VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

VIRTUÁLNÍ MODEL REZONANČNÍHO ADHEZNÍHO TESTU ZÁVĚSU KOLA DLE EUSAMA

VIRTUAL MODEL OF RESONANCE ADHESION TEST (EUSAMA)

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE Bc. PETRA HORTOVÁ
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE doc. Ing. IVAN MAZŮREK, CSc.
SUPERVISOR

BRNO 2009

ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na problematiku týkající se oblasti bezdemontážní diagnostiky a to výhradně rezonančního adhezního testeru dle metodiky EUSAMA. Výsledkem této metody je posouzení technického stavu tlumičů odpružení. Avšak vzhledem k testování celé pružící a tlumící soustavy vozidla, jsou výsledky zkresleny vlivem testovacích podmínek a ostatních komponent vozidla.
Cílem diplomové práce je analýza mezí praktického uplatnění rezonančního adhezního testu pro ověřování kvality tlumení kol dopravních prostředků. Problematika bude řešena pomocí virtuálního modelování v programu Adams/View, kde se vytvoří reálná náprava automobilu Škoda Roomster TDI 1.4. Na tomto modelu budou následně simulovány možné funkční vlastnosti a opotřebení jednotlivých komponent ovlivňující metodu. Virtuální model nápravy bude dále využíván pro výzkumnou činnost Ústavu konstruování Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně.

Klíčová slova

bezdemontážní diagnostika, tlumič odpružení, závěs kola, virtuální modelování, adheze, zpracování signálu, citlivostní analýza

ABSTRACT

Thesis deals with problems about areas of a non-assembling diagnostics namely resonant adhesive tester according to an EUSAMA methodology. Result of the methodology is a technical condition examination of dampers. However with regard to testing of whole suspension and damping vehicle system are results distorted by influence of testing conditons and another vehical components.
Goal of thesis is analysis limits of practical use resonant adhesive tester for a quality checking of mount wheels damping. Problems are solved by a virtual simulation in a program Adams/View where is created a real model of vehical axle of Skoda Roomster TDI 1.4. In the model is consequently simulated possible functional characteristics and abrasions of single components which influence the methodology. Virtual model will be using for research activity of Institute of machine and industrial design Faculty of mechanical ingeneering Brno University of technology.

Key words

non-assembling diagnostics, shock absorber, wheel suspension, virtual modelling, adhesion, signal processing, sensitivity analysis

Bibliografická citace

HORTOVÁ, P. Virtuální model rezonančního adhezního testu závěsu kola dle EUSAMA. Brno, VUT-FSI., 2009, 61 s.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Čestně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracovala samostatně, na základě uvedené literatury a podpory vedoucího práce.

V Brně dne 20. 5. 2009 Hortová Petra ……

PODĚKOVÁNÍ

Ráda bych tímto poděkovala svému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Ivanu Mazůrkovi, CSc. z Ústavu konstruování Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně za odborné vedení, připomínky a cenné rady z oboru technické diagnostiky.
Dále bych chtěla poděkovat Ing. Martinovi Beranovy z Ústavu automobilního a dopravního inženýrství za spolupráci při zjišťování důležitých údajů pro sestavení virtuálního modelu.

OBSAH

ÚVOD **13**
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ **14**
1.1 Bezdemontážní diagnostika 14
1.1.1 Systém rezonanční adhezní – metodika EUSAMA 14
1.2 Dynamika závěsu kola 17
1.3 Počítačové modelování 20
1.3.1 Programové prostředí Adams 22
1.3.2 Tvorba modelu a popis multi-body systému 22
2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA **24**
3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE **25**
4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENí **26**
4.1 Základní rozměry a charakteristiky nápravy 27
4.2 Popis virtuálního modelu 30
4.3 Tvorba virtuálního modelu 32
4.4 Kalibrace modelu 35
4.5 Výchozí nastavení testovacího modelu 35
4.6 Diagnostická metoda 39
4.7 Výsledky základního nastavení testovacího modelu 40
5 ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ **41**
5.1 Metoda vyhodnocení výsledků 41
5.2 Citlivostní analýza jednotlivých měření 42
5.2.1 Vliv příčného stabilizátoru 42
5.2.2 Vliv nahuštění pneumatik 43
5.2.3 Vliv velikosti amplitudy buzení 45
5.2.4 Vliv tvaru charakteristiky tlumiče odpružení 46
5.2.5 Vliv vůle v uložení tlumiče 49
5.2.6 Vliv náhodného šumu 50
5.2.7 Vliv smykového tření v tlumiči 50
6 ZÁVĚR **52**
7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ **54**
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN **56**
8.1 Seznam použitých zkratek 56
8.2 Seznam použitých symbolů a veličin 56
9 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ **58**
9.1 Seznam obrázků 58
9.2 Seznam grafů 58
10 SEZNAM TABULEK **60**
11 SEZNAM PŘÍLOH **61**

ÚVOD

Bezpečnost na vozovkách je v dnešní době velmi široký problém týkající se každého z nás. Vzhledem k tomuto faktu je kladen značný důraz na pravidelnou kontrolu a údržbu technického stavu motorových vozidel. Špatného technického stavu automobilu lze docílit mnoha vlivy, ať už například klimatickými změnami počasí, mechanickým poškozením, nevhodně zvoleným materiálem nebo například montáží.
Jedním z hlavních prvků ovlivňující jízdu automobilu je tlumič odpružení, který je důležitým faktorem bezpečné a pohodlné jízdy. Špatným technickým stavem tlumiče odpružení dochází k rychlému opotřebení celého mechanismu závěsu, pneumatik vozidla a dále hraje velkou roli v řízení, brzdění a jízdní stabilitě vozu. [1,2,3]
Proto je kladen značný důraz na pravidelnou kontrolu tlumiče odpružení. Nejpřesnější způsob posouzení technického stavu tlumičů odpružení se zjišťuje po demontáži z vozidla, kdy je přímo změřena tlumící síla ve všech jeho provozních stavech. Efektivnější a méně nákladná metoda se nachází v bezdemontážní diagnostice, která ovšem také skýtá různá úskalí. Tato práce je zaměřena na jeden z typů testerů této diagnostiky a to přímo na rezonační adhezní tester dle metodiky EUSAMA. V důsledku toho, že tato diagnostická metoda nezahrnuje pouze tlumič, nýbrž celou tlumící a pružící soustavu automobilu, bývá výsledek podstatně závislí na technických stavech komponent ve vozidle. Tím je diagnostika značně ovlivněna vlivem opotřebení, poruchou prvků závěsů, nastavením funkčních vlastností, deformací karoserie (ovlivňující rozložení síly na kola), ale například i vysokými teplotními výkyvy. Proto jedna z podmínek korektních výsledků je dobrý technický stav celé nápravy a kvalitní vyhodnocovací software. Některé rezonanční testery mohou testovat celou nápravu naráz, avšak tato práce je zaměřena spíše na testery, které testují pouze jedno kolo. [2,4,5]
Práce má za úkol posoudit meze použití rezonančních adhezních testerů dle metodiky EUSAMA. Vzhledem k tomu, že každá diagnostická metoda musí být nejprve ověřena na značném počtu měřících vzorků, pokud možno různých vlastností, bývá toto ověření velmi časově i finančně náročné. Bylo tedy zvoleno řešení pomocí počítačového modelování, které se zaměřuje na snížení vývojové doby, zlevnění vývoje a výroby v mnoha průmyslových odvětvích. Problematika bude tedy řešena užitím virtuálního modelování, kde se vytvoří situace testování nápravy a následně analyzuje chování nápravy vozidla za změny funkčních vlastností jednotlivých komponent. Citlivostní analýza získaných výsledků pomůže k vyhodnocení míry funkčnosti rezonančních adhezních testerů. Práce tvořena v programu Adams/View od firmy MSC software by měla poukázat na problematiku těchto testerů a vytvořit komplexní pohled na danou diagnostiku tlumičů odpružení použitím rezonančního adhezního testeru. [4]
Tato analýza navazuje na dřívejší výzkumný projekt realizovaný doc. Ing. Ivanem Mazůrkem, CSc. z Ústavu konstruování Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně.

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Jak již bylo zmíněno tato práce má poukázat na problematiku rezonančních adhezních testerů využitím virtuálního modelování. Vzhledem k tomuto faktu bude tato kapitola rozdělena do tří skupin:
- bezdemontážní diagnostika
- dynamika závěsu kola
- virtuální modelování

Tlumiče za běžných okolností provedou kolem 1200 funkčních cyklů na jeden kilometr. Vzhledem k těmto okolnostem zde dochází k opotřebení, které má dopad na bezpečnost vozidla. Kontrola tlumičů probíhá po každých 20 000 kilometrech, aby nedocházelo k následné ztrátě funkčních vlastností a případné kritické havárii automobilu. [6]
Technický stav tlumiče odpružení se nejlépe posuzuje po demontáži z vozidla na speciálním měřícím zařízení, kde je přímo změřena tlumící síla ve všech jeho provozních stavech. Avšak takto přesná diagnostika probíhá za přísných podmínek s použitím velmi nákladných zařízení a vzhledem k časové náročnosti demontáže jsou tyto zkoušky velmi neefektivní. [2]

1.1 Bezdemontážní diagnostika

Vzhledem k náročnosti již zmíněné diagnostické metody se zavedli tzv. bezdemontážní zkoušky, které jsou vzhledem ke své efektivitě velmi rozšířené. Při měření se provádí test celé pružící i tlumící soustavy. Výhodou těchto metod je vysoký komfort a rychlost zkoušky. Avšak i zde dochází k negativním vlivům v průběhu testování, kdy se nedokáže vyhodnotit zapříčinění špatného technického stavu tlumičů vzhledem k testování celé soustavy. Kromě tlumiče může být vyhodnocení jednotlivých testů ovlivněno například čepy, ložisky, uložení nápravy, suchým třením a spoustou dalších prvků. Uvedené nedostatky jsou jednoznačně vyvážené úsporou času při testování a také nízkou cenou testovacích zařízení.[7,8]

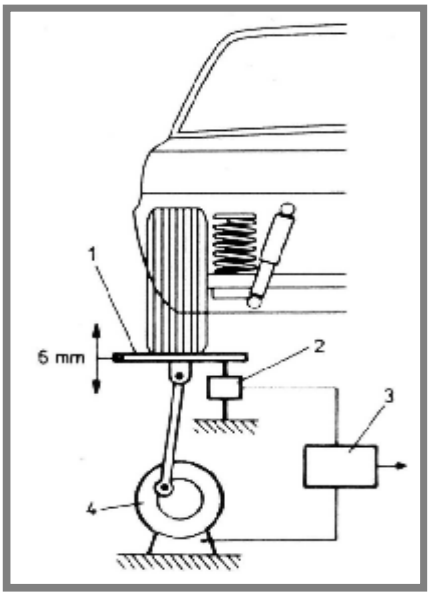
Bezdemontážní testování tlumičů odpružení lze dělit dle způsobu:

- **Vytváření budících kmitů** - **Aktivní testery** pracující rozkmitáním kola periodickým zdvihem měřící plošiny.
  - **Pasivní testery,** které pracují na principu jednoho pulsu zhoupnutí karoserie automobilu. [2,7]

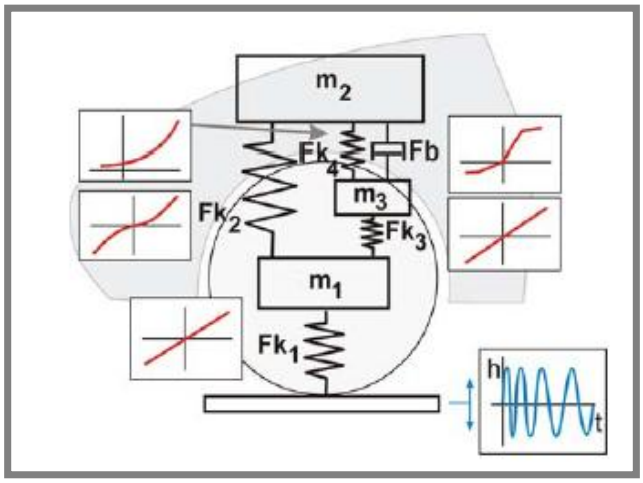
- **Vyhodnocení technického stavu** - **hodnocení databázové**
  - **hodnocení bezpečnostní** (EUSAMA) [2,7]

1.1.1 Systém rezonanční adhezní – metodika EUSAMA

Rezonanční adhezní testery pracují na principu vibračních plošin určených pro rozkmitání kola testovaného závěsu. Toto kmitání je dále po celou dobu testování měřeno a posléze vyhodnoceno. Rezonanční adhezní testery se řídí dle metodiky EUSAMA (EUropean Shock Absorber Manufactures Association) a v praxi jsou široce rozšířené. Asociace EUSAMA od roku 1971 sjednocuje testovací podmínky a danou metodiku při posuzování technického stavu tlumičů. [2,3,7]



Obr. 1.1 Schéma zařízení rezonančního 1, kmitající plošina; 2, adhezního testu. měřící tenzometr; 3, elektronický systém; 4, motor [9]



Obr. 1.2 Matematický model rezonančního adhezního testeru [1]

Testování probíhá ve dvou fázích:

- **Předběžná testovací fáze** – Fáze probíhá za nízké testovací frekvence a slouží k dosažení správné viskozity oleje v tlumičích.

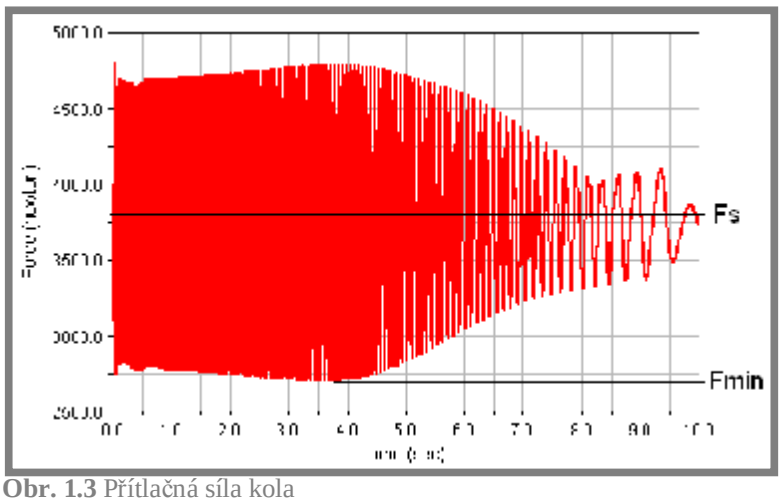
- **Měřící fáze** - V této fázi jsou provedeny reálné zkoušky testovaného tlumiče. [9]

Posuzuje se přítlak kola automobilu ke kmitající plošině simulující jízdu na nerovnoměrném povrchu. Hodnotí tak míru kontaktu kola s vozovkou a měří přítlačnou sílu kola. Toto zařízení je vlastně speciální váha, která nejprve změří maximální hmotnost stojícího kola v klidu a dále ji porovnává s hmotností naměřené při působení rozkmitané plošiny. Kromě této veličiny je zde také vždy stanoven vlastní kmitočet, amplituda, součinitel tlumení, které vedou k popisu charakteristiky tlumiče a také mohou posoudit závadu v nápravě. Schéma zařízení můžeme vidět na Obr. 1.1-2. Frekvenční rozsah kmitání plošiny je okolo 0 - 25 Hz. Výsledkem zkoušky je pak nejmenší hodnota přítlaku *EUS* kola k plošině Obr. 1.3, která se zpravidla projeví v rozsahu 12-18 Hz. [2,9]

Dle směrnice se doporučuje vyjadřovat zjištěnou veličinu v poměru ke statické hodnotě přítlaku (podíl váhy na kolo).

$$EUS = 100\frac{F_{min}}{F_S}\ [\%] \qquad [2] \tag{1.1}$$

EUS [%] hodnota EUSAMA;
F_{min} [N] - minimální přítlačná síla kola
F_S [N] - statická síla kola

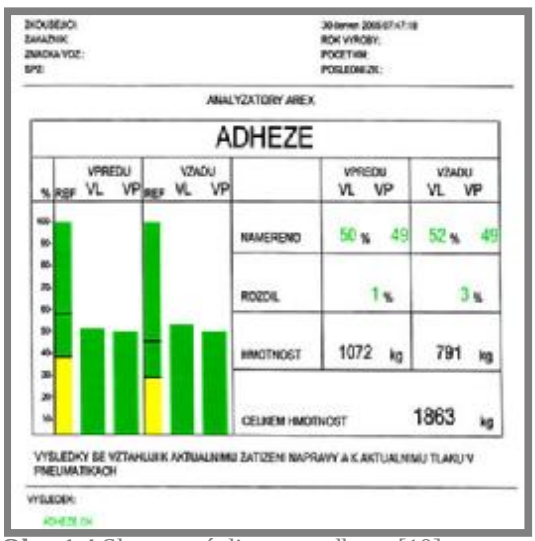


Obr. 1.3 Přítlačná síla kola

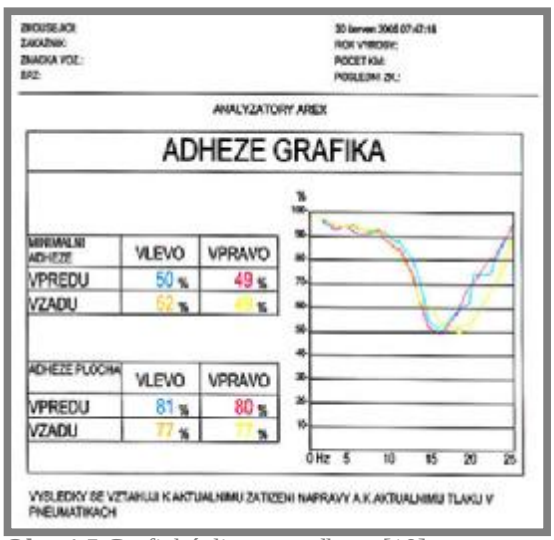
Adheze se vyjadřuje pro levé a pravé kolo vždy zvlášť a neměla by přesahovat 20%. Metodika EUSAMA hodnotí tlumiče podle těchto kritérií:

Minimální naměřená hodnota adheze:	**Hodnocení stavu tlumiče:**
nad 60%	výborný
41-60%	dobrý
21-40%	dostatečný
1-20%	nevyhovující
0%	špatný/neúčinný [2,7,9]

Může také nastat případ, kdy vůz s defektním tlumičem o vyšší celkové hmotnosti působí na přítlačnou plošinu větší silou, než naopak vůz lehký s dobrým tlumičem. Proto musí být výstupy této metody pro korektnost výsledků srovnávány pomocí vyhodnocovacího softwaru s databází jednotlivých modelů vozidel a až posléze vyhodnoceny. Dále jsou výsledky testu zpracovány do zkušebních protokolů ve formě sloupcových diagramů Obr. 1.4, grafického znázornění přilnavosti kol v celém frekvenčním rozsahu kmitání Obr. 1.5 nebo číselně udaných hodnot přilnavosti při jednotlivých frekvencích. [4,5,10]



Obr. 1.4 Sloupcový diagram adheze [10]



