

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ  
KATEDRA ŘÍDICÍ TECHNIKY



Bakalárska práca

## **Aktívne tlmenie automobilu**

**Marián Kukura**

**Vedúci bakalárskej práce: Ing. Aleš Kruczek, Ph.D.**

**Študijný program: Elektrotechnika a informatika**

**Odbor: Kybernetika a meranie**

**január 2008**



Katedra řídicí techniky

Školní rok: 2006/2007

## Zadání bakalářské práce

Student: Marián K u k u r a  
Obor: Kybernetika a měření  
Název tématu: Aktivní tlumení automobilu

### Zásady pro vypracování:

1. Seznamte se s problematikou aktivního tlumení automobilu a nároky na kvalitu a stabilitu řízení takového systému.
2. Vytvořte jednoduchý model automobilu pro řešení problému.
3. Prostudujte možnosti řízení tohoto systému.
4. Vyberte vhodnou metodu řízení a navrhnete regulátor, tak aby splňoval požadavky na komfort pasažéra i stabilitu vozidla.

### Seznam odborné literatury:

František Vlk: *Dynamika motorových vozidel*.

Skripta ČVUT FEL: *Systémy a modely, Systémy a řízení, Moderní teorie řízení*.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Aleš Kruczek

Datum zadání bakalářské práce: zimní semestr 2006/07

Termín odevzdání bakalářské práce: 15. 8. 2007



Prof. Ing. Michael Šebek, DrSc.  
vedoucí katedry



Prof. Ing. Zbyněk Škvor, CSc.  
děkan

V Praze, dne 9. 3. 2007



## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

V Praze dne .....

.....

podpis

## **Pod'akovanie**

Chcel by som poďakovať všetkým, ktorí mi priamo či nepriamo pomáhali pri vzniku tejto práce. Zvlášť ďakujem Ing. Alešovi Kruczekovi, Ph.D., vedúcemu mojej bakalárskej práce za podnetné pripomienky, rady a za čas, ktorý mi venoval.

Veľká vďaka taktiež patrí mojim rodičom, priateľke a kamarátom, pretože mi v priebehu štúdia poskytovali skvelé zázemie a podporovali ma. Špeciálne by som sa však chcel poďakovať mojej priateľke Daniele a kamarátovi Petrovi za podporu pri písaní tejto práce.

## **Abstrakt**

Základom bakalárskej práce je návrh regulátora pre aktívne tlmenie automobilu. Tento systém umožňuje lepšie tlmiť vibrácie vznikajúce pri jazde po nerovnostiach, ktoré znižujú komfort cestujúcich a zhoršujú jazdné vlastnosti vozidla. Pre návrh bol použitý zjednodušený štvrtinový model pasívneho tlmenia automobilu rozšírený o akčný člen. Ako akčný člen je použitý riadený lineárny zdroj sily (lineárny motor). Prvá časť práce sa zaoberá matematickým popisom modelu a jeho analýzou. V druhej časti popisujem návrh vhodného regulátora a vytváram simulačnú schému v programe MatLab - Simulink. Na tejto schéme porovnávam správanie riadeného (aktívneho) systému tlmenia s pasívnym systémom tlmenia.

## **Abstract**

The base of this bachelor's thesis is the design of an active suspension controller for cars. This system enables better suspension of vibrations arising by rough ride], which decreases the comfort of passengers and deteriorates the handling performance of a car. For this design was used a simplified quarter model for passive suspension for a car widened about an actuator. As an actuator is used a controlled linear force source (linear motor). The first part of the thesis deals with mathematical description of the model and it's analysis. In the second part I describe the design of an appropriate controller and create a simulating scheme using the MatLab – Simulink software. In this scheme I compare the behaviour of controlled (active) suspension system and passive suspension system.





# Obsah

Zoznam obrázkov	x
Zoznam tabuliek	xi
1 Úvod	1
2 Popis modelu	3
2.1 Lineárny motor	4
2.1.1 Popis lineárneho motoru	4
2.2 Štvrtinový model automobilu	6
2.2.1 Odvodenie matematického popisu	6
2.2.2 Stavový popis	9
2.2.3 Správanie systému	12
3 Návrh regulátorov	15
3.1 Regulačný obvod	16
3.2 Hodnotenie regulácie	16
3.3 Metódy nastavenia regulátorov	17
3.3.1 Frekvenčná metóda	17
3.3.2 Metóda GMK	20
3.3.3 Metóda Ziegler - Nicholosa	20
3.3.4 Metóda ručného nastavenia	21
4 Regulácia	23
4.1 Regulátor	23
4.2 Výsledky regulácie	24
4.3 Citlivosť regulovanej sústavy	28
4.3.1 Vplyv zmeny hmotnosti odpruženej časti	28
4.3.2 Zvýšenie odolnosti na zmenu hmotnosti	30
4.3.3 Simulácie pri zmene hmotnosti odpruženej časti	31
Záver	37
Príloha	39
Literatúra	41
Použitý software	42

