



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

POUŽITÍ INERTERU VE VOZIDLOVÉ TECHNICE

THE USE OF INERTER IN VEHICLE DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Lanzendörfer

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Tomáš Lanzendörfer
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Ondřej Blaťák, 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:

Použití inerteru ve vozidlové technice

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Systém zavěšení propojuje odpruženou hmotu s hmotou neodpruženou a umožňuje jejich vzájemnou změnu polohy. Jízdní vlastnosti stejně jako jízdní komfort jsou výrazným způsobem ovlivnitelné volbou pružin a tlumičů. Pružina vytváří sílu v závislosti na velikosti deformace a tuhosti pružiny, tlumič potom v závislosti na koeficientu tlumení a rychlosti tlumiče. Existuje však také prvek, který není u běžných osobních vozidel používán, a to inerter. Síla inerteru závisí na velikosti tzv. inertance a velikosti zrychlení pohybu inerteru. Tímto prvkem je možné systém odpružení a tlumení doplnit a rozšířit tak možnosti nastavení jízdních vlastností vozidla

Cíle diplomové práce:

Provést teoretickou analýzu funkce inerteru, analyzovat jednotlivá konstrukční řešení.
Sestavit multibody model vozidla (jeho zavěšení) včetně inerteru, analyzovat funkci inerteru.
Pro zvolené vozidlo detailně popsat vliv inerteru na jízdní vlastnosti vozidla – pro různé jízdní manévry, jízda po nerovnostech apod.

Seznam doporučené literatury:

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

DIXON, John. The Shock Absorber Handbook. Chichester: John Wiley & Sons, 2007. 432 s. ISBN 978-0-470-51020-9.

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 řeší uplatnění inerteru ve vozidlové technice. Cílem bylo provést teoretickou analýzu jeho funkce, porovnat jednotlivá konstrukční řešení, sestavit multibody model zavěšení a analyzovat vliv inerteru při různých jízdních manévrech. Analýzy byly provedeny převážně v softwaru MSC Adams View, s mírnou podporou softwaru Matlab. Inerter v případě většiny jízdních manévřů dokázal zlepšit jízdní komfort, zvětšit maximální dostupnou trakční sílu a v některých případech zase snížit zatížení odpružení. Pro automobilový průmysl je tedy inerter zařízením s velkým potenciálem, které ale stále vyžaduje více praktického výzkumu a větší tlak na snížení jeho pořizovacích nákladů.

KLÍČOVÁ SLOVA

inerter, tlumič, pružina, odpružení, automotive, J-damper, F1, Formule 1, Adams, multibody model, čtvrtinový model, inertance, zrychlení

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the inerter application in vehicle's suspension. The aim was to perform a theoretical analysis of its features, to compare its construction layouts, to create a multibody model of the car's suspension and to analyse inerter's effects while performing different driving manoeuvres. All analyses were performed by MSC Adams View software with a little support from Matlab. The quality of ride comfort and accessible traction force were increased by the inerter almost in every case, and dynamic load of the suspension was also decreased in some cases. The inerter is a device with high potential, but with high purchase costs as well, so further development and practical research is necessary.

KEYWORDS

inerter, damper, spring, suspension, automotive, J-damper, F1, Formula 1, Adams, multibody model, quarter car model, inertance, acceleration

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LANZENDÖRFER, Tomáš. *Použití inerteru ve vozidlové technice* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140938>.
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Ondřej Blaťák.

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

.....

Tomáš Lanzendörfer

PODĚKOVÁNÍ

Touto formou bych rád poděkoval celému ÚADI i řediteli ústavu panu prof. Ing. Josefu Štětinovi Ph.D. za zprostředkování kvalitní výuky během celého magisterského studia, děkuji mému vedoucímu práce panu Ing. Ondřeji Blatňákovi, Ph.D. za poskytnutí možnosti zpracovat v rámci diplomové práce takto zajímavé originální téma a na závěr děkuji také mé partnerce a nejbližším spolužákům za psychickou podporu a odborné debaty během celého studia.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Teoretická analýza inerteru.....	12
1.1 Odpružení vozidla.....	12
1.2 Ladění odpružení.....	13
1.3 Vynález inerteru.....	13
1.4 Funkce inerteru.....	14
1.5 Konstrukční řešení.....	15
1.5.1 Mechanický inerter.....	15
1.5.2 Hydraulický inerter.....	17
1.6 Inerter a Formule 1.....	19
2 Multibody model.....	20
2.1 Čtvrtinový model konvenčního odpružení bez inerteru.....	20
2.2 Čtvrtinový model odpružení s inerterem uloženým paralelně.....	21
2.3 Čtvrtinový model odpružení s inerterem uloženým sériově.....	21
3 Srovnání paralelního a sériového uložení.....	23
3.1 Paralelní uspořádání.....	24
3.2 Sériové uspořádání.....	24
3.3 Vyhodnocení z hlediska jízdního komfortu.....	24
3.4 Vyhodnocení z hlediska jízdní bezpečnosti.....	25
4 Analýza změny parametrů odpružení.....	27
4.1 Vliv koeficientu tlumení.....	28
4.1.1 Zhodnocení jízdního komfortu.....	28
4.1.2 Zhodnocení jízdní bezpečnosti.....	29
4.2 Vliv tuhosti pružiny.....	30
4.2.1 Zhodnocení jízdního komfortu.....	30
4.2.2 Zhodnocení jízdní bezpečnosti.....	31
4.3 Vliv hmotnosti odpružené hmoty.....	32
4.3.1 Zhodnocení jízdního komfortu.....	32
4.3.2 Zhodnocení jízdní bezpečnosti.....	33
4.4 Vliv hmotnosti neodpružené hmoty.....	34
4.4.1 Zhodnocení jízdního komfortu.....	34
4.4.2 Zhodnocení jízdní bezpečnosti.....	34
5 Analýza jízdy po vozovkách různých tříd.....	35
5.1 Specifikace vozidla.....	35
5.2 Klasifikace tříd vozovky dle ISO 8608.....	35
5.3 Hodnocení jízdního komfortu.....	36
5.3.1 Jízda rychlostí 50 km.h ⁻¹	36
5.3.2 Jízda rychlostí 130 km.h ⁻¹	38
5.3.3 Úroveň komfortu.....	39
6 Analýza přejetí nerovnosti.....	40
6.1 Zhodnocení jízdního komfortu.....	40
6.2 Zhodnocení jízdní bezpečnosti.....	41

7	Analýza dopadu.....	42
7.1	Jízdní komfort.....	42
7.1.1	Dopadová rychlost $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	42
7.1.2	Vyšší dopadové rychlosti	43
7.2	Maximální zatížení odpružení	44
8	Frekvenční analýza	46
8.1	Identifikace vlastních frekvencí	46
8.2	Vyhodnocení vlivu inertance.....	48
	Závěr	49
	Použité informační zdroje	51
	Seznam použitých zkratk a symbolů	54

ÚVOD

Správné odpružení by mělo vozidlu poskytovat jak kvalitní jízdní komfort pro posádku, tak dobrou ovladatelnost. V případě přejezdu nerovnosti by mělo být odpružení „měkké“, aby absorbovalo co nejvíce energie a zajistilo tak dobrý jízdní komfort, ale naopak „tvrdé“ v případě rychlého jízdního manévru pro lepší ovladatelnost a jízdní bezpečnost. Obou těchto protichůdných požadavků současně však s pasivním odpružením není možné dosáhnout a často je nezbytné hledat kompromisní řešení.

V dnešní době existují řešení, při kterých je možné parametry odpružení aktivně měnit a tím tak dosahovat v závislosti na aktuální potřebě „měkkého“ i „tvrdého“ chování – aktivní odpružení. Takový systém ale zásadně navyšuje cenu automobilu, vyžaduje údržbu a dělá celé odpružení mnohem komplikovanější a komplexnější.

Určitý kompromis mezi běžným pasivním odpružením a tím aktivním může poskytovat inerter (ačkoliv i ten lze aktivně řídit v případě složitějších potřeb). Inerter je nové zařízení využívající zcela odlišný mechanismus tlumení, které spatřilo svět až ve 21. století. Inerter je aktuálně v rané fázi vývoje a jeho uplatnění v automobilovém průmyslu, zatím převážně kvůli pořizovacím nákladům, není příliš rozšířeno. [1]

Motivací této diplomové práce je bližší pochopení a představení inerteru. Rozšíření odpružení běžného osobního automobilu o inerter by mohlo přinést konstruktérům nové možnosti jeho ladění a umožnit jim přistupovat k menším kompromisům mezi komfortem a dobrými jízdními vlastnostmi. Další dílčí motivací ke kvalitnímu zpracování tohoto tématu je skutečnost, že na půdě VUT zatím nebyla zpracována žádná studentská závěrečná práce věnující se inerteru, což poskytuje příležitost uvést toto téma více do povědomí a umožnit na tuto práci navázat dalšími.

1 TEORETICKÁ ANALÝZA INERTERU

1.1 ODPRUŽENÍ VOZIDLA

U vozidla s nápravou spojenou s karoserií napevno, a tedy s absencí jakéhokoliv pružného spojení mezi těmito částmi, by docházelo k přenosu všech nerovností od vozovky a kmitavých pohybů nápravy na celou karoserii, včetně posádky. Nejenže by taková jízda nebyla pro posádku komfortní, ale ani bezpečná. Mohlo by docházet k situacím, kdy bude vlivem kmitání a působením velkých dynamických sil zatížení jednoho či více kol příliš nízké až nulové. Takto odlehčené kolo následně nebude schopno přenášet žádné vodorovné (podélné ani boční) síly, jelikož jsou přímo závislé na jeho kolmém zatížení (viz rovnice 1). [2] V extrémních situacích by mohlo dojít i k přerušení kontaktu pneumatiky s vozovkou a vozidlo by se v této situaci mohlo stát neovladatelné. [3]

$$F_{pneu} = \mu W , \quad (1)$$

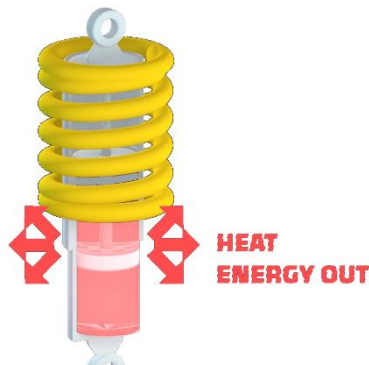
kde F_{pneu} je hnací síla pod pneumatikou, μ je koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou a W je svislé zatížení pneumatiky.

Z tohoto důvodu je spojení mezi koly a karoserií realizováno pružným členem – pružinou. Pružina nejenže absorbuje rázy přenášené od kol na karoserii, ale zajišťuje také stálý kontakt pneumatiky s vozovkou. Samotná pružina (i s karoserií) by se ale po přejezdu nerovnosti rozkmitala a její vliv na kvalitu jízdy by byl spíše negativní. Z tohoto důvodu je pružina doplněna tlumičem, který toto kmitání tlumí (*obr. 1*). [2]



Obr. 1: Kombinace vinuté pružiny a tlumiče [4]

Tlumič je zařízení, které ve své nejběžnější formě v automotive oblasti využívá pohybu pístu v oleji. Přetlačováním oleje mezi komorami dochází ke tlakovým ztrátám, kinetická energie pístu je přeměněna na energii tepelnou a disipuje do okolí (*obr. 2*). [5]



Obr. 2: Disipace tepelné energie z tlumiče [6]

1.2 LADĚNÍ ODPRUŽENÍ

V případě použití kombinace pružiny a tlumiče má konstruktér možnost ladit (parametrizovat) tyto dva díly. Kombinace změn jejich parametrů může mít vliv např. na rezonanční frekvence, jízdní komfort, trakci kol při jízdách manévrech aj. Pokud by do systému odpružení byl přidán další prvek, stal by se celý systém mnohem složitější a komplexnější, ale potenciální přínos by mohl být obrovský. V takovém případě by měl konstruktér možnost ladit a kombinovat parametry ne dvou, ale tří dílů, což by přineslo mnohem větší variabilitu v možných výsledných jízdách vlastnostech vozidla. Právě tuto možnost přináší použití inerteru. [7]

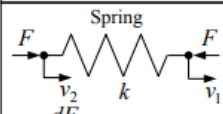
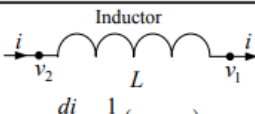
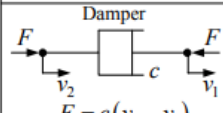
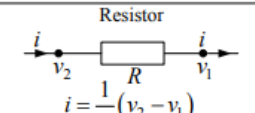
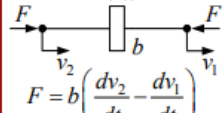
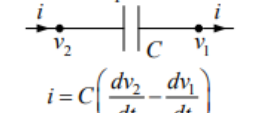
1.3 VYNÁLEZ INERTERU

Podle tzv. elektroanalogie existuje určitá analogická spojitost mezi elektrickým a mechanickým systémem. Příklady jednotlivých analogií jsou uvedeny v *tab. 1*.

Tab. 1: Analogická spojení mezi elektrickými a mechanickými systémy (napětíová analogie) [8]

Mechanický systém	Elektrický systém
Síla (F)	Napětí (U)
Hmotnost (M)	Indukčnost (L)
Tření (f)	Odpor (R)
Posunutí (x)	Náboj (q)
Rychlost (v)	Proud (I)

Na základě této teorie byly známy analogie mezi pružinou a cívkou, tlumičem a rezistorem, ale dlouho neexistoval žádný mechanický ekvivalent ke kondenzátoru. Tímto problémem se na Cambridgeské univerzitě zabýval Britský profesor Malcolm Clive Smith. V roce 2002 publikoval práci, ve které se toto zařízení poprvé objevilo pod názvem inerter (*obr. 3*). [9]

Mechanical	Electrical
 <p>Spring $\frac{dF}{dt} = k(v_2 - v_1)$</p>	 <p>Inductor $\frac{di}{dt} = \frac{1}{L}(v_2 - v_1)$</p>
 <p>Damper $F = c(v_2 - v_1)$</p>	 <p>Resistor $i = \frac{1}{R}(v_2 - v_1)$</p>
 <p>Inerter $F = b \left(\frac{dv_2}{dt} - \frac{dv_1}{dt} \right)$</p>	 <p>Capacitor $i = C \left(\frac{dv_2}{dt} - \frac{dv_1}{dt} \right)$</p>

Obr. 3: Elektroanalogie [9]

1.4 FUNKCE INERTERU

Během jízdých manévřů automobilu dochází mezi odpruženou a neodpruženou hmotou jak k diferenci posunu a rychlosti (s nimiž pracují pružina a tlumič), tak i k diferenci zrychlení. Diference zrychlení odpružené a neodpružené hmoty je využívána právě inerterem a síla, kterou je schopen inerter vyvodit z této difference vychází z následujícího vztahu [10]:

$$F_{inert} = b(a_{mu} - a_{ms}), \quad (2)$$

kde F_{inert} je síla vyvozená inerterem, b je koeficient inertance, a_{mu} je zrychlení neodpružené hmoty a a_{ms} je zrychlení odpružené hmoty.

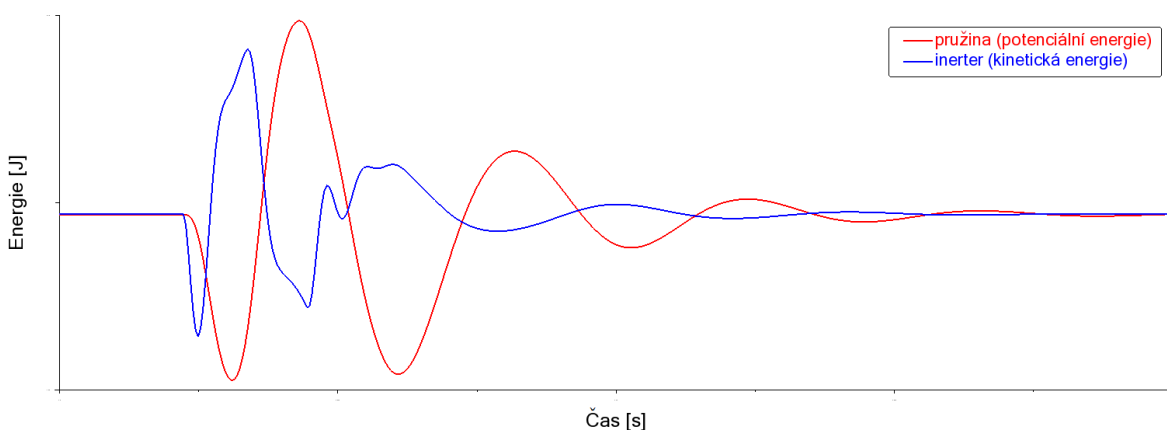
Energii akumulovanou v inerteru lze vyjádřit následujícím vztahem [10]:

$$E_{inert} = \frac{1}{2}b(v_{mu} - v_{ms})^2, \quad (3)$$

kde E_{inert} je akumulovaná energie inerterem, v_{mu} je rychlost neodpružené hmoty a v_{ms} je rychlost odpružené hmoty.

U ideálního inerteru lze stejně jako v případě aproximace ideální pružiny, tlumiče atd. uvažovat jeho hmotnost jako zanedbatelnou. [10]

Při stlačení pružiny dochází v pružině k akumulaci energie. Jak bylo zmíněno již dříve, takto akumulované energie je v případě odpružení automobilu žádoucí se zbavit. U konvenčního odpružení je tato energie prostřednictvím tlumiče disipována v podobě tepla do okolí. Inerter ovšem přináší mnohem efektivnější přístup. Při propružení je část energie akumulována právě inerterem v podobě kinetické energie, která vzniká rotací specifikované hmoty (pevné nebo kapalné). Následně svou akumulovanou energii vrací zpět, ovšem v opačné fázi oproti potenciální energii pružiny. Systém tedy efektivně využívá vlastní energii k podpoře tlumení, namísto aby ji všechnu mařil v podobě vyzářeného tepla. Popisovaný děj lze pozorovat na *obr. 4*, který vychází ze simulací, kterým bude věnována praktická část této práce.

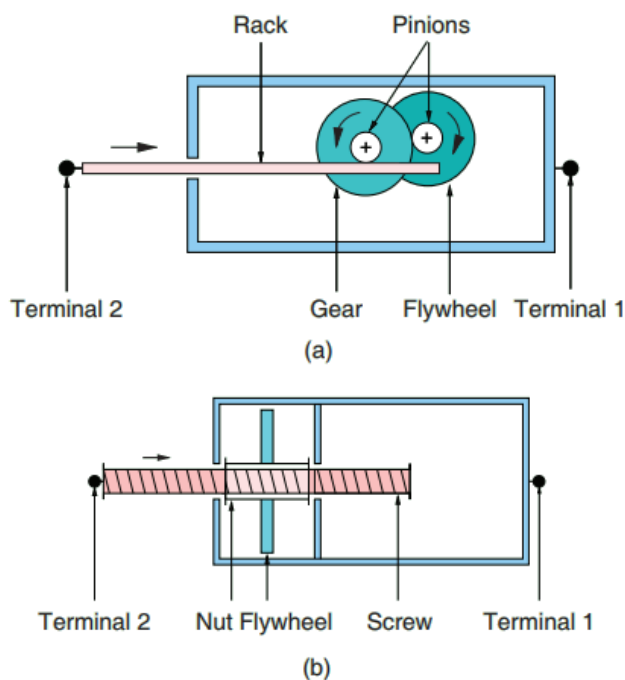


Obr. 4: Působení potenciální a kinetické energie v opačných fázích

1.5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

1.5.1 MECHANICKÝ INERTER

Princip funkce mechanického inerteru je založen na přeměně přímočarého pohybu šroubu nebo ozubeného řemene na rotační pohyb setrvačnicku. Existují tedy dvě varianty. První z nich se skládá z **pastorku a ozubeného řemene** (obr. 5a), zatímco druhá varianta využívá **kuličkový šroub** (obr. 5b).