Obr. 1.5 Grafický diagram adheze [10]

Představitelé dnešních systémů jsou například německá firma Beissebarth, MAHA, TRI TEC nebo také ROBOTERM, který můžeme vidět na Obr. 1.6. [4,11]

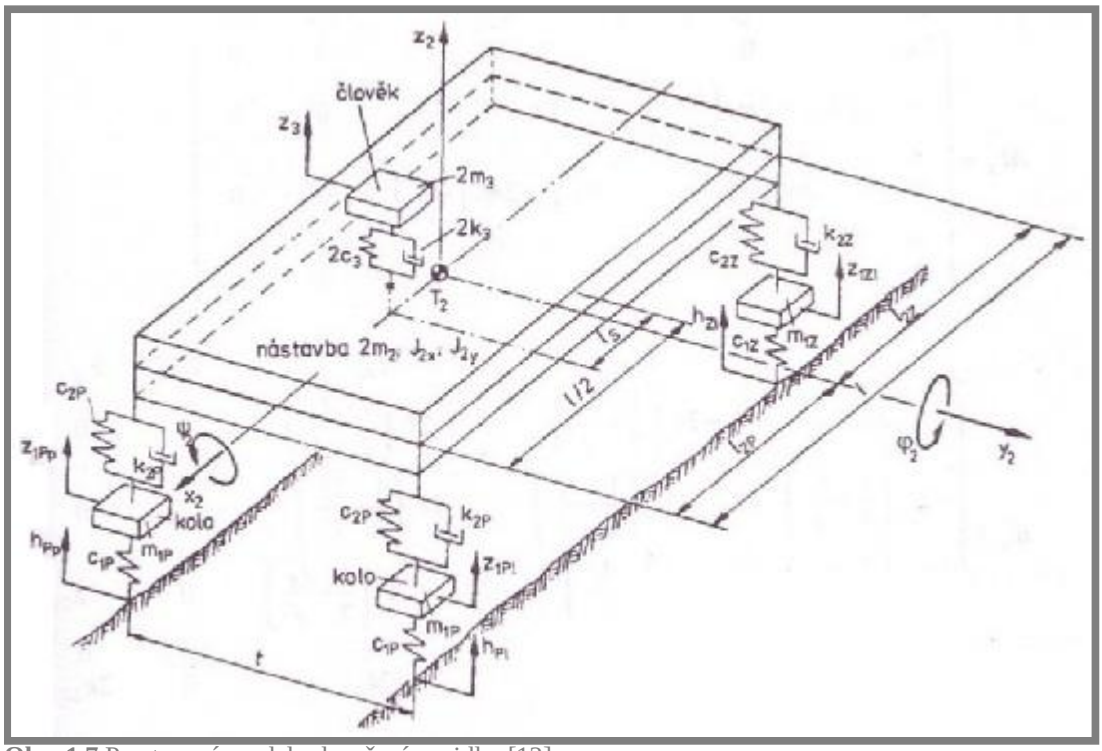
Obr. 1.6 Testovací linka pro osobní vozy. [9]

Problémem rezonančních testerů je, že měření nezahrnuje pouze tlumič, ale celou nápravu. Proto jsou tyto systémy často nazývány tester závěsu kola, což také lépe vyznačuje pravý stav věci. Vzhledem k těmto faktům bývá výsledek metodiky EUSAMA podstatně závislý například na okamžité hmotnosti vozidla, respektive jejímu podílu na měřeném kole. Další z negativních prvků je například vliv opotřebení jednotlivých komponent, deformace karoserie (ovlivňující rozložení sil na kola), ale například i vysoké teplotní výkyvy. Hodnoty naměřené adheze při těchto vlivech nemusí odpovídat skutečným jízdním podmínkám v konkrétním technickém stavu. Proto je nutné nezaměřit se jen na pouhé testování tlumičů odpružení, ale i na komplexní pohled celé problematiky této diagnostiky. [2,4,5]
Avšak přes všechny problémy této metody dokáží rezonanční testery velmi dobře posoudit kvalitu tlumiče. Podmínkou správných výsledků je dobrý technický stav náprav vozidla a také kvalitní vyhodnocovací software. [4]

1.2 Dynamika závěsu kola

1.2

Tato práce se bude zabývat analýzou kmitání nápravového modelu. K dynamickému popisu vozidla je zde uveden model odpružení dvounápravového vozidla Obr. 1.7.
Rozdílné nerovnosti pod koly automobilu vyvolávají příčné úhlové kmitání (tzv. kolébání) a houpání vozidla. Vlivem symetrie dochází k navázání všech těchto typů pohybu. [12]



Obr. 1.7 Prostorový model odpružení vozidla. [12]

K popisu chování vozidla lze použít následujících pohybových rovnic, kde použité veličiny jsou znázorněné na Obr. 1.7-8. Vzhledem k prostorovému modelu budeme používat maticového zápisu. [12]

označení	zkratka	znázornění	účinek
fázové buzení = nadnášení	$h_\Sigma = \frac{h_l + h_p}{2}$	h_l $h_p = h_l$	pouze nadnášení a houpání
protifázové buzení = kolébání	$h_\Delta = \frac{h_l - h_p}{t}$	h_l h_Δ $\lvert h_p \rvert = \lvert h_l \rvert$ t	pouze kolébání

Obr. 1.8 Význam funkcí vlivem nerovností. [12]

Pohybové rovnice pro nadnášení s vektorem souřadnic:

$$M_z\ddot{z} + K_z\dot{z} + C_z z = R_z h_\Sigma; \quad z^T = (z_3, z_{2P}, z_{2Z}, z_{1P}, z_{1Z}). \tag{1.2}$$

Pohybové rovnice pro kolébání s vektorem souřadnic:

$$M_\Psi\ddot{\Psi} + K_\Psi\dot{\Psi} + C_\Psi\Psi = R_\Psi h_\Delta; \quad \Psi^T = (\Psi_2, \Psi_{1P}, \Psi_{1Z}). \quad [12] \tag{1.3}$$

Výpočet jednotlivých veličin pro nadnášení:

$$M_z = \begin{bmatrix} 2m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2m_{2P} + 2m_V\left(\frac{l_{2Z}}{l}\right)^2 & 2m_V\frac{l_{2P}l_{2Z}}{l^2} & 0 & 0 \\ 0 & 2m_V\frac{l_{2P}l_{2Z}}{l^2} & 2m_{2Z} + 2m_V\left(\frac{l_{2P}}{l}\right)^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2m_{1P} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2m_{1Z} \end{bmatrix} \tag{1.4}$$

$$K_z = \begin{bmatrix} 2k_3 & -2k_3\left(\frac{1}{2}+\frac{l_S}{l}\right) & -2k_3\left(\frac{1}{2}-\frac{l_S}{l}\right) & 0 & 0 \\ -2k_3\left(\frac{1}{2}+\frac{l_S}{l}\right) & 2k_{2P} + 2k_3\left(\frac{1}{2}+\frac{l_S}{l}\right)^2 & 2k_3\left(\frac{1}{4}-\frac{{l_S}^2}{l^2}\right) & -2k_{2P} & 0 \\ -2k_3\left(\frac{1}{2}-\frac{l_S}{l}\right) & 2k_3\left(\frac{1}{4}-\frac{{l_S}^2}{l^2}\right) & 2k_{2Z} + 2k_3\left(\frac{1}{2}-\frac{l_S}{l}\right)^2 & 0 & -2k_{2Z} \\ 0 & -2k_{2P} & 0 & 2k_{2P} & 0 \\ 0 & 0 & -2k_{2Z} & 0 & 2k_{2Z} \end{bmatrix} \tag{1.5}$$

$$C_z = \begin{bmatrix} 2c_3 & -2c_3\left(\frac{1}{2}+\frac{l_S}{l}\right) & -2c_3\left(\frac{1}{2}-\frac{l_S}{l}\right) & 0 & 0 \\ -2c_3\left(\frac{1}{2}+\frac{l_S}{l}\right) & 2c_{2P} + 2c_3\left(\frac{1}{2}+\frac{l_S}{l}\right)^2 & 2c_3\left(\frac{1}{4}-\frac{{l_S}^2}{l^2}\right) & -2c_{2P} & 0 \\ -2c_3\left(\frac{1}{2}-\frac{l_S}{l}\right) & 2c_3\left(\frac{1}{4}-\frac{{l_S}^2}{l^2}\right) & 2c_{2Z} + 2c_3\left(\frac{1}{2}-\frac{l_S}{l}\right)^2 & 0 & -2c_{2Z} \\ 0 & -2c_{2P} & 0 & 2c_{2P} & 0 \\ 0 & 0 & -2c_{2Z} & 0 & 2(c_{2Z}+c_{1Z}) \end{bmatrix} \tag{1.6}$$

$$R_z h_\Sigma = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 2c_{1P} & 0 \\ 0 & 2c_{1Z} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} h_{\Sigma P} \\ h_{\Sigma Z} \end{bmatrix}. \quad [12] \tag{1.7}$$

Výpočet jednotlivých veličin pro kolébání:

$$M_\Psi = \begin{bmatrix} J_{2\Psi} & 0 & 0 \\ 0 & 2m_{1P}\left(\frac{t}{2}\right)^2 & 0 \\ 0 & 0 & 2m_{1Z}\left(\frac{t}{2}\right)^2 \end{bmatrix} \tag{1.8}$$

$$K_\Psi = \begin{bmatrix} 2\left(\frac{t}{2}\right)^2(k_{2P}+k_{2Z}) & -2k_{2P}\left(\frac{t}{2}\right)^2 & -2k_{2Z}\left(\frac{t}{2}\right)^2 \\ -2k_{2P}\left(\frac{t}{2}\right)^2 & 2k_{2P}\left(\frac{t}{2}\right)^2 & 0 \\ -2k_{2Z}\left(\frac{t}{2}\right)^2 & 0 & 2k_{2Z}\left(\frac{t}{2}\right)^2 \end{bmatrix} \tag{1.9}$$

$$C_\Psi = \begin{bmatrix} 2\left(\frac{t}{2}\right)^2(c_{2P}+c_{2Z}) & -2c_{2P}\left(\frac{t}{2}\right)^2 & -2c_{2Z}\left(\frac{t}{2}\right)^2 \\ -2c_{2P}\left(\frac{t}{2}\right)^2 & 2(c_{2P}+c_{2P})\left(\frac{t}{2}\right)^2 & 0 \\ -2c_{2Z}\left(\frac{t}{2}\right)^2 & 0 & 2(c_{2Z}+c_{2Z})\left(\frac{t}{2}\right)^2 \end{bmatrix} \tag{1.10}$$

$$R_{\Psi} h_{\Delta} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 2c_{1P}\left(\frac{t}{2}\right)^2 & 0 \\ 0 & 2c_{1Z}\left(\frac{t}{2}\right)^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} h_{\Delta P} \\ h_{\Delta Z} \end{bmatrix}. \quad [12] \tag{1.11}$$

Aritmetický průměr levého a pravého kola

$$z_{1P} = \frac{1}{2}\left(z_{1Pl} + z_{1Pp}\right);\ z_{1Z} = \frac{1}{2}\left(z_{1Zl} + z_{1Zp}\right), \tag{1.12}$$

fiktivní klopení náprav z rozdílů pohybů hmot

$$\Psi_{1P} = \frac{1}{s}\left(z_{1Pl} + z_{1Pp}\right);\ \Psi_{1Z} = \frac{1}{s}\left(z_{1Zl} + z_{1Zp}\right), \tag{1.13}$$

buzení nadnášení ze součtů nerovností vlevo a vpravo

$$\mathrm{h}_{\Sigma P} = \frac{1}{s}\left(h_{P_L} + h_{P_P}\right);\ \mathrm{h}_{\Sigma P} = \frac{1}{s}\left(h_{Z_L} + h_{Z_P}\right), \tag{1.14}$$

buzení pro kolébání z rozdílů

$$\mathrm{h}_{\Delta P} = \frac{1}{t}\left(h_{P_L} + h_{P_P}\right);\ \mathrm{h}_{\Delta P} = \frac{1}{t}\left(h_{Z_L} + h_{Z_P}\right). \quad [12] \tag{1.15}$$

Můžeme usoudit, že soustavy rovnic popisující pohyb vozidla jsou poměrně náročné. Vzhledem k nelineárním charakteristikám komponent ve vozidle bude řešení pohybových rovnic mnohem složitější. Vhodnějším řešením chování závěsu kola bylo využitím virtuálního modelování, o kterém bude zmíněno v následující kapitole.

1.3 Počítačové modelování

Vzhledem k problematice rezonančních adhezních testerů je jedním z cílů této práce vytvoření virtuálního modelu nápravy automobilu Roomster TDI 1.4. A pomocí virtuálních simulací bude vyhodnocena míra použití adhezního testeru dle metodiky EUSAMA.

Počítačové modelování je široce rozvíjející se obor, který sahá do různých průmyslových odvětví. Problematikou počítačového modelování se v Evropě zabývala Mezinárodní společnost pro počítačovou simulaci (Society for Computer Simulation International, SCS), která je v dnešní době rozdělena do jednotlivých podniků. Vzhledem k důležitosti a rozšířenosti těchto metod pořádají tyto společnosti každoroční konference pojednávající o různorodosti počítačového modelování. [13]

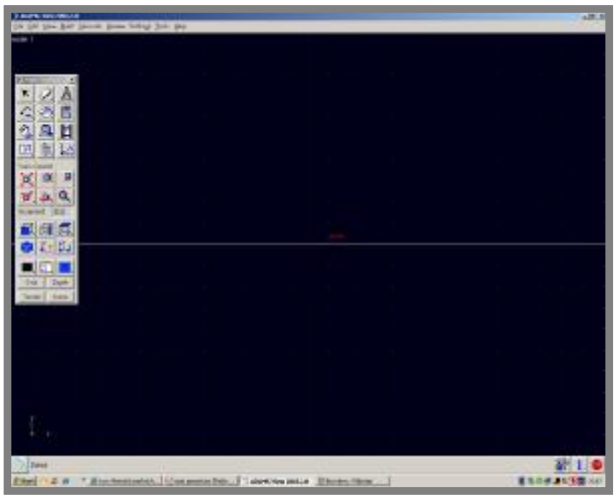
Zvláště je využíváno v automobilovém průmyslu, kde se zaměřuje na snížení vývojové doby nových modelů, zlevnění vývoje a výroby. Dále také optimalizuje akceleraci a výkon automobilu na navržených virtuálních drahách. Počítačové simulace se běžně využívají v inženýrských úlohách, kde je možné bez větších nákladů získat přehled o chování dané problematiky. Vzhledem k flexibilitě různých softwarů lze lehce měnit jednotlivé parametry modelu a sledovat závislost vlivů na výsledné řešení. Jednou z předností počítačových simulací je rychlost a velká flexibilita řešení různých problémů. [13,14]

Počítačové modelování můžeme rozdělit dle postupu vytváření a zpracování modelu.

Matematické modelování - Modelování popisující celý model a jeho chování pomocí matematických rovnic a algoritmů. K tomuto definování vlastností prvků jsou použity matematické rovnice definující pohyb a vlastnosti testované soustavy. Avšak odvození těchto pohybových rovnic je velmi časově náročné a pracné. Tento přístup je vhodný jen na jednoduché úlohy obsahující malý počet stupňů volnosti a je zde také velké riziko chyb. [1,14]
Matlab - Programové prostředí které umožňuje vytvářet numerické výpočty, modelování, simulace, atd. Výhodou je snadná rozšiřitelnost programu a přidání různých nástaveb.
Maple - Komplexní výpočtový software užívaný pro analytické výpočty, numerické výpočty, grafické zobrazení výsledků. Jeho dobrou vlastností je vytvoření dokumentu popisující postup práce.
Mathematica – Program zaměřený na numerické a maticové úlohy. Je použitelný v mnoha oblastech inženýrské problematiky. [1,14]

Multibody modelování - Rozdíl mezi již dříve zmíněným matematickým modelováním je v tom, že model zde přímo nepopisujeme matematickými algoritmy. Nýbrž jednotlivé softwary mají již nadefinované různé geometrie těles, pomocí nichž popíšeme daný model. Tyto systémy se skládají z tzv. multibody systému (MBS), který umožňuje nahradit jednotlivé zkoušené prvky reálného systému tělesy, které si v daných softwarech nadefinujeme. Odpadá tak pracné odvozování pohybových rovnic a v některých případech je to významná úspora výpočtového času.[14,15]
Pro tyto virtuální simulace nabízí trh mnoho programů, které se liší svým hardwarovým vybavením a nároky konstruktéra. Vzhledem ke spolupráci mezi jednotlivými výzkumnými týmy je vhodné využívat jednotného programového prostředí. [1]
Matlab/SimMechanics – Toto rozšíření bylo vytvořeno pro řešení dynamiky a kinematiky tuhých těles.
Matlab/Simulink – Rozšiřující modul Matlabu k vytváření a řešení dynamických soustav pomocí blokových schémat.
Dynast – Software pro jednoduché matematické výpočty a simulace.
Adams

Pro tuto práci byl zvolen již zmíněný program Adams od firmy MSC, který využívá uživatelsky příjemné, objektově orientované programové prostředí Obr. 1.9 s možností grafické simulace. Vzhledem k modernímu přístupu toho softwaru, definuje tělesa přímo pomocí kinematických vazeb, silových účinků, generátorů pohybu, speciálních prvků atd. Vzhledem k již nadefinovanému softwaru nám tento program umožní zkrácení testovaného času, snížení rizika chyb, získání vstupních dat a možnost řešení velmi složitých mechanických systémů s mnoha stupni volnosti. [13,14]



Obr. 1.9 Uživatelské prostředí programu Adams/View

1.3.1 Programové prostředí Adams

Adams je celosvětově rozšířený program, který umožňuje vytvářet interaktivní simulace pohybu mechanických sytému a tím optimalizace výkonu, akcelerace, bezpečí, pohodlí a dalších ovlivňujících vlastností jednotlivých mechanismů. Je také jedním z nejvýznamnějších výpočtových programů v oblasti dynamiky mechanických systémů. Firma MCS Software nabízí na trh řadu programů zahrnující širokou škálu programových zařízení. Každý z těchto programů je zaměřen na různé aplikace, které lze využít například pro simulace v automobilovém, leteckém, kosmickém, železničním, robotickém, biomechanickém průmyslu a v mnoha dalších průmyslových odvětví. [16,17]

U nastavení simulovaných mechanismů musíme věnovat značnou pozornost studiu hydrauliky, elektroniky, nauky o vzduchu, hluku, chvění, drsnosti a dalších prvků, které mohou hrát značnou roli v simulaci. [14,17]

Pro projektování modelu nápravy automobilu byl zvolen program Adams/View. Toto prostředí je vhodné pro vytváření tzv. multibody systémů MBS s mnoha stupni volnosti. Program obsahuje vlastní modelář, pomocí kterého lze vytvořit testovací model. [13,17]