## Zoznam obrázkov

Obrázok 2.1: Reálny model aktívneho tlmenia automobilu.	3
Obrázok 2.2: "Rozvinutie" lineárneho motoru.	4
Obrázok 2.3: Lineárny motor ThrustTube TBX3810.	5
Obrázok 2.4: Závislosť rýchlosti lineárneho motora na sile.	6
Obrázok 2.5: Zjednodušená schéma aktívneho tlmenia automobilu.	8
Obrázok 2.6: Prechodová charakteristika.	12
Obrázok 2.7: Prechodová charakteristika.	13
Obrázok 2.8: Frekvenčná charakteristika pasívneho tlmenia ( $z_r \rightarrow z_b$ ).	13
Obrázok 2.9: Frekvenčná charakteristika pasívneho tlmenia ( $z_r \rightarrow z_b^{**}$ ).	14
Obrázok 3.1: PID regulátor.	15
Obrázok 3.2: Bloková schéma jednoduchého regulačného obvodu.	16
Obrázok 3.3: Parametre prechodového deja.	17
Obrázok 3.4: Amplitúdová a fázová bezpečnosť na Nyquistovej charakteristike.	18
Obrázok 3.5: Fázová a amplitúdová bezpečnosť na Bodeho diagrame.	19
Obrázok 4.1: Odozva polohy $z_b$ na jednotkový skok nerovnosti vozovky $z_r$	24
Obrázok 4.2: Odozva nerovnosti vozovky na rýchlosť odpruženej časti	25
Obrázok 4.3: Odozva zrýchlenia $z_b^{**}$ na jednotkový skok nerovnosti vozovky.	25
Obrázok 4.4: Odozva sily kolesa pôsobiacej do vozovky na jednotkový skok.	26
Obrázok 4.5: Zrovnanie aktívneho a pasívneho tlmenia pre profil bieleho šumu.	26
Obrázok 4.6: Okno pre nastavenie obmedzenia akčného zásahu.	27
Obrázok 4.7: Bloková schéma jednoduchého regulačného obvodu.	27
Obrázok 4.8: Odozva zrýchlenia $z_b^{**}$ pre zaťažený a nezaťažený automobil.	28
Obrázok 4.9: Odozva polohy na jednotkový skok nerovnosti vozovky.	29
Obrázok 4.10: Odozva sily kolesa pôsobiacej do vozovky pre rôzne zaťaženie.	29
Obrázok 4.11: Schéma zmeny hmotnosti odpruženej časti.	30
Obrázok 4.12: Subsystem pre výber regulátora.	31
Obrázok 4.13: Závislosť riadiaceho signálu na simulovanej rýchlosti automobilu.	32
Obrázok 4.14: Porovnanie citlivosti pre odozvu polohy odpruženej časti.	33
Obrázok 4.15: Porovnanie citlivosti pre odozvu zrýchlenia odpruženej časti.	33
Obrázok 4.16: Porovnanie citlivosti (sila do vozovky).	34
Obrázok 4.17: Porovnanie akčného zásahu.	34
Obrázok 4.18: Porovnanie aktívnych tlmení pre nerovnosť typu biely šum.	35
Obrázok A.1: Simulačná schéma štvrtinového modelu (MatLab - Simulink)	39

## Zoznam tabuliek

Tabuľka 3.1: Konštanty regulátorov podľa metódy Ziegler - Nicholsa.

20



# Kapitola 1

## 1 Úvod

Výrobcovia áut sa v posledných rokoch snažia zlepšovať jazdné vlastnosti, bezpečnosť a komfort posádky rôznymi aktívnymi a pasívnymi systémami ako napríklad ABS (zabraňuje zablokovaniu kolies pri brzdení), ESP (pomáha stabilizovať automobil), AirBag a mnoho ďalších. Jednou z nemenej dôležitých a často podceňovaných častí automobilu je aj tlmenie pérovania.

Pri jazde automobilu, vplyvom nerovnosti vozovky, vykonávajú kolesá okrem otáčavého pohybu aj tlmený kmitavý pohyb v zvislom smere (nahnávanie), v pozdĺžnom smere (hojdanie) a v priečnom smere (kolísanie). Tlmený kmitavý pohyb je kmitanie, pri ktorom dochádza v dôsledku pôsobenia vonkajších síl (tlmenia) k postupnému znižovaniu amplitúdy kmitov až dôjde k zastaveniu kmitavého pohybu.

Naladenie tlmenia a pruženia automobilu musí v praxi spĺňať radu protichodných požiadaviek. Tlmenie pérovania automobilu má za úlohu tlmiť nárazy, ktoré vznikajú pri jazde po nerovnostiach a obmedziť prenos vibrácií na karosériu automobilu a posádku (komfortné hľadisko). Druhou požiadavkou je obmedzenie kmitania neodpružených hmôt tak, aby boli kolesá vozidla v neustálom kontakte s vozovkou a mohli prenášať hnacie, brzdné a bočné sily, a tým zvýšiť stabilitu a ovládateľnosť vozidla (hľadisko bezpečnosti). Tlmenie teda súčasne musí tlmiť nárazy aj kmitanie. Z fyzikálneho hľadiska sa ešte všetko komplikuje značne variabilným zatážením vozidla, takže priblížiť sa k ideálnym vlastnostiam pomocou pasívneho tlmenia automobilu je dosť problematické.

Klasické pasívne tlmenie sa obvyčajne skladá zo vzduchového alebo kvapalinového tlmíča a pružiny. Toto tlmenie sa volí buď mäkké - zlepšuje pohodlie posádky, no zhoršuje jazdné vlastnosti alebo tvrdé - zlepšuje jazdné vlastnosti na úkor pohodlia. Najčastejšie je volené kompromisné riešenie medzi požiadavkou na komfort cestujúcich a ovládateľnosť vozidla.

Súčasnú zlepšenie oboch týchto požiadaviek je možné dosiahnuť iba použitím poloaktívneho alebo aktívneho systému tlmenia, kde dochádza k dynamickým zmenám vlastností tlmenia v závislosti na situácii. Poloaktívne tlmenie využíva napríklad riadený ventil na dosiahnutie zmeny konštanty tlmíča. Týmto sa dynamicky počas jazdy mení charakteristika tlmenia.

Aktívne tlmenie pérovania ešte viac zvyšuje ovládateľnosť automobilu a komfort cestujúcich oproti poloaktívnemu tlmeniu. Ako akčný člen sa používa riadený zdroj sily, ktorý môže byť napríklad hydraulický systém s čerpadlom a servoventilom, alebo lineárny motor nachádzajúci sa medzi odpruženou a neodpruženou časťou automobilu.

V tejto práci sa usilujem navrhnuť zjednodušený štvrtinový model automobilu. Ďalej sa snažím vytvoriť regulátor, ktorý by mal čo najviac spĺňať požiadavky na zvýšenie komfortu cestujúcich a zlepšenie jazdných vlastností automobilu. Na vytvorenom modeli porovnávam jednotlivé regulátory a overujem kvalitu navrhnutých regulátorov na zmenu parametrov modelu.

## ***Kapitola 2***

### **2 Popis modelu**

Model aktívneho tlmenia automobilu (obrázok 2.1) sa nachádza vo Výskumnom centre spaľovacích motorov a automobilov Josefa Božka na Fakulte strojní.



Obrázok 2.1: Reálny model aktívneho tlmenia automobilu.