Obr. 5 Schéma mechanického inerteru [1]

Inertanci mechanického inerteru s **kuličkovým šroubem** lze určit podle následujícího vztahu [11]:

$$b = I \left(\frac{2\pi}{l} \right)^2, \quad (4)$$

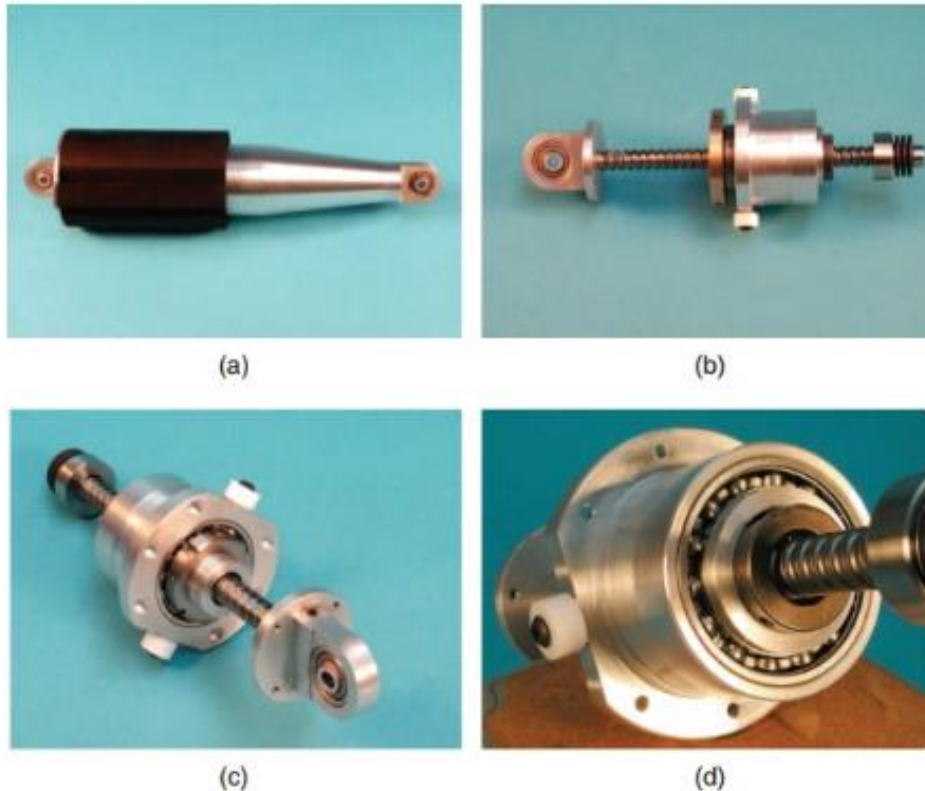
kde l je stoupání závitu šroubu a I je moment setrvačnosti setrvačnicku.

Vyšší inertance v případě tohoto typu inerteru lze tedy dosáhnout použitím setrvačnicku s větším momentem setrvačnosti, nebo zmenšením stoupání závitu. Inertanci mechanického inerteru s **pastorkem a ozubeným řemenem** lze určit podle následujícího vztahu [12]:

$$b = m\alpha_1^2\alpha_2^2, \quad (5)$$

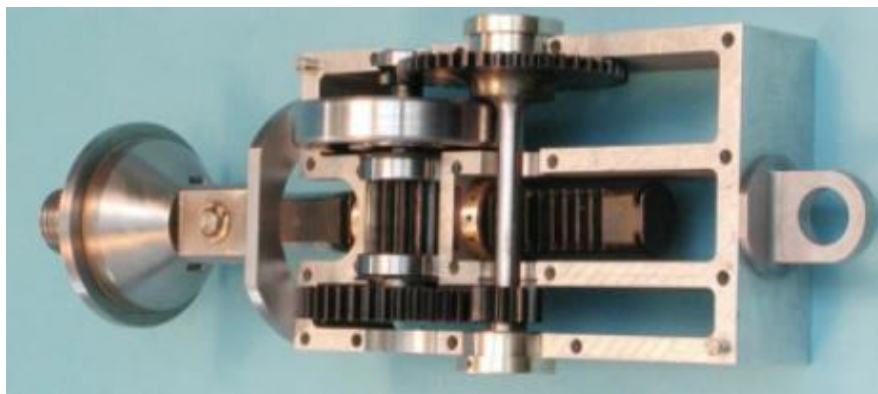
kde α_1 je 1. převodový poměr, α_2 je 2. převodový poměr, ($\alpha_1 = \frac{\gamma}{r_3}$, $\alpha_2 = \frac{r_2}{r_1}$), m je hmotnost setrvačnicku, γ je poloměr rotace setrvačnicku, r_1 je poloměr pastorku hřebene, r_2 je poloměr ozubeného kola a r_3 je poloměr pastorku setrvačnicku.

Na *obr. 6* lze vidět prototyp mechanického inerteru s kuličkovým šroubem vyrobený v Cambridgeské univerzitě. Hmotnost inerteru je přibližně 1 kg a je schopen poskytnout inertanci v rozpětí 60 až 240 kg. [1] Na *obr. 6a* je zobrazen kompletní inerter i s vnějším krytem, *obr. 6b* odkrývá vnitřní části inerteru bez krytu, na *obr. 6c* je tělo bez setrvačnicku a *obr. 6d* nabízí pohled na uložení ložiska.



Obr. 6: Mechanický inerter s kuličkovým šroubem (Cambridge University) [1]

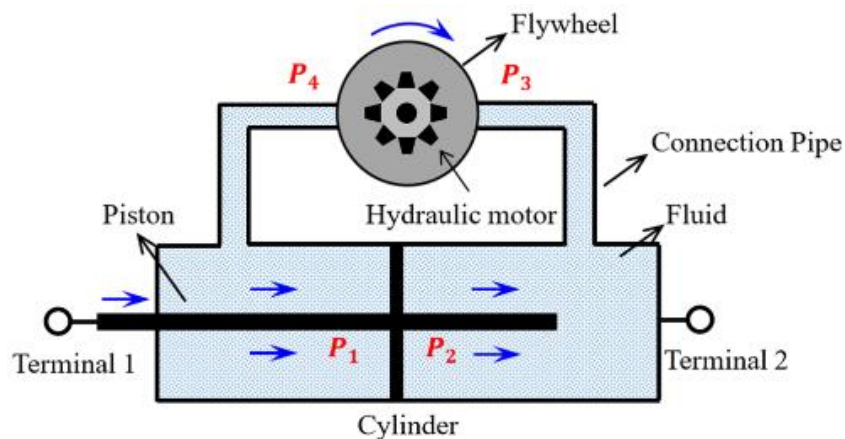
Na *obr. 7* lze vidět prototyp druhé varianty mechanického inerteru, také vyrobený v Cambridgeské univerzitě. Podle dostupných zdrojů toto zařízení s hmotností setrvačnicku 0,225 kg dosahuje inertance až přibližně 726 kg. [13]



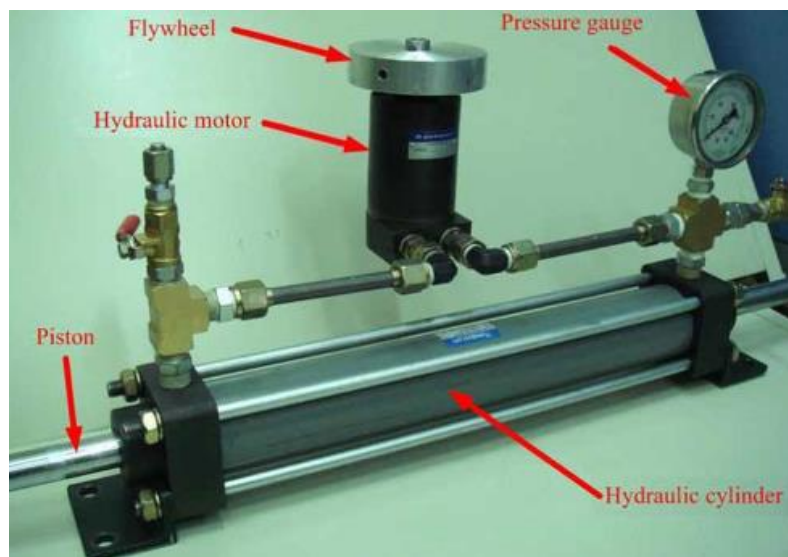
Obr. 7: Mechanický inerter s pastorkem a ozubeným řemenem (Cambridge University) [11]

1.5.2 HYDRAULICKÝ INERTER

Hydraulický inerter funguje na velmi podobném principu jako ten mechanický. Jeho obrovskou výhodou je ovšem velmi nízké tření, což vede k menšímu opotřebení a zvýšení životnosti. Hydraulický okruh může být řešen hned několika způsoby. Na *obr. 8* je zobrazeno schéma varianty s **hydromotorem**, který je sériově propojen s dvěma komorami ve válci s pístem. Pokud je na jednu stranu pístu aplikována síla, dochází k jeho posunu, mezi vstupem a výstupem hydromotoru vzniká tlaková diference, kapalina ním začíná proudit a roztáčí jeho rotor. Na rotor hydromotoru je napojen setrvačnický kotouč, který svou rotací akumuluje vzniklou energii, která je následně využita k tlumení (viz *obr. 4*). Na *obr. 9* je pak zobrazen prototyp tohoto zařízení. [11]



Obr. 8: Hydraulický inerter s hydromotorem [11]



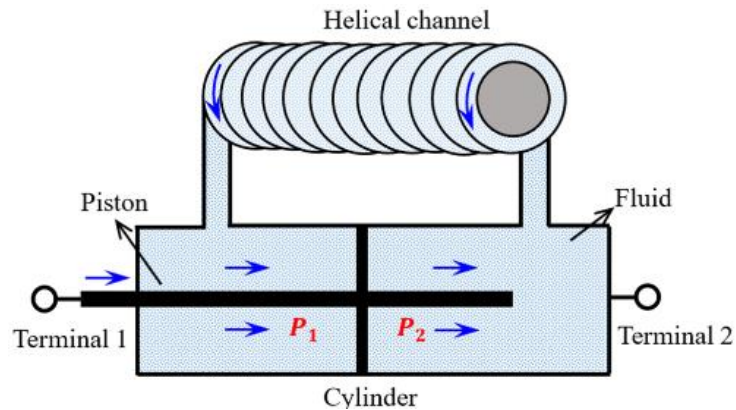
Obr. 9: Prototyp hydraulického inerteru s hydromotorem [11]

Inertanci hydraulického inerteru s **hydromotorem** lze určit podle následujícího vztahu [14]:

$$b = I \left(\frac{S}{V} \right)^2, \quad (6)$$

kde S je pracovní plocha pístu a V je pracovní objem hydromotoru.

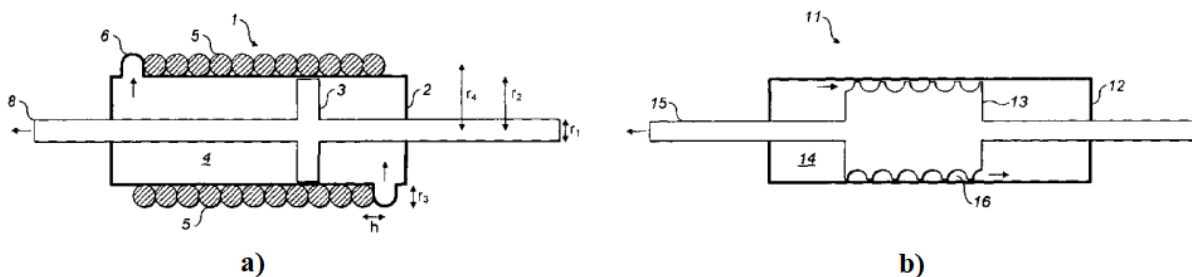
Další varianta hydraulického inerteru využívá rotaci kapaliny ve **šroubovitém kanálu**, který může být veden buďto interně nebo externě. Schematické zobrazení této varianty lze pozorovat na *obr. 10*. Hlavními částmi jsou válec, píst a šroubovitý kanál.



Obr. 10: Hydraulický inerter se šroubovitým kanálem [11]

Princip funkce je velice blízký předchozí variantě s hydromotorem, ovšem v tomto případě kapalina neroztáčí rotor, nýbrž ona sama při průchodu šroubovitým kanálem nabývá rotačního pohybu a uchovává tak v sobě kinetickou energii (generuje inertanci), kterou posléze opět využívá viz *obr. 4*. [11]

Na *obr. 11* je k nahlédnutí porovnání externí (*obr. 11a*) a interní (*obr. 11b*) varianty vedení šroubovice.



Obr. 11: Schéma patentovaného hydraulického inerteru [15]

Inertanci hydraulického inerteru se **šroubovitým kanálem** lze určit podle následujícího vztahu [15]:

$$b = \frac{m_{kap}}{1 + \left(\frac{h}{2\pi r_4}\right)^2} \left(\frac{S}{S_2}\right)^2, \quad (7)$$

kde m_{kap} je hmotnost kapaliny ve šroubovici, S_2 je průřez kanálu šroubovice, h je rozteč šroubovice a r_4 je poloměr šroubovice.

1.6 INERTER A FORMULE 1

Po tom, co profesor Malcolm Clive Smith přišel s vynálezem inerteru a nechal si s Cambridgeskou univerzitou toto zařízení patentovat [12], nabídl stáji McLaren využití inerteru v jejich vozech Formule 1. Inerter totiž na rozdíl od tlumiče dokáže efektivně tlumit vysokofrekvenční vibrace (tlumič není při malých pohybech schopen vyvodit dostatečný tlak k tomu, aby kinetickou energii přeměnil na tepelnou). [16] McLaren projevil o tuto nabídku zájem a podepsal s univerzitou dočasnou dohodu o exkluzivních právech na toto zařízení v rámci soutěže F1 [1]. Poprvé jej McLaren použil v roce 2005 ve voze Kimi Raikkonena na Velké ceně Španělska, kde s dominancí nad ostatními závodníky závod vyhrál. [17]

Pro lepší utajení před konkurenčními stáji McLaren toto zařízení „J-damper“. Název měl evokovat pouze určitý druh tlumiče, nikoliv do té doby neznámé nové zařízení – inerter. Písmeno „J“ bylo údajně zkratkou pro *jounce* (náhlý náraz) a jednotky inertance byly nazývány *zogs*. Jak již bylo zmíněno dříve, skutečné jednotky inertance jsou kilogramy, ovšem McLaren se snažil předejít jakémukoliv citlivému úniku informací a přepočítal mezi kilogramy a *zogs* znala jen hrstka lidí. [16]

Navzdory velké snaze o utajení se v roce 2007 výkresy inerteru stáje McLaren dostaly do rukou konkurenční stáje Renault (součást kauzy Spygate, kdy McLaren získal přístup k tajným technickým dokumentům Ferrari a byl pokutován \$100 mil. [18]). Na rozdíl od McLarenu ale Renault za „krádež“ dokumentů nebyl pokutován, jelikož světová rada „WMSC“ (World Motor Sport Council) rozhodla, že dle dostupných informací Renault nebyl schopen správně pochopit funkci „J-damperu“ a nemohl tak ovlivnit průběh šampionátu. [19]

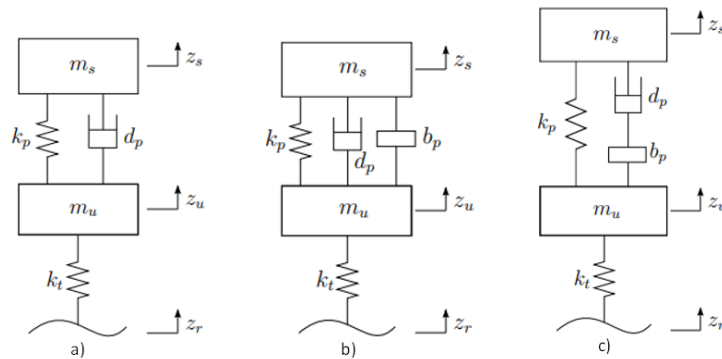
Až o rok později (2008) byla časopisem Autosport objevena spojitost mezi inerterem vyvíjeným v Cambridgeské univerzitě a zařízením „J-Damper“, které využívaly vozy F1 stáje McLaren. [1] V témže roce skončila platnost exkluzivní dohody na práva využívání inerteru mezi Cambridgeskou univerzitou a stáji McLaren. Cambridgeskou univerzitu tak oslovil přední dodavatel tlumičů na trhu Penske Racing Shocks a uzavřel s ní smlouvu ke komerční produkci inerteru. Od tohoto okamžiku se inerter rozšířil a našel své uplatnění nejen u ostatních stáji F1, ale i ve vozech závodů Le Mans (Porsche 919, Audi R18), u závodních dragsterů nebo ve vozech rally WRC. [16]

Jelikož se ale pořizovací cena jednoho inerteru pohybuje přibližně kolem €16 000 (400 000 Kč), tzn. vybavení jednoho vozidla inerterou vychází přibližně na 1,6 mil Kč, tak začalo být s postupem času více či méně regulováno jejich použití. V případě WRC bylo nejprve v roce 2018 zakázáno používání mechanického inerteru a v průběhu následujících let bylo nepřímě omezeno používání i toho hydraulického. V závodech Formule 1 byly inerteru kompletně zakázány od roku 2022. Cílem těchto regulací je vyrovnání konkurenceschopnosti. [16]

2 MULTIBODY MODEL

Z pohledu uspořádání lze inerter do soustavy odpružení umístit několika způsoby. K analýze byl použit software MSC Adams View a zkoumány byly následující varianty schematicky zobrazené na *obr. 12*:

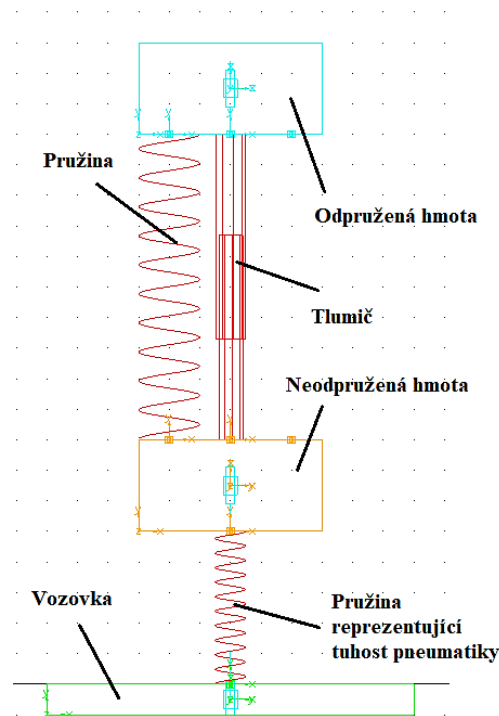
- Pružina, tlumič i inerter jsou vůči sobě uloženy **paralelně** (*obr. 12b*)
- Pružina paralelně vůči tlumiči s inerterem **v sérii** (*obr. 12c*)
- **Konvenční** odpružení složené z paralelně uložené pružiny vůči tlumiči (*obr. 12a*)



Obr. 12: Schematické zobrazení čtvrtinových modelů [20]

2.1 ČTVRTINOVÝ MODEL KONVENČNÍHO ODPRUŽENÍ BEZ INERTERU

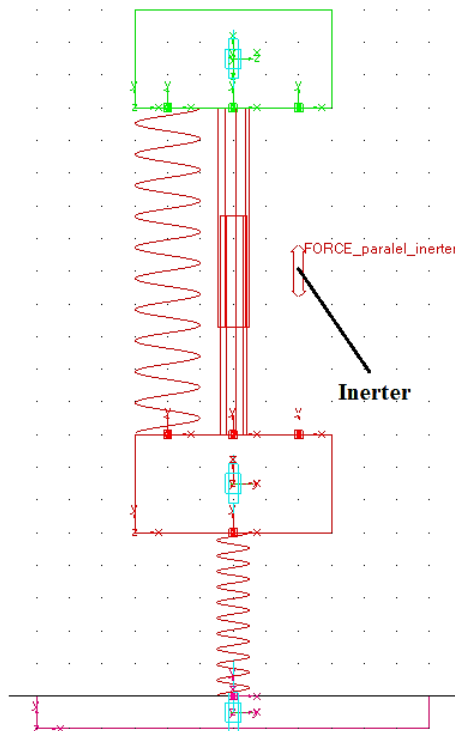
Aby bylo možné adekvátně vyhodnotit analýzy inerteru, bylo nejprve nezbytné sestavit čtvrtinový model konvenčního odpružení, který poskytoval referenční data chování vozidla bez inerteru. Čtvrtinový model sestavený v MSC Adams View lze vidět na *obr. 13*.



Obr. 13: Čtvrtinový model konvenčního odpružení v MSC Adams View

2.2 ČTVRTINOVÝ MODEL ODPRUŽENÍ S INERTEREM ULOŽENÝM PARALELNĚ

Následující model již zahrnuje inerter, ale jelikož není prozatím v automotive tak široce rozšířen, nelze jej nalézt v knihovně silových prvků v MSC Adams. Bylo tedy nutné jej do modelu zanést parametricky pomocí síly. Předpis této síly vychází ze vztahu 2 popsaném v kap. 1.4. Čtvrtinový model vytvořený v MSC Adams je zobrazen na obr. 14.