1.3.2 Tvorba modelu a popis multi-body systému

Prostředí programů pro tvorbu virtuálních modelů obsahuje většinou pouze jednoduchý modelář pomocí, kterého se jednoduše vytvoří geometrie těles modelovaného systému. MBS nevyžaduje znát detailní geometrii jednotlivých těles, ale musí být definovány všechny reálné vlastnosti částí modelované soustavy. Celý MBS se modeluje pomocí již vytvořených kloubových mechanismů, které jsou již nadefinované v knihovně prvků. Samotné těleso je zde bráno jako pouhá geometrie, ale má i svoje dynamické vlastnosti (hmotnost, hustotu, momenty setrvačnosti, poloho těžiště, atd.). Tělesa jsou mezi sebou propojena vazbami, které se dají reálně nadefinovat. Je možné přidat buzení systému, které může mít kinematický nebo také silový průběh. [13,17]

Program Adams využívá pro matematický popis systému tzv. formulace pomocí 6 kartézských souřadnic, kde tyto souřadnice popisují polohu jednotlivých součástí. Pohybové rovnice soustavy jsou sestaveny dle Lagrangeova přístupu a vazby

sousedních těles popisují algebraické vazební rovnice, které jsou k pohybovým rovnicím připojeny pomocí Lagrangeova multiplikátoru. [13,14]

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_i}\right) - \frac{\partial L}{\partial x_i} + l_i \frac{\partial f_i}{\partial x_i} = f_i^m \quad [13] \tag{1.16}$$

Kde L představuje tzv. Lagrangeovu funci, která je dána rozdílem kinetické a potenciální energie soustavy. A f_i^n jsou silové účinky jednotlivých zobecněných souřadnic. [13]

$$L = T - V \quad [13] \tag{1.17}$$

Po sestavení všech rovnic zobecněných souřadnic modelu uvažujeme soustavu diferenciálních rovnic 2. řádu. Tento přístup dosahuje velké univerzálnosti v použití velkých systémů, kde je nevýhodou řešení pracné soustavy rovnic v každém kroku výpočtu. [13]

Při řešení těchto soustav využívá program Adams následujících metod:

- Runge - Kuttova metoda,
- Adamsova metoda,
- metoda predikce – korekce,
- metoda založené na zpětné derivaci,
- Newtonova metoda. [13,18]

Po dokončení modelu nastane námi zvolené např. kinematické, statické, a dynamické řešení simulace systému v programu Adams/Solver. Výsledky získané modulem Adams/PostProcessor jsou pak dále vyhodnocovány pomocí grafů, zpráv, obrazců, barevných animací. [4,13]

2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA

Práce je zaměřena na problematiku rezonančních adhezních testerů dle metodiky EUSAMA, které slouží k hodnocení technického stavu tlumičů dle naměřené hodnoty adheze kola během zkoušky.
V praxi se vyskytují dva druhy testerů, které jsou rozlišeny podle principu testování obou kol naráz nebo jednotlivě. Tato práce se zaměřuje na druhou skupinu testerů, které testují vždy pouze jedno kolo. Jedním z těchto typů testerů je přístroj TriTec, který byl sestrojen na Ústavu konstruování, pomocí kterého bude algoritmus práce proveden. Vzhledem k tomu, že bezdemontážní diagnostika testuje celou pružící a tlumící soustavu automobilu, nikoli jen testování tlumičů po demontáži z vozidla, může být výsledek této metody ovlivněn celou škálou nežádoucích vlivů. K ovlivnění výsledků během testu dochází například špatným technickým stavem komponent obsažených v nápravě vozidla, deformací karoserie, nastavení tlaku v pneumatikách, ale například i vlivem vysokých teplot. I přes dodržení určitých testovacích podmínek je míra ovlivnitelnosti některých prvků značná.
Z důvodu, že každá diagnostická metoda musí být ověřena na značném počtu měření různých vzorků pokud možno různých vlastností. Je cílem tyto časově náročné a nákladné zkoušky nahradit virtuální cestou. Problematika bezdemontážní diagnostiky již byla dříve řešena Ústavu konstruování Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně. Výzkumné projekty byly řešeny pomocí matematického modelování, kde byl vytvořen čtvrtinový model nápravy automobilu. Tento model však dosahoval značných zjednodušení a neumožňoval testování některých prvků. Navázáním na tuto práci bylo zvoleno modelování pomocí multibody systému v programu Adams/View od firmy MSC Software. Aby bylo umožněno testování změny funkčních vlastností jednotlivých komponentů a také reálné opotřebení tlumiče odpružení (smykové tření, vůle v uložení tlumiče) bude zvolen model celé nápravy vozidla. Základní rozměrové a funkční vlastnosti budou převzaty z automobilu Škoda Roomster 1.4 TDI aby chování nápravy co nejlépe odpovídalo reálným vlastnostem již zmíněného vozidla. Součástí virtuálního modelu bude i budící plošina rezonančního adhezního testeru, pomocí které se následně analyzuje chování nápravy. Výstupní signál přítlačné síly kola zhodnotí reálný program (firmware) rezonančního adhezního testeru TriTec a následně z něj budou získány hodnoty EUSAMA a vlastní kmitočet soustavy. Konečná citlivostní analýza odchylek výsledků vyhodnotí případné ovlivnění diagnostické metody.

Primární problematika tématu se tedy týká ve vytyčení míry vhodnosti použití rezonančních adhezních testerů dle metodiky EUSAMA.

3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Cílem diplomové práce je analýza mezí praktického uplatnění rezonančního adhezního testu pro ověřování kvality tlumení závěsů kol dopravních prostředků užitím virtuálního modelování. Ostatní cíle jsou spjaty se získáním komplexní představy o dané problematice rezonančních adhezních testerů dle metodiky EUSAMA.

Dílčí cíle:

- Volba vhodné metody řešení.
- Volba programového prostředí.
- Získání výchozích rozměrových hodnot pro vytvoření virtuálního modelu.
- Získání vstupních měnných charakteristik modelu.
- Vytvoření virtuálního modelu nápravy automobilu Škoda Roomster 1.4 TDI.

Plánované změny funkčních vlastností a závad virtuální nápravy:

- hmotnosti jednotlivých komponent
- radiální tuhosti pneumatik
- lineární charakteristiky vozidlových pružin
- lomené nelineární charakteristiky tlumičů odpružení
- tuhosti pružných lůžek
- vůle v uchycení tlumičů odpružení
- smykové tření v tlumičích
- tuhost příčného stabilizátoru
- amplituda budící frekvence rezonančního testeru

- Ověření funkčnosti virtuálního modelu.
- Analýza míry ovlivnění výsledku diagnostické metody vlivem měnících se parametrů nápravy.
- Závěr výsledků.

4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

Cílem diplomové práce je analýza mezí praktického uplatnění rezonančního adhezního testeru. Vzhledem k možnému ovlivnění výsledků diagnostických metod musí být tyto testery nejprve ověřeny na značném počtu měřících vzorků. Vzhledem k finanční i časové náročnosti bylo zvoleno testování pomocí virtuálního modelování. V programu Adams/View bude vytvořena modelová situace nápravy vozidla společně s budící plošinou rezonančního adhezního testeru. Získané signály přítlačné síly kola vlivem změn jednotlivých testovaných vlivů budou vyhodnoceny reálným firmwarem diagnostického zařízení TriTec, pomocí kterého budou získány hodnoty EUSAMA a vlastního kmitočtu. Citlivostní analýza výsledných hodnot vyhodnotí míru ovlivnění a následně použití rezonančních adhezních testerů.

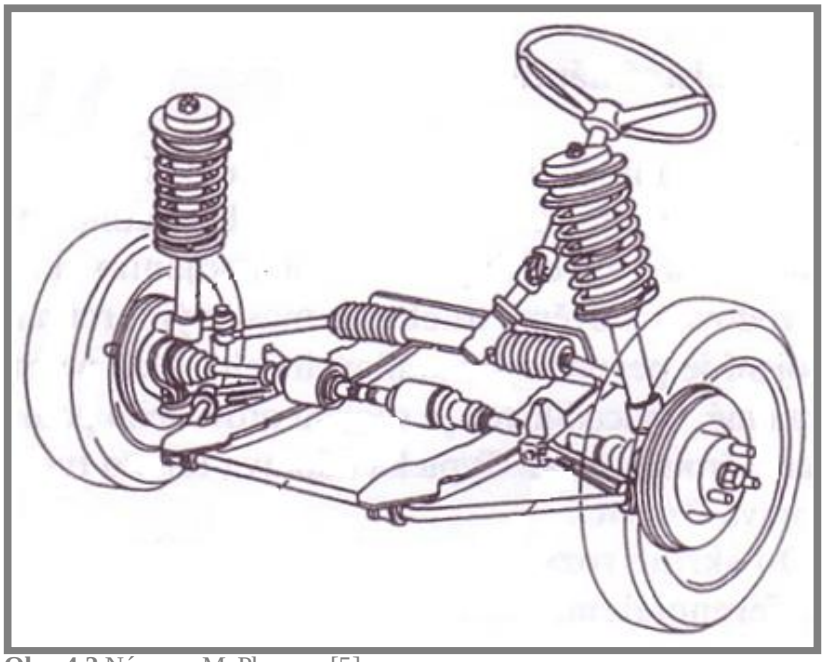
Struktura postupu práce
- Zvolení vhodné metody řešení
- Zvolení programového prostření
- Získání rozměrových hodnot nápravy
- Získání vstupních charakteristik virtuálního modelu
- Vytvoření virtuálního modelu nápravy
- Ověření funkčních vlastností modelu
- Testování možných vlivů
- Citlivostní analýza výsledků

Navázáním této práce na předchozí projekt realizovaný na Ústavu konstruování byla snaha o vytvoření virtuálního modelu nápravy automobilu, který bude umožňovat změnu sledovaných funkčních vlastností jednotlivých komponent a závad vlivem opotřebení. Virtuální model nápravy automobilu byl realizován za pomoci Ústavu automobilního a dopravního inženýrství, na kterém byly získány údaje automobilu Škoda Roomster 1.4 TDI. Vzhledem k výběru tohoto vozidla byla vymodelována náprava McPherson, která se využívá ve většině vozidel nižší a střední třídy.

Obr. 4.1 Škoda Roomster 1.4 TDI

4.1 Základní rozměry a charakteristiky nápravy

Potřebné základní rozměry a charakteristiky nápravy automobilu byly převzaty z technických katalogů od firmy Škoda Auto a.s. z automobilu Škoda Roomster 1.4 TDI. Ostatní rozměrové a hmotnostní parametry potřebné pro vytvoření virtuálního modelu nápravy McPherson byly změřeny na ústavu automobilního a dopravního inženýrství na již zmíněném vozidle. Na Obr. 4.2 můžeme vidět nápravu McPherson a prvky, které bylo nutné důkladně naměřit.



Obr. 4.2 Náprava McPherson [5]

Jedním z důležitých údajů bylo zatížení jednotlivých kol a přední nápravy. Tyto hodnoty byly získány pomocí váhy AccuSet Obr. 4.3-4, kde se zvážilo zatížení jednotlivých kol a pohotovostní hmotnost automobilu. Také zde byly naměřeny velikosti a umístění jednotlivých komponent obsažených v odpružené a neodpružené hmotě.

Obr. 4.3 Měření zatížení jednotlivých kol automobilu

Obr. 4.4 Výsledky hmotností připadající na jednotlivá kola

Dále pomocí již sestrojeného modelu nápravy McPherson z vozidla Škoda Fabia Obr. 4.5, který se nacházel v laboratořích Ústavu konstruování, byly získány ostatní rozměrové a hmotnostní parametry. Vzhledem k možnosti rozebrání reálného modelu byly jednotlivé komponenty zváženy a naměřeny.

Obr. 4.5 Náprava McPherson sestavená v dílnách UK

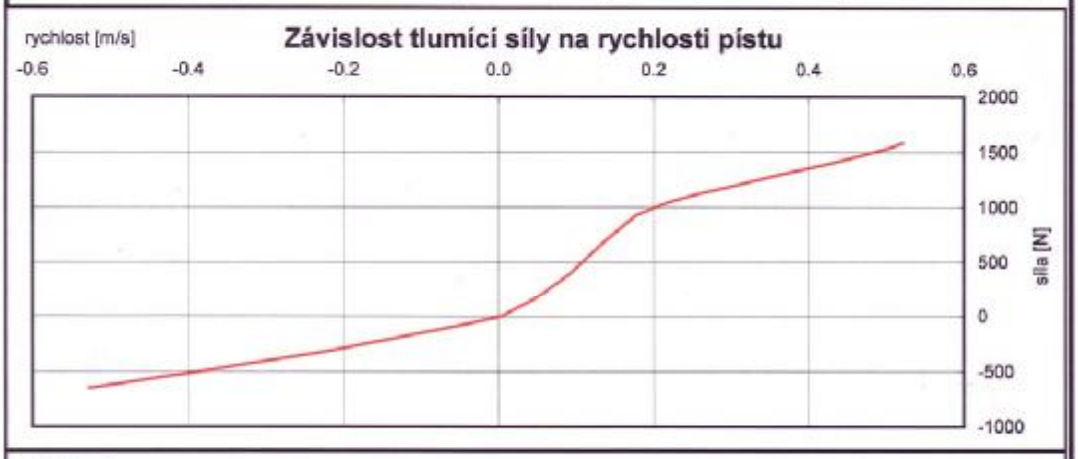
Obr. 4.6 Měřící zařízení Gillop 1.4

Prostřednictvým speciálního měřícího zařízení Gillop 1.4 byla z demontovaného tlumiče odpružení naměřena tlumící síla v závislosti na jeho zátěžných stavech a také charakteristika vozidlové pružiny Obr. 4.7. Všechny získané parametry byly použity pro vytvoření co nejreálnějšího modelu nápravy McPherson.

Vysoké učení technické v Brně, fakulta strojního inženýrství

Typ tlumiče:	MD46-700/580	**Označení zkoušky:**	**Fabia5**
Výrobce tlumiče:	VW	Datový soubor	Fabia5.glp
Firemní označení:	6Q0412331B	Datum měření:	19.2.2009
Bližší specifikace:	S Fabia predni	Čas měření:	14:14
Zkušební číslo:	1	Zkušební stav:	Pulzátor Gillop 1.4
Typ úchytu:	special	Datum zpracování:	19.2.2009
Amortizace tlumiče:	?	Střední vysunutí:	60 mm
Seřízení při zkoušce:	-	Offset siloměru:	+0 N
Tlak media:	0		

Měřená veličina:	***Čistá tlumící síla***	Zdvih testeru:	**49.2 mm**
Počet cyklů:	10	Maximální rychlost	0.53 m/s
Zkušební teplota:	22 °C	Kmitočet pulzátoru:	3.40 Hz



Korekce zpoždění filtru síly:	5.70 ms
Korekce poddajnosti úchytu:	0.00 um/N
Korekce vnitřní pružnosti:	33 N/mm
Korekce nelinearity pružnosti:	0 %
Korekce offsetu siloměru:	-3600 N

Odhad: 39 N/mm

Poznámka: Mc Pherson s pruzinou

TribAG

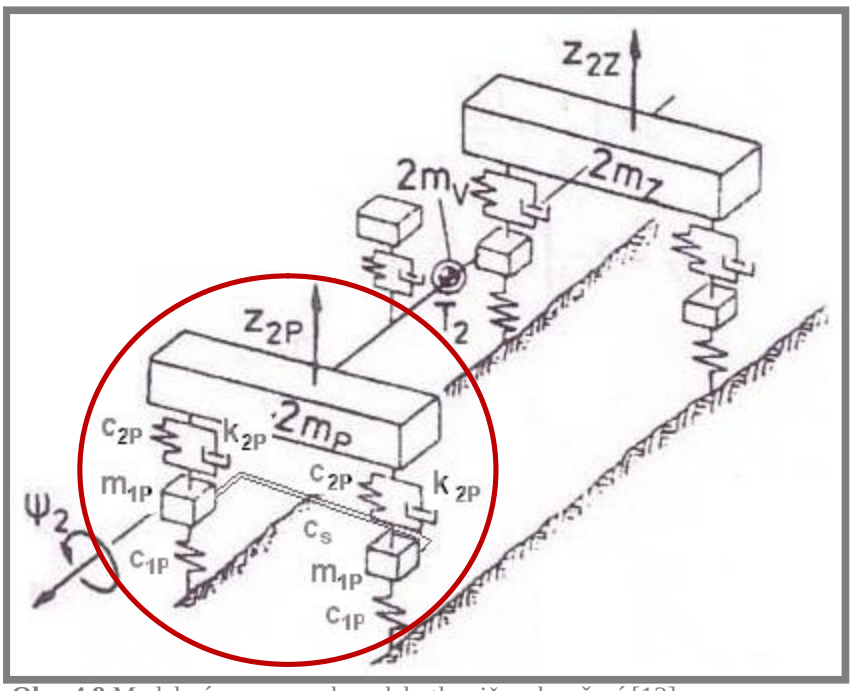
Obr. 4.7 Výsledky měření tlumiče a vozidlové pružiny

4.2 Popis virtuálního modelu

Vzhledem k analýze mezí adhezního testeru byl jeden z cílů vytvoření virtuálního modelu nápravy automobilu Obr. 4.8. Na rozdíl od předchozích projektů vytvářených pomocí matematického modelování byl záměr této práce rozšířit model, který dokáže simulovat různé funkční vlastnosti závěsu kola a také závady tlumiče odpružení.

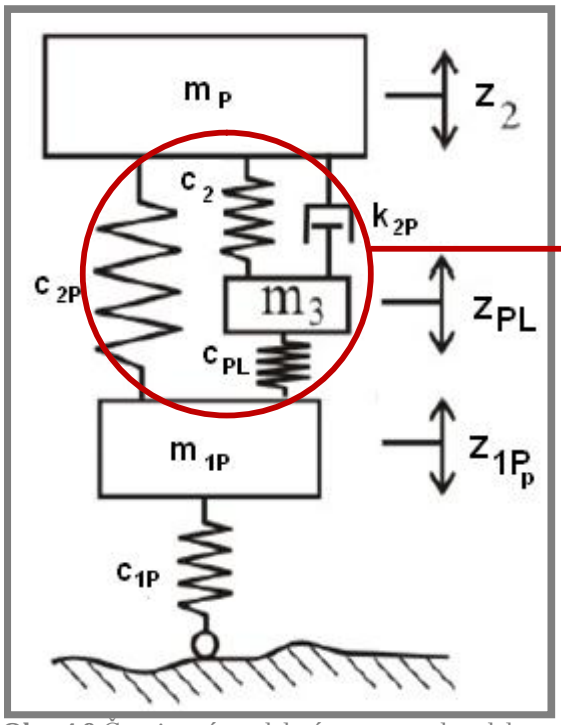
Simulace jednotlivých vlastností a závad nápravy automobilu:

- hmotnosti jednotlivých komponent
- radiálních tuhostí pneumatik
- lineární charakteristiky vozidlových pružin
- lomené nelineární charakteristiky tlumičů odpružení
- pružnost pružných lůžek
- vůle v uchycení tlumičů odpružení
- smykové tření v tlumičích
- tuhost příčného stabilizátoru
- velikost amplitudy budící frekvence rezonančního testeru

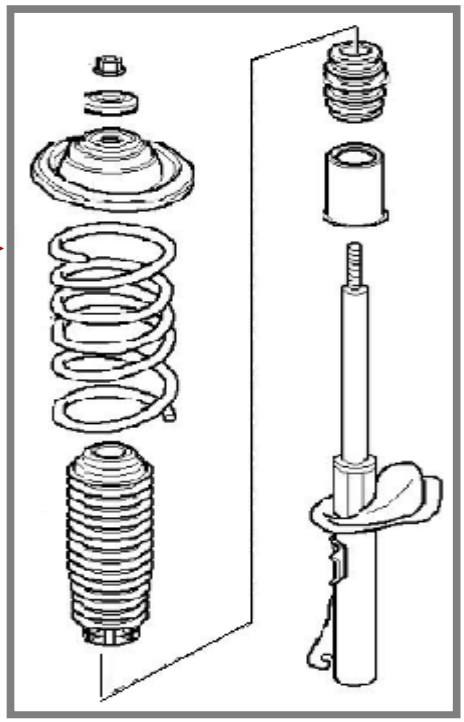


Obr. 4.8 Model nápravy s pod modely tlumiče odpružení [12]

Pro názornost uspořádání vytvářených prvků v modelu je problematika naznačena na čtvrtinovém modelu nápravy automobilu Obr. 4.9.