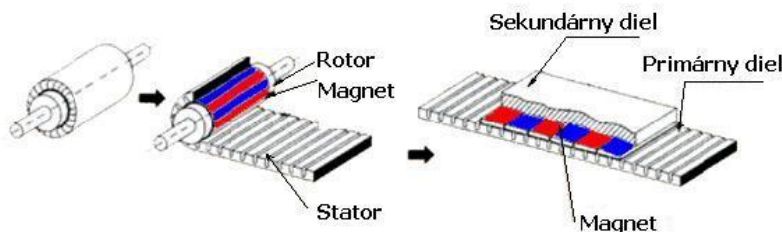
Je to elektromechanický systém, ktorý je štvrtinovým modelom pérovania automobilu a pozostáva zo štvrtiny hmotnosti automobilu a kolesa, ktoré je za pomoci klasického tlmenia (tlmič a pružina) uchytené ku karosérii automobilu. Medzi odpruženou časťou automobilu a kolesom sa ešte nachádza akčný prvok - lineárny motor, ktorý je riadeným zdrojom sily. Nerovnosti vozovky simuluje sedačka, na ktorej je koleso postavené.

## 2.1 Lineárny motor

Lineárny elektromotor dokáže upraviť charakteristiku tlmenia behom 1 ms, na rozdiel od tlmča s magnetorheologickým ovládaním prietoku (kvapalina mení vlastnosti v magnetickom poli), kde zmena nastavenia trvá približne 5 až 10 ms. U hydraulických aktívnych tlmčov je táto zmena obmedzená rýchlosťou potrebnou k ideálnemu nastaveniu prietoku oleja škrtiacim ventilom tlmča. Aktívne tlmče s obtokovým kanálom sú schopné zmeniť charakteristiku tlmenia v čase približne 10 ms.

### 2.1.1 Popis lineárneho motoru

Lineárny motor je v podstate klasický indukčný motor, ktorý je schopný premeniť elektrickú energiu na mechanickú prácu a naopak. Hlavné uplatnenie nachádzajú v aplikáciách, kde sú vyššie požiadavky na zrýchlenie posuvného pohybu a presnosť polohovania. Môžeme si ho predstaviť ako klasický rotačný motor, ktorý je rozvinutý do roviny (viac obrázok 2.2) a umožňuje priamočiary pohyb bez použitia mechanických prevodov.



Obrázok 2.2: "Rozvinutie" lineárneho motoru.

Stator je u lineárnych motorov obvykle nazývaný ako primárny diel a rotor ako sekundárny diel. Primárny diel je podobne ako u rotačného motora tvorený z klasického feromagnetického zväzku z elektrotechnického plechu a trojfázového vinutia uloženého v drážkovom statorovom železe. Rotor tvoria permanentné magnety nalepené na oceľovej podložke. Po privedení prúdu do primárneho dielu vzniká postupné magnetické pole, ktoré svojim silovým pôsobením na upravený rotor vyvoláva posuvný pohyb. Silu je možné ovládať pomocou veľkosti prúdu. Káble od vinutia cievok a polohového senzoru sú spojené so sekundárnym nepohyblivým dielom pomocou pohyblivého vedenia. Motor je taktiež možné použiť opačným spôsobom, kde sa pohybuje tyč s permanentnými



magnetmi a diel s vinutím je pripevnený. V tomto prípade je však nutné odmontovať pohyblivý prívod z časti, ktorá sa pohybuje.

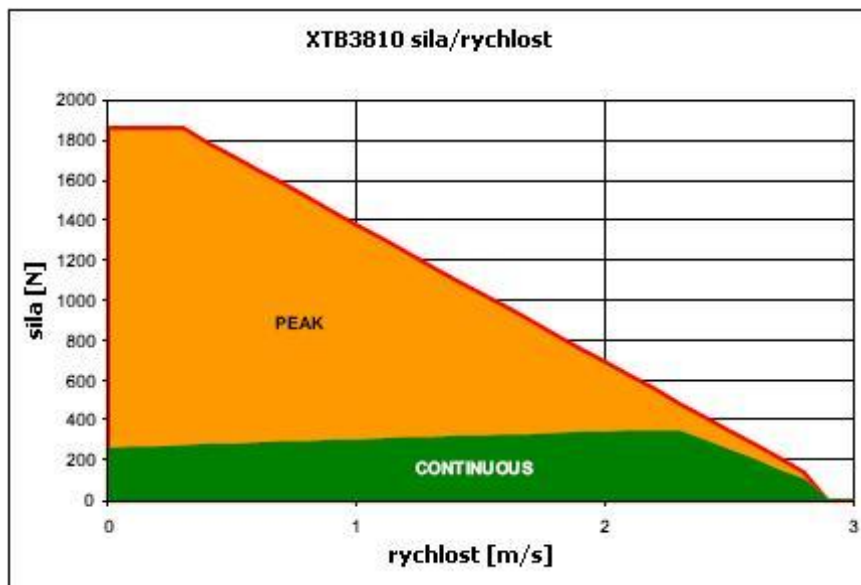
Medzi hlavné prednosti lineárneho elektromotora patria menšia hmotnosť, odstránenie otáčajúcich sa častí a rýchlosť. Naproti tomu väčší magnetizačný prúd a menšia účinnosť sú hlavné nevýhody.

V tejto práci bol ako akčný člen aktívneho tlmenia použitý lineárny motor TBX3810 (obrázok 2.3), ktorý vyrába firma ThrustTube.



Obrázok 2.3: Lineárny motor ThrustTube TBX3810.

Zahrievanie vinutia je limitujúcim faktorom maximálnej sily. Lineárny motor je schopný vyvinúť maximálnu silu 1860 N po dobu jednej sekundy. Pri kontinuálnej záťaži výrobca udáva maximálnu silu 255 N bez pasívneho chladiča a 276,2 N s pasívnym chladičom. U kontinuálnej sily je kritická teplota tyče s permanentnými magnetmi 100 °C. Táto teplota nesmie byť prekročená. Pri zahrievaní totiž dochádza k ohrevu permanentných magnetov a pri vyšších teplotách hrozí trvalá demagnetizácia vplyvom magnetického poľa primárneho dielu. Preto je motor vybavený teplotným senzorom, ktorý zabraňuje možnému prehriatiu a poškodeniu motora. Maximálne zrýchlenie bez záťaže udáva výrobca na 307 m/s<sup>2</sup> a maximálnu rýchlosť bez záťaže na 2.8 m/s, pričom rýchlosť je závislá na sile. Daná závislosť je vynesená v grafe na obrázku 2.4.