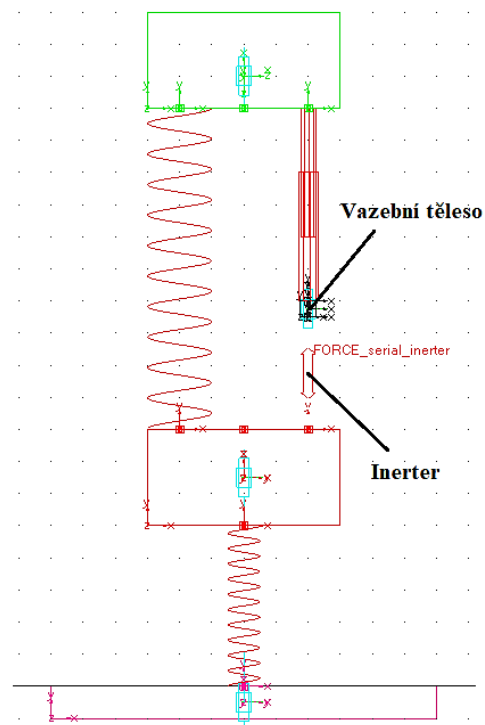
Obr. 14: Čtvrtinový model odpružení s inerterem uloženým paralelně

2.3 ČTVRTINOVÝ MODEL ODPRUŽENÍ S INERTEREM ULOŽENÝM SÉRIOVĚ

Třetí model reprezentuje odpružení s inerterem uloženým v sérii s tlumičem (obr. 15). Stejně jako u předchozího modelu, i v tomto případě byl inerter reprezentován parametricky zadanou silou. Jelikož bylo potřeba mezi sebou v sérii propojit tlumič s inerterem, bylo mezi tyto prvky umístěno vazební těleso. Tomuto tělesu byla předepsána zanedbatelně malá hmotnost (0,01 kg), aby nebyly ovlivněny výsledky simulace. Předpis inertační síly vychází opět ze vztahu 2, bylo ale potřeba jej přizpůsobit této konfiguraci. S inerterem v tomto modelu interagovala neodpružená hmota a vazební těleso (resp. jejich zrychlení). Oproti paralelní variantě bylo tedy ve vztahu nahrazeno zrychlení odpružené hmoty zrychlením vazebního tělesa. Zápis síly je následující:

$$F_{inert} = b(a_{mu} - a_{vt}), \quad (8)$$

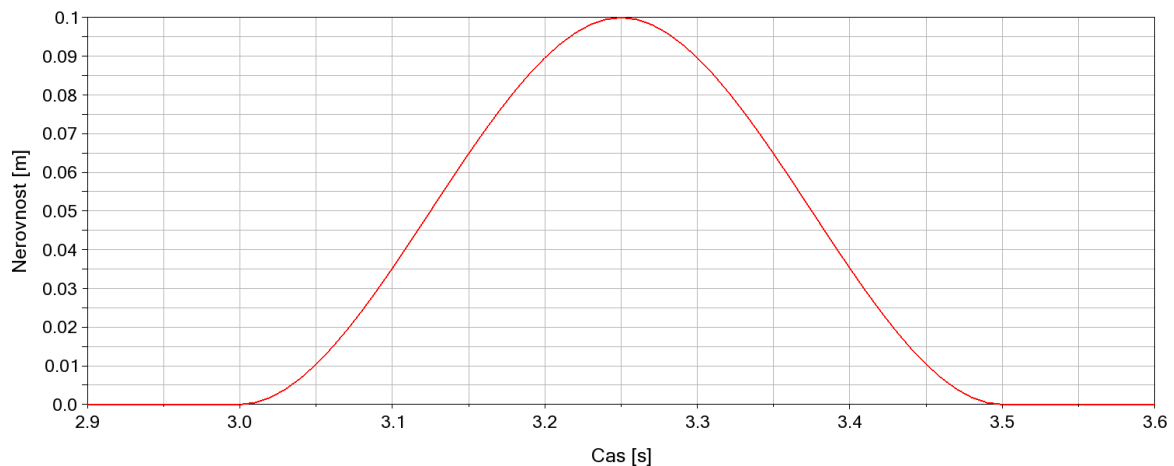
kde a_{vt} je zrychlení vazebního tělesa.



Obr. 15: Čtvrtinový model odpružení s inerterem uloženým v sérii

3 SROVNÁNÍ PARALELNÍHO A SÉRIOVÉHO ULOŽENÍ

Srovnání jednotlivých variant bylo provedeno v rámci přejetí nerovnosti. Výchyłka (výška nerovnosti) byla uvažována 100 mm. Budící signál výchyšky byl zadán v závislosti na čase, nikoliv na ujeté vzdálenosti vozidla (*obr. 16*). Simulace nepředstavovala konkrétní konstantní rychlost vozidla. Pro zkoumání odezvy a porovnání variant byl v tomto případě tento způsob dostačující.



Obr. 16: Budící signál vozovky pro přejetí nerovnosti

V jednotlivých krocích byl vždy měněn právě jeden parametr, aby bylo možné sledovat jeho přímý vliv na odezvu systému.

V rámci analýzy byl u paralelního (*obr. 12b*) a sériového uložení inerteru (*obr. 12c*) měněn koeficient inertance a výsledky byly porovnány se čtvrtinovým modelem konvenčního odpružení (*obr. 12a*). Parametry jednotlivých variant obsažených v analýze jsou zobrazeny v *tab. 2*. Značení variant je v této a následujících kombinačních maticích realizováno následovně:

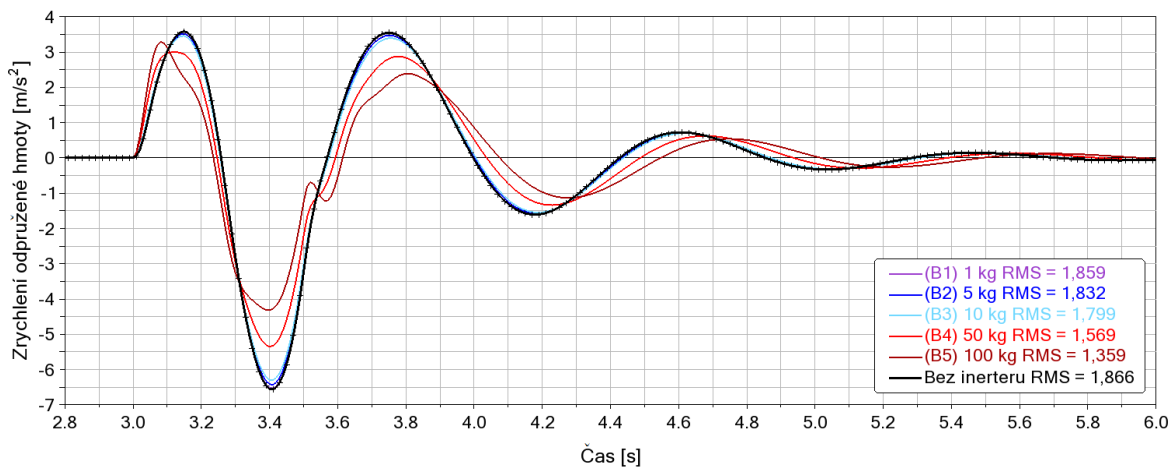
- písmenem „A“ model bez inerteru
- písmenem „B“ model s paralelním uložení inerteru, pružiny a tlumiče
- písmenem „C“ model s inerterem v sérii s tlumičem.

Tab. 2: Kombinační matice vlivu koeficientu inertance

Varianta	Odpružená hmota	Neodpružená hmota	Poměr hmotností	Inerter	Tlumič	Pružina	Tuhost pneumatiky	Poznámka
	[kg]	[kg]	[-]	[kg]	[kN·s·m ⁻¹]	[kN·m ⁻¹]	[kN·m ⁻¹]	
B1, C1	400	50	8	1	1,5	25	277	Vliv koeficientu inertance
B2, C2				5				
B3, C3				10				
B4, C4				50				
B5, C5				100				
bez inerteru				-				

3.1 PARALELNÍ USPOŘÁDÁNÍ

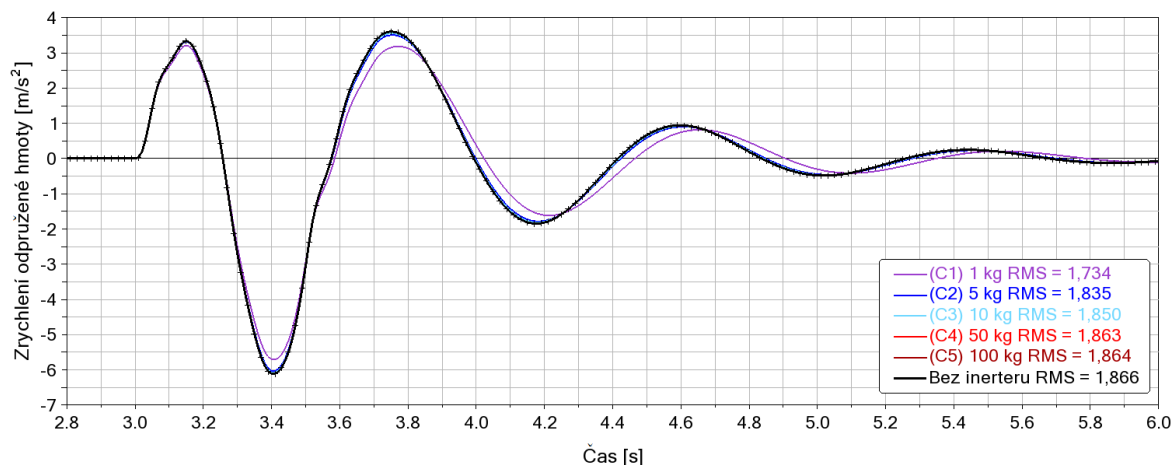
Inertance byla zkoumána v rozptylu 1 až 100 kg. Pro vypovídající porovnání byla sledována efektivní hodnota zrychlení, tzv. „root mean square“ (RMS). Na *obr. 17* je možné vidět průběhy zrychlení odpružené hmoty u paralelní varianty. S nárůstem inertance docházelo ke snižování efektivní hodnoty zrychlení odpružené hmoty, což má přímý pozitivní vliv na kvalitu jízdního komfortu.



Obr. 17: Vliv koeficientu inertance paralelně uloženého inerteru

3.2 SÉRIOVÉ USPOŘÁDÁNÍ

V případě sériově uloženého inerteru byl trend opačný. Z analýzy vyplynulo, že s nárůstem inertance účinek inerteru výrazně klesal. Nejlepších výsledků tedy bylo dosaženo s inertancí 1 kg. Průběh zrychlení odpružené hmoty lze pozorovat na *obr. 18*.



Obr. 18: Vliv koeficientu inertance sériově uloženého inerteru

3.3 VYHODNOCENÍ Z HLEDISKA JÍZDNÍHO KOMFORTU

Následující shrnutí v *tab. 3* ukazuje, že paralelně řazený inerter s inertancí 100 kg dokázal efektivní hodnotu zrychlení odpružené hmoty snížit o 27,2 %. Oproti tomu sériově řazený inerter dokázal snížit zrychlení maximálně o 7,1 % a to v případě nejnižší inertance 1 kg.

Tab. 3: Naměřené efektivní zrychlení odpružené hmoty

Inertance [kg]	a_{RMS} [$m \cdot s^{-2}$]		[%]	
	paralelně	sériově	paralelně	sériově
-	1,866		-	-
1	1,859	1,734	-0,4	-7,1
5	1,832	1,835	-1,8	-1,7
10	1,799	1,850	-3,6	-0,9
50	1,569	1,863	-15,9	-0,2
100	1,359	1,864	-27,2	-0,1

Jelikož sériově řazený inerter přínosně pracoval pouze na hranici velmi nízké inertance a její navyšování nepřinášelo žádný další benefit, nelze tuto konfiguraci považovat za vhodnou. V případě optimalizace nelze již z této konfigurace vytěžit lepšího výsledku. Oproti tomu paralelní uložení inerteru, které s navyšováním inertance dosahovalo stále lepších výsledků, umožňuje dále v rámci optimalizace zlepšovat jízdní komfort. Z důvodu lepších dosažených výsledků a většího potenciálu zkoumají následující analýzy **již pouze paralelní variantu**.

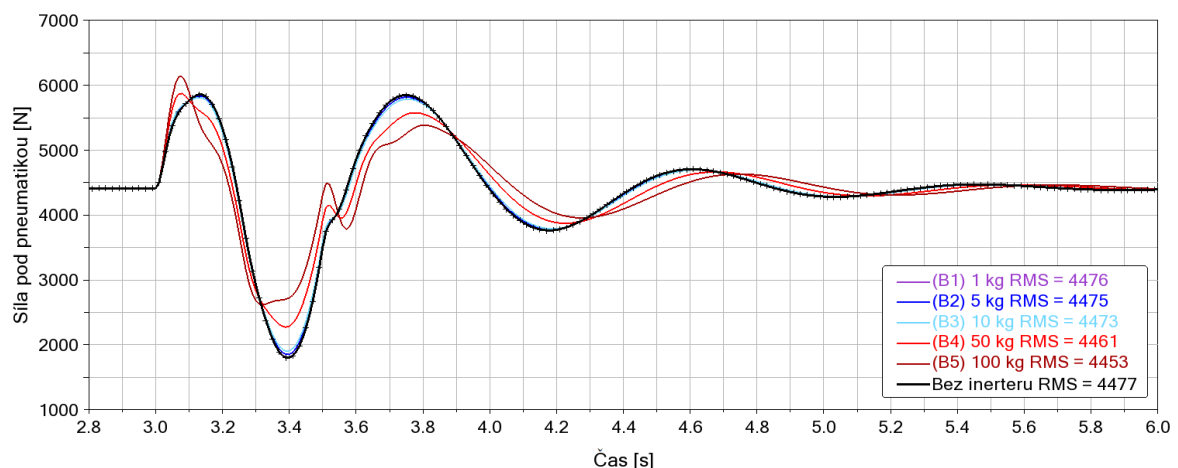
3.4 VYHODNOCENÍ Z HLEDISKA JÍZDNÍ BEZPEČNOSTI

Vyhodnocené zrychlení odpružené hmoty bylo spjata převážně s jízdním komfortem. Důležitým aspektem jízdy je však i bezpečnost. V případě paralelní varianty byl vyhodnocen i průběh síly pod pneumatikou. Inerterem snižená efektivní hodnota zrychlení odpružené hmoty měla na tuto sílu přímý vliv. Její velikost vychází z následujícího vztahu:

$$F_{pneu} = (m_s + m_u)g + m_s a_{ms} + m_u a_{mu}, \quad (9)$$

kde $F_{pneu} = W$ (za předpokladu $\mu = 1$, viz rovnice 1), g je gravitační zrychlení, m_s je hmotnost odpružené hmoty a m_u je hmotnost neodpružené hmoty. Rovnice se skládá ze statického a dynamického zatížení a lze ji sestavit uvolněním soustavy.

Na obr. 19 je zobrazen průběh síly pod pneumatikou pro jednotlivé hodnoty inertance. Trend byl obdobný jako při vyhodnocení zrychlení. Se zvyšující se hodnotou inertance mírně klesala efektivní hodnota síly, resp. snižovala se její amplituda. Jízdní vlastnosti vozidla lze považovat za stabilnější, tzn. jízdu za bezpečnější a zároveň nedochází k tak velkému zatížení odpružení.



Obr. 19: Vliv koeficientu inertance paralelně uloženého inerteru na sílu pod pneumatikou

Naměřené hodnoty jsou zapsány v *tab. 4*. Minimální síla pod pneumatikou je pro bezpečnost jízdy také neméně důležitým parametrem (viz *kap. 1.1*). Z výsledků je také patrné, že s nárůstem inertance docházelo k navyšování minimální síly pod pneumatikou. U inertance 100 kg došlo k nárůstu síly až o 45,4 %, což výrazně zlepšuje jízdní bezpečnost (potenciálně vyšší trakční síla).

Tab. 4: Síla pod pneumatikou dle použité inertance

Inertance [kg]	F_{static} [N]	F_{RMS} [N]	ΔF [N]	F_{min} [N]	[%]
-	4413	4477	64	1800	-
1		4476	63	1810	+0,6
5		4475	62	1851	+2,8
10		4473	60	1901	+5,6
50		4461	48	2273	+26,3
100		4453	40	2617	+45,4

4 ANALÝZA ZMĚNY PARAMETRŮ ODPRUŽENÍ

V rámci této analýzy byl sledován vliv změny jednotlivých parametrů odpružení, nejprve u modelu konvenčního odpružení a poté u modelu s inerterem, při přejetí nerovnosti 100 mm viz obr. 16. Pro analýzu byly sestaveny kombinační matice zahrnující všechny figurující parametry (tab. 5 pro odpružení bez inerteru a tab. 6 pro odpružení s inerterem). Testován byl vliv koeficientu tlumení, tuhosti pružiny a hmotnosti odpružené a neodpružené hmoty.

Tab. 5: Kombinační matice konvenčního odpružení

Varianta	Odpružená hmoty	Neodpružená hmoty	Poměr hmotností	Inerter	Tlumič	Pružina	Tuhost pneumatiky	Poznámka					
	[kg]	[kg]	[-]	[kg]	[kN·s·m ⁻¹]	[kN·m ⁻¹]	[kN·m ⁻¹]	[-]					
A1	400	50	8	-	1	25	277	Vliv koeficientu tlumení					
A2					1,5								
A3					3								
A4					5								
A5					15	25		8	-	1,5	25	Vliv tuhosti pružiny	
A6													25
A7													40
A8													80
A9	300	30	6	-	1,5	25	Vliv odpružené hmoty						
A10	400		8										
A11	500		10										
A12	600		12										
A13	400	30	13,33	-	1,5	25	Vliv neodpružené hmoty						
A14		50	8										
A15		70	5,71										

Tab. 6: Kombinační matice odpružení s paralelně uloženým inerterem

Varianta	Odpružená hmoty	Neodpružená hmoty	Poměr hmotností	Inerter	Tlumič	Pružina	Tuhost pneumatiky	Poznámka
	[kg]	[kg]	[-]	[kg]	[kN·s·m ⁻¹]	[kN·m ⁻¹]	[kN·m ⁻¹]	[-]
B6	400	50	8	100	1	25	277	Vliv koeficientu tlumení
B7					1,5			
B8					3			
B9					5			
B10	300	30	6	-	1,5	25	Vliv tuhosti pružiny	
B11								15
B12								25
B13								40
B14	400	50	8	-	1,5	25	Vliv odpružené hmoty	
B15	400							
B16	500							
B17	600							
B18	400	30	13,33	-	1,5	25	Vliv neodpružené hmoty	
B19		50	8,00					
B20		70	5,71					

4.1 VLIV KOEFICIENTU TLUMENÍ

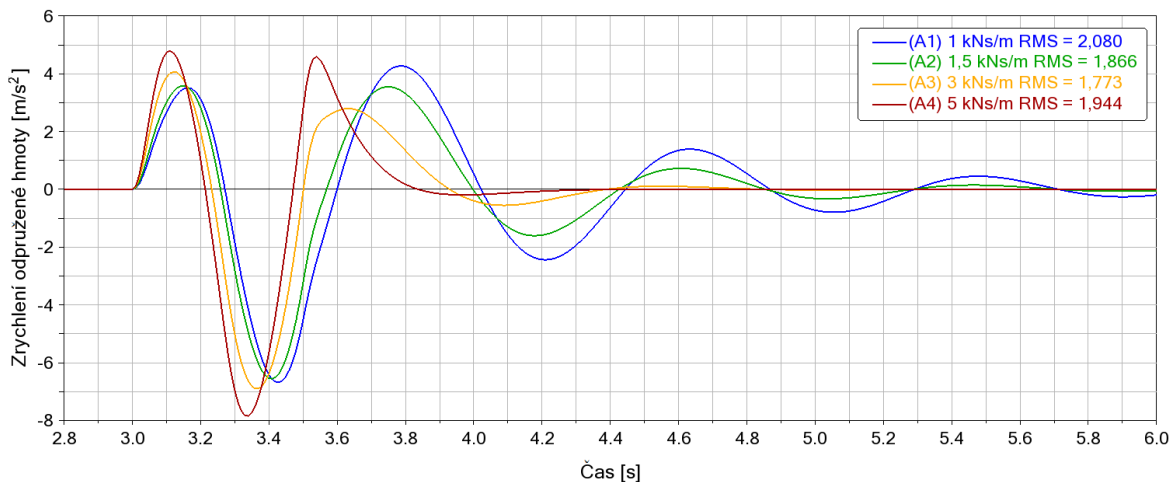
4.1.1 ZHODNOCENÍ JÍZDNÍHO KOMFORTU

V rámci této analýzy byl měněn tlumící koeficient v rozpětí 1 až 5 $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$. Ostatní parametry odpružení vycházely z *tab. 5* a *tab. 6*. Efektivní hodnoty zrychlení lze vidět v *tab. 7* a průběhy zrychlení v čase na *obr. 20* pro konvenční odpružení a na *obr. 21* pro odpružení s inerterem.