Obr. 4.9 Čtvrtinový model nápravy s podmodelem tlumiče odpružení [1]



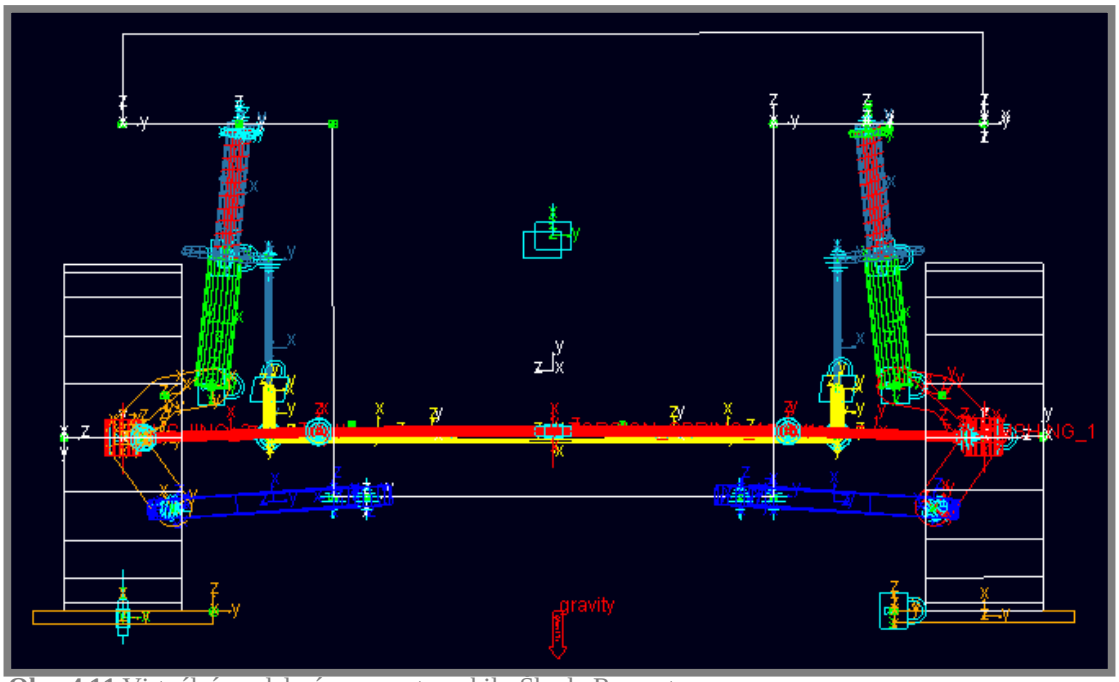
Obr. 4.10 Tlumící a pružící vzpěra [19]

Model nápravy tedy obsahuje hmotu odpruženou $2m_P$, která je tvořena hmotou karoserie a redukcí hmotností prvků v nápravě. Obdobně je tvořena i hmota neodpružená m_{1P}, která se skládá z hmotnosti kola a částí hmotností komponent nápravy. Hmotnosti jednotlivých komponent obsažených v modelu se řídí redukcí hmot pomocí kinematických silových účinků.

Pneumatika, která tvoří rozhraní mezi neodpruženou hmotou a vozovkou je tvořena pružícím prvek s tuhostí c_{1P}. Pak zde nastává část simulující tlumič s vozidlovou pružinou. Tato soustava je namodelována do paralelního uspořádání Obr. 4.9, aby bylo docíleno simulací vlivu pružného lůžka a vůle u uchycení tlumiče odpružení. Prvek s vlastností tlumiče je možno zadat pomocí reálných nelineárních i lineárních charakteristik. Vzhledem k tlumiči netlakovému tuhost c_2 zcela zanedbáváme. Dále je zde pružné uložení tlumiče c_{PL}, které lze také jednoduše nadefinovat a pomocí kterého můžeme simulovat vůli v uložení tlumiče vlivem opotřebení. Přenos sil z jedné strany nápravy na druhou je realizován příčným stabilizátorem. Obdobně lze definovat i vozidlovou pružinu. Pomocí charakteristik pružících i tlumících prvků lze jednoduše nadefinovat smykové tření v tlumiči a ostatní nastavení technického stavu komponent.

4.3 Tvorba virtuálního modelu

Pro vytvoření virtuálního modelu neboli multibody systému se ukázalo jako vhodné programové prostředí Adams/View. Pomocí jednoduchého modeláře a knihovny prvků zde byla vytvořena geometrie modelované soustavy ze zadaných a změřených veličin. Tyto kloubové mechanismy byly mezi sebou spojeny jednoduchými vazbami simulující reálné vazby či klouby v nápravě automobilu. Vytvořená tělesa jsou nadefinována svými dynamickými a kinematickými vlastnostmi. Budící frekvence námi zkoumaného testeru bude simulována pomocí generátoru pohybu, který nahrazuje kmitající pohyb plošiny adhezního testeru.

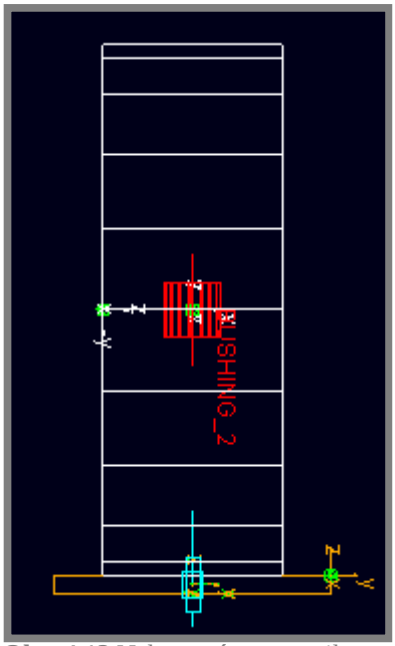


Obr. 4.11 Virtuální model nápravy automobilu Skoda Roomster

Vzhledem k vytváření modelu v programu Adams/View se přistoupilo na částečné zjednodušení nebo nahrazení částí automobilu tělesy obsaženými v knihovně prvků. Analýza testování nežádoucích vlivů vyžadovala vytvoření některých detailních prvků jako například pružné lůžko v uložení tlumiče odpružení. Všechna nahrazená tělesa byla zvolena tak, aby simulovala reálné chování v nápravě automobilu.

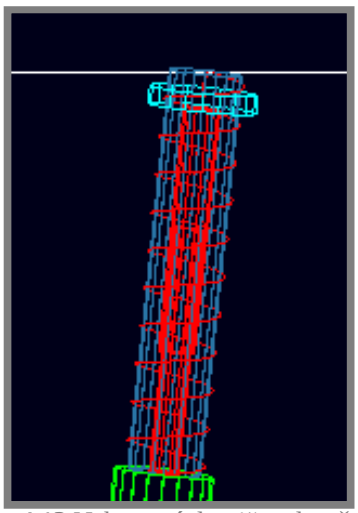
Nahrazení hlavních prvků v modelu:

Pneumatika neboli vazba mezi neodpruženou hmotou a vozovkou byla nahrazena pomocí pružící jednotky (Bushing*)* Obr. 4.12. Tento prvek byl charakterizován jak z hlediska pružících tak i tlumících elementů.

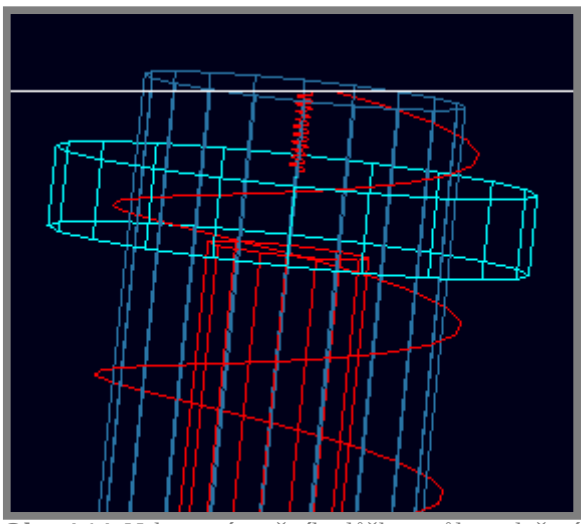


Obr. 4.12 Nahrazení pneumatiky

Tlumič odpružení společně s **vozidlovou pružinou** byly nahrazeny jednoduchými pružinami (Translation Spring-Damper) Obr. 4.13, které byly nadefinovány pomocí změřené tlumící charakteristiky tlumiče a charakteristikou vozidlové pružiny. Tyto prvky tlumí rázy mezi neodpruženou a odpruženou hmotou.



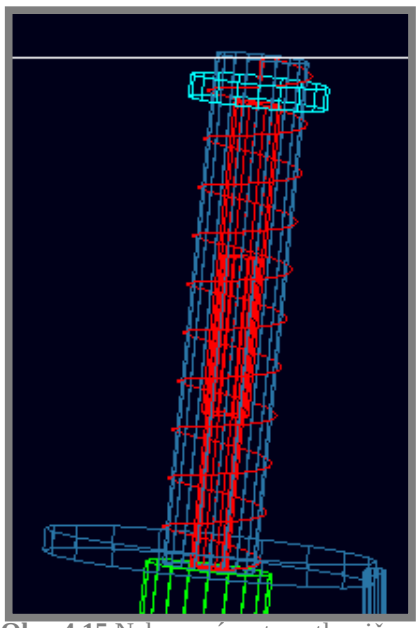
Obr. 4.13 Nahrazení tlumiče odpružení



Obr. 4.14 Nahrazení pružného lůžka a vůle v uložení tlumiče

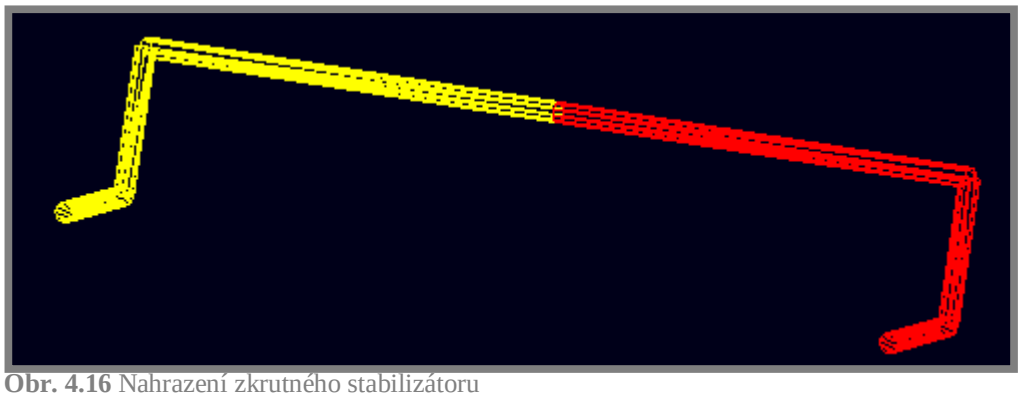
Pružné lůžko bylo vytvořeno také pomocí prvku pružina (Translation Spring - Damper) Obr. 4.14, které v modelu může posloužit i jako **vůle v uložení tlumiče odpružení** a to pouze jednoduchou změnou pružící charakteristiky.

Všechny tyto tři výše zmíněné prvky jsou sestaveny v následujícím uspořádání, které můžeme vidět na Obr. 4.15. Kde je vozidlová pružina s tlumičem odpružení sestavená do paralelního uspořádání. Na straně s tlumičem odpružení se nachází v uložení sériovém pružné lůžko a toto celé sestává v paralelním uložení s vozidlovou pružinou. Toto seřazení bylo zvoleno vzhledem simulaci vůle v uložení tlumiče, kdy je zapotřebí aby zvýšení či snížení vůle nemělo vliv na funkci vozidlové pružiny.



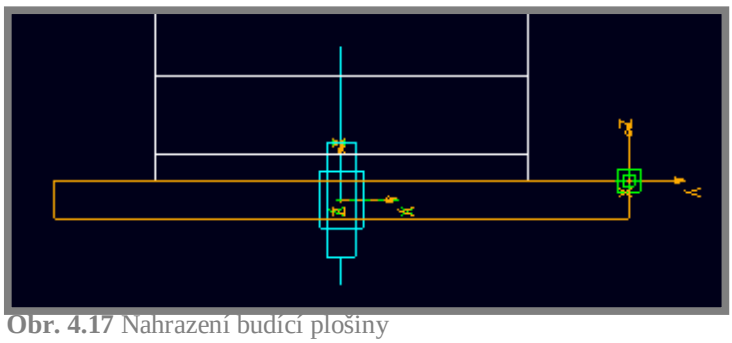
Obr. 4.15 Nahrazení sestavy tlumiče, pružného lůžka a vozidlové pružiny

Příčný stabilizátor pracuje na principu zkrutné pružiny, která přesouvá váhu z jednoho kola na druhé a tím odlehčí zatěžovaný tlumič. Tím je docíleno maximálního kontaktu pneumatiky s vozovkou. Vzhledem k této funkci byl sestaven pomocí dvou válců (Cylinder), které byly nadefinovány vlastností torzní pružiny uprostřed těchto těles.



Obr. 4.16 Nahrazení zkrutného stabilizátoru

Budící plošina je nahrazena deskou Obr. 4.17, která pomocí budící frekvence (Translational Joint Motion) vybudí kolo nápravy a následně změří tlumící sílu kola.



Obr. 4.17 Nahrazení budící plošiny

4.4 Kalibrace modelu

4.4

Důležitou částí této práce byla kalibrace již vytvořeného modelu, kde byl model otestován z hlediska správné funkce a korektnosti výsledků. Při ověření byl virtuální model nastaven dle reálných parametrů automobilu Škoda Roomster TDI 1.4 a pomocí následné simulace se získal digitální signál přítlačné síly kola. Tento výstupní signál vstupoval do reálného vyhodnocovacího programu (firmwaru) rezonančního adhezního testeru TriTec, kde byly vypočteny hodnoty EUSAMA a vlastní kmitočet soustavy. Tyto hodnoty byly srovnány s výsledky reálných testů již zmíněného vozidla při testování rezonančním adhezním testerem. Některé parametry byly doladěny z hlediska identických výsledků.

4.5 Výchozí nastavení testovacího modelu

4.5

Hlavní část této práce je zkoumání vlivu jednotlivých prvků obsažených v nápravě automobilu na výsledek adhezního testu. Proto budou jednotlivé zkoumané veličiny měněny a následně vyhodnocovány citlivosti na výstup technického stavu tlumičů. Jedním z důležitých elementů je správné nastavení výchozího testovacího modelu, aby co nejlépe odpovídal nápravě automobilu Škoda Roomster TDI 1.4. Počáteční nadefinované parametry byly voleny s ohledem na změřené veličiny a hodnoty získané přímo z katalogu výrobce.

Tab. 4.1 Hmotnosti komponent neodpružené hmoty karoserie

komponenty	hmotnost [kg]
kolo s pneumatikou	25,02
těhlice + šrouby	6,3
brzdový kotouč	6,7
brzdový třmen	2,5
ostatní šrouby	1,5

Tab. 4.2 Hmotnosti komponent rozdělené redukcí v neodpružené a neodpružené hmotě

komponenty	hmotnost [kg]
tlumič odpružení	6,5
trojúhleníkové rameno	2,6
poloosa	10,6
tyč řízení	2
zkrutný stabilizátor	7

Tab. 4.3 Hmotnosti komponent odpružené hmoty karoserie

komponenty	hmotnost [kg]
karoserie	666,5

Tab. 4.4 Hmotnosti automobilu

	hmotnost [kg]
hmotnost přední nápravy	763,6
pohotovostní hmotnost automobilu	1260

- nastavení pneumatik

Pomocí subtangenty pneumatiky, která je při správném nahuštění pneumatiky rovna *Sbt*=0,015m, byla vypočítána tuhost pneumatik c_{1P}. Stanovení tuhosti bylo počítáno dle vztahu

$$c_{1P} = \frac{\frac{m}{2}}{Sbt} \cdot g \tag{4.1}$$

$$c_{1P} = \frac{\frac{1261kg}{2}}{0{,}015m} \cdot 9{,}81m/s = 249684\ N/m = 249{,}7N/mm.$$

kde:

c_{1P} [N.mm^{-1}] je tuhost pneumatiky;
m [kg] - pohotovostní hmotnost automobilu
Sbt [m] - subtangenta pneumatiky

Předběžné zatížení pružiny simulující pneumatiku bylo vypočítáno z celkového zatížení jednotlivých pneumatik

$$F_P = \left(\frac{m}{2}\right) \cdot g \tag{4.2}$$

$$F_P = \left(\frac{1261kg}{2}\right) \cdot 9{,}81m/s^2 = 3744N.$$

kde:

F_P [N.mm^{-1}] je předběžné zatížení pneumatiky;
m [kg] - užitečná hmotnost automobilu
g [m.s^{-2}] - gravitační zrychlení

- nastavení stabilizátoru

Tuhost torzní pružiny, která zastává funkci zkrutného příčného stabilizátoru, byla zadána pomocí vztahů

$$k_s = \frac{M_k}{j}, kde\, j = \frac{M_k \cdot l_s}{I \cdot G} \Rightarrow \frac{M_k}{j} = \frac{I \cdot G}{l_s} \tag{4.3}$$

$$I = \frac{p \cdot d^4}{32} = \frac{p \cdot 20^4 mm^4}{32} = 15707{,}96 mm^4$$

$$G = 8{,}1 \cdot 10^4 MPa$$

$$k_s = \frac{I \cdot G}{l_s} = \frac{15707{,}96 mm^4 \cdot 8{,}1 \cdot 10^4 MPa}{942 mm} = 1350684{,}74 Nmm \cdot rad^{-1} \Rightarrow$$