Obrázok 2.4: Závislosť rýchlosti lineárneho motora na sile.

## 2.2 Štvrtinový model automobilu

Pred zostavením matematického modelu, musí byť zvolený dynamický model, ktorý čo najviac odpovedá skutočnosti. Dynamický model tlmenia automobilu je veľmi komplikovaný, pretože má mnoho stupňov voľnosti. Preto sa zameriam iba na kmitanie jednoduchej sústavy za predpokladu, že kmitanie pod ľavými a pravými kolesami je rovnaké a že vozidlo je symetrické k pozdĺžnej osi. Taktiež je u rady osobných automobilov prerušená väzba medzi prednou a zadnou nápravou. To znamená, že ak je ku kmitaniu vybudená len predná náprava, tak zadná náprava zostane v kľude. Tento predpoklad je možné použiť v prípade, ak nás nezaujíma pohyb určitého bodu ležiaceho medzi prednou a zadnou nápravou. Týmto sa dostávam k značne zjednodušenému štvrtinovému modelu automobilu, ktorý má už len dva stupne voľnosti.

### 2.2.1 Odvodenie matematického popisu

K odvodeniu matematického popisu som použil pohybovú rovnicu. Je to matematicky zapísaný fyzikálny vzťah, ktorý popisuje možné pohyby telesa v danom prostredí. Telesom sa rozumie napríklad tuhé teleso alebo sústava telies. Za prostredie sa považujú prevažne sily a silové polia pôsobiace na teleso. Riešením pohybovej rovnice je poloha telesa v ľubovoľnom okamihu. Pohybová rovnica v najvšeobecnejšom tvare je

obvykle diferenciálna rovnica druhého rádu, kde sa derivuje podľa času. V klasickej mechanike sa vychádza z Newtonových pohybových zákonov a zákon sily dáva priamo pohybovú rovnicu v tvare:

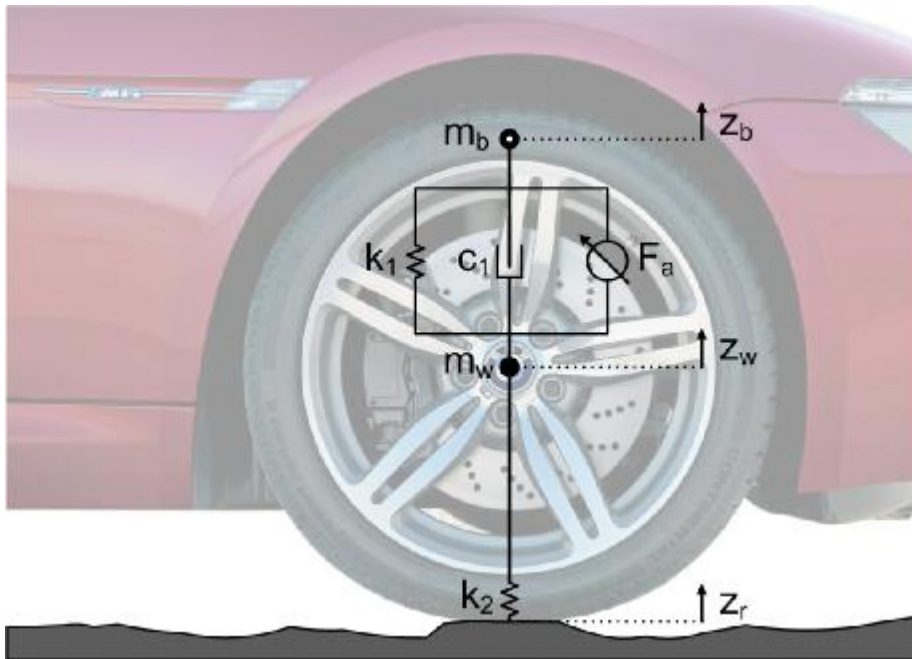
$$F = m \frac{d^2 r}{dt^2}, \quad (2.1)$$

kde  $m$  je hmotnosť telesa násobená druhou časovou deriváciou vektora polohy  $r = r(t)$ . U kmitavého pohybu je sila pôsobiaca na teleso priamoúmerná vzdialenosti od rovnovážnej polohy a má smer k tejto polohe. Pre tento prípad má pohybová rovnica tvar

$$-ky = m \frac{d^2 y}{dt^2}, \quad (2.2)$$

kde  $y = y(f)$  je výchylka z rovnovážnej polohy. V prípade pružiny má konštanta „ $k$ “ význam tuhosti.

Na obrázku 2.5 sa nachádza značne zjednodušená schéma automobilu. Váha štvrtiny automobilu je sústredená do hmotného bodu o hmotnosti  $m_b$ . Váha pneumatiky s diskom je sústredená do hmotného bodu  $m_w$ . Rám karosérie, je od osy otáčania kolesa odpružený pasívnou pružinou s konštantou tuhosťou  $k_1$ . Kmitanie pružiny je zatlmené tlmičom s konštantou tlmenia  $c_1$ . Paralelne k pružine a tlmiču sa nachádza lineárny motor, ktorý je vlastne riadeným zdrojom sily  $F_a$ . Dynamické vlastnosti pneumatiky valiacej sa po vozovke sú modelované náhradnou mechanickou schémou s pružinou s konštantou tuhosti pneumatiky  $k_2$ .



Obrázok 2.5: Zjednodušená schéma aktívneho tlmenia automobilu.

