modelu
z_{pn1}	[m]	Svislá výchylka přední neodpružené hmoty u polovičního modelu
z_{pn2}	[m]	Svislá výchylka zadní neodpružené hmoty u polovičního modelu
z_{pr}	[m]	Svislá výchylka odpružené hmoty u polovičního modelu
ξ	[-]	Poměrný útlum