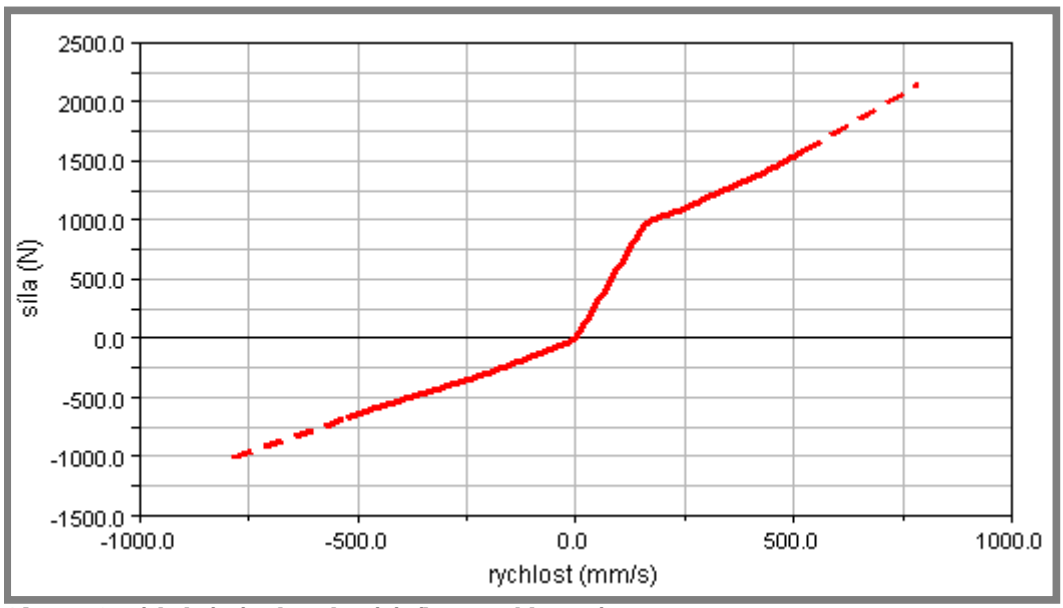
$$k_s = 23573{,}9 mm \cdot \deg^{-1}$$

kde:

M_k [N.mm] je kroutící moment;
I [mm^4] - polární moment průřezu
G [MPa] - modul pružnosti ve smyku
k_s [Nmm.deg^{-1}]- tuhost stabilizátoru
l_s [mm] - délka stabilizátoru
d [mm] - průměr příčného stabilizátoru

- charakteristika tlumiče

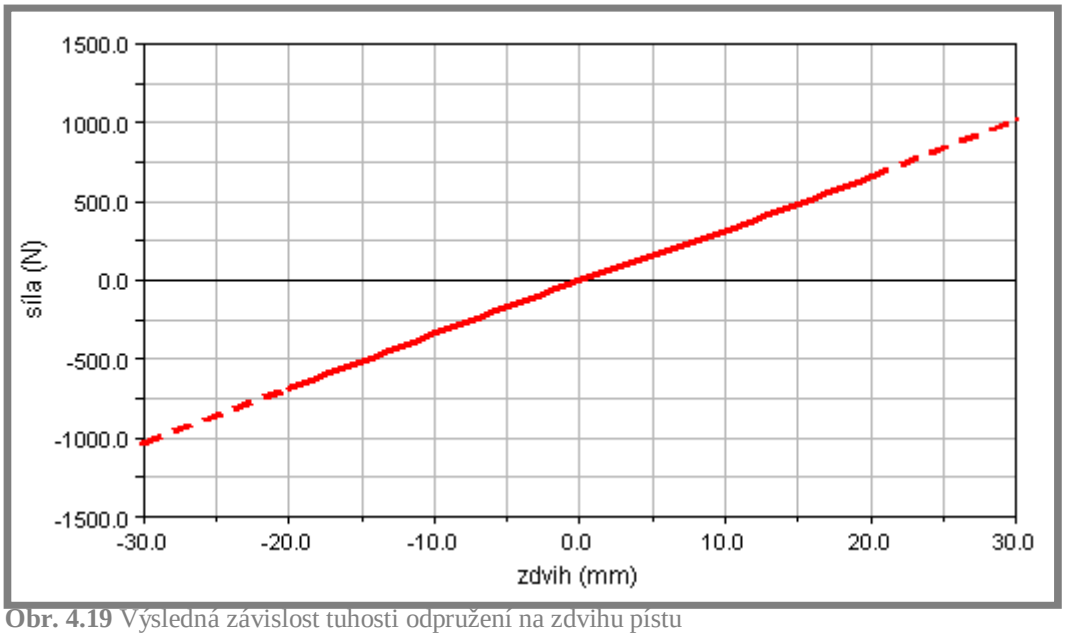
Pomocí naměřeného grafu tlumící síly se v prostředí Adams/View byla vytvořena křivka, která dále charakterizuje tlumení v prvku nahrazující tlumič odpružení.



Obr. 4.18 Výsledná závislost tlumící síly na rychlosti pístu

- charakteristika vozidlové pružiny

Vozidlová pružina byla nadefinována pomocí naměřené charakteristiky. Výsledky byly zadány v závislosti tuhosti odpružení na zdvihu pístu Obr. 4.19.



Obr. 4.19 Výsledná závislost tuhosti odpružení na zdvihu pístu

- budící frekvence plošiny

Budící frekvence má tvar "zředěné" sinusovky tzv. down-chirp Obr. 4.20 a její graf je dán funkcí

$$y = A \cdot \sin\left[2pt\left(f_0 + \frac{s}{2}t\right)\right] \tag{4.4}$$

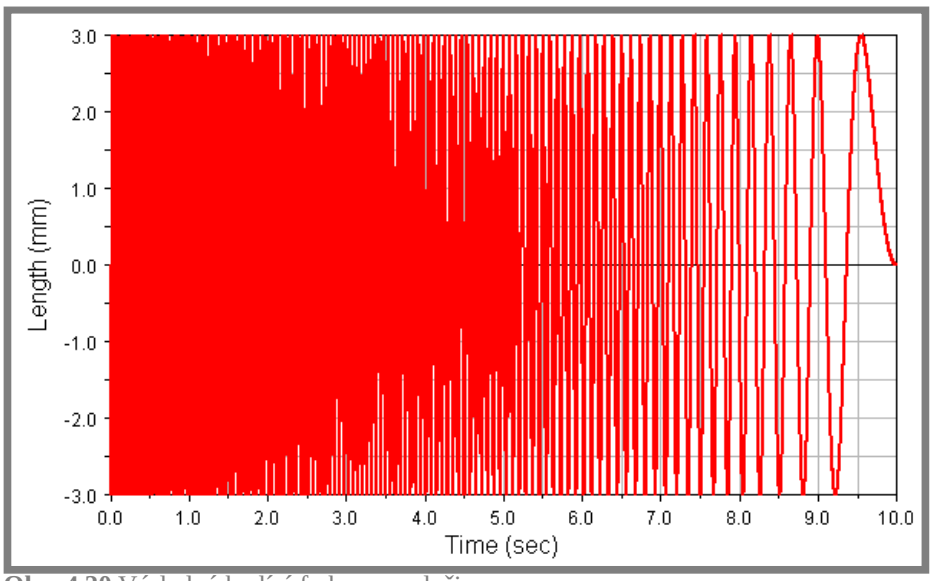
$$s = \frac{f_f - f_f}{t_f} \tag{4.5}$$

kde:

y [mm/s]	budící funkce;
A [mm]	- amplituda
t [s]	- čas
t_f [s]	- celkový čas
s	- směrnice
f_f [Hz]	- koncová budící frekvence
f_0 [Hz]	- počáteční budící frekvence

Tab. 4.5 Počáteční podmínky budící frekvence

Počáteční budící frekvence	f_0	25 Hz
Koncová budící frekvence	f_f	0 Hz
Amplituda	A	3 mm
Celkový čas	t_f	10 s



Obr. 4.20 Výsledná budící frekvence plošiny

4.6 Diagnostická metoda

Program pro vyhodnocení výsledků byl sestaven na základě již dřívějšího projektu na Ústavu konstruování. Tento diagnostický model byl přepsán přímo ze zdrojového kódu reálného firmwaru testeru TriTec do programového jazyka MathCad, který je využíván pro komplexní matematické, fyzikální výpočty a simulace. Vyhodnocovací program byl použit pro analýzu výstupního signálu.

Základem metody je stanovení nejmenší přítlačné síly kola k testovací plošině F_{min}, která je dále srovnávána se statickou hodnotou přítlaku F_s viz Obr. 1.3 pomocí níž je vypočítána hodnota EUSAMA.

$$EUS = 100\frac{F_{\min}}{F_s}[\%], \quad , \text{[2]} \tag{4.6}$$

kde:

EUS	[%]	hodnota EUSAMA;
F_{min}	[N]	- minimální přítlačná síla kola
F_S	[N]	- statická síla kola

Doplňkem analýzy je využita metoda Fast Fourier Transform (FFT), jenž se efektivně používá ve všech technických oborech pro zpracování digitálního signálu a řešení parciálních diferenciálních rovnic. Tato metoda je rychlejší verze diskrétní Fourierovy transformace (DFT). Pomocí ní je stanoven vlastní kmitočet, který může vést k popisu charakteristiky tlumiče a také k posouzení závady v nápravě. [20]

$$c_j = \frac{1}{\sqrt{n}}\Sigma_h v_h e^{i\left(\frac{2jp}{n}\right)h} \tag{4.7}$$

$$n = 2^q \qquad \text{[20]} \tag{4.8}$$

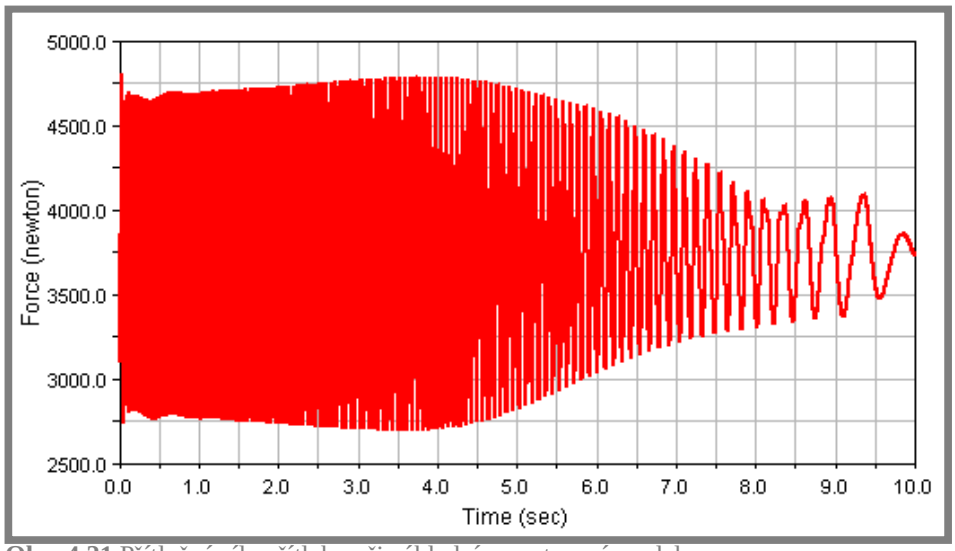
kde:

c_j	je rychlá Fourierova transformace;	q	- násobek
n	- počet prvků	i	- komplexní číslo
h	- vzorek	v_h	- h-vzorek

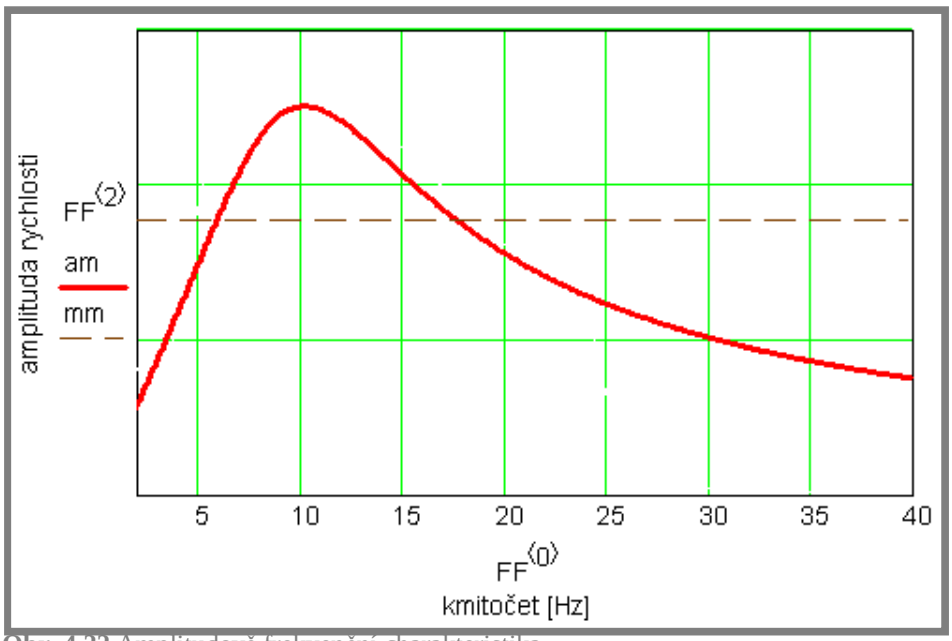
Princip Fourierovy transformace je vytvoření amplitudově frekvenční charakteristiky přítlačné síly kola Obr. 4.22. Hledaný vlastní kmitočet neodpružené hmoty je tak dán lokálním maximem nejmenší přítlačné síle kola v testovací plošině. [20]

4.7 Výsledky základního nastavení testovacího modelu

Získaná přítlačná síla kola k budící plošině získaná ze základního nastavení testovacího modelu je zobrazena na Obr. 4.21. A dále pak vyhodnocení výsledků EUSAMA a vlastního kmitočtu neodpružené hmoty Obr. 4.22 a Tab. 4.6.



Obr. 4.21 Přítlačná síla přítlaku při základním nastavení modelu



Obr. 4.22 Amplitudově frekvenční charakteristika

Tab. 4.6 Výsledky získané ze základního modelu

Vlastní kmitočet neodpružené hmoty	f_{vl}	10,257 Hz
Nejmenší přítlačná síla	F_{min}	2701 N
Výsledek EUSAMA	*EUS*	72%

5 ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ

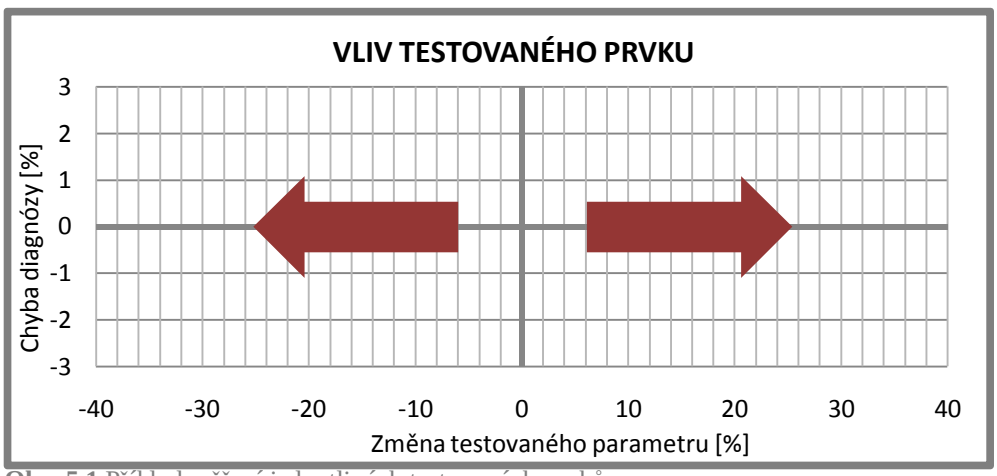
Problematika rezonančních testerů se týká otestování celé pružící a tlumící soustavy automobilu. Vzhledem k tomu jsou výsledky ovlivněny vlivem ostatních komponent v nápravě automobilu musí být každá diagnostická metoda nejprve ověřena na značném počtu měřících vzorků, pokud možno různých vlastností. Ověřování správné funkce rezonančního adhezního testeru by pak ovšem bylo časově i finančně velmi náročné. Na zjištění ovlivnění výsledků bylo tedy zvoleno virtuální modelování, pomocí kterého lze snížit testovací doba. A také nabízí možnost změnit vlastnosti jednotlivých komponent vytvořeného modelu nápravy.
Tato kapitola se tedy bude zabývat testováním funkčních vlastností, nastavením a opotřebením jednotlivých komponent virtuálního modelu. Výsledky testů budou pomocí citlivostní analýzy vyhodnoceny a následně bude stanoveno zhodnocení.

5.1 Metoda vyhodnocení výsledků

Citlivostní analýza spočívá ve srovnávání relativní odchylky sledovaného parametru od základního nastavení. Ovlivnění nastává vlivem změn základních charakteristik v testovaném vozidle. Pro zjištění míry ovlivnění výsledků testu budou tyto vlivy měněny v procentuálních změnách od základní hodnoty nastavení modelu Obr. 5.1. Následně pomocí diagnostické metody budou vyhodnocovány hodnoty EUSAMA *EUS* a vlastního kmitočtu f_{vl} při stávající hodnotě nejmenší přítlačné síly.
Ze základního nastavení modelu byla získána hodnota *EUS* (popř. f_{vl}). A pro posouzení každého z konstrukčních vlivů byla získána sada virtuálních měření, kde pro každou variantu vznikla nová hodnota testovaného parametru. Pomocí těchto hodnot byla stanovena relativní chyba každého parametru při testování adheze pneumatiky. Relativní chyba diagnózy je dána vztahem

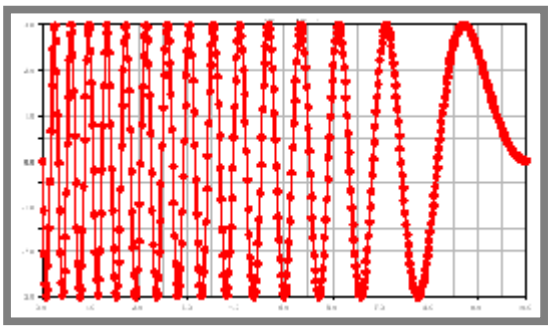
$$\textit{Relativní chyba diagnózy} = 100(\textit{hodnota testovaného parametru} - EUS)/EUS \qquad (5.1)$$

Tato hodnota představuje nedodržení zkušebních testovacích podmínek. A zobrazuje chybu vlivem špatného nastavení technického stavu vozidla.