Systém na obrázku 2.5 som popísal pomocou nasledujúcich pohybových rovníc (2.1) a (2.2) a dostal som nasledujúce rovnice:

Rovnica pre hmotný bod  $m_b$ :

$$m_b \frac{d^2 z_b}{dt^2} = F_a - k_1(z_b - z_w) - c_1(\dot{z}_b - \dot{z}_w). \quad (2.3)$$

Rovnica pre hmotný bod  $m_w$ :

$$m_w \frac{d^2 z_w}{dt^2} = -F_a + k_1(z_b - z_w) + c_1(\dot{z}_b - \dot{z}_w) - k_2(z_w - z_r), \quad (2.4)$$

kde  $z_b$  je poloha karosérie automobilu,  $z_w$  je poloha kolesa a  $z_r$  je poloha vozovky. Pritom vieme, že prvá derivácia polohy podľa času je rýchlosť a druhá derivácia polohy podľa času, resp. prvá derivácia rýchlosti podľa času je zrýchlenie:

$$\begin{aligned} \dot{z} &= \frac{dz}{dt} = v, \\ \ddot{z} &= \frac{d^2 z}{dt^2} = \frac{dv}{dt} = a. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Hodnoty jednotlivých konštánt, ktoré sa vyskytujú v pohybových rovniciach (2.3) a (2.4)

sú:  $m_b = 380$  kg,  
 $m_w = 20$  kg,

$$k_1 = 22700 \text{ N/m},$$

$$c_1 = 1160 \text{ Ns/m},$$

$$k_2 = 115000 \text{ N/m}.$$

## 2.2.2 Stavový popis

Sústava nasledujúcich diferenciálnych rovníc v tvare

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= f(x, u, t) \\ y(t) &= g(x, u, t) \end{aligned} \quad (2.6)$$

predstavuje stavové rovnice systému, kde sa prvá diferenciálna rovnica nazýva stavovou rovnicou a druhá algebraická rovnica je výstupnou rovnicou. Vektor  $u(t)$  je vektor vstupov, vektor  $x(t)$  je vektorom vnútorných stavov a vektor  $y(t)$  je vektor výstupov. Tieto vektory je možné tiež vyjadriť ako

$$\begin{aligned} u(t) &= [u_1(t), u_2(t), \mathbf{K}, u_r(t)]^T \\ x(t) &= [x_1(t), x_2(t), \mathbf{K}, x_m(t)]^T \\ y(t) &= [y_1(t), y_2(t), \mathbf{K}, y_n(t)]^T \end{aligned} \quad (2.7)$$

Pri popise systému musíme brať do úvahy to, aké veličiny chceme pozorovať. Existuje niekoľko možných variant stavového popisu pre tento systém. Vzhľadom k tomu, že chcem sledovať hlavne zrýchlenie kabíny ( $z_b$ ) a dynamickú silu ( $F_{\text{dyn}}$ ), ktoré sú jedny z hlavných faktorov pre stanovenie komfortu cestujúcich a bezpečnosti jazdy, musím mať spomínané veličiny vo výstupe. Vstupom systému je nerovnosť vozovky.

Po viacerých pokusoch sa ako najvhodnejšie riešenie voľby stavových premenných ukazuje nasledujúca voľba:

$$\begin{aligned} x_1 &= \dot{z}_b = v_b, \\ x_2 &= \dot{z}_w = v_w, \\ x_3 &= (z_b - z_w), \\ x_4 &= (z_w - z_r). \end{aligned} \quad (2.8)$$

Vstupy systému:

$$\begin{aligned} u_1 &= F_a, \\ u_2 &= \dot{x}_r = v_r. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Po voľbe vnútorných stavov (2.8) a vstupov (2.9) je možné sa bez väčších problémov vďaka pohybovým diferenciálnym rovniciam (2.3) a (2.4) dostať k nasledujúcemu stavovému popisu.

Stavový popis:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \dot{x}_b = -\frac{c_1}{m_b}x_1 + \frac{c_1}{m_b}x_2 - \frac{k_1}{m_b}x_3 + \frac{1}{m_b}u_1, \\ \dot{x}_2 &= \dot{x}_w = \frac{c_1}{m_w}x_1 - \frac{c_1}{m_w}x_2 + \frac{k_1}{m_w}x_3 - \frac{k_2}{m_w}x_4 - \frac{1}{m_w}u_1, \\ x_3 &= x_1 - x_2, \\ x_4 &= x_2 - u_2. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Výstupy systému:

$$\begin{aligned} y_1 &= x_b = x_1, \\ y_2 &= x_w = x_2, \\ y_3 &= \dot{x}_b = -\frac{c_1}{m_b}x_1 + \frac{c_1}{m_b}x_2 - \frac{k_1}{m_b}x_3 + \frac{1}{m_b}u_1, \\ y_4 &= \dot{x}_w = \frac{c_1}{m_w}x_1 - \frac{c_1}{m_w}x_2 + \frac{k_1}{m_w}x_3 - \frac{k_2}{m_w}x_4 - \frac{1}{m_w}u_1, \\ y_5 &= F_{dyn} = k_2(z_w - z_r) = k_2x_4. \end{aligned} \quad (2.11)$$

Pre lineárny systém alebo nelineárny systém s linearizovanými modelmi sa štandardne používajú stavové modely zapísané v tvare

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t), \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t). \end{aligned} \quad (2.12)$$

Pre štandardný tvar (2.12) majú matice stavového popisu nasledujúci tvar:

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{c_1}{m_b} & \frac{c_1}{m_b} & -\frac{k_1}{m_b} & 0 \\ \frac{c_1}{m_w} & -\frac{c_1}{m_w} & \frac{k_1}{m_w} & -\frac{k_2}{m_w} \\ 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_b} & 0 \\ -\frac{1}{m_w} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -1 \end{bmatrix},$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{c_1}{m_b} & \frac{c_1}{m_b} & -\frac{k_1}{m_b} & 0 \\ \frac{c_1}{m_w} & -\frac{c_1}{m_w} & \frac{k_1}{m_w} & -\frac{k_2}{m_w} \\ 0 & 0 & 0 & k_2 \end{bmatrix},$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{m_b} & 0 \\ -\frac{1}{m_w} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