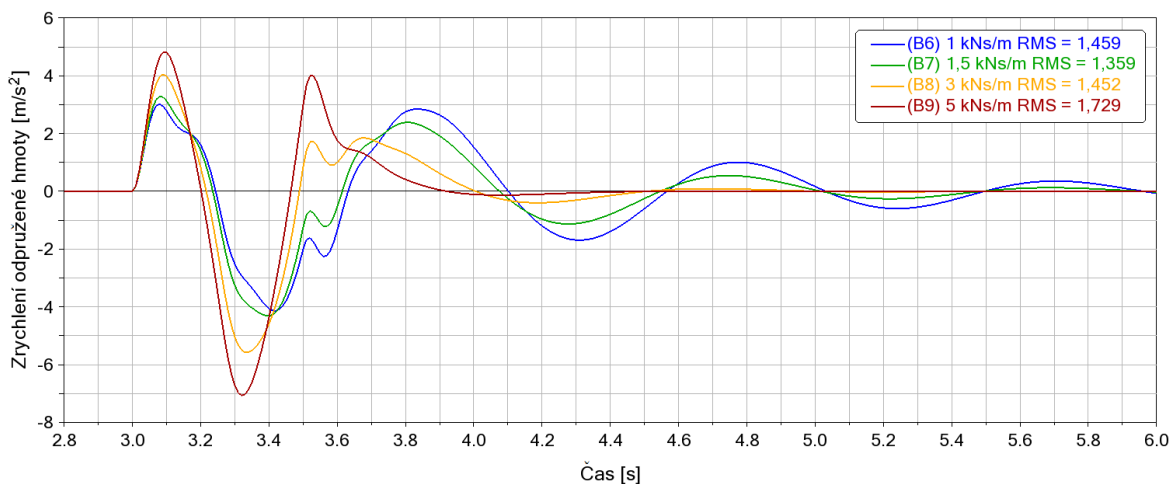
Tab. 7: Změna parametru tlumení – shrnutí jízdního komfortu

Tlumič [$\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$]	a_{RMS} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]		[%]
	konvenční	inertér	
1	2,080	1,459	-29,9
1,5	1,866	1,359	-27,2
3	1,773	1,452	-18,1
5	1,944	1,729	-11,1

Provedená analýza ukázala, že inertér měl největší (pozitivní) vliv na jízdní komfort při použití slabších tlumičů (tlumící koeficient 1 až 1,5 $\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$). Snížení efektivní hodnoty zrychlení odpružené hmoty bylo v případě slabších tlumičů až o 30 %. Odpružením s inerterem tak může v případě přejetí nerovnosti poskytovat posádce zvýšený jízdní komfort i při slabších tlumičích.



Obr. 20: Konvenční odpružení – vliv parametru tlumení na jízdní komfort



Obr. 21: Odpružení s inerterem (inertance 100 kg) – vliv parametru tlumení na jízdní komfort

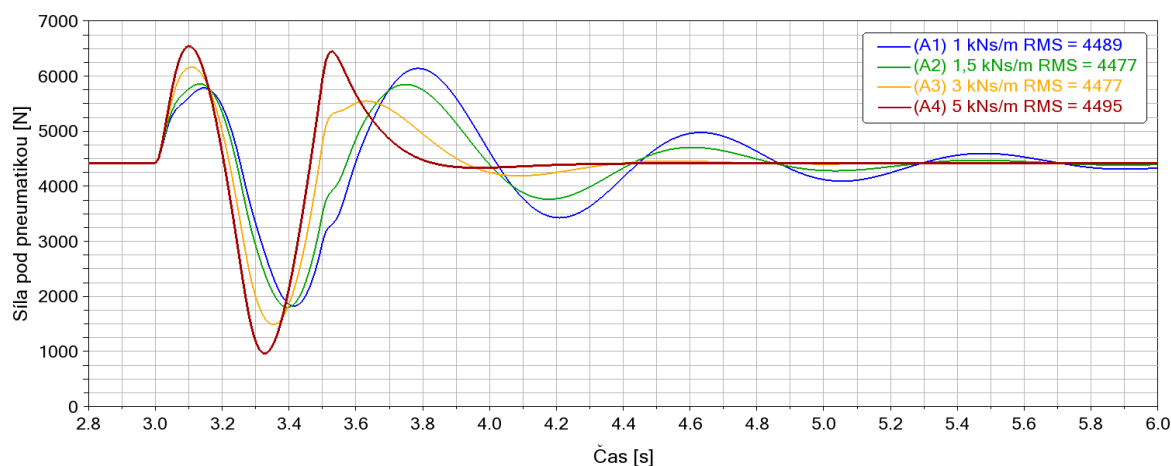
4.1.2 ZHODNOCENÍ JÍZDNÍ BEZPEČNOSTI

Z hlediska jízdní bezpečnosti byla sledována síla pod pneumatikou (její zatížení). V *tab. 8* lze vidět statické zatížení F_{static} , se kterým byla porovnána efektivní hodnota síly pod pneumatikou F_{RMS} . Rozdíl mezi těmito hodnotami reprezentuje ΔF . Čím větší diference, tím lze jízdní vlastnosti vozidla považovat za potenciálně méně stabilní. Dále bylo zaznamenáno minimální zatížení pneumatiky F_{min} . Průběh síly v čase lze vidět na *obr. 22* a *obr. 23*.

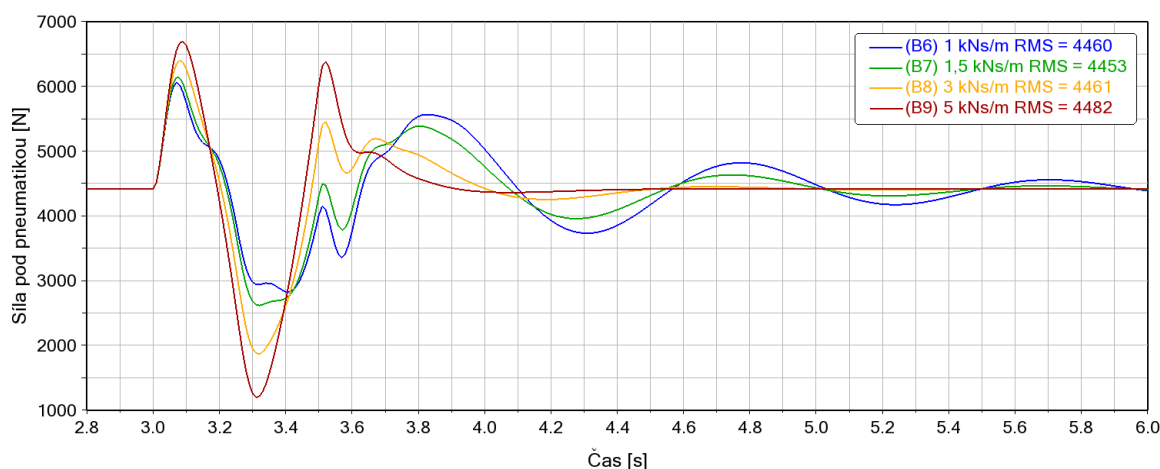
Tab. 8: Změna parametru tlumení – shrnutí jízdní bezpečnosti

Tlumič [kN·s·m ⁻¹]	F_{static} [N]	F_{RMS} [N]		ΔF [N]			F_{min} [N]		[%]
		konvenční	inertér	konvenční	inertér	[%]	konvenční	inertér	
1	4413	4489	4460	76	47	-38,2	1826	2825	+54,7
1,5		4477	4453	64	40	-37,5	1800	2617	+45,4
3		4477	4461	64	48	-25,0	1488	1866	+25,4
5		4495	4482	82	69	-15,9	962	1198	+24,5

S nárůstem tlumičí konstanty klesala minimální síla pod pneumatikou. Minimální hodnota klesla v případě nejsilnějšího tlumiče až pod 1000 N, čímž se velmi přiblížila hranici, kdy by kolo nebylo schopno přenášet žádné vodorovné síly. Po aplikaci inertéru byla minimální síla výrazně navýšena. Největší efekt poskytl inertér u slabších tlumičů (zvýšení až o 55 %).



Obr. 22: Konvenční odpružení – vliv parametru tlumení na jízdní bezpečnost



Obr. 23: Odpružení s inertérem (inertance 100 kg) – vliv parametru tlumení na jízdní bezpečnost

4.2 VLIV TUHOSTI PRUŽINY

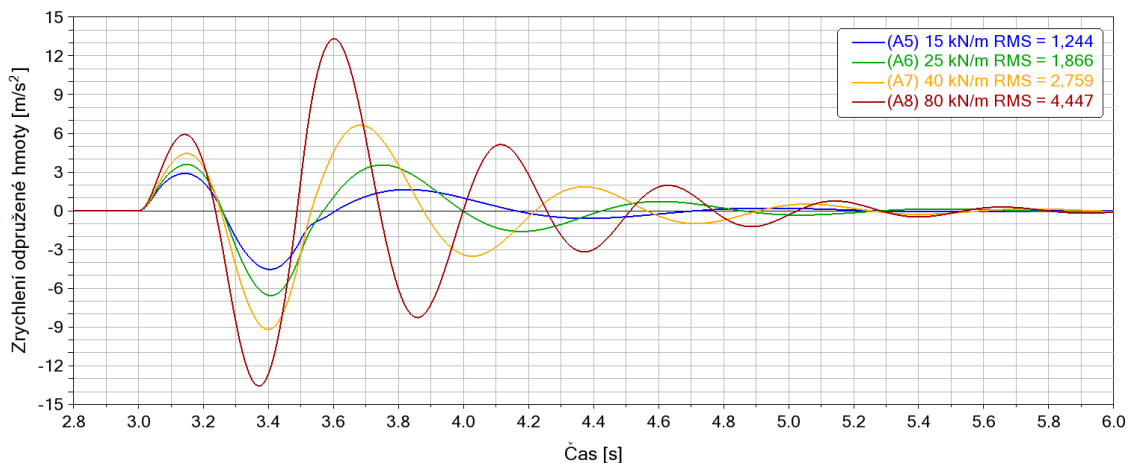
4.2.1 ZHODNOCENÍ JÍZDNÍHO KOMFORTU

V rámci této analýzy byla měněna tuhost pružiny v rozpětí 15 až 80 kN·m⁻¹. Ostatní parametry odpružení vycházely z *tab. 5* a *tab. 6*. Efektivní hodnoty zrychlení lze vidět v *tab. 9* a průběhy zrychlení v čase na *obr. 24* pro konvenční odpružení a na *obr. 25* pro odpružení s inerterem.

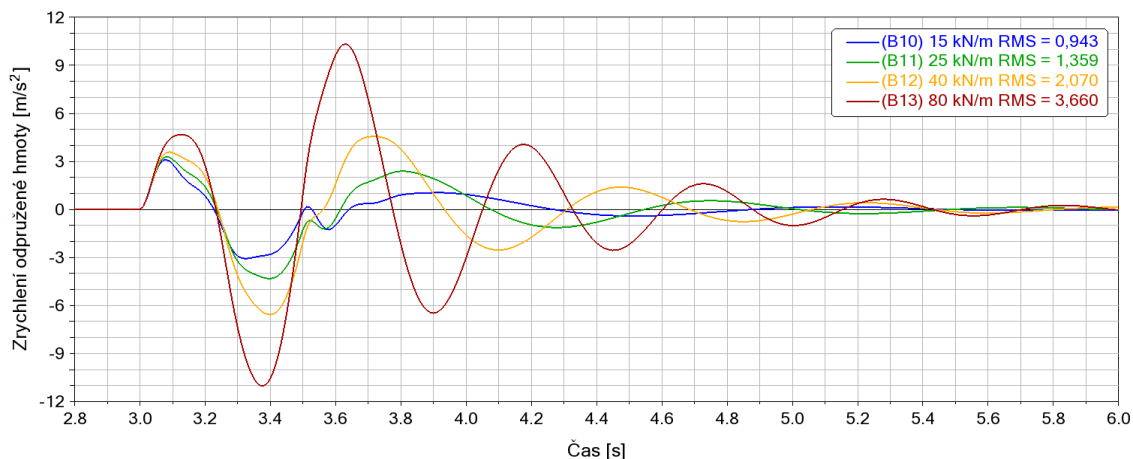
Tab. 9: Změna tuhosti pružiny – shrnutí jízdního komfortu

Pružina [kN·m ⁻¹]	a_{RMS} [m·s ⁻²]		[%]
	konvenční	inertér	
15	1,244	0,943	-24,2
25	1,866	1,359	-27,2
40	2,759	2,070	-25,0
80	4,447	3,660	-17,7

Změna tuhosti pružiny měla na vlastnosti kmitání ze všech parametrů odpružení největší vliv. S velmi „tvrdým“ odpružením dosahovalo zrychlení odpružené hmoty hodnotu až přibližně 14 m·s⁻² (viz *obr. 24*). Inertér dokázal tuto hodnotu snížit na přibližně 11 m·s⁻² (viz *obr. 25*). Hlavní benefit, který zde ukázal inertér je možnost použít ve vozidle „tvrdší“ odpružení s dosažením stejného jízdního komfortu jako s „měkčím“ odpružením bez inerteru.



Obr. 24: Konvenční odpružení – vliv tuhosti pružiny na jízdní komfort



Obr. 25: Odpružení s inerterem (inertance 100 kg) – vliv tuhosti pružiny na jízdní komfort

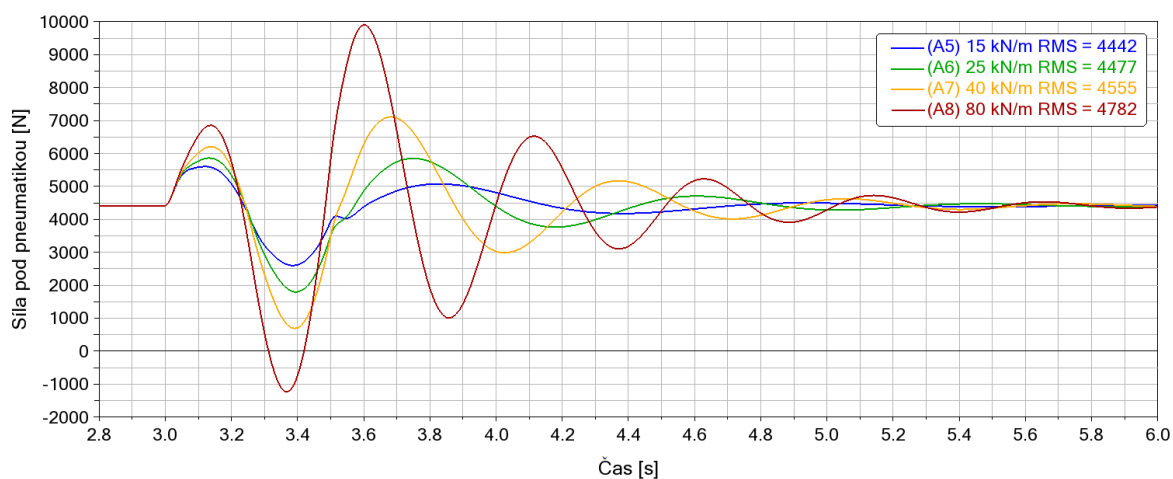
4.2.2 ZHODNOCENÍ JÍZDNÍ BEZPEČNOSTI

Výsledky této analýzy jsou zapsány v *tab. 10*. Průběhy síly pod pneumatikou lze pozorovat na *obr. 26* pro konvenční odpružení bez inerteru a na *obr. 27* pro odpružení s inerterem.

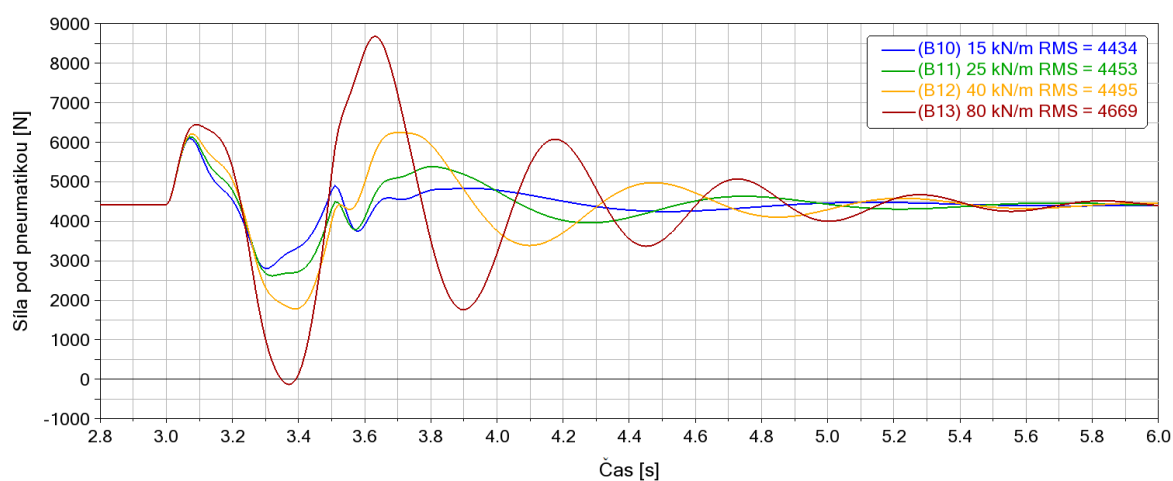
Tab. 10: Změna tuhosti pružiny – shrnutí jízdní bezpečnosti

Pružina [kN·m ⁻¹]	F _{static} [N]	F _{RMS} [N]		ΔF [N]		[%]	F _{min} [N]		[%]
		konvenční	inertér	konvenční	inertér		konvenční	inertér	
15	4413	4442	4434	29	21	-27,6	2600	2805	+7,9
25		4477	4453	64	40	-37,5	1800	2617	+45,4
40		4555	4495	142	82	-42,3	685	1779	+159,7
80		4782	4669	369	256	-30,6	-1237	-136	+89,0

S nárůstem tuhosti pružiny se výrazně zvýšilo i dynamické zatížení. V případě konvenčního odpružení došlo s nejtvrďší pružinou i k překročení kritické (nulové) hodnoty zatížení a takto odlehčené kolo by nebylo schopno přenášet žádné vodorovné síly. S aplikovaným inerterem ve stejné situaci také došlo ke ztrátě trakce, ale odlehčení kola bylo zredukováno o více než 1000 N blíže ke kritické hranici. V případě použití inerteru s pružinou o tuhosti 40 kN·m⁻¹ byla dostupná maximální trakce navýšena o téměř 160 %.



Obr. 26: Konvenční odpružení – vliv tuhosti pružiny na jízdní bezpečnost



Obr. 27: Odpružení s inerterem (inertance 100 kg) – vliv tuhosti pružiny na jízdní bezpečnost

4.3 VLIV HMOTNOSTI ODPRUŽENÉ HMOTY

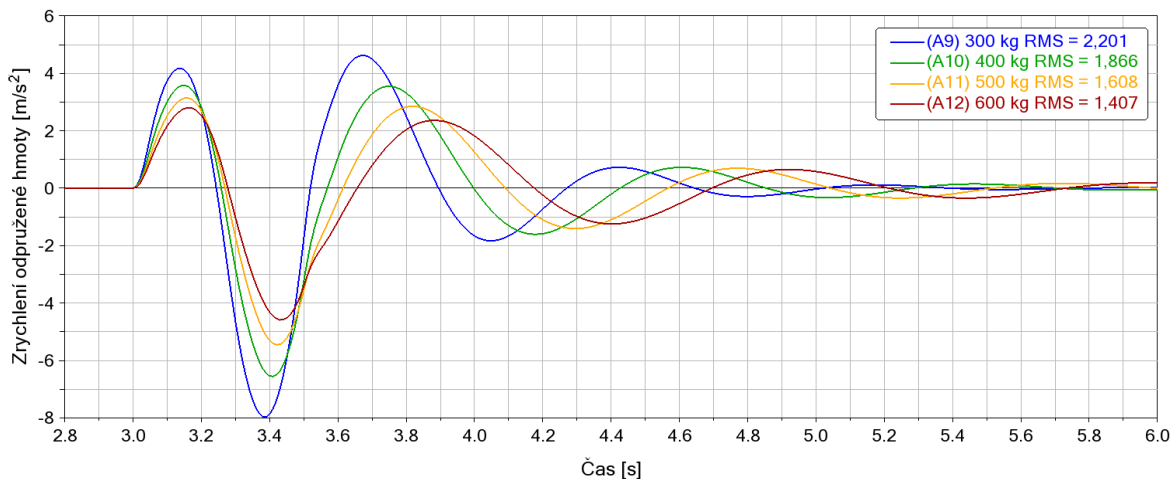
4.3.1 ZHODNOCENÍ JÍZDNÍHO KOMFORTU

V rámci této analýzy byla měněna hmotnost odpružené hmoty v rozpětí 300 až 600 kg. Ostatní parametry odpružení vycházely z *tab. 5* a *tab. 6*. Efektivní hodnoty zrychlení lze vidět v *tab. 11* a průběhy zrychlení na *obr. 28* pro konvenční odpružení a na *obr. 29* pro odpružení s inerterem.