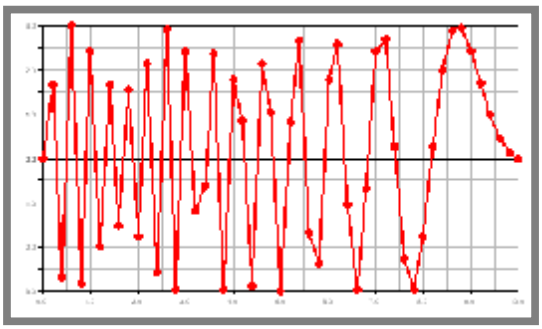


Obr. 5.1 Příklad měření jednotlivých testovaných prvků

Další z důležitých podmínek je dodržení správného vzorkování vyhodnocovaného signálu. Pro správnou rekonstrukci testovaného signálu musí být splněno Nyguistovo kritérium neboli také Shanonův vzorkovací teorém. Při nedodržení této podmínky, mohou vzniknout negativní vlivy, které zapříčiní chybné vyhodnocení výsledků. Jednou z chyb při nedodržení dostatečné vzorkovací frekvence je např. aliasing Obr. 5.3, ke kterému dochází v důsledku překrytí frekvenčních spekter vytvářeného signálu. [20]



Obr. 5.2 Signál s dobrým vzorkovacím kmitočtem



Obr. **5.3** Signál s nízkým vzorkovacím kmitočtem

Aby nedocházelo k následné ztrátě informací, musí být vzorkovací frekvence rovna minimálně dvojnásobku nejvyšší frekvence vyskytující se ve vybuzeném signálu. Tato podmínka je obsažena v již zmíněném Niquistově teorému neboli také Shanonově vzorkovacímu teorému, který je dán vztahem

$$f_s \geq 2f_p \,. \quad [15,20] \tag{5.2}$$

Kde f_s je vzorkovací kmitočet, kterým byl vzorkován výsledný signál a f_p je kmitočet vybuzené plošiny zkoumaného testeru. Podle Niquistova teorému bylo zvoleno

$$fs = 1000\ Hz. \quad [15,20] \tag{5.3}$$

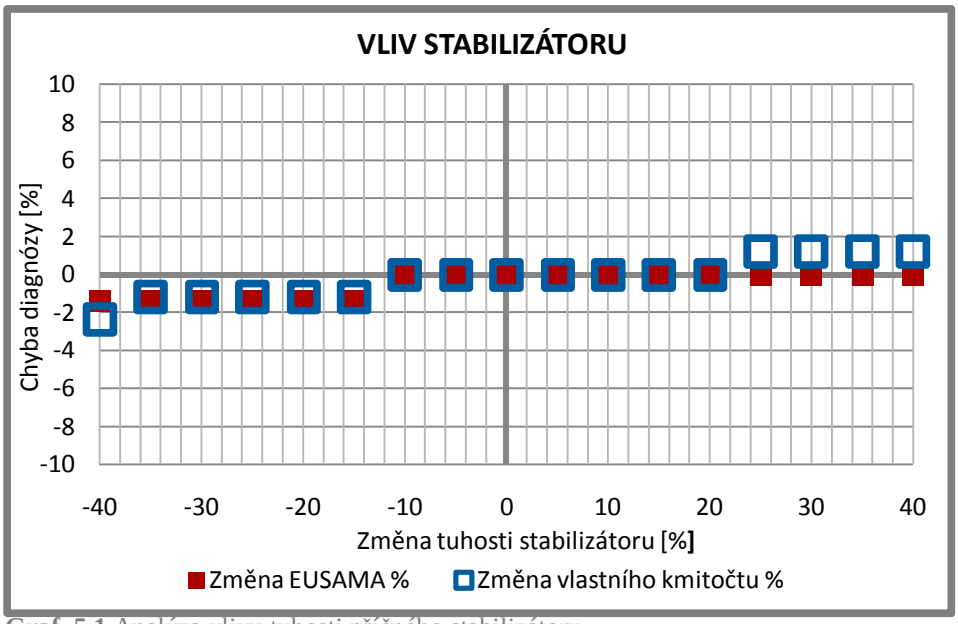
5.2 Citlivostní analýza jednotlivých měření

Pro ověření citlivosti adhezního testeru byla stanovena řada virtuálních měření, ze kterých byla v následujících kapitolách pomocí diagnostické metody vypočítána relativní chyba diagnózy. Ovlivnění diagnostické metody bude vyhodnoceno z hodnoty EUSAMA *EUS* a vlastní frekvence neodpružené hmoty f_{vl}.

5.2.1 Vliv příčného stabilizátoru

Při tomto měření byl posuzován vliv tuhosti příčného stabilizátoru na relativní chybu ve výsledku. Základní tuhost příčného stabilizátoru byla měněna v rozsahu ±40% ze své výchozí hodnoty. Základní nastavení torzní pružiny v modelu bylo

$$c_S = 23574\ Nmm/deg.$$



Graf. 5.1 Analýza vlivu tuhosti příčného stabilizátoru

Experimentálním měřením bylo zjištěno, že s tuhostí stabilizátoru stoupá jak hodnota EUSAMA tak i vlastní kmitočet neodpružené hmoty Graf. 5.1. Hodnota vlastního kmitočtu také stoupá vlivem přímé závislosti s tuhostí stabilizátoru

$$f_{vl} = \frac{c_s}{m}. \tag{5.4}$$

Relativní chyba diagnózy byla zaznamenána pouze v rozmezí -2,4% až 1,4%, což nemá zásadní vliv na výsledek technického stavu tlumiče.

5.2.2 Vliv nahuštění pneumatik

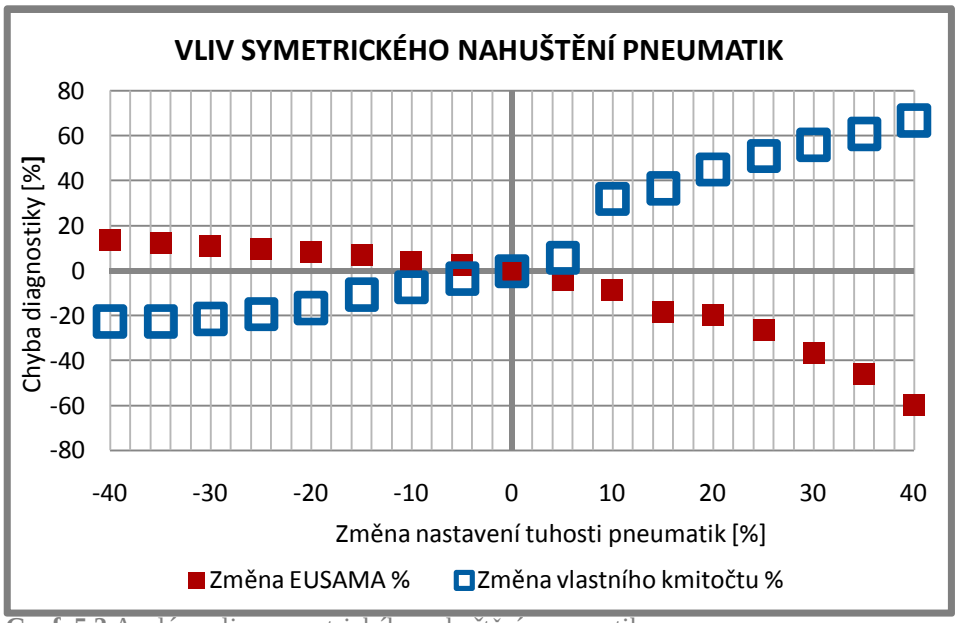
5.2.2

Testováním byly zkoumány rozdíly asymetrického nahuštění pneumatik oproti nahuštění symetrickému. Principem těchto testování bylo postupně měnit subtangentu (tzn. stlačení pneumatiky při základním nahuštění) pneumatiky nejprve symetricky a následně na každé kolo zvlášť. Subtangenta byla nahrazena změnou tuhosti prvků simulujících pneumatiku. Základní nastavení pneumatik bylo

Sbt = 15 mm
c_{1P} = 249,7 N/mm.

Symetrické nahuštění pneumatik

Měření spočívalo ve změně tuhosti obou kol od základního nastavení do mezí v rozsahu ±40%.

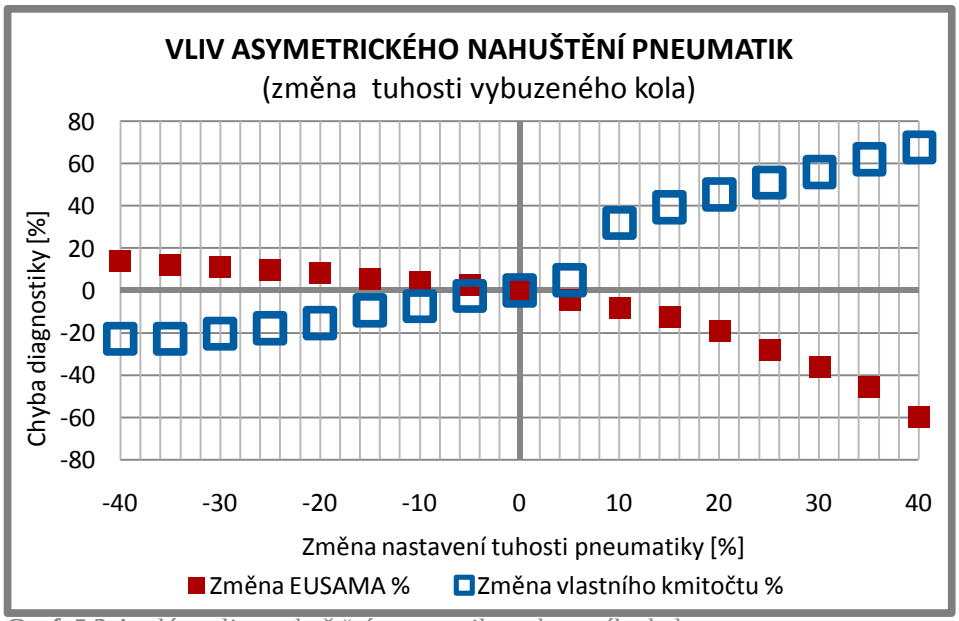


Graf. 5.2 Analýza vlivu symetrického nahuštění pneumatik

Z výsledků měření lze usoudit, že nahuštění pneumatik má výrazný vliv na chybu výsledku. Přílišné nahuštění pneumatik způsobí větší odskok kola od testované plošiny, čím je docíleno snížení hodnoty EUSAMA a relativní chyba dosahuje až 59,7%. Se změnou tlaku můžeme sledovat také značné odchýlení základní hodnoty vlastního kmitočtu o 66,7%. Pomocí vysokých odchylek vlastního kmitočtu by se při posuzování reálných testů dala vyhodnotit příčina ovlivnění špatným nahuštěním pneumatik.

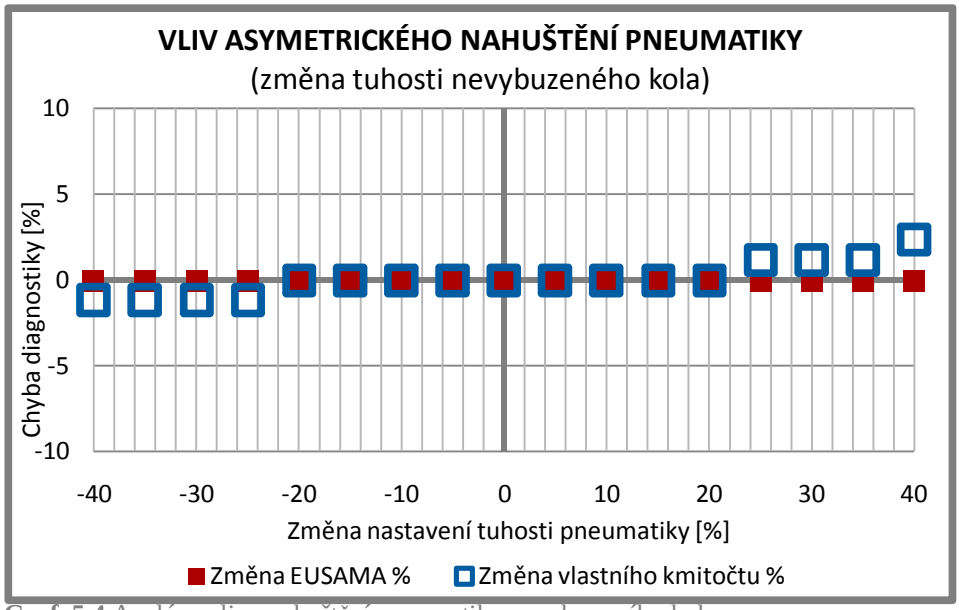
Asymetrické nahuštění pneumatik

Na rozdíl od předchozího testování u toho testu byla postupně měněna tuhost nejprve vybuzeného kola plošinou a posléze kola nevybuzeného. Druhé neměnné kolo mělo vždy výchozí hodnotu tuhosti.



Graf. 5.3 Analýza vlivu nahuštění pneumatiky vybuzeného kola

V tomto případě byly zaznamenány obdobné výsledky jako u předchozího testování. Je zřejmé, že testované kolo má určující vliv na výsledek. Je tedy důležité, aby před samotným testem byl zkontrolován tlak v pneumatikách a popřípadě nastaven na předepsanou hodnotu výrobcem.



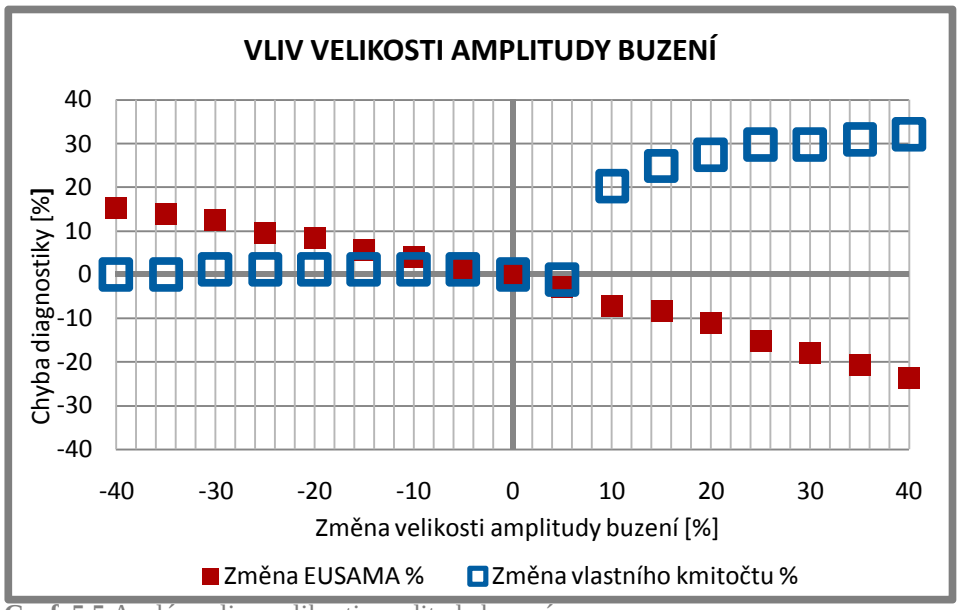
Graf. 5.4 Analýza vlivu nahuštění pneumatiky nevybuzeného kola

Porovnáním všech testovaných variant se změnou tlaku v pneumatikách, je možno usoudit, že špatné nahuštění netestované pneumatiky nemá žádný vliv na výsledek diagnózy.

5.2.3 Vliv velikosti amplitudy buzení

5.2.3

Další testovanou variantou byla změna velikosti amplitudy buzení na citlivost adhezního testeru. Základní hodnota amplitudy vybuzeného byla měněna v rozsahu ±40%. Základní nastavení amplitudy buzení bylo *A = 3 mm.*



Graf. 5.5 Analýza vlivu velikosti amplitudy buzení

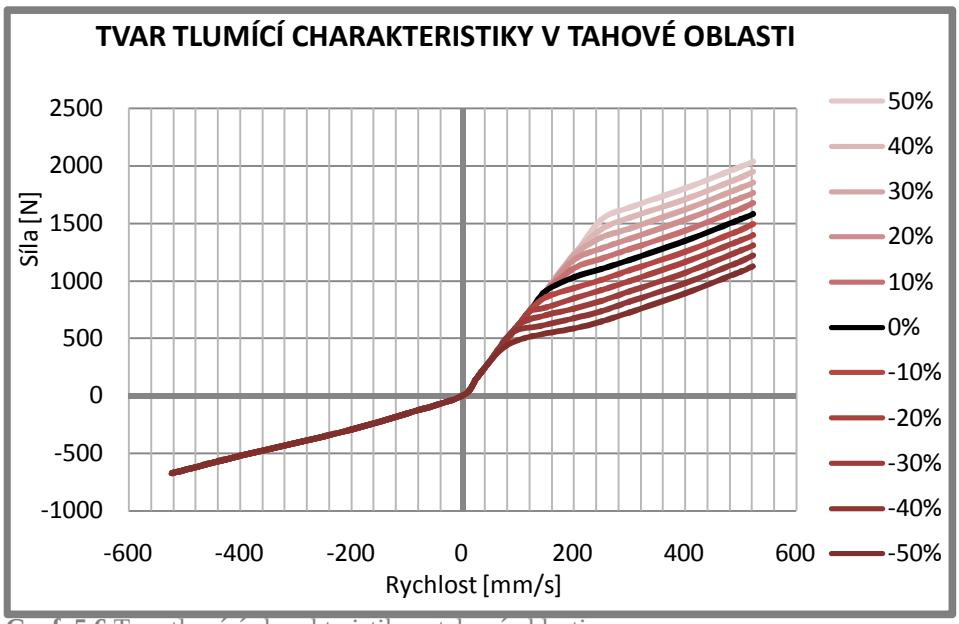
Velikost amplitudy může být například snížena vlivem opotřebení, proto je důležité posoudit ovlivnění způsobené velikostí amplitudy.
Zvýšení amplitudy buzení způsobí výraznější odskok kola, který následně sníží přítlačnou sílu kola ke zkušební plošině. Což vysvětluje snížení hodnoty EUSAMA až o 23,7% relativní chyby diagnózy ze základních parametrů. Zvýšením amplitudy dříve nastává rezonance neodpružené hmoty čímž je zvýšen vlastní kmitočet. Relativní chyba se odchýlila od základní hodnoty 32,1%.

5.2.4 Vliv tvaru charakteristiky tlumiče odpružení

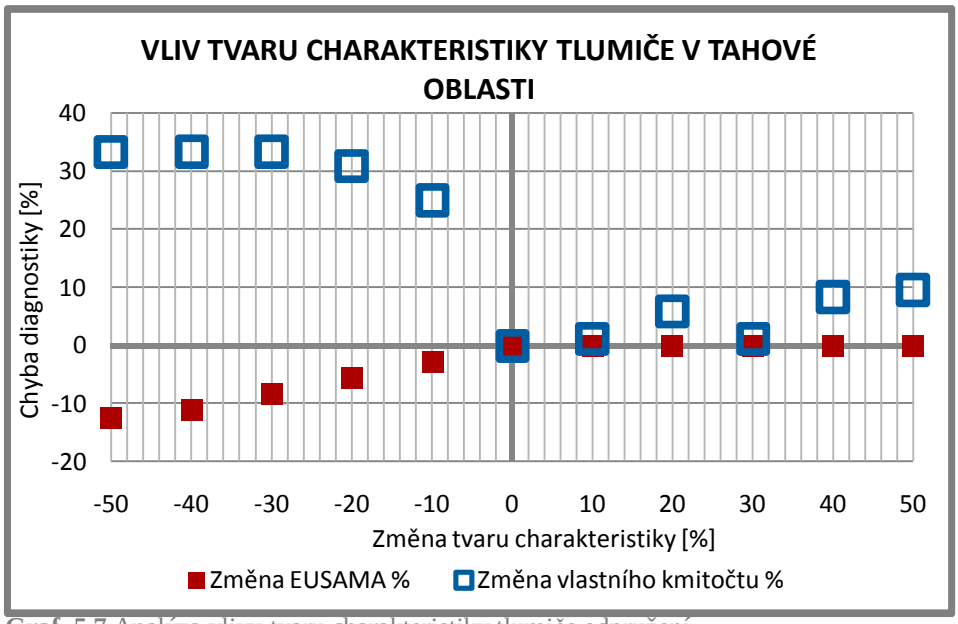
K zajištění celkového bezpečí a pohodlí jízdy se vyrábějí tzv. seřizovatelné tlumiče. Změna tlumící charakteristiky je ovládána automaticky nebo manuálně podle jízdních podmínek vozidla. Tok hydraulické kapaliny je regulován pomocí elektromagnetického ventilu, kterým se dá plynule měnit tuhost rozpínání a stlačování tlumiče.
V tomto případě byly zkoumány vlivy změny tvaru tlumící charakteristiky v tahové a tlakové oblasti. Změny charakteristik od základního nastavení jsou znázorněné u každé kapitoly.