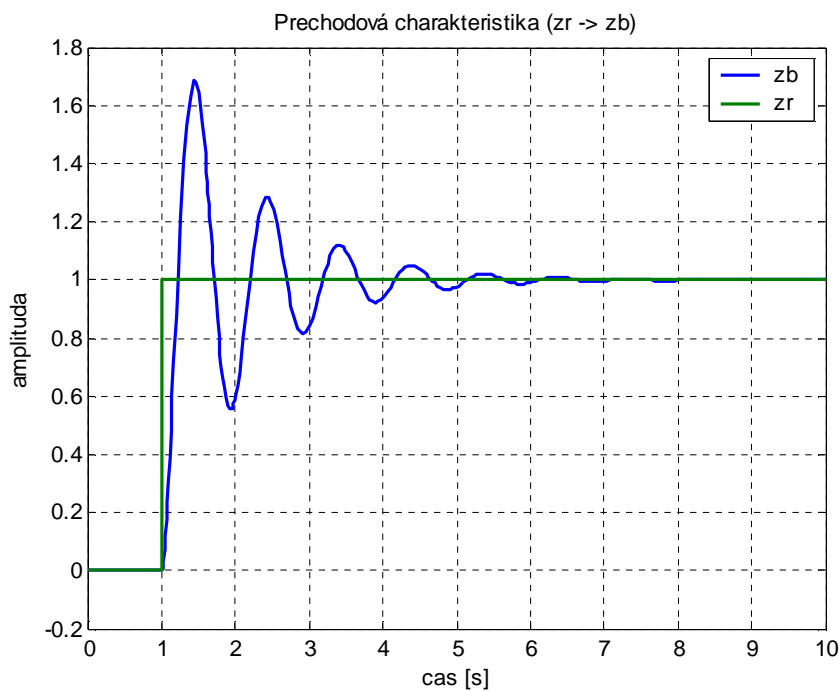
Kde A je matica systému a B je matica riadenia a matice C a D sú výstupné matice.

### 2.2.3 Správanie systému

Pokiaľ zo systému vypustím silu  $F_a$ , pôjde o čisto pasívne tmenie, ktoré v ďalších kapitolách používam k porovnávaniu so systémom aktívneho tmenia.

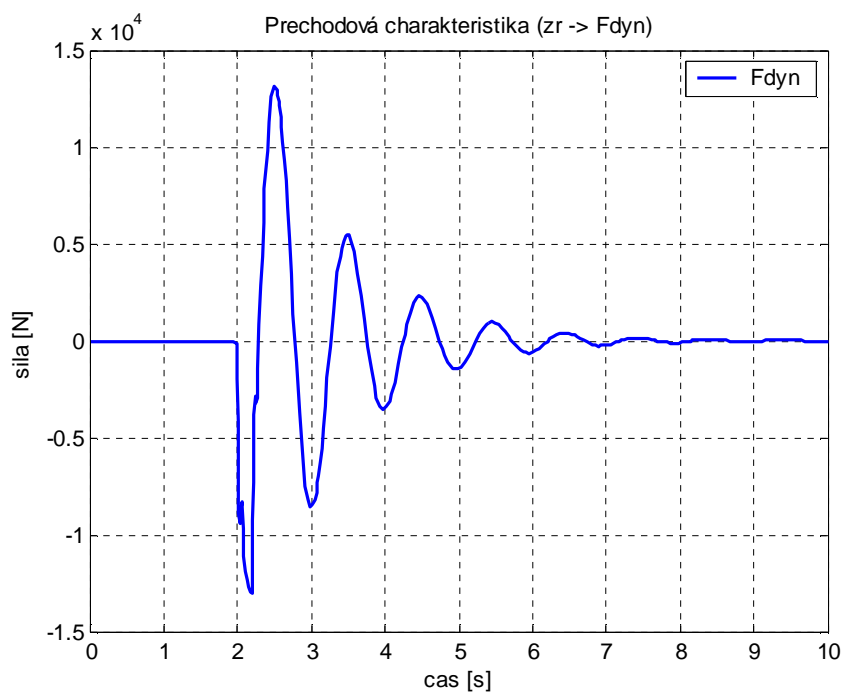
Niektoré základné charakteristiky veľmi dobre popisujú správanie pasívneho tmenia. Medzi najzákladnejšie charakteristiky patrí odozva jednotkového skoku odchýlky nerovnosti vozovky na odchýlku odpruženej časti automobilu (obrázok 2.6). Pre posudzovanie miery komfortu cestujúcich používam odozvu z odchýlky nerovnosti vozovky na zrýchlenie odpruženej časti automobilu. Porovnanie jazdných vlastností je dobre viditeľné na odozve z odchýlky nerovnosti vozovky na zmenu dynamickej sily, čo je sila, ktorou pôsobí koleso na vozovku (obrázok 2.7).

Frekvenčné charakteristiky prenosov z odchýlky nerovnosti vozovky na odchýlku a zrýchlenie odpruženej časti sú na obrázku 2.8 a 2.9.

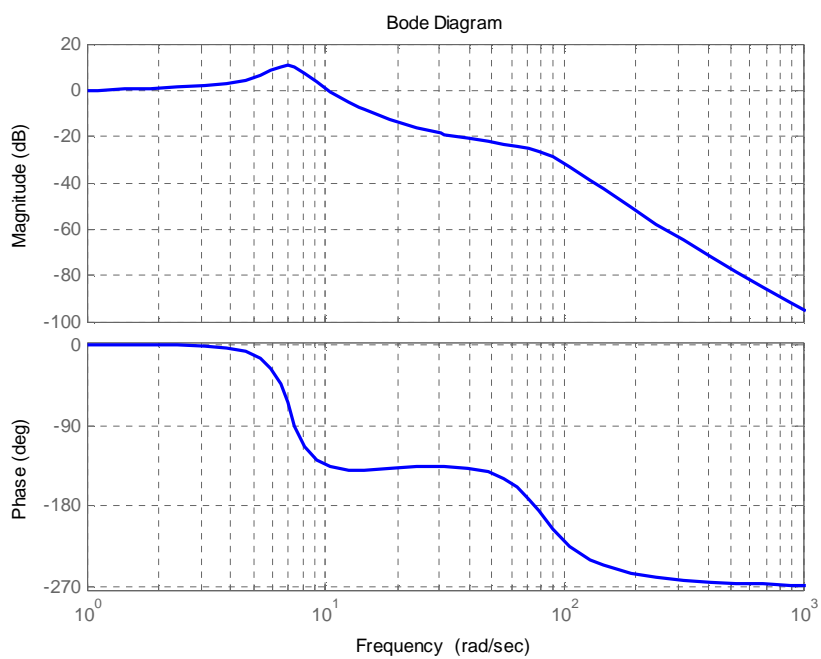


Obrázok 2.6: Prechodová charakteristika.