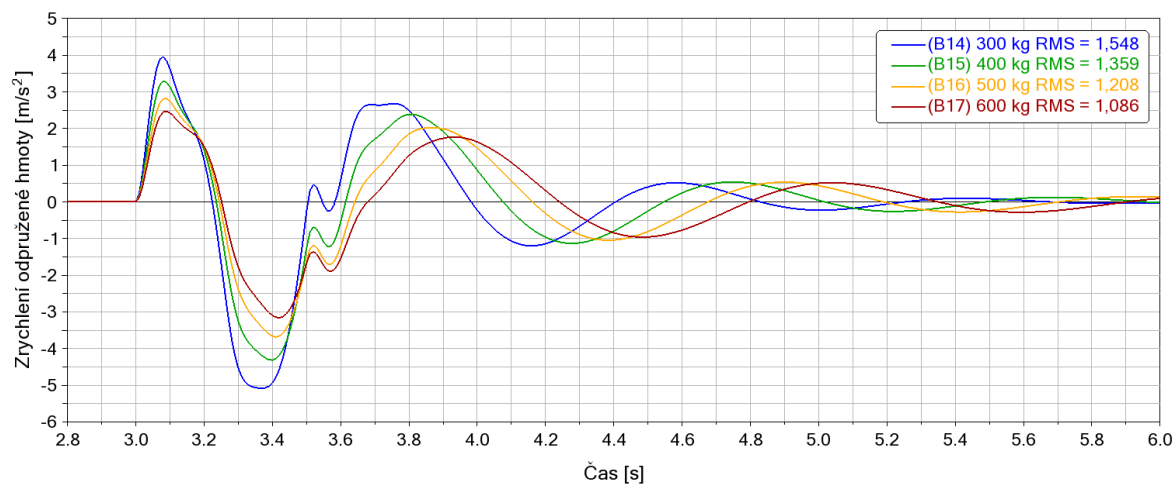
Tab. 11: Změna hmotnosti odpružené hmoty – shrnutí jízdního komfortu

Odpružená hmotá [kg]	a_{RMS} [$m \cdot s^{-2}$]		[%]
	konvenční	inertér	
300	2,201	1,548	-29,7
400	1,866	1,359	-27,2
500	1,608	1,208	-24,9
600	1,407	1,086	-22,8

Z hlediska jízdního komfortu přineslo navyšování hmotnosti odpružené hmoty větší komfort pro posádku. Efektivní hodnota zrychlení odpružené hmoty byla u nejtěžší varianty téměř poloviční oproti té nejlehčí. Se zapojeným inerterem byly rozdíly mezi váhovými variantami více srovnány. Efekt inerteru s narůstající hmotností klesal a pohyboval se kolem 25 %.



Obr. 28: Konvenční odpružení – vliv hmotnosti odpružené hmoty na jízdní komfort



Obr. 29: Odpružení s inerterem (inertance 100 kg) – vliv hmotnosti odpružené hmoty na jízdní komfort

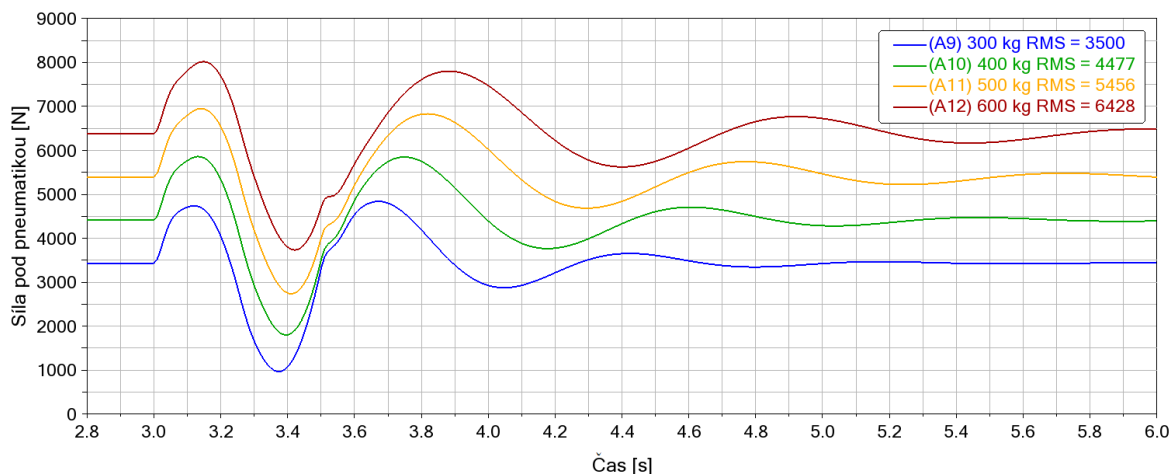
4.3.2 ZHODNOCENÍ JÍZDNÍ BEZPEČNOSTI

Výsledky analýzy jízdní bezpečnosti jsou zapsány v *tab. 12*. Průběhy síly pod pneumatikou v čase jsou zobrazeny na *obr. 30* pro konvenční odpružení bez inerteru a na *obr. 31* pro odpružení s inerterem.

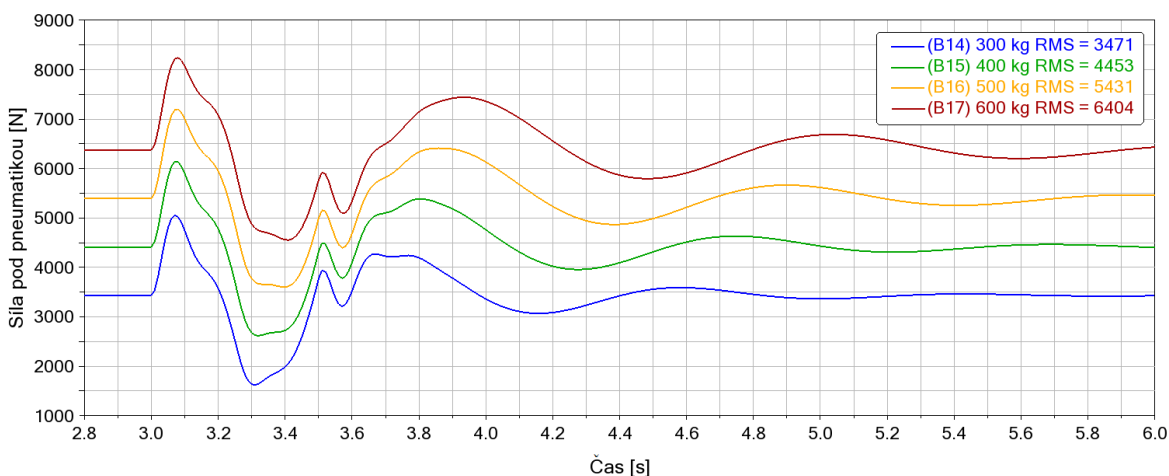
Tab. 12: Změna hmotnosti odpružené hmoty – shrnutí jízdní bezpečnosti

Odpružená hmoty [kg]	F_{static} [N]	F_{RMS} [N]		ΔF [N]		[%]	F_{min} [N]		[%]
		konvenční	inertor	konvenční	inertor		konvenční	inertor	
300	3432	3500	3471	68	39	-42,6	967	1621	+67,6
400	4413	4477	4453	64	40	-37,5	1800	2617	+45,4
500	5394	5456	5431	62	37	-40,3	2734	3601	+31,7
600	6375	6428	6404	53	29	-45,3	3731	4554	+22,1

S narůstající hmotností odpružené hmoty narůstala i potenciální hnací síla pod pneumatikou. Těžší odpružená hmoty ovšem znamenala delší dobu útlumu. Aplikací inerteru byla navýšena minimální síla pod pneumatikou, s největším efektem (67,6 %) u nejllehčí varianty.



Obr. 30: Konvenční odpružení – vliv hmotnosti odpružené hmoty na jízdní bezpečnost

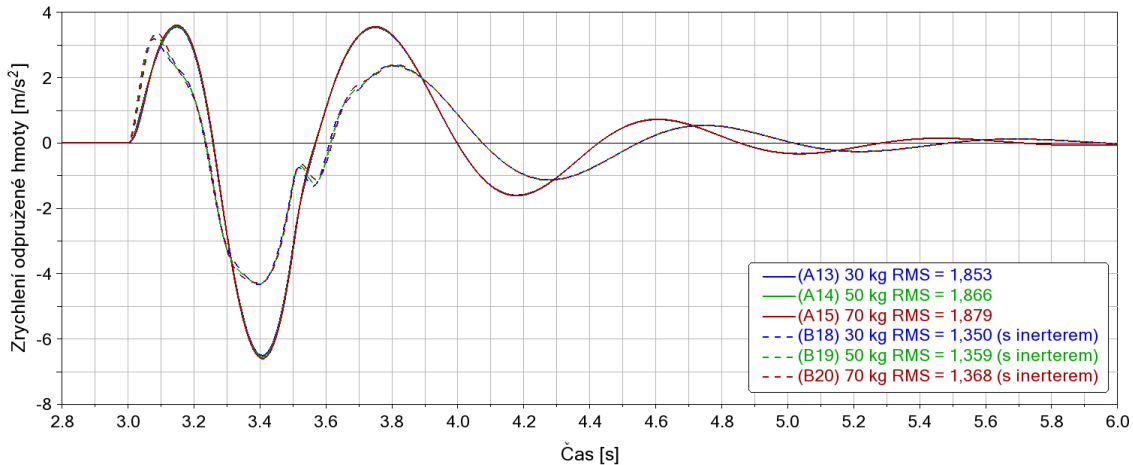


Obr. 31: Odpružení s inerterem (inertance 100 kg) – vliv hmotnosti odpruž. hmoty na jízdní bezpečnost

4.4 Vliv hmotnosti neodpružené hmoty

4.4.1 ZHODNOCENÍ JÍZDNÍHO KOMFORTU

V rámci této analýzy byla měněna hmotnost neodpružené hmoty v rozpětí 30 až 70 kg. Ostatní parametry odpružení vycházely z *tab. 5* a *tab. 6*. Průběhy zrychlení v čase lze vidět na *obr. 32*.



Obr. 32: Vliv hmotnosti neodpružené hmoty na jízdní komfort

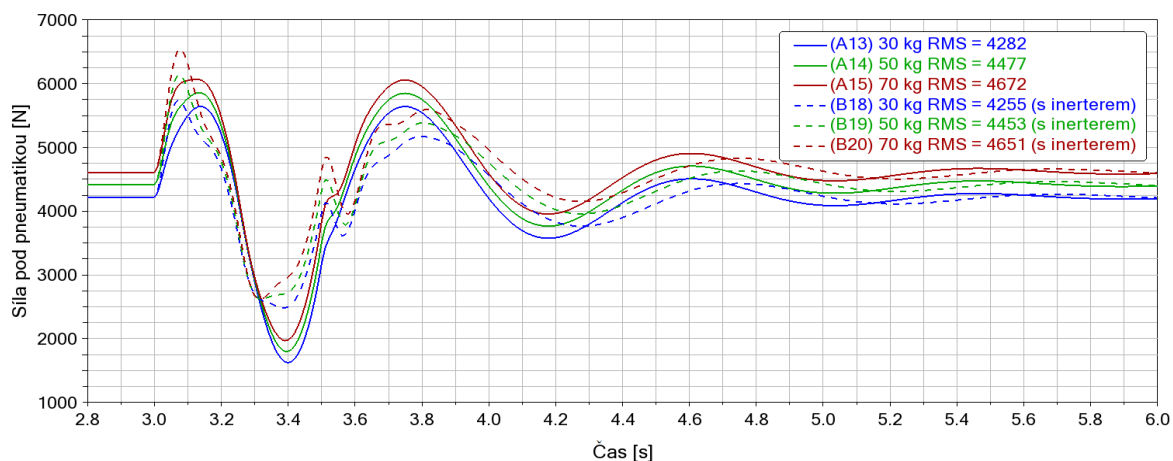
Z naměřených výsledků je patrné, že samotná změna hmotnosti neodpružené hmoty neměla v souvislosti s její malou hodnotou vůči hmotě odpružené žádný zaznamatelný vliv na průběh kmitání odpružené hmoty. Efekt aplikace inverteru byl stejný u všech variant.

4.4.2 ZHODNOCENÍ JÍZDNÍ BEZPEČNOSTI

Minimální zatížení pneumatiky bylo inverterem navýšeno až o 53 %. Inverter byl efektivnější u malých neodpružených hmotností. Výsledky jsou zaznamenány v *tab. 13* a na *obr. 33*.

Tab. 13: Změna hmotnosti neodpružené hmoty – shrnutí jízdní bezpečnosti

Neodpružená hmoty [kg]	F_{static} [N]	F_{RMS} [N]		ΔF [N]		[%]	F_{min} [N]		[%]
		konvenční	inverter	konvenční	inverter		konvenční	inverter	
30	4217	4282	4255	65	38	-41,5	1622	2484	+53,1
50	4413	4477	4453	64	40	-37,5	1800	2617	+45,4
70	4609	4672	4651	63	42	-33,3	1966	2614	+33,0



Obr. 33: Vliv hmotnosti neodpružené hmoty na jízdní bezpečnost

5 ANALÝZA JÍZDY PO VOZOVKÁCH RŮZNÝCH TŘÍD

5.1 SPECIFIKACE VOZIDLA

Doposud byly parametry odpružení dány vlastními kombinačními maticemi (*tab. 5 a tab. 6*). Úvodní kapitoly se věnovaly spíše obecnější analýze funkce inerteru a v několika případech byly parametry odpružení měněny.

V rámci **této analýzy (i těch nadcházejících)** byly parametry odpružení **pevně specifikovány** a reprezentovaly vždy stejné vozidlo. Parametry jsou zapsány v *tab. 14* a vycházejí z *obr. 12b*.

Tab. 14: Specifikace parametrů odpružení čtvrtinového modelu

Parametr	Hodnota
Odpružená hmota	600 kg
Neodpružená hmota	88 kg
Pružina	35 kN·m ⁻¹
Tlumič	5 kN·s·m ⁻¹
Tuhost pneumatiky	240 kN·m ⁻¹
Inerter	0–100 kg

Hmotnostní parametry přibližně odpovídají většímu automobilu třídy pick-up (např. Dodge Ram 1500 [21]) nebo elektrickému SUV (např. Tesla Model X [22], BMW iX [23]).

5.2 KLASIFIKACE TŘÍD VOZOVKY DLE ISO 8608

Podle normy ISO 8608 lze klasifikovat profil vozovky do několika tříd. Jednotlivým třídám je přiřazeno označení „A“ až „G“, přičemž „A“ má nejkvalitnější (nejhladší) povrch. [24] V případě, kdy nejsou k dispozici reálná naměřená data, lze profil vozovky jednotlivých tříd získat i matematickou aproximací. Pro výpočet výchytky (profilu) vozovky byl pro tuto analýzu použit následující vztah [25]:

$$h(x) = \sum_{i=0}^N \sqrt{\Delta n} \cdot 2^k \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{n_0}{i \cdot \Delta n} \right) \cdot \cos(2\pi \cdot i \cdot \Delta n \cdot x + \varphi_i) , \quad (10)$$

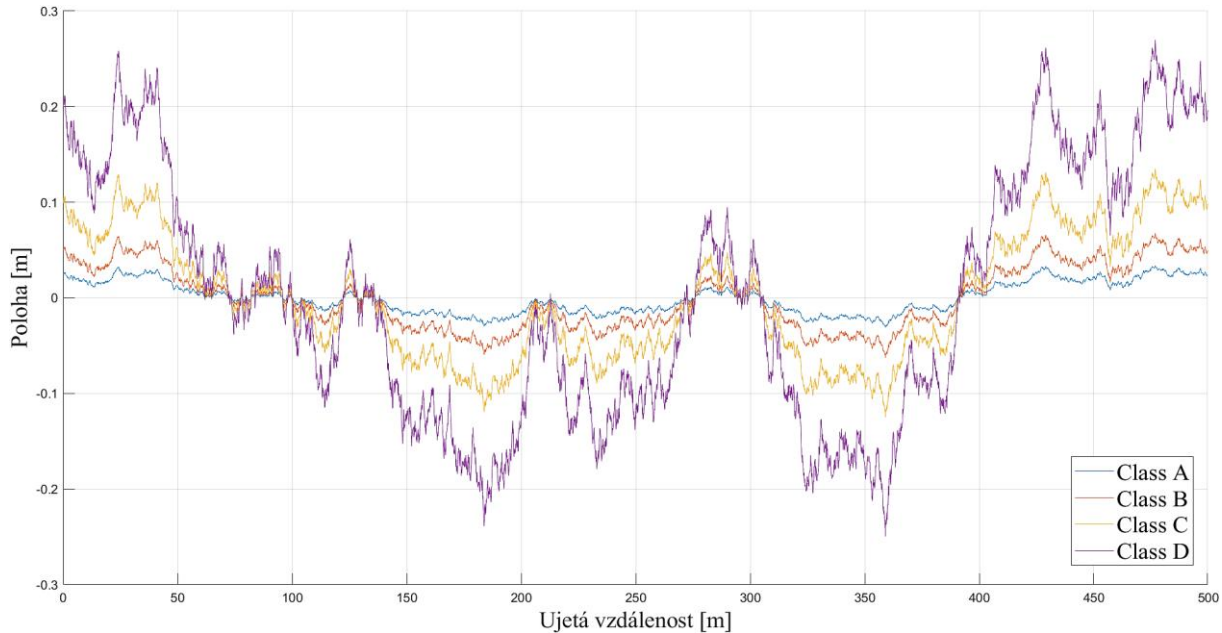
kde $h(x)$ je výchytky profilu vozovky, x je proměnná souřadnice od 0 do L , Δn je vzorkovací frekvence ($\Delta n = \frac{1}{L}$), L je délka profilu vozovky, n_{max} je maximální vzorkovací frekvence ($n_{max} = \frac{1}{B}$), B je vzorkovací interval, N je počet datových bodů ($N = \frac{n_{max}}{\Delta n} = \frac{L}{B}$), k je konstanta odlišná pro každou třídu vozovky dle ISO 8608 (viz *tab. 15*), n_0 je počet cyklů na metr profilu ($n_0 = 0,1$ [24]) a φ_i je náhodný fázový úhel v rozptylu 0 až 2π .

Tab. 15: Koeficient k podle normy ISO 8608 [25]

Třída vozovky	A	B	C	D	E	F	G
k	3	4	5	6	7	8	9

5.3 HODNOCENÍ JÍZDNÍHO KOMFORTU

Budící signál vozovky byl podle *rovnice 10* zpracován v softwaru Matlab a jeho průběh pro jednotlivé třídy je možné vidět na *obr. 34*. Analyzovány byly vozovky třídy „A, B, C, D“.

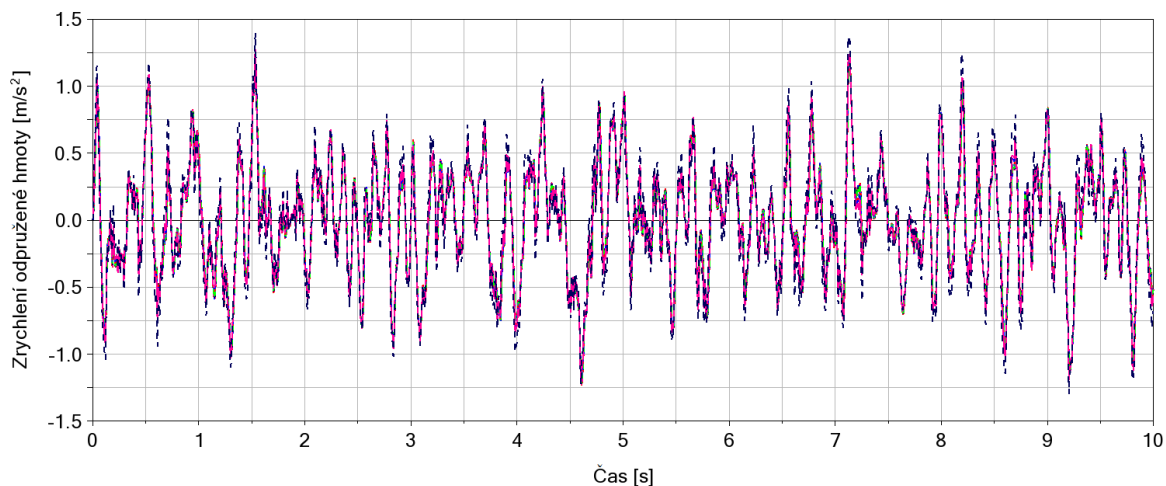


Obr. 34: Budící signál vozovky dle ISO 8608

Na daných profilech byly testovány rychlosti jízdy vozidla $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $130 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Nejprve byla analýza provedena s konvenčním odpružením bez inerteru a následně s aplikovaným inerterem s inertancí 1 až 100 kg. Doba jízdy po dané vozovce byla vždy 10 s.

5.3.1 JÍZDA RYCHLOSTÍ $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Na *obr. 35* je vidět příklad průběhu zrychlení odpružené hmoty při jízdě rychlostí $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ po vozovce třídy A. V grafu jsou zobrazeny průběhy pro odpružení bez inerteru i s inerterem o inertanci 1 až 100 kg. V takovémto vzorku o šířce okna 10 vteřin jednotlivé průběhy více či méně splývají, a tak je zde průběh zobrazen spíše pro představu o charakteru zrychlení.