Tvar charakteristiky v tahové oblasti

V tomto případě byla posouvána tahová větev tlumící charakteristiky v rozmezí od -50% směrem k nižší tlumící síle do +50% k síle vyšší od výchozího nastavení charakteristiky tlumiče.



Graf. 5.6 Tvar tlumící charakteristiky v tahové oblasti

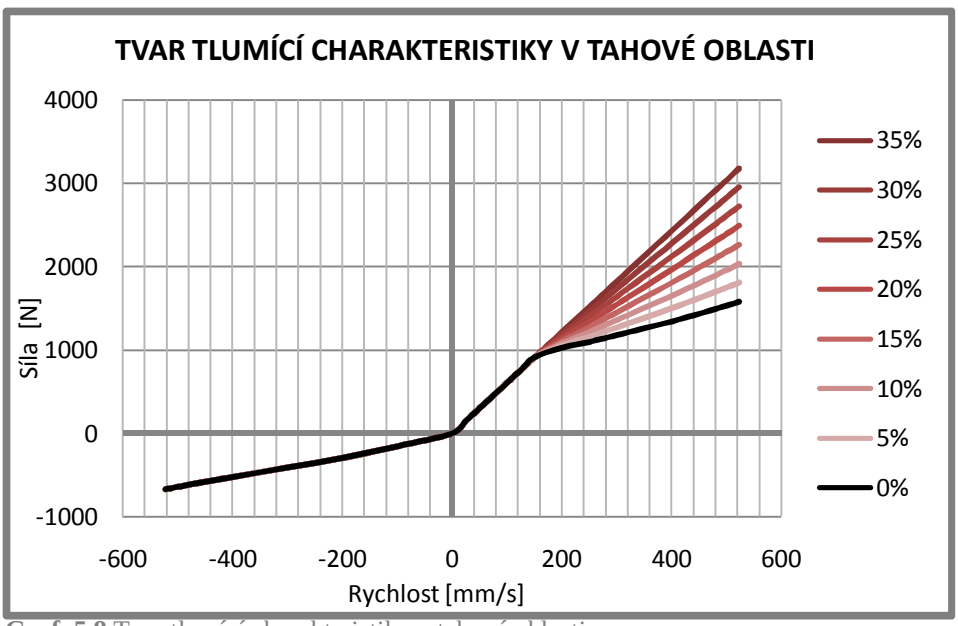


Graf. 5.7 Analýza vlivu tvaru charakteristiky tlumiče odpružení

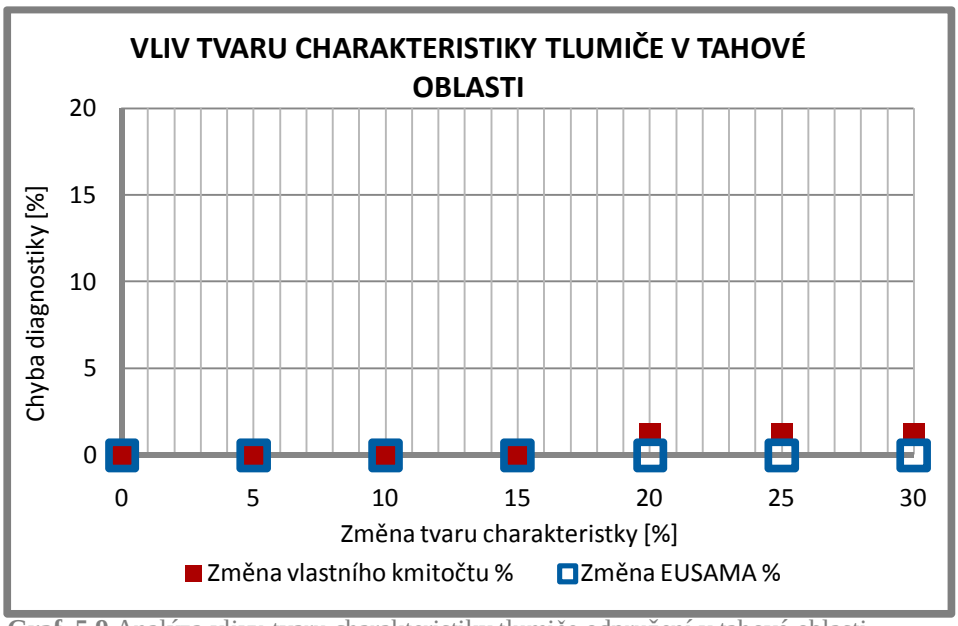
Změna tvaru tlumící charakteristiky posunutím v tahové větvi k nižším silám způsobí snížení hodnoty přítlaku nebo také snížení hodnoty EUSAMA o relativní chybu 12,5%. Posunutí směrem k vyšším silám nezpůsobí na výsledku žádné nebo jen minimální změny v důsledku malých vybuzených sil. Je to zapříčiněno vlivem malé amplitudy buzení, která neuvede tlumič až do tak velkých tlumících sil. Relativní chyba vlastního kmitočtu byla ovlivněna o 33,4% vlivem snížení tlumících sil.

Změna tvaru charakteristiky v tahové oblasti

Při tomto testu byl měněn tvar charakteristiky tlumiče v tahové oblasti. Rozdělené oblasti vyplňují mez od základní charakteristiky po charakteristiku, která byla vytvořena prodloužením střední oblasti tlumící charakteristiky.



Graf. 5.8 Tvar tlumící charakteristiky v tahové oblasti

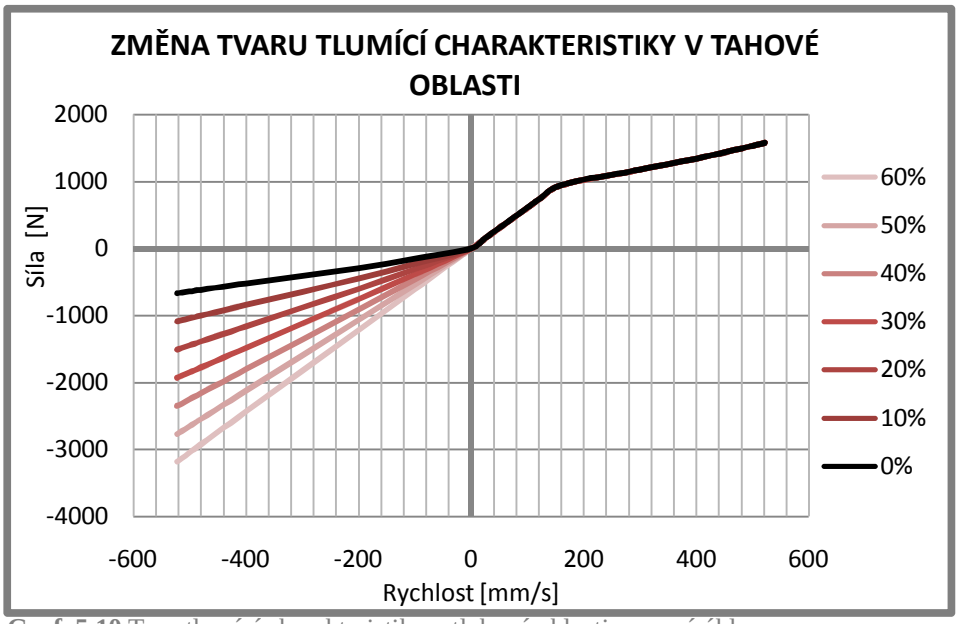


Graf. 5.9 Analýza vlivu tvaru charakteristiky tlumiče odpružení v tahové oblasti

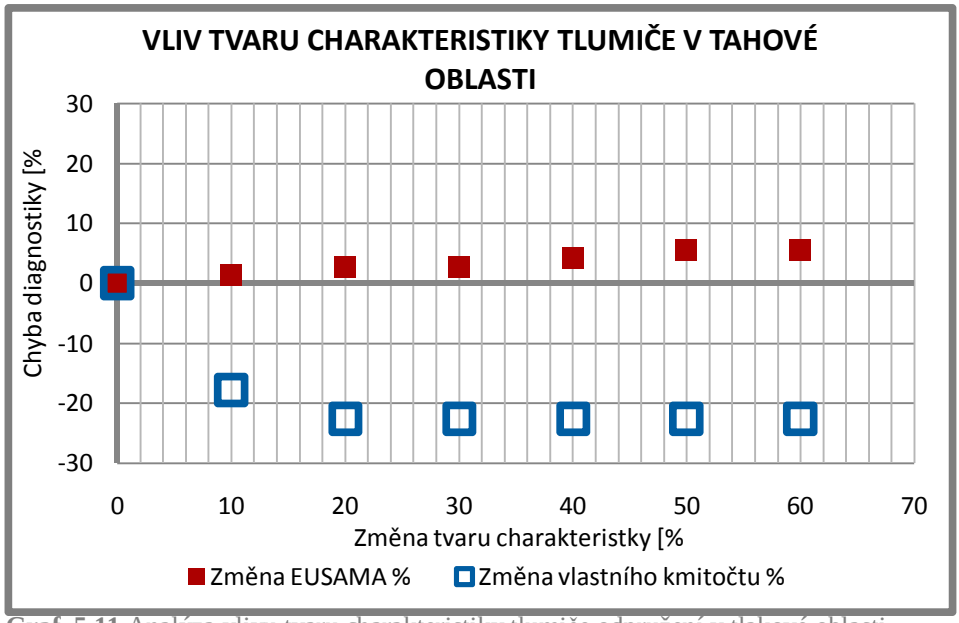
Jak už bylo zmíněno v předchozím testu, rezonanční adhezní tester pracuje pouze s malými silami. Proto se testovaný tlumič pohybuje jen nízkých tlumících silách a změna tvaru charakteristiky v příliš vysokých silách měla jen minimální vliv.

Změna tvaru charakteristiky v tlakové oblasti

Obdobně jako v předchozím testování byl měněn tvar zalomení tlumící charakteristiky v oblasti tlakové Graf. 5.10. Rozdělení oblasti probíhalo stejně jako v oblasti tahové.



Graf. 5.10 Tvar tlumící charakteristiky v tlakové oblasti pomocí úhlu



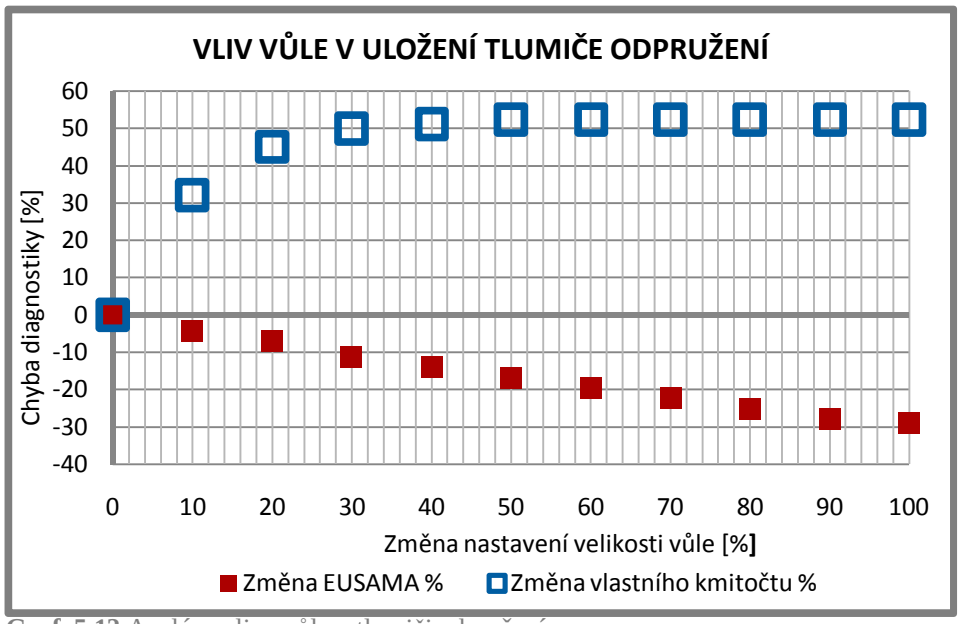
Graf. 5.11 Analýza vlivu tvaru charakteristiky tlumiče odpružení v tlakové oblasti

Změna tvaru tlumící charakteristiky v oblasti tlakové ovlivnila do značné míry vlastní kmitočet soustavy o 22,6% a hodnotu relativní chyby EUS o 5,5%. Výsledky byly ovlivněny jen změnou nižších sil.
Celkové testování tvaru charakteristiky tlumiče bylo ovlivněno pouze změnou malých tlumících sil v důsledku, že tlumič je vybuzen pouze do určité meze tlumící síly. Bylo to zapříčiněno nevhodně zvoleným nastavením tlumící charakteristiky modelu.

5.2.5 Vliv vůle v uložení tlumiče

5.2.5

Jedním z důležitých vlivů byla vůle, která může nastat v opotřebovaném tlumiči vlivem poškozené pružného lůžka. Maximální hodnota vůle byla brána 5mm v rozmezí do 0 mm.



Graf. 5.12 Analýza vlivu vůle v tlumiči odpružení

Princip chodu měření přítlačné síly vibrační plošinou je vlastně změna velikosti stoupání ve vertikálním směru. Vzhledem k tomuto má opotřebení lůžka v tlumiči velký vliv na tuto metodu. Vůle v tlumiči zapříčiní nedostatečnou nebo žádnou funkci tlumiče v oblasti kde vůle nastala. Proto také tlumič začíná tlumit až po překonání této mezery, kdy se dotýká pružného lůžka a tím je způsobeno snížení hodnoty EUSAMA. Hledisko opotřebení jednotlivých komponent a hlavně již zmíněného pružného lůžka značně ovlivňuje výsledek této diagnostiky. Relativní chyba *EUSrel* se s vyšší hodnotou vůle dostala až do hodnot 28,7% a hodnota relativní chyby vlastní frekvence na 52,4%.

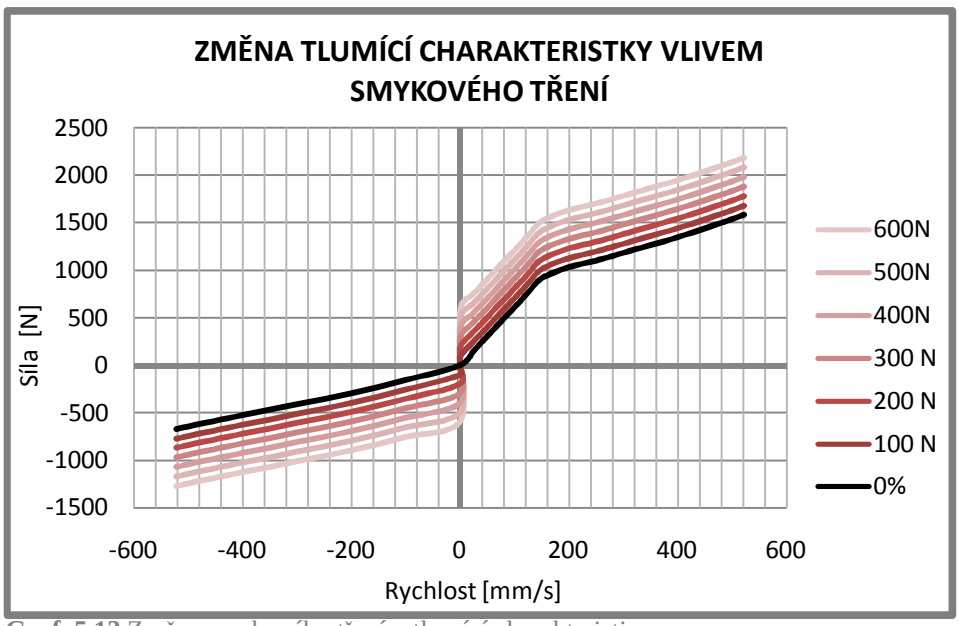
5.2.6 Vliv náhodného šumu

Obecně šum můžeme označit za nežádoucí signál, který vstupuje do signálu měřeného. Náhodný šum může být vniknout vlivem ostatních měřených součástí nebo také různými podmínkami měření. V tomto testu byl testován šum velikosti 0 - 50N.

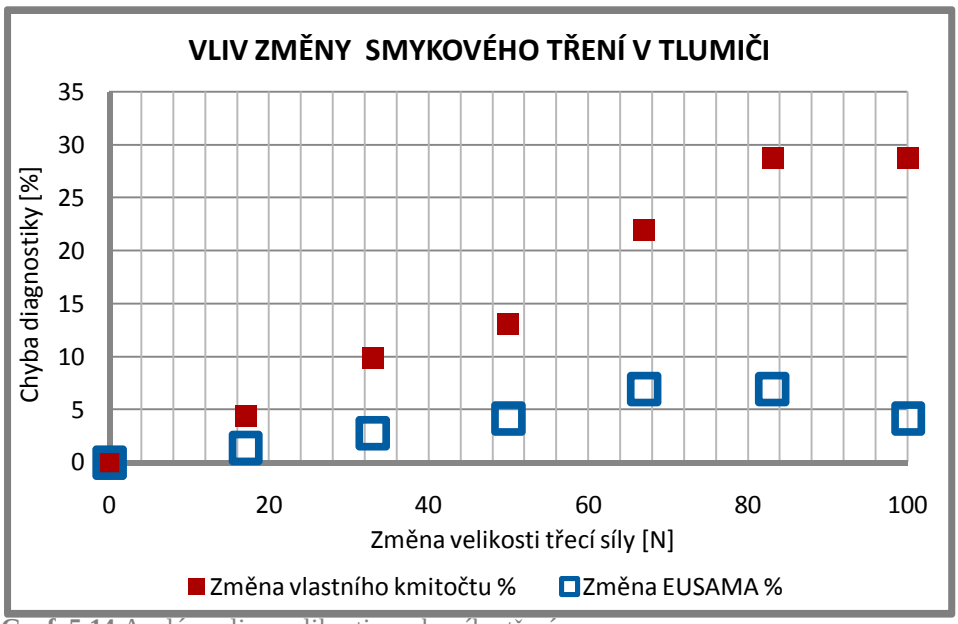
Výstup tohoto měření dokázal, že vlivem velkých měřených hodnot přítlačné síly, nemá na tento způsob testování náhodný šum žádný vliv. Aby ovlivnění nastalo, museli bychom se pohybovat v hodnotách 100N a více, které už jsou značně vysoké a neměly by se zde vyskytovat.