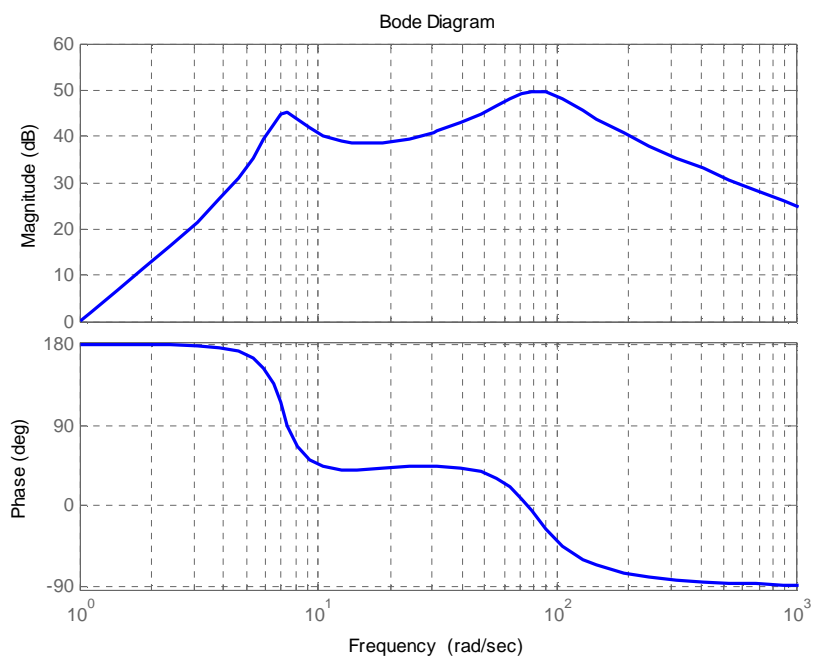




Obrázok 2.7: Prechodová charakteristika.



Obrázok 2.8: Frekvenčná charakteristika pasívneho tlmenia (zr -&gt; zb).

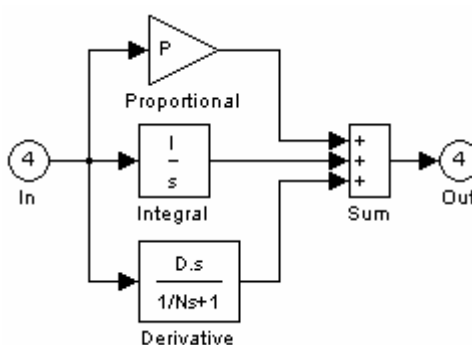


Obrázok 2.9: Frekvenčná charakteristika pasívneho tlmenia (zr -> zb\*\*).

## Kapitola 3

### 3 Návrh regulátorov

Regulátor je aktívny člen regulačného obvodu, ktorého úlohou je generovať akčnú veličinu spracovaním regulačnej odchýlky.



Obrázok 3.1: PID regulátor.

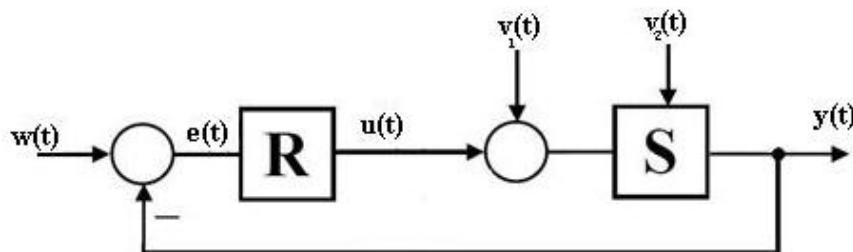
Vhodným regulátorom býva často práve ten najjednoduchší – P regulátor (pozostáva len z proporcionálnej zložky). Je možné ho použiť, ak je povolená určitá nenulová regulačná odchýlka v ustálenom stave alebo keď riadený systém obsahuje astatizmus. Ak na riadenie nie je vhodný práve P regulátor a systém je možné popísať jednoduchou dynamikou, tak použijeme PI regulátor (obsahuje proporcionálnu a integračnú zložku). Výhodou je odstránenie trvalej regulačnej odchýlky, nevýhodou zase väčšie prerogulovanie a menej tlmené kmity a tiež fakt, že zvyšovanie zosilnenia môže viesť k nestabilite. U PD regulátora (zložený z proporcionálnej a derivačnej zložky), keďže neobsahuje I zložku zanecháva trvalú regulačnú odchýlku, rovnakú ako P regulátor, ale vďaka D zložke sa rýchlo ustáľuje, pretože nevzniká veľké prerogulovanie. Používa sa pre procesy, ktoré majú integračné správanie alebo veľké časové konštanty. PID regulátor (obrázok 3.1) predpovedá budúce správanie sa procesu a všeobecne je jeho zosilnenie nižšie ako u PI regulátoru.

Vplyv parametrov regulátora na rýchlosť regulácie a stabilitu uzavretého regulačného obvodu:

- zväčšovanie P zložky zvyšuje rýchlosť a znižuje stabilitu
- zväčšovanie I zložky znižuje rýchlosť a zvyšuje stabilitu
- zväčšovanie D zložky zvyšuje rýchlosť a zvyšuje stabilitu

## 3.1 Regulačný obvod

Na obrázku 3.2 je jednoduchý lineárny spojitý jednorozmerný t-invariantný regulačný obvod.



Obrázok 3.2: Bloková schéma jednoduchého regulačného obvodu.

Kde  $S(s)$  je prenos regulovanej sústavy,  $R(s)$  je prenos regulátora,  $w(t)$  je riadiaca veličina,  $u(t)$  je akčná veličina regulátora,  $e(t)$  je regulačná odchýlka,  $y(t)$  je regulovaná veličina (skutočná hodnota) a symboly  $v(t)$  sú poruchy alebo chyby. Hlavným účelom regulácie je, aby riadiaca veličina  $w(t)$  a regulovaná veličina  $y(t)$  boli čo najviac zhodné.