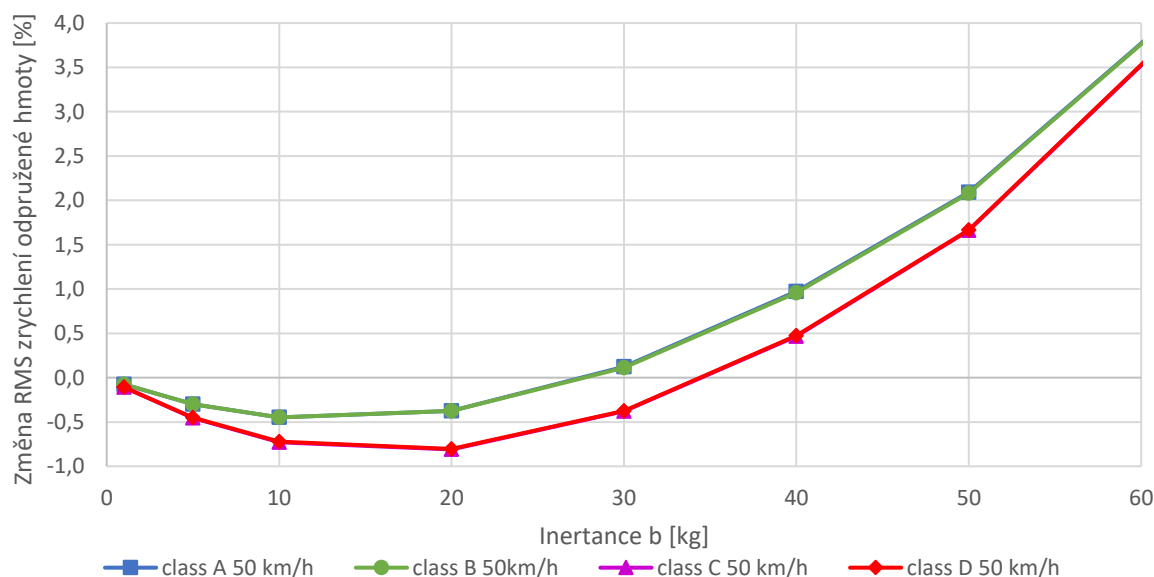
Obr. 35: Zrychlení odpružené hmoty při rychlosti $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ po vozovce třídy A

Konkrétní data efektivních hodnot zrychlení odpružené hmoty jsou zapsána v *tab. 16*. Pro názornější zobrazení efektivity inerteru byl sestrojen graf, který lze vidět na *obr. 36*.

Tab. 16: Jízda rychlostí 50 km·h⁻¹ po vozovkách třídy A, B, C, D

Inertance [kg]	class A 50 km·h ⁻¹		class B 50 km·h ⁻¹		class C 50 km·h ⁻¹		class D 50 km·h ⁻¹	
	a_{RMS} [m·s ⁻²]	[%]	a_{RMS} [m·s ⁻²]	[%]	a_{RMS} [m·s ⁻²]	[%]	a_{RMS} [m·s ⁻²]	[%]
-	0,4013		0,8027		1,6915		3,3823	
1	0,4010	-0,07	0,8021	-0,07	1,6897	-0,11	3,3787	-0,11
5	0,4001	-0,30	0,8003	-0,30	1,6838	-0,46	3,3670	-0,45
10	0,3995	-0,45	0,7991	-0,45	1,6792	-0,73	3,3579	-0,72
20	0,3998	-0,37	0,7997	-0,37	1,6778	-0,81	3,3551	-0,80
30	0,4018	+0,12	0,8036	+0,11	1,6851	-0,38	3,3696	-0,38
40	0,4052	+0,97	0,8104	+0,96	1,6994	+0,47	3,3983	+0,47
50	0,4097	+2,09	0,8194	+2,08	1,7196	+1,66	3,4386	+1,66
100	0,4434	+10,49	0,8869	+10,49	1,8770	+10,97	3,7540	+10,99

Inerter při rychlosti vozidla 50 km·h⁻¹ pracoval nejefektivněji při inertanci 10 až 20 kg. Snížení efektivní hodnoty zrychlení odpružené hmoty bylo největší o 0,8 % na nejméně kvalitním testovaném profilu vozovky (třída D) při inertanci 20 kg. Trend efektivity inerteru byl rostoucí se zhoršující se kvalitou vozovky. Tedy čím větší kmitání odpružené hmoty, tím efektivněji jej dokázal inerter utlumit. Zajímavým úkazem je to, že procentuální efekt inerteru se téměř identicky kryje mezi třídou „A a B“ i třídou „C a D“ (lze vidět na *obr. 36*). Podstatně důležitějším zjištěním je ale to, že při „příliš velké inertanci“ docházelo v dlouhodobějším měřítku dokonce ke zhoršení jízdního komfortu a zrychlení odpružené hmoty bylo větší. Ke zhoršování jízdního komfortu začalo docházet přibližně kolem inertance 40 až 50 kg. Při inertanci 100 kg byl zhoršen jízdní komfort až o necelých 11 % oproti původnímu odpružení.



Obr. 36: Efekt inerteru (změna zrychlení) na vozovkách různých tříd při rychlosti 50 km·h⁻¹

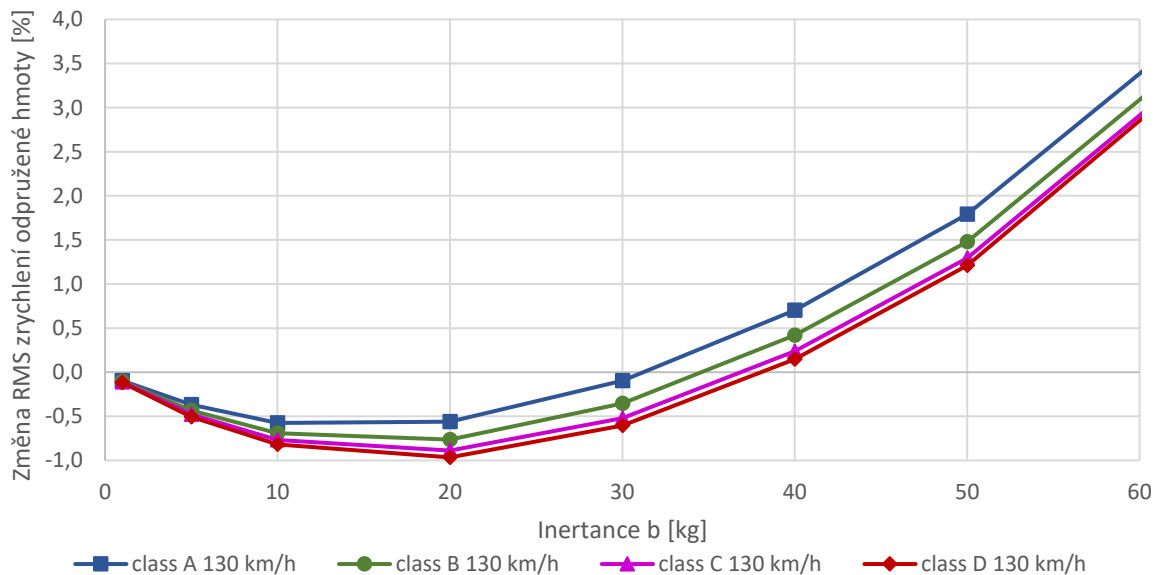
5.3.2 JÍZDA RYCHLOSTÍ 130 KM·H⁻¹

Data efektivních hodnot zrychlení odpružené hmoty pro jízdu vozidla rychlostí 130 km·h⁻¹ jsou zapsána v tab. 17. Pro názornější zobrazení efektivity inerteru byl opět sestrojen graf, který lze vidět na obr. 37.

Tab. 17: Jízda rychlostí 130 km·h⁻¹ po vozovkách třídy A, B, C, D

Inertance [kg]	class A 130 km·h ⁻¹		class B 130 km·h ⁻¹		class C 130 km·h ⁻¹		class D 130 km·h ⁻¹	
	a_{RMS} [m·s ⁻²]	[%]	a_{RMS} [m·s ⁻²]	[%]	a_{RMS} [m·s ⁻²]	[%]	a_{RMS} [m·s ⁻²]	[%]
-	0,6260		1,2698		2,5774		5,1990	
1	0,6254	-0,10	1,2685	-0,10	2,5745	-0,11	5,1929	-0,12
5	0,6237	-0,37	1,2643	-0,43	2,5651	-0,48	5,1727	-0,51
10	0,6224	-0,58	1,2610	-0,69	2,5576	-0,77	5,1565	-0,82
20	0,6225	-0,56	1,2601	-0,76	2,5545	-0,89	5,1488	-0,97
30	0,6254	-0,10	1,2653	-0,35	2,5640	-0,52	5,1675	-0,61
40	0,6304	+0,70	1,2751	+0,42	2,5835	+0,24	5,2067	+0,15
50	0,6372	+1,79	1,2886	+1,48	2,6107	+1,29	5,2620	+1,21
100	0,6871	+9,76	1,3908	+9,53	2,8193	+9,39	5,6889	+9,42

Efekt inerteru byl i v případě rychlejší jízdy největší v oblasti inertance 10 až 20 kg a opět rostl se zhoršující se kvalitou vozovky. Toho nejlepšího výsledku dosáhl inerter s inertancí 20 kg na nejméně kvalitním testovaném profilu vozovky (třída D). V časovém okně 10 vteřin byla snížena efektivní hodnota zrychlení odpružené hmoty o 0,97 %. I pro rychlejší jízdu platilo, že při „příliš velké inertanci“ byl efekt inerteru naopak negativní. Při inertanci 100 kg došlo přibližně k 9,5 % zhoršení jízdního komfortu oproti původnímu odpružení.



Obr. 37: Efekt inerteru (změna zrychlení) na vozovkách různých tříd při rychlosti 130 km·h⁻¹

5.3.3 ÚROVEŇ KOMFORTU

Norma ISO 2631-1 zachycující vnímání jízdního komfortu cestujícími hromadné dopravy říká, že v případě překročení efektivní hodnoty zrychlení odpružené hmoty (a_{RMS}) $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ již je jízda vnímána jako extrémně nekomfortní. V obsahu samotné normy je ale zdůrazněno, že tato hodnota je mnohdy velmi subjektivní a závislá na očekávaném stylu jízdy, vykonávané činnosti atp. [26]

Podle této normy ale lze alespoň přibližně určit, že v případě proběhlé analýzy spadaly do kategorie „extrémně nekomfortní“ jízda rychlostí $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ po vozovce třídy „D“ a jízdy rychlostí $130 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ po vozovkách třídy „C a D“. Řidič jedoucí rychlostí $130 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ po těchto silnicích horší třídy pravděpodobně ale v dané situaci nevyhledává zvýšenou úroveň jízdního komfortu.

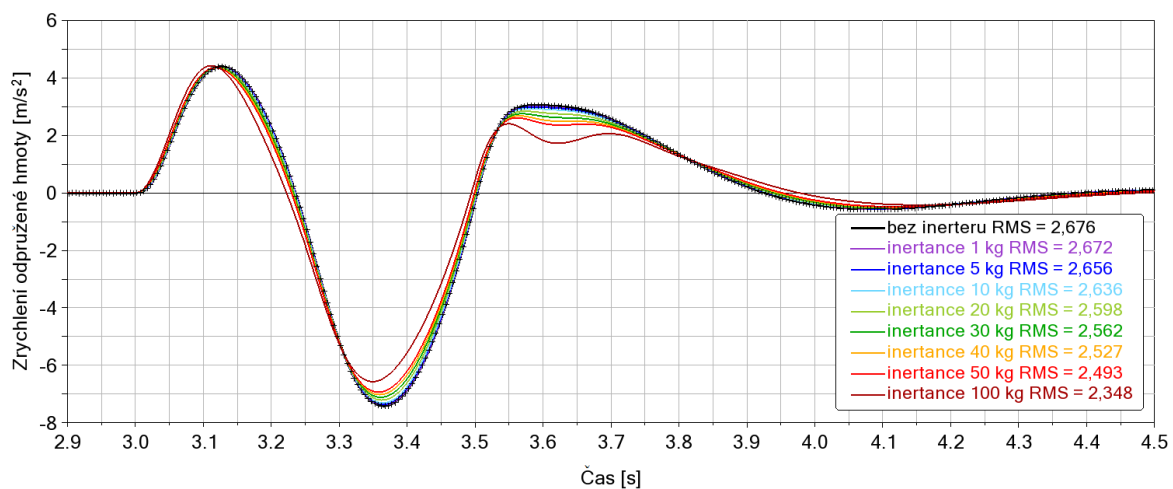
Obecně ale z analýzy vyplynulo, že jelikož inerteer při správné konfiguraci dokázal snížit efektivní hodnotu zrychlení jen v řádech desetin % (maximálně o 1 %), tak ani v jednom případě dlouhodobější jízdy nedokázal vylepšit jízdní komfort mimo oblast „extrémně nekomfortní“.

6 ANALÝZA PŘEJETÍ NEROVNOSTI

Analýza přejetí nerovnosti zde byla částečně zmíněna již v *kap. 3*, kde se ale věnovala spíše obecnému srovnání uložení inerteru a pracovala s odlišnými parametry. Proto byl této analýze model odpovídající parametrům z *tab. 14* podroben ještě jednou. Buzení bylo opět od vozovky nerovností 100 mm viz *obr. 16*. Nejprve bylo analyzováno odpružení bez inerteru a následně model s inerterem s postupně navyšující se inertancí v rozpětí 1 až 100 kg.

6.1 ZHODNOCENÍ JÍZDNÍHO KOMFORTU

Výsledné průběhy zrychlení odpružené hmoty pro jednotlivé hodnoty inertance jsou zobrazeny na *obr. 38*. Vozidlo se specifikovanými parametry odpružení dosahovalo po přejetí nerovnosti efektivní hodnoty zrychlení odpružené hmoty $2,676 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.



Obr. 38: Zrychlení odpružené hmoty po přejetí nerovnosti pro jednotlivé hodnoty inertance

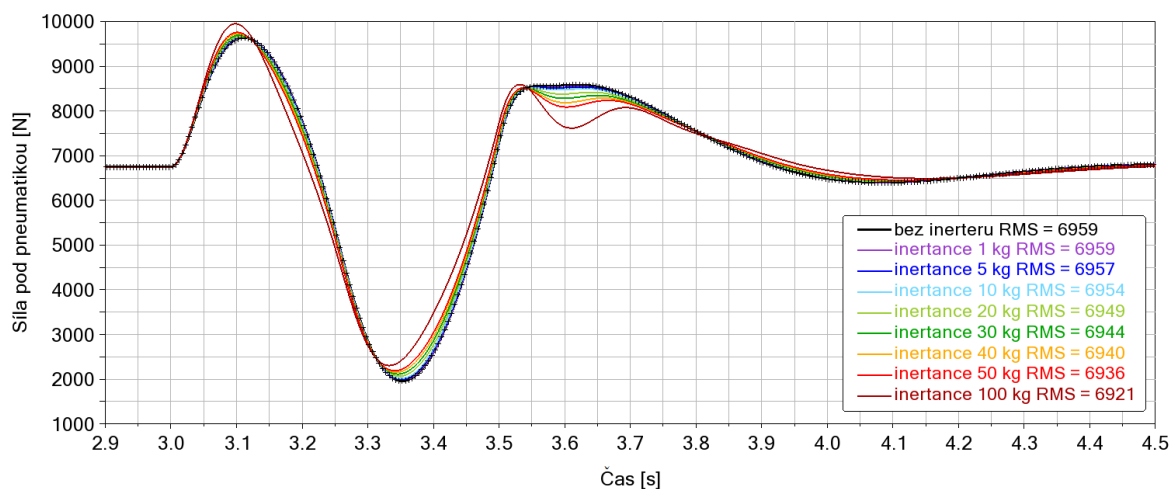
S nárůstem inertance se efektivní hodnota zrychlení postupně snižovala a tento trend si zachovala až po nejvyšší inertanci 100 kg, kdy dosáhla snížení hodnoty o 12,26 %. Aplikací inerteru se tak efektivní hodnota zrychlení snížila na $2,348 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, což znamenalo redukci o $0,328 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ oproti konvenčnímu odpružení. Všechny efektivní hodnoty v závislosti na inertanci lze nalézt v *tab. 18*.

Tab. 18: Shrnutí efektivních hodnot zrychlení odpružené hmoty po přejetí nerovnosti

Inertance [kg]	$a_{RMS} [\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	[%]
-	2,676	-
1	2,672	-0,15
5	2,656	-0,75
10	2,636	-1,49
20	2,598	-2,91
30	2,562	-4,26
40	2,527	-5,57
50	2,493	-6,84
100	2,348	-12,26

6.2 ZHODNOCENÍ JÍZDNÍ BEZPEČNOSTI

Sledovaným parametrem byla opět síla pod pneumatikou, resp. její zatížení. Na *obr. 39* lze vidět průběhy této síly v čase pro jednotlivé hodnoty inertance. Následně je v *tab. 19* zaznamenáno statické zatížení F_{static} , efektivní hodnota zatížení F_{RMS} , rozdíl mezi těmito hodnotami ΔF charakterizující stabilitu jízdních vlastností a minimální zatížení F_{min} .



Obr. 39: Průběh zatížení pneumatiky po přejetí nerovnosti pro jednotlivé hodnoty inertance

Původní odpružení by dokázalo vyvinout v daný moment trakční sílu maximálně 1961 N. Aplikace inerteru přinesla s nárůstem inertance zvyšující se hodnotu minimální dosažené síly pod pneumatikou až na hodnotu 2306 N a tím tak bylo umožněno vozidlu v případě potřeby vyvinout ve stejný okamžik větší trakční sílu. Při nejvyšší inertanci byl rozdíl až 17,59 % oproti původnímu odpružení.

Tab. 19: Výsledné hodnoty silového zatížení po přejetí nerovnosti

Inertance [kg]	F_{static} [N]	F_{RMS} [N]	ΔF [N]	F_{min} [N]	[%]
-	6747	6959	212	1961	-
1		6959	212	1967	+0,31
5		6957	210	1990	+1,48
10		6954	207	2017	+2,86
20		6949	202	2068	+5,46
30		6944	197	2114	+7,80
40		6940	193	2155	+9,89
50		6936	189	2190	+11,68
100		6921	174	2306	+17,59

7 ANALÝZA DOPADU

Analýza dopadu uvažovala situaci, kdy automobil ztratil kontakt s vozovkou a určitou dobu se nacházel ve volném pádu, kdy postupně nabýval větší rychlosti vlivem gravitačního zrychlení. Vertikální dopadová rychlost se tak odvíjela od doby volného pádu. Přibližné hodnoty zachycuje *tab. 20*:

Tab. 20: Hodnoty volného pádu

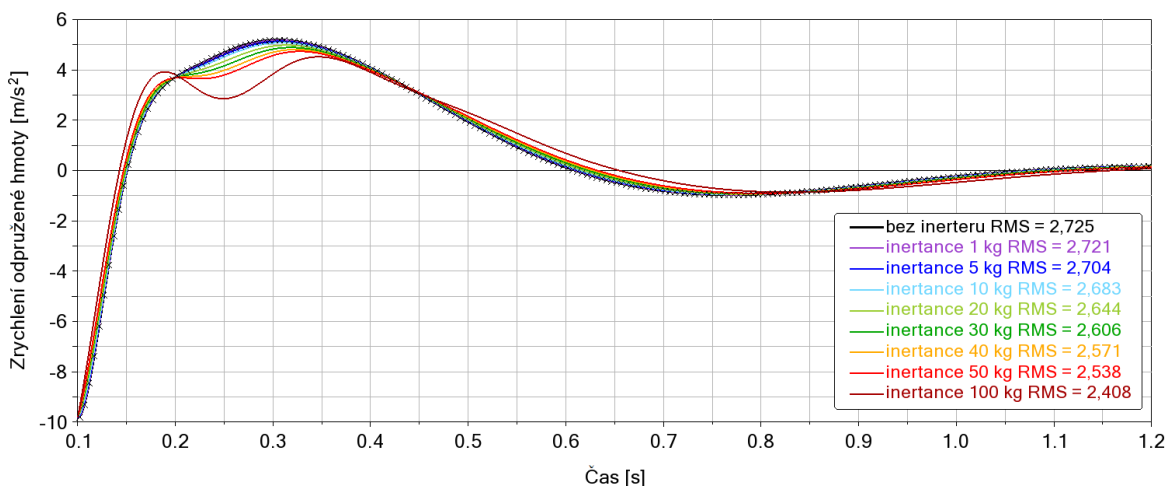
Doba volného pádu [s]	Výška pádu [cm]	Vertikální dopadová rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
0,1	5	1
0,2	20	2
0,3	45	3
0,4	80	4
0,5	125	5

Z *tab. 20* je patrné, že běžný osobní automobil se pravděpodobně během svého provozu nikdy nedostane vzhledem k výšce pádu na větší dopadovou rychlost než $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Delší pády jsou charakteristické spíše např. pro automobily rally závodů nebo tomu podobné dynamičtější jízdy, kde bývá větší pravděpodobnost ztráty kontaktu mezi koly a vozovkou.