5.2.7 Vliv smykového tření v tlumiči

Analýza smykového tření probíhala za podmínek změny velikosti F_T = 0 – 600N. Diagram Graf. 5.13 značí postupné zvyšování smykového tření v tlumící charakteristice o určité navýšení smykové síly.



Graf. 5.13 Změna smykového tření v tlumící charakteristice



Graf. 5.14 Analýza vlivu velikosti smykového tření

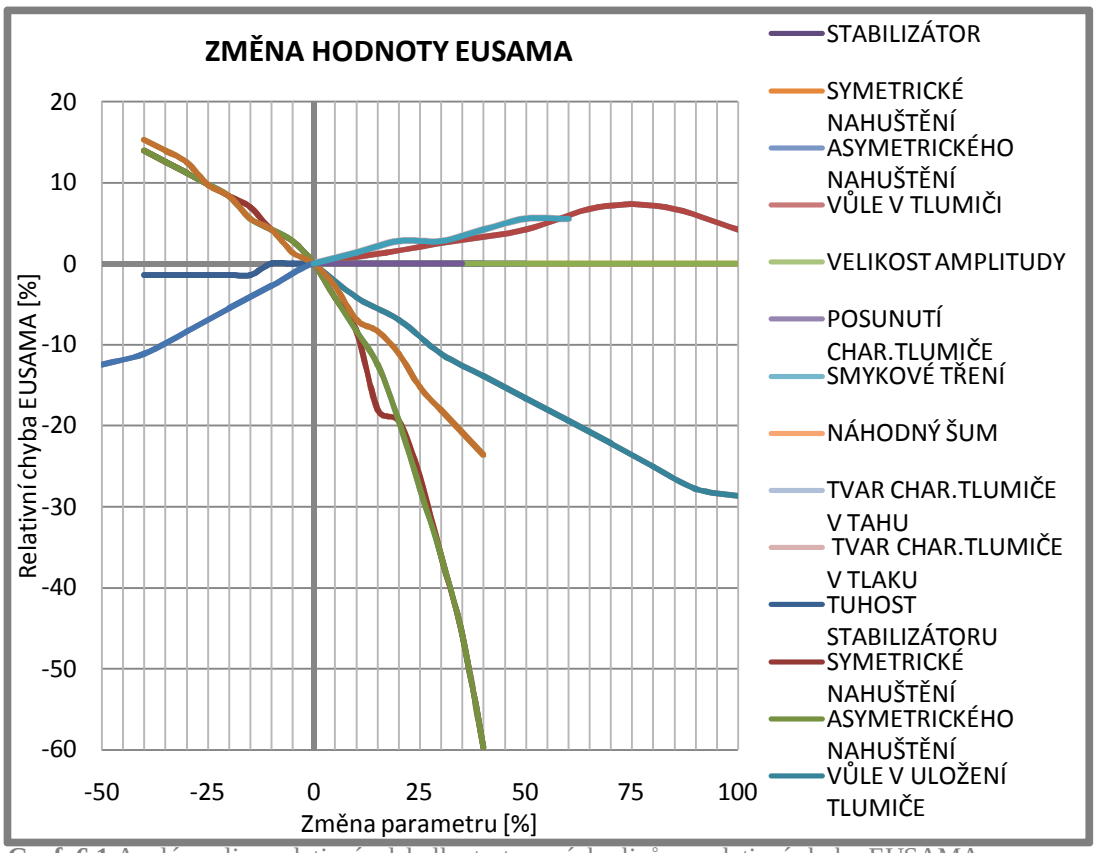
Smykové tření v tlumiči posunuje tlumící charakteristiku k vyšším tlumícím silám v tlakové i tahové oblasti. Vlivem velkých sil tlumící charakteristiky a malé budící síly se tlumič nedostává do vyšších hodnot tlumících sil. Nýbrž je v důsledku ovlivněna pouze změnou střední částí tlumící charakteristiky. Postupným zvýšením smykového tření a tím zvýšení tlumících sil zapříčiní zvýšení relativní chyby vlastního kmitočtu do hodnoty 28,7%. Je to způsobeno postupným zanikáním rezonance neodpružené hmoty. Zvýšení smykového tření například v důsledku nečistot může zvýšit funkci tlumiče a tím i jeho tlumící schopnosti. Tím je také dána vyšší hodnota EUSAMA o 6,9%.

6 ZÁVĚR

Následující Tab. 6.1 a Graf. 6.1 je uveden dopad na relativní chybu obou sledovaných veličin diagnózy při změně testovaných vlivů.

Tab. 6.1 Přehled relativních chyb diagnózy

Testovaný vliv	Změna EUS_{rel} [%]	Změna f_{vlrel} [%]
tuhost příčného stabilizátoru	-1,4÷0	-2,3 ÷ 1,2
symetrické nahuštění pneumatik	-59,7÷13,9	-22,6÷66,7
asymetrické nahuštění pneu. (test. kolo)	-59,7÷13,9	-22,6÷67,9
asymetrické nahuštění pneu. (netest. kolo)	0	-1,2÷2,4
vůle v uložení tlumiče	-28,7÷0	0÷52,4
velikost amplitudy buzení	-23,6÷15,2	-0 ÷ 32,1
posun char. tlumiče v tahové oblasti	-12,5 ÷ 0	-0 ÷ 33,4
tvar char. tlumiče v tahové oblasti	0	0 ÷ 1,2
tvar char. tlumiče v tlakové oblasti	0 ÷ 13,1	0 ÷ 9,4
smykové tření	0 ÷ 6,9	0 ÷ 28,7
náhodný šum	0	0



Graf. 6.1 Analýza vlivu relativní odchylky testovaných vlivů na relativní chybu EUSAMA

Zhodnocením všech testovaných vlivů můžeme posoudit důležité podmínky pro danou diagnostiku rezonančního adhezního testeru.
- Je podstatné brát značný důraz na správné nahuštění pneumatik předepsané výrobcem (hlavně u pneumatiky testované).
- Vůle v uložení tlumiče a velikost amplitudy buzení, které mají také značný vliv na výsledek, můžeme do určité míry zhodnotit výrazným zvýšením nebo naopak snížením vlastní frekvence.
- Ovlivnění změnou tvaru tlumící charakteristiky tlumiče odpružení můžeme zamezit nastavením tlumící charakteristiky do základního tvaru.

Ostatní testované vlivy můžeme zhodnotit jako zanedbatelné, protože mají pouze malý dopad na chybu diagnostické metody.

Vzhledem k problematice rezonančních adhezních testerů a analýzy výsledků virtuálních simulací je možné usoudit, že tato metoda se dá považovat za vhodný nástroj pro posouzení technického stavu podvozku vozidla i technického stavu tlumiče odpružení. Správný technický stav tlumiče se dá zajistit dodržením testovacích podmínek nebo zhodnocením ostatních veličin (např. vlastní frekvence).
Výsledkem této práce je také zhotovení modelu nápravy ve virtuálním prostředí programu Adams/View. Model dovoluje nastavení základních komponent nápravy McPherson a některých nežádoucích vlivů, které mohou vzniknout v případě opotřebení nebo jiných vlivů.

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] Pražák F., *Tlumič odpružení jako prvek ovlivňující jízdní vlastnosti automobilu, disertační práce*, 2006, VUT v Brně, UK
[2] Vlk F., *Diagnostika motorových vozidel*, Nakladatelství a zasilatelství, 1. vydání, Brno 2006. 442 s. ISBN 80-239-7064-X
[3] Hunter. *An Improved Non-Intrusive Automotive Suspension Testing Apparatus with Means to Determine the Condition of the Dampers* [online]. c2008. [cit. 13. 4. 2008]. Dostupné z: <http://www.hunter.com/PUB/UNDERCAR/SAEATS13/index.htm#terms>
[4] Autorevue. *Testování tlumičů automobilu. Ano či ne? - díl čtvrtý* [online]. c2001. [cit. 10. 3. 2008]. Dostupné z: <http://www.autorevue.cz/Autori/Testovani-tlumicu-automobilu-Ano-ci-ne---dil-ctvrty/sc-48-sr-1-a-751/default.aspx>
[5] Motejl V., *Učebnice pro řidiče a opraváře automobilů*, CENTA, Brno 1998. 504 s. ISB 80-857663-00-1
[6] Monroe. *Co poskytují tlumiče pérování* [online]. c2003. [cit. 4. 1. 2009]. Dostupné z: <http://www.tlumicemonroe.cz/index.php?loc=jakpracuje>
[7] Transport Problems. *Wavelet Classifier Used For Diagnosing Shock Absorbers In Cars* [online]. c2007. [cit. 8. 4. 2008]. Dostupné z: <http://www.transportproblems.polsl.pl/pl/Archiwum/2007/zeszyt3/2007t2z3_14.pdf>
[8] Tristar shock tester. *Obecné informace o systému* [online]. c2003. [cit. 24. 3. 2008]. Dostupné z: <http://tristar.espo.cz/default_cz.htm>
[9] PAN. *Diagnostic Assessment Of Technical Condition Of The Shock Absorbers In Automotive Vehicles In A Selected Diagnostic Station* [online]. c2001. [cit. 26 . 4. 2008]. Dostupné z: <http://www.pan-ol.lublin.pl/wydawnictwa/TMot7/Buczaj2.pdf>
[10] Arex. *Test tlumičů* [online]. c2005. [cit. 6. 2. 2009]. Dostupné z: < http://www.cisar-autotechnika.cz/arax/arex_test_tlumicu.htm>
[11] RTE robotherm. *Suspension testers for CARS type: STA 2.2* [online]. c2001. [cit. 5. 2. 2009]. Dostupné z: <http://www.rte.cz/prospekty/msa_sta_an.pdf>
[12] Vlk F., D*ynamika motorových vozidel*, Nakladatelství a zasilatelství, 1. vydání, Brno 2001. 434 s. ISBN 80-239-5273-6
[13] AT&P. *K problematice multi-body simulací* [online]. c2007. [cit. 6. 2. 2009]. Dostupné z: <http://www.atpjournal.sk/atpplus/archiv/2007_1/PDF/plus261_273.pdf>
[14] Song, P., *Modeling, Analysis And Simulation Of Multibody Systéme With Contact And Fiction*, Mechanical Engineering and Applied Mechanics, 2002, AAT 3073055
[15] *Simulace dynamických účinků podvozku osobního automobilu* [online]. c2007. [cit. 2. 2. 2009]. Dostupné z: *<www.kmp.tul.cz/ukaz.php?soub=publikace/mevald-nectiny_2003.pdf>*
[16] MSC software. *MD Adams* [online]. c2007. [cit. 11. 5. 2008]. Dostupné z: <http://www.mscsoftware.com/products/mdadams.cfm?Q=131&Z=457&Y=455>
[17] MSC software. *MD Adams* [online]. c2007. [cit. 11. 7. 2008]. Dostupné z: <http://www.mscsoftware.com/products/mdadams_applications.cfm?Q=131&Z=457&Y=455>

[18] Amirouche. *Computational methods in multibody dynamics* [online]. c2002. [cit. 5. 5. 2008]. Dostupné z: <http://adsabs.harvard.edu/abs/1992STIA...9412550A>
[19] Demontáž a montáž předních tlumičů [online]. c2007. [cit. 12. 4. 2009]. Dostupné z: <http://www.ford-puma.cz/modules.php?name=News&file=print&sid=26>
[20] OPPENHEIM A., *Discrete-time Signal Processing*, 2nd edition, New Jersey: Prentice-Hall 1999. 870 s. ISBN 0-13-754920-2.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

8.1 Seznam použitých zkratek

atd. - a tak dále
např. - například
popř. - popřípadě
tj. - to jest
tzv. - tak zvaný
VUT - Vysoké učení technické

8.2 Seznam použitých symbolů a veličin

F_{min} [N] - minimální síla
F_s [N] - maximální síla
EUS [%] - hodnota EUSAMA
h [mm] - délka
M [kg] - hmotnost
C [N.mm^{-1}] - tuhost
K [-] - poměrný útlum
R [mm] - rameno
z [mm] - zdvih
Ψ [-] - úhlový pohyb, kolébání
l [mm] - délka
L [J] - Lagrangeova funkce
x_i [mm] - obecná souřadnice
λ_i [-] - Lagrangeův multiplikátor
Φ [-] - parciální derivace
i [-] - počet zobecněných souřadnic
n [-] - počet vzorků
T [J] - kinetická energie
V [J] - potenciální energie
t [s] - čas
m_p [kg] - hmotnost přední odpružené hmoty
m_z [kg] - hmotnost zadní odpružené hmoty
m_{1P} [kg] - hmotnost neodpružené hmoty
m_P [kg] - hmotnost odpružené hmoty
m [kg] - užitečná hmotnost vozidla
c_{1P} [N.mm^{1}] - tuhost pneumatiky
c_{2P} [N.mm^{1}] - tuhost vozidlové pružiny
c_{PL} [N.mm^{1}] - tuhost pružného lůžka
c_2 [N.mm^{-1}] - tuhost tlumiče odpružení
k_{2P} [Ns.mm^{-1}]- tlumení tlumiče
c_s [mm.deg^{-1}]- tuhost stabilizátoru
Sbt [mm] - subtangenta pneumatiky
g [m.s^{-2}] - gravitační zrychlení
F_P [N] - předběžné zatížení pružiny pneumatiky
I [mm^{4}] - polární moment průřezu

G	[MPa]	- modul pružnosti ve smyku
M_k	[N.mm]	- kroutící moment
l_s	[mm]	- délka příčného stabilizátoru
d	[mm]	- průměr příčného stabilizátoru
y	[mm.s^{-1}]	- budící funkce
A	[mm]	- amplituda
t_f	[s]	- celkový čas
k	[-]	- směrnice
f_f	[Hz]	- koncová budící frekvence
f_0	[Hz]	- počáteční budící frekvence
c_j	[-]	- rychlá Fourierova transformace
k	[-]	- vzorek
v_k	[-]	- n-tý vzorek
q	[-]	- násobek
i	[-]	- komplexní číslo
f_{vl}	[Hz]	- vlastní kmitočet
f_{vlrel}	[%]	- relativní chyba vlastního kmitočtu
EUS_{rel}	[%]	- relativní chyba EUSAMA
f_s	[Hz]	- vzorkovací kmitočet
f_p	[Hz]	- kmitočet budící plošiny

Význam indexů

Σ	- fázové buzení, nadnášení
Δ	- pětifázové buzení, kolébání
1	- tlumící a pružící vzpěra
2	- pneumatika
P	- přední náprava
Z	- zadní náprava
Ψ	- kolébání
V	- vazební

9 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

9.1 Seznam obrázků

Obr. 1.1 Schéma zařízení rezonančního rezonančního adhezního 15
Obr. 1.2 Matematický model testeru [1] 15
Obr. 1.3 Přítlačná síla kola 16
Obr. 1.4 Sloupcový diagram adheze [10] 16
Obr. 1.5 Grafický diagram adheze [10] 16
Obr. 1.6 Testovací linka pro osobní vozy. [9] 17
Obr. 1.7 Prostorový model odpružení vozidla. [12] 18
Obr. 1.8 Význam funkcí vlivem nerovností. [12] 18
Obr. 1.9 Uživatelské prostředí programu Adams/View 22
Obr. 4.1 Škoda Roomster 1.4 TDI 26
Obr. 4.2 Náprava McPherson [5] 27
Obr. 4.3 Měření zatížení jednotlivých kol automobilu 27
Obr. 4.4 Výsledky hmotností připadající na jednotlivá kola 28
Obr. 4.5 Náprava McPherson sestavená v dílnách UK 28
Obr. 4.6 Měřící zařízení Gillop 1.4 28
Obr. 4.7 Výsledky měření tlumiče a vozidlové pružiny 29
Obr. 4.8 Model nápravy s pod modely tlumiče odpružení [12] 30
Obr. 4.9 Čtvrtinový model nápravy s podmodelem tlumiče odpružení [1] 31
Obr. 4.10 Tlumící a pružící vzpěra [21] 31
Obr. 4.11 Virtuální model nápravy automobilu Škoda Roomster 32
Obr. 4.12 Nahrazení pneumatiky 33
Obr. 4.13 Nahrazení tlumiče odpružení 33
Obr. 4.14 Nahrazení pružného lůžka a vůle v uložení tlumiče 33
Obr. 4.15 Nahrazení sestavy tlumiče, pružného lůžka a vozidlové pružiny 34
Obr. 4.16 Nahrazení zkrutného stabilizátoru 34
Obr. 4.17 Nahrazení budící plošiny 35
Obr. 4.18 Výsledná závislost tlumící síly na rychlosti pístu 37
Obr. 4.19 Výsledná závislost tuhosti odpružení na zdvihu pístu 38
Obr. 4.20 Výsledná budící frekvence plošiny 39
Obr. 4.21 Přítlačná síla přítlaku při základním nastavení modelu 40
Obr. 4.22 Amplitudově frekvenční charakteristika 40
Obr. 5.1 Příklad měření jednotlivých testovaných prvků 41
Obr. 5.2 Signál s dobrým vzorkovacím kmitočtem 42
Obr. 5.3 Signál s nízkým vzorkovacím kmitočtem 42

9.2 Seznam grafů

Graf. 5.1 Analýza vlivu tuhosti příčného stabilizátoru 43
Graf. 5.2 Analýza vlivu symetrického nahuštění pneumatik 44
Graf. 5.3 Analýza vlivu nahuštění pneumatiky vybuzeného kola 44
Graf. 5.4 Analýza vlivu nahuštění pneumatiky nevybuzeného kola 45
Graf. 5.5 Analýza vlivu velikosti amplitudy buzení 45
Graf. 5.6 Tvar tlumící charakteristiky v tahové oblasti 46
Graf. 5.7 Analýza vlivu tvaru charakteristiky tlumiče odpružení 47

Graf. 5.8 Tvar tlumící charakteristiky v tahové oblasti 47
Graf. 5.9 Analýza vlivu tvaru charakteristiky tlumiče odpružení v tahové oblasti 48
Graf. 5.10 Tvar tlumící charakteristiky v tlakové oblasti pomocí úhlu 48
Graf. 5.13 Změna smykového tření v tlumící charakteristice 50
Graf. 5.14 Analýza vlivu velikosti smykového tření 51
Graf. 6.1 Analýza vlivu relativní odchylky testovaných vlivů na relativní chybu EUSAMA 52

10 SEZNAM TABULEK

Tab. 4.1 Hmotnosti komponent neodpružené hmoty karoserie 35
Tab. 4.2 Hmotnosti komponent rozdělené redukcí v neodpružené a neodpružené hmotě 35
Tab. 4.3 Hmotnosti komponent odpružené hmoty karoserie 36
Tab. 4.4 Užitečná hmotnost automobilu 36
Tab. 4.5 Počáteční podmínky budící frekvence 38
Tab. 4.6 Výsledky získané ze základního modelu 40
Tab. 6.1 Přehled relativních chyb diagnózy 52

11 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Virtuální model nápravy automobilu
Příloha 2 Tabulka výsledných hodnot virtuálních simulací