7.1 JÍZDNÍ KOMFORT

7.1.1 DOPADOVÁ RYCHLOST $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Do této kategorie spadají menší výšky pádu, ke kterým se během provozu teoreticky dostane i běžný automobil. Při dopadové rychlosti $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ dosáhla odpružená hmota výchozího vozidla maximálního zrychlení $5,191 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Efektivní hodnota zrychlení byla $2,725 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Průběh zrychlení zachycuje *obr. 40*.



Obr. 40: Průběh zrychlení při dopadu rychlostí $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

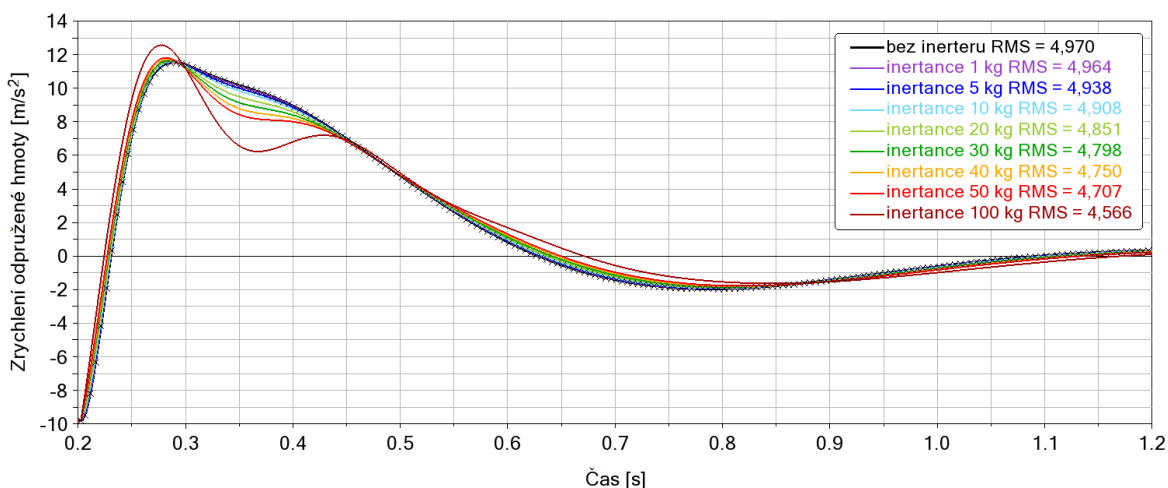
Po aplikaci inerteru byla efektivní i maximální hodnota zrychlení odpružené hmoty redukována. Trend byl vzestupný a se zvětšující se inertancí rostla i efektivita inerteru. Při inertanci 100 kg došlo k redukci efektivní hodnoty o téměř 12 % na hodnotu $2,408 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ a maximální hodnoty o necelých 13 % na hodnotu $4,520 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Jednotlivé hodnoty jsou zachyceny v *tab. 21*.

Tab. 21: Hodnoty zrychlení po dopadu rychlostí $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Inertance [kg]	$1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$			
	$a_{RMS} [\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	[%]	$a_{max} [\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	[%]
-	2,725		5,191	
1	2,721	-0,15	5,179	-0,23
5	2,704	-0,77	5,136	-1,06
10	2,683	-1,54	5,082	-2,10
20	2,644	-2,97	4,982	-4,03
30	2,606	-4,37	4,890	-5,80
40	2,571	-5,65	4,808	-7,38
50	2,538	-6,86	4,736	-8,77
100	2,408	-11,63	4,520	-12,93

7.1.2 VYŠŠÍ DOPADOVÉ RYCHLOSTI

Při vyšších dopadových rychlostech byl inerter stále účinný ve snižování efektivní hodnoty zrychlení, což znamená vystavení posádky vozidla menšímu zrychlení v daném časovém okně. Maximální zrychlení však se zvyšující se inertancí narůstalo. Průběh lze vidět na obr. 41.

Obr. 41: Průběh zrychlení při dopadu rychlostí $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Efektivní hodnotu zrychlení dokázal při dopadové rychlosti $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ inerter o inertanci 100 kg snížit z původních $4,970 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ o 8,13 % na $4,566 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Maximální zrychlení však narostlo o téměř 9 % na hodnotu $12,561 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Ostatní hodnoty zachycuje tab. 22.

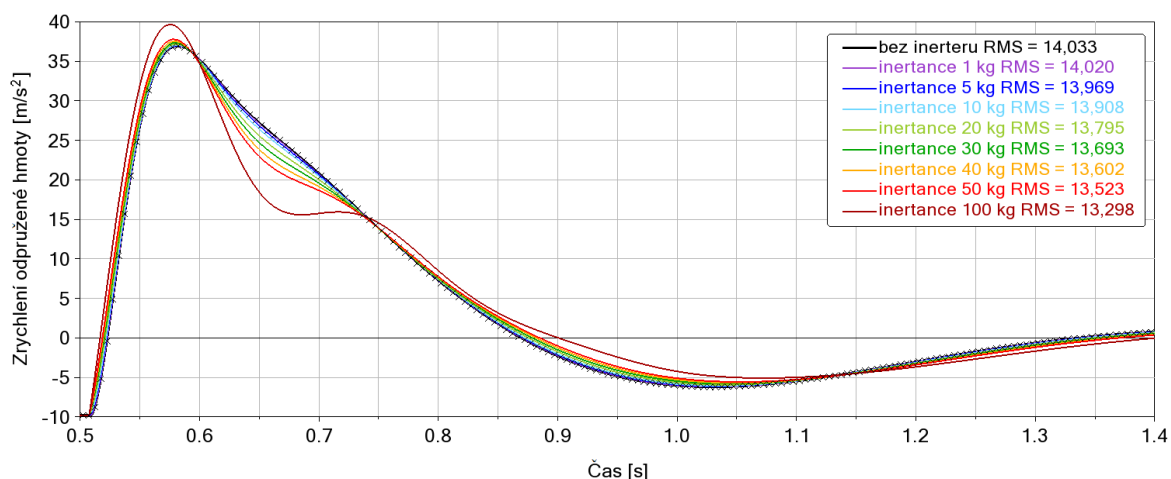
Tab. 22: Hodnoty zrychlení po dopadu rychlostí $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Inertance [kg]	$2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$			
	$a_{RMS} [\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	[%]	$a_{max} [\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	[%]
-	4,970		11,531	
1	4,964	-0,12	11,533	+0,02
5	4,938	-0,64	11,542	+0,10
10	4,908	-1,25	11,557	+0,23
20	4,851	-2,39	11,596	+0,56
30	4,798	-3,46	11,650	+1,03
40	4,750	-4,43	11,718	+1,62
50	4,707	-5,29	11,810	+2,42
100	4,566	-8,13	12,561	+8,93

S narůstající délkou pádu a tím i dopadovou rychlostí zůstával trend efektu inerteru stále stejný. Efektivní hodnotu zrychlení byl inerter i nadále schopen snižovat. Při inertanci 100 kg se snížení pohybovalo vždy přibližně kolem 5 až 6 % s klesajícím trendem efektu při nárůstu doby pádu, ovšem na úkor zvyšování maximálního zrychlení. To při inertanci 100 kg vždy vyrostlo cca o 7 až 8 % opět s klesajícím trendem efektu. Všechny hodnoty pro vyšší rychlosti dopadu jsou zaznamenány v *tab. 23* a pro názornost je možné vidět průběh pro nejvyšší analyzovanou dopadovou rychlost $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ na *obr. 42*.

Tab. 23: Hodnoty zrychlení po dopadu rychlostí větší než $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Inertance [kg]	$3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$				$4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$				$5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$			
	a_{RMS} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	[%]	a_{max} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	[%]	a_{RMS} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	[%]	a_{max} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	[%]	a_{RMS} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	[%]	a_{max} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	[%]
-	8,075		19,935		11,063		28,475		14,033		36,940	
1	8,067	-0,10	19,942	+0,04	11,053	-0,09	28,484	+0,03	14,020	-0,09	36,951	+0,03
5	8,033	-0,52	19,970	+0,18	11,010	-0,48	28,523	+0,17	13,969	-0,46	36,996	+0,15
10	7,992	-1,03	20,004	+0,35	10,960	-0,93	28,570	+0,33	13,908	-0,89	37,051	+0,30
20	7,915	-1,98	20,074	+0,70	10,865	-1,79	28,669	+0,68	13,795	-1,70	37,185	+0,66
30	7,845	-2,85	20,171	+1,18	10,779	-2,57	28,789	+1,10	13,693	-2,42	37,347	+1,10
40	7,782	-3,63	20,287	+1,77	10,703	-3,25	28,951	+1,67	13,602	-3,07	37,540	+1,62
50	7,726	-4,32	20,426	+2,46	10,635	-3,87	29,143	+2,35	13,523	-3,63	37,777	+2,27
100	7,558	-6,40	21,569	+8,20	10,439	-5,64	30,639	+7,60	13,298	-5,24	39,666	+7,38



Obr. 42: Průběh zrychlení při dopadu rychlostí $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

7.2 MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ ODPRUŽENÍ

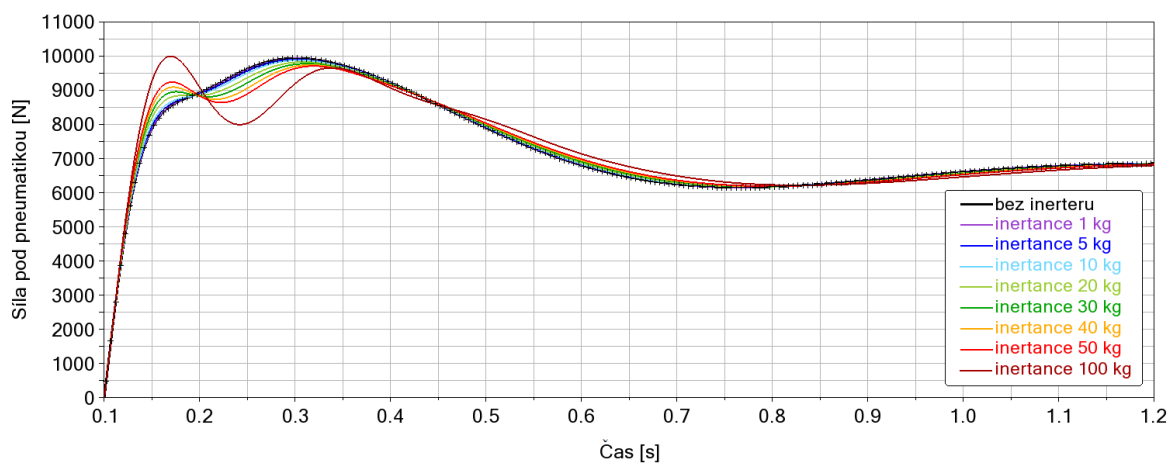
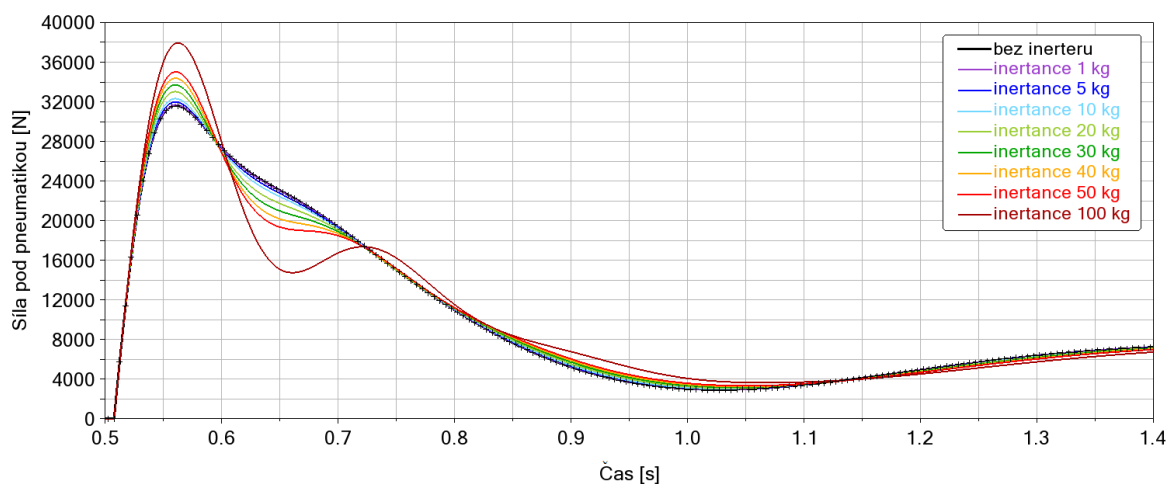
Dopad vozidla byl analyzován i z pohledu maximální síly pod pneumatikou. Tato síla vzniklá při dopadu je důležitá především z pohledu únosnosti celého odpružení. V případě, že by taková dynamická síla byla příliš velká, mohlo by dojít k poškození některé jeho části.

Z analýzy vyplynulo, že v případě nejnižší dopadové rychlosti $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ byl inerter schopen snížit zatížení nejvíce o 2,32 % a to při inertanci 50 kg. Při příliš velké inertanci (v tomto případě 100 kg) byla však již úvodní amplituda síly mírně zvýšena oproti původní verzi bez inerteru. Při vyšších dopadových rychlostech inerter již z hlediska zatížení odpružení nebyl přínosný a ve všech případech byla maximální působící síla s nárůstem inertance navyšována. Navýšení zatížení bylo v případě inertance 100 kg až o 20 %, na což je důležité dbát zvýšenou pozornost při dimenzování odpružení závodních vozidel. Výsledné hodnoty lze najít v *tab. 24*.

Tab. 24: Maximální silové zatížení při dopadu

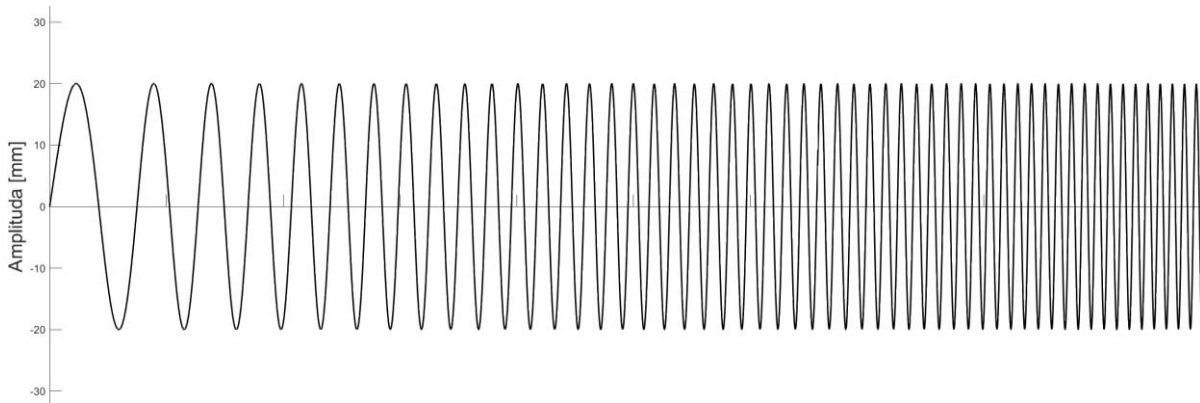
Inertance [kg]	1 m·s ⁻¹		2 m·s ⁻¹		3 m·s ⁻¹		4 m·s ⁻¹		5 m·s ⁻¹	
	F _{max} [N]	[%]	F _{max} [N]	[%]	F _{max} [N]	[%]	F _{max} [N]	[%]	F _{max} [N]	[%]
-	9940		14101		19912		25791		31626	
1	9933	-0,07	14126	+0,18	19953	+0,21	25845	+0,21	31697	+0,22
5	9909	-0,31	14231	+0,92	20120	+1,04	26064	+1,06	31979	+1,12
10	9879	-0,61	14365	+1,87	20331	+2,10	26342	+2,14	32332	+2,23
20	9825	-1,16	14651	+3,90	20755	+4,23	26906	+4,32	33033	+4,45
30	9779	-1,62	14941	+5,96	21178	+6,36	27460	+6,47	33721	+6,62
40	9740	-2,01	15229	+8,00	21595	+8,45	28000	+8,57	34390	+8,74
50	9709	-2,32	15514	+10,02	22002	+10,50	28523	+10,59	35036	+10,78
100	9996	+0,56	16820	+19,28	23841	+19,73	30909	+19,84	37953	+20,01

Pro názornost jsou zde uvedeny i průběhy působení silového zatížení pro nejnižší (obr. 43) a nejvyšší dopadovou rychlost (obr. 44).

Obr. 43: Silové zatížení při dopadu rychlostí 1 m·s⁻¹Obr. 44: Silové zatížení při dopadu rychlostí 5 m·s⁻¹

8 FREKVENČNÍ ANALÝZA

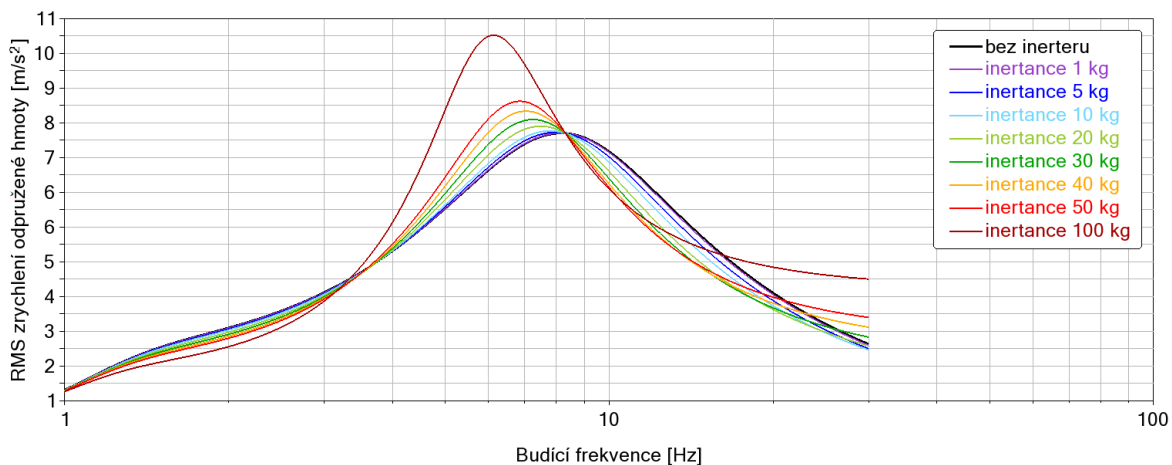
Poslední analýza byla věnována sledování frekvenční odezvy odpružení. Buzení probíhalo od vozovky signálem o amplitudě 20 mm a o narůstající frekvenci 1 až 30 Hz (tzv. „swept sine“ viz *obr. 45*). Nejprve bylo analyzováno odpružení s původními parametry a následně byl přidán inerter, kterému byla postupně zvyšována inertance v rozmezí 1 až 100 kg.



Obr. 45: Sine sweep

8.1 IDENTIFIKACE VLASTNÍCH FREKVENCÍ

Jelikož se v modelu odpružení vyskytovaly dvě kmitající hmoty (odpružená a neodpružená), bylo předpokládáno, že v amplitudo frekvenční charakteristice budou figurovat dva vrcholy, tedy dvě vlastní frekvence. Jak je ale možné vidět na *obr. 46*, vrchol se v charakteristice objevil pouze jeden, z důvodu velkého tlumení $5 \text{ kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$, které je dáno výchozími parametry. Vrchol se v závislosti na velikosti inertance pohyboval v oblasti přibližně 6 až 8 Hz a dle předpokladů patřil vlastní frekvenci neodpružené hmoty. Toto tvrzení však bylo nezbytné ověřit.

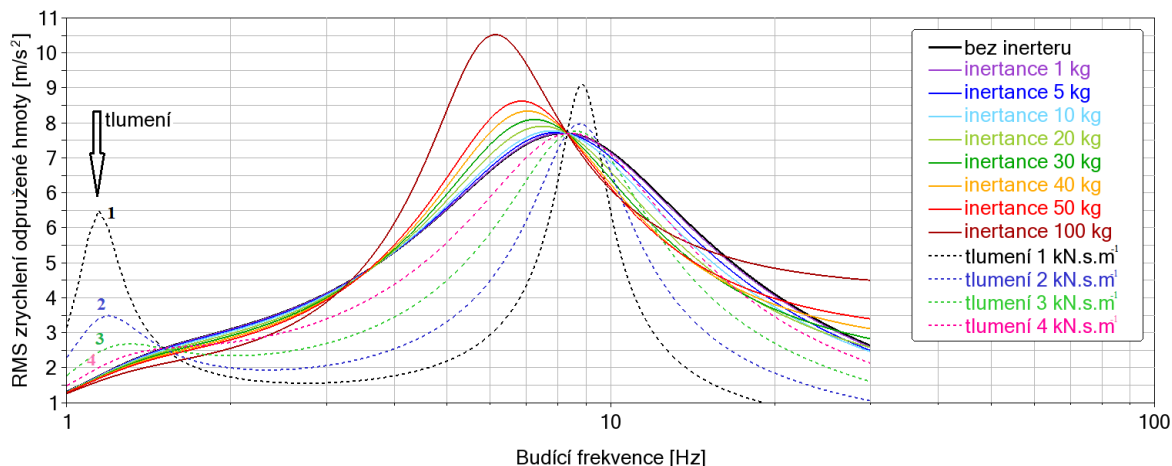


Obr. 46: Amplitudo frekvenční charakteristika

Jak je patrné z *obr. 47*, při snížení tlumícího koeficientu začíná být viditelný druhý vrchol. Dostatečně velký tlumící koeficient tedy dokázal téměř úplně utlumit jednu z vlastních frekvencí. Tento vrchol blízko hodnoty 1 Hz reprezentuje vlastní frekvenci odpružené hmoty, jelikož je její hmotnost násobně větší než hmotnost neodpružené hmoty (tzn. menší frekvence viz následující vztah [2]).

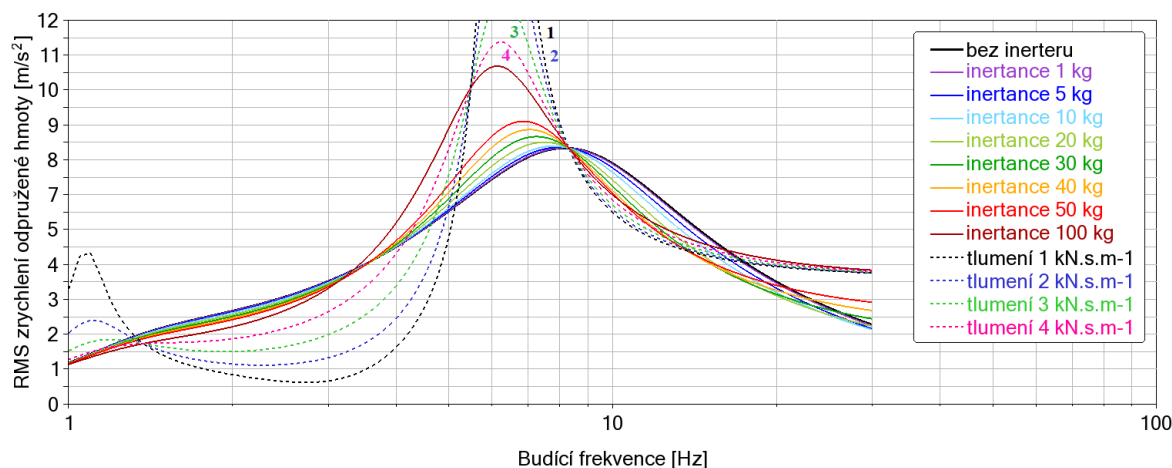
$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_i}{m_i}}, \tag{11}$$

kde ω_n je vlastní frekvence tělesa, k_i je tuhost uložení a m_i je hmotnost tělesa.



Obr. 47: Amplitudo frekvenční charakteristika s proměnným tlumením výchozího modelu bez inerteru

Průběhy snížené tlumící konstanty zachycené na obr. 47 tečkovanými křivkami platí pro vozidlo s výchozími parametry bez inerteru viz tab. 14. Odpružení vybavené inerterem o nejvyšší inertanci 100 kg reagovalo na změnu tlumení v případě jednotlivých hmot odlišně (obr. 48). Vlastní frekvence odpružené hmoty byla na změnu tlumení méně citlivá než v případě výchozího odpružení (v případě poklesu tlumení nedošlo k tak velkému zvýšení amplitudy zrychlení). Právě opačně reagovala vlastní frekvence neodpružené hmoty, která při poklesu tlumení velice výrazně zvětšila svou hodnotu zrychlení.



Obr. 48: Amplitudo frekvenční charakteristika s proměnným tlumením modelu s inerterem

8.2 VYHODNOCENÍ VLIVU INERTANCE

Vlastní frekvence neodpružené hmoty původního odpružení byla naměřena 8,2 Hz. Při této frekvenci dosahovala odpružená hmota efektivní hodnoty zrychlení $8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (viz *obr. 46*). Aplikovaný inerter dokázal s navyšující se inertancí posunout vlastní frekvenci neodpružené hmoty k nižším hodnotám, ovšem s trendem mírného navyšování efektivní hodnoty zrychlení. Při maximální analyzované inertanci 100 kg došlo oproti původnímu odpružení k posunu vlastní frekvence o 25 % směrem k nižším hladinám na hodnotu 6,12 Hz. Efektivní hodnota zrychlení odpružené hmoty byla při snížené vlastní frekvenci navýšena o 32 % na hladinu $10,57 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Důležité hodnoty dále podrobně zachycuje *tab. 25*.

Tab. 25: Hodnoty frekvenční odezvy

Inertance [kg]	a_{RMS} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	[%]	f [Hz]	[%]
-	8,003	-	8,20	-
1	8,006	+0,04	8,11	-1,10
5	8,024	+0,26	8,01	-2,32
10	8,063	+0,75	7,77	-5,24
20	8,185	+2,27	7,48	-8,78
30	8,360	+4,46	7,24	-11,71
40	8,579	+7,20	7,04	-14,15
50	8,838	+10,43	6,85	-16,46
100	10,566	+32,03	6,12	-25,37

ZÁVĚR

Inerter je vhodným doplněním běžného odpružení složeného pouze z vinuté pružiny a tlumiče, jelikož na rozdíl od tlumiče, který energii ze systému odebírá a disipuje do okolí v podobě tepla, inerter kinetickou energii vzniklou při propružení efektivně využívá k útlumu odpružené hmoty. Velikost síly, kterou je inerter schopen vyvodit závisí na koeficientu inertance a zrychlení odpružené a neodpružené hmoty. Nejsilnějšího vlivu tedy inerter dosahuje při vysokých amplitudách zrychlení.

Velkým tématem začal inerter být hned po jeho prvních uplatněních v závodech Formule 1. Vozidla vybavená tímto zařízením byla viditelně rychlejší a s postupem času se tak inerter v závodním odvětví výrazně rozšířil. Jelikož je ale inerter v relativně rané fázi vývoje, tak jeho pořizovací cena často tvořila velkou část hodnoty vozidla. Z důvodu vyšší konkurenceschopnosti byl inerter z velké části závodního průmyslu vytlačen regulacemi a tím byl zásadně zpomalen jeho technologický vývoj.

Do soustavy odpružení lze inerter umístit několika způsoby. Tato práce se zabývala základními konfiguracemi, tzn. využitím jedné vinuté pružiny, tlumiče a inerteru. Všechny díly byly vůči sobě řazeny buďto paralelně, nebo byl inerter přemístěn do série s tlumičem. Tyto dvě základní konfigurace byly porovnány s konvenčním odpružením o stejných parametrech. Sledovaným parametrem bylo zrychlení odpružené hmoty při přejezdu nerovnosti. Z porovnávané dvojice byla výrazně lepší paralelní varianta, u které bylo při navyšování inertance dosahováno stále lepších výsledků, na rozdíl od sériové varianty, u které inerter přinášel mírný benefit pouze při nejnižších hodnotách inertance. Jelikož byl přínos paralelního uložení násobně větší a z hlediska možnosti navyšování inertance má i větší potenciál, bylo ve zbytku práce srovnáváno s konvenčním odpružením pouze paralelní uložení inerteru s tlumičem a pružinou.

Analýza vlivu změny parametrů odpružení při aplikovaném inerteru ukázala, že z hlediska vztahu k tlumičům byl inerter nejvíce efektivní se slabšími tlumiči (s nízkou tlumicí konstantou) a dokázal právě v kombinaci s nimi nejvíce zlepšovat jízdní komfort a bezpečnost. Z pohledu tuhosti pružin přinášel inerter největší efekt u vysokých tuhostí, kde nejzásadněji ze všech parametrů ovlivňoval jízdní bezpečnost. V extrémních případech by dokázal inerter zabránit i ztrátě trakce. Z hlediska hmotností odpružených a neodpružených hmot byl inerter nejefektivnější u lehčích vozidel.

Ve druhé polovině práce se již analýzy věnovaly vozidlu s pevně stanovenými parametry, které přibližně odpovídaly těžšímu automobilu třídy pick-up nebo elektrickému SUV.

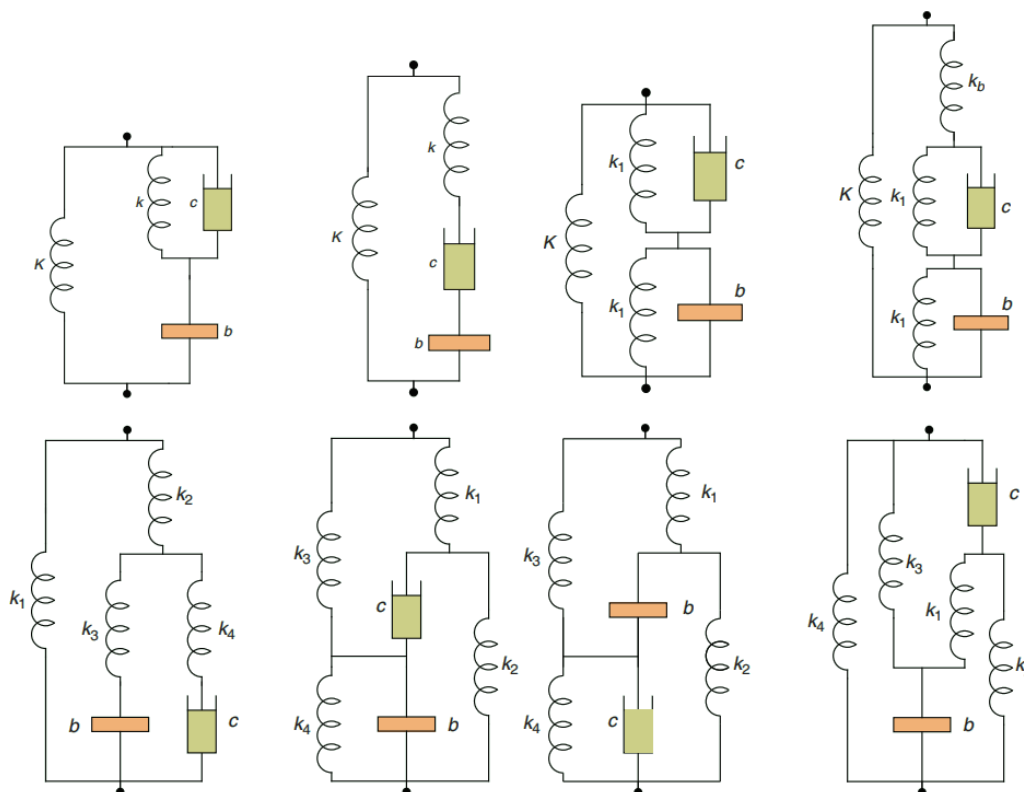
Z analýzy jízdy po vozovkách různých tříd dle klasifikace ISO 8608 vyšlo najevo, že při vyhodnocování dat z určitého časového úseku (v tomto případě 10 vteřin jízdy) existovalo vždy v intervalu testované inertance 1 až 100 kg lokální maximum, které se oproti ostatním analýzám nenacházelo až na konci tohoto intervalu. Testována byla rychlost jízdy v obci $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a dálniční rychlost $130 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, přičemž inerter byl pro jízdní komfort nejprínosnější při inertanci přibližně 10 až 20 kg. Efekt inerteru se mírně zvětšoval se zhoršováním kvality vozovky. V případě příliš velké inertance měl inerter u tohoto kontinuálního charakteru buzení na kvalitu jízdního komfortu naopak negativní dopad.

V případě přejezdu nerovnosti byl pro vozidlo inerter přínosný jak z hlediska komfortu, tak i jízdní bezpečnosti. Efekt inerteru narůstal se zvětšováním jeho inertance.

Sice ne tak častým, ale o to nebezpečnějším jízdním manévrem vozidla může být skok, resp. ztráta kontaktu kol s vozovkou. Při nejnižších dopadových rychlostech, které v analýze odpovídaly přibližně 5 cm volného pádu byl inerter schopen zlepšit při dopadu jak jízdni komfort, tak i snížit maximální zatížení odpružení. Při delších pádech inerter stále zajišťoval lepší jízdni komfort v rámci širšího časového intervalu od dopadu po ustálení, ale naopak navýšoval maximální amplitudu zrychlení, které je vozidlo i posádka vystavena v prvním okamžiku dopadu a tím narůstalo i vzniklé zatížení odpružení.

Závěrečná analýza zkoumala frekvenční odezvu odpružení. V intervalu 1 až 30 Hz se nacházela pouze jedna viditelná vlastní frekvence a sice neodpružené hmoty. Vlastní frekvenci odpružené hmoty dokázal pohltit použitý silný tlumič. Zapojení inerteru dokázalo vlastní frekvenci neodpružené hmoty posunout až o 25 % k nižším hodnotám, přičemž nejefektivnější byl inerter s nejvyšší inertancí.

Jak bylo již zmíněno o pár odstavců výše, tato diplomová práce zkoumala pouze základní možnosti uložení inerteru. Je možné uvažovat několik dalších konfigurací (např. viz obr. 49), u nichž je však s přibývajícimi prvky (pružinami) složitější a komplexnější i potřebná analýza, jelikož se v modelu vyskytuje více proměnných. Tato oblast je tedy ještě z velké části vhodná k navazujícím analýzám.



Obr. 49: Komplexnější konfigurace odpružení s inerterem [1]

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *IEEE Circuits and Systems Magazine: The Missing Mechanical Circuit Element* [online]. Chen, 2009 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: <https://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=4799284>
- [2] JAZAR, Reza N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application* [online]. 3rd ed. 2017. Cham: Springer International Publishing, 2017 [cit. 2022-05-06]. ISBN 978-3-319-53441-1.
- [3] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory : hnací charakteristika : brzdění : odpruženost : říditelnost, ovladatelnost : stabilita*. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [4] Understanding the working of shock absorber. In: *Student lesson* [online]. 2020 [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: <https://studentlesson.com/shock-absorber-definition-functions-components-types-working/>
- [5] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [6] Why F1 Banned This Genius Device. In: *Youtube* [online]. Donut Media [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://youtu.be/t58qjcNwEbo>
- [7] RAJAMANI, Rajesh. *Vehicle Dynamics and Control*. Minnesota: Springer, 2006. ISBN 0-387-26396-9.
- [8] Electrical Analogies of Mechanical Systems. In: *Tutorialspoint* [online]. 2020 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: https://www.tutorialspoint.com/control_systems/control_systems_electrical_analogies_mechanical.htm
- [9] MORELLI, Alessandro. *Synthesis of electrical and mechanical networks of restricted complexity*. Cambridge, 2019. Disertace. University of Cambridge, Department of Engineering.
- [10] *The inerter concept and its application* [online]. Fukui, Japan, 2003 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://www.yumpu.com/en/document/read/7026031/the-inerter-concept-and-its-application-malcolm-c-smith->. SICE Annual conference. University of Cambridge.
- [11] MA, Ruisheng, Kaiming BI a Hong HAO. Inerter-based structural vibration control: A state-of-the-art review. *Engineering Structures*. Austrálie, 2021, (243).

- [12] SMITH, Malcolm Clive. *Force-controlling mechanical device*. Velká Británie. WO03005142. Uděleno 16.1.2003.
- [13] SMITH, Malcolm a Fu-Cheng WANG. Performance Benefits in Passive Vehicle Suspensions Employing Inerters. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2004, **42**(4), 235-257 [cit. 2022-05-09]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423110412331289871
- [14] WANG, Fu-Cheng. *Hydraulic inerter mechanism*. Taiwan. US2009139225. Uděleno 4.6.2009.
- [15] SMITH, Malcolm Clive. *Force-controlling hydraulic device*. Velká Británie. WO2011015828. Uděleno 10.2.2011.
- [16] *Racecar engineering*. Londýn, 2020, . Dostupné také z: <https://www.racecar-engineering.com/>
- [17] Secrets of the inerter revealed. In: *University of Cambridge enterprise* [online]. Velká Británie: University of Cambridge [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.enterprise.cam.ac.uk/news/secrets-of-the-inerter-revealed/>
- [18] McLaren hit by constructors' ban. In: *BBC Motorsport* [online]. Velká Británie [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: http://news.bbc.co.uk/sport2/hi/motorsport/formula_one/6991147.stm
- [19] The FIA's decision in full. In: *Eurosport* [online]. Francie, 2007 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://www.eurosport.com/formula-1/the-fia-s-decision-in-full_sto1404561/story.shtml
- [20] AGRAWAL, Ankur. *Performance Improvement of Automotive Suspension Systems using Inerters and an Adaptive Controller* [online]. Kanada, 2013 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: https://uwspace.uwaterloo.ca/bitstream/handle/10012/7902/Agrawal_Ankur.pdf. Diplomová práce. University of Waterloo.
- [21] Ram 1500 Laramie Crew Cab. In: *RAM* [online]. 2021 [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://www.ramtrucks.com.au/vehicles/new-1500-laramie-crew-cab/>
- [22] Tesla Model X. In: *Tesla* [online]. 2022 [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: https://www.tesla.com/cs_cz/modelx
- [23] The iX. In: *BMW* [online]. 2022 [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://www.bmw.cz/cs/all-models/bmw-i/bmw-ix/2021/bmw-ix-technicke-udaje.html#tab-0-0>
- [24] ISO 8608. *Mechanical vibration — Road surface profiles — Reporting of measured data*. Second edition. Switzerland: ISO copyright office, 2016.



- [25] AGOSTINACCHIO, M., D. CIAMPA a S. OLITA. The vibrations induced by surface irregularities in road pavements – a Matlab® approach. *European Transport Research Review* [online]. 2014, **6**(3), 267-275 [cit. 2022-05-15]. ISSN 1867-0717. Dostupné z: doi:10.1007/s12544-013-0127-8
- [26] ISO 2631-1. *Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration*. Second edition. Switzerland: International Organization for Standardization, 1997.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_{ms}	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení odpružené hmoty
a_{mu}	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení neodpružené hmoty
a_{RMS}	$[m \cdot s^{-2}]$	Efektivní hodnota zrychlení (root mean square)
a_{min}	$[m \cdot s^{-2}]$	Minimální hodnota zrychlení
a_{max}	$[m \cdot s^{-2}]$	Maximální hodnota zrychlení
a_{vt}	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení vazebního tělesa
b	$[kg]$	Koeficient inertance
B	$[m]$	Vzorkovací interval
E_{inert}	$[J]$	Akumulovaná energie inerterem
F_{inert}	$[N]$	Síla vyvozená inerterem
F_{pneu}	$[N]$	Hnací síla pod pneumatikou
F_{RMS}	$[N]$	Efektivní hodnota síly (root mean square)
F_{static}	$[N]$	Statické zatížení
f	$[Hz]$	Budící frekvence
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení
h	$[m]$	Rozteč šroubovice
$h(x)$	$[m]$	Výchylka profilu vozovky
I	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti setrvačnicku
k	$[-]$	Konstanta dle ISO 8608
k_i	$[N \cdot m^{-1}]$	Tuhost uložení
L	$[m]$	Délka profilu vozovky
l	$[m]$	Stoupání závitu šroubu
m	$[kg]$	Hmotnost setrvačnicku
m_i	$[kg]$	Hmotnost tělesa
m_{kap}	$[kg]$	Hmotnost kapaliny ve šroubovici
m_s	$[kg]$	Hmotnost odpružené hmoty
m_u	$[kg]$	Hmotnost neodpružené hmoty
N	$[-]$	Počet datových bodů
n_0	$[m^{-1}]$	Počet cyklů na metr profilu
n_{max}	$[m^{-1}]$	Maximální vzorkovací frekvence
r_1	$[m]$	Poloměr pastorku hřebene
r_2	$[m]$	Poloměr ozubeného kola

r_3	[m]	Poloměr pastorku setrvačníku
r_4	[m]	Poloměr šroubovice
S	[m ²]	Pracovní plocha pístu
S_2	[m ²]	Průřez kanálu šroubovice
V	[m ³]	Pracovní objem hydromotoru
v_{ms}	[m·s ⁻¹]	Rychlost odpružené hmoty
v_{mu}	[m·s ⁻¹]	Rychlost neodpružené hmoty
W	[N]	Svislé zatížení pneumatiky
x	[m]	Proměnná souřadnice
α_1	[-]	1. převodový poměr
α_2	[-]	2. převodový poměr
γ	[m]	Poloměr rotace setrvačníku
Δn	[m ⁻¹]	Vzorkovací frekvence
μ	[-]	Koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou
φ_i	[°]	Fázový úhel
ω_n	[s ⁻¹]	Vlastní frekvence