## 3.2 Hodnotenie regulácie

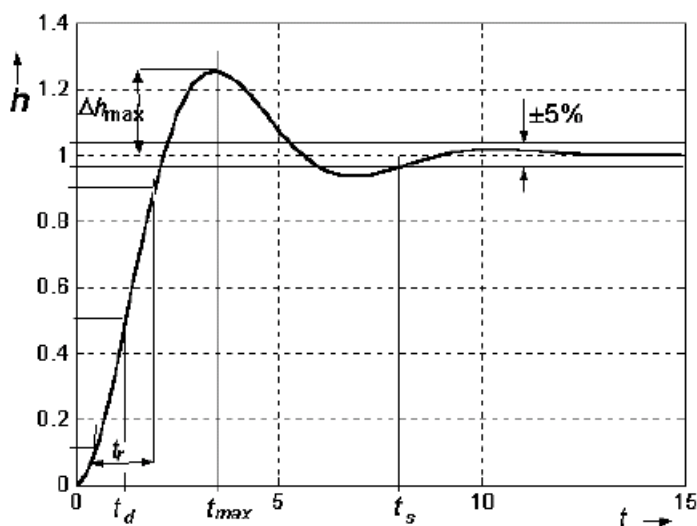
Kritéria hodnotenia regulačného obvodu v časovej oblasti sú:

**stupeň stability**  $\delta$  je definovaný ako záporne vzaté maximum reálnej časti pólu systému:  $d = -\max(\operatorname{Re}(p_i))$ , čo odpovedá prevrátenej hodnote maximálnej časovej konštanty ustáľovania prechodového deja,

**doba regulácie (doba ustálenia)**  $t_s$ , čo je čas potrebný pri skoku žiadanej hodnoty k tomu, aby absolútna regulačná odchýlka poklesla pod 5% svojej počiatocnej hodnoty,

**maximálny prekmit** je prevýšenie ustálenej hodnoty, ktoré nastáva pri prechode na žiadanú úroveň.

**doba oneskorenia**  $t_d$ , čo je čas potrebný k dosiahnutiu 50% ustálenej hodnoty,  
**doba nábehu**  $t_r$  je doba trvania priebehu prechodovej charakteristiky z 10% na 90% ustálenej hodnoty.



Obrázok 3.3: Parametre prechodového deja.

### 3.3 Metódy nastavenia regulátorov

V tejto kapitole uvediem niektoré najbežnejšie metódy nastavenia spojitých regulátorov.

#### 3.3.1 Frekvenčná metóda

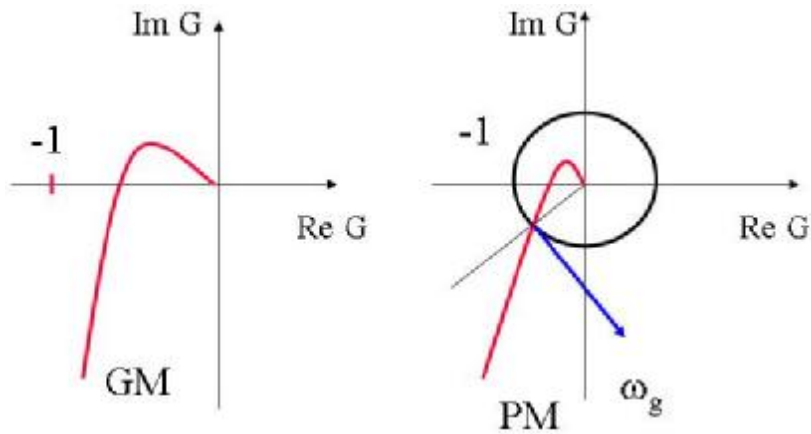
U frekvenčnej metóde návrhu ide o úpravu frekvenčnej charakteristiky otvorenej slučky  $G(j\omega)$  tak, aby výsledná frekvenčná charakteristika uzavretej slučky  $F(j\omega)$  mala požadovaný priebeh. Závislosť medzi otvorenou a uzavretou slučkou jednoznačne popisuje vzťah

$$F(j\omega) = \frac{G(j\omega)}{1 + G(j\omega)}. \quad (3.1)$$

Pri frekvenčnej metóde návrhu sa stretávame s amplitúdovou a fázovou bezpečnosťou, ktoré vyplývajú z Nyquistovho kritéria.

Amplitúdová bezpečnosť - GM (obrázok 3.4) nám hovorí, koľkokrát sa ešte môže zväčšiť zosilnenie v otvorenej slučke, než sa spätnoväzbový systém ocitne na hranici

stability. Ak je zosilnenie na frekvencii  $\omega_{GM}$  jednotkové, potom je systém na hranici stability.

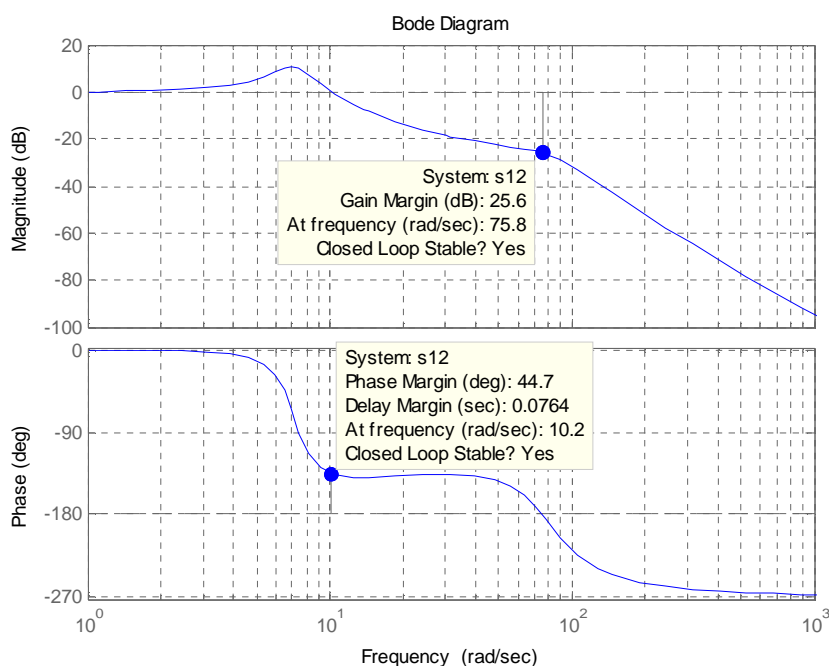


Obrázok 3.4: Amplitúdová a fázová bezpečnosť na Nyquistovej charakteristike.

Fázová bezpečnosť - PM (obrázok 3.4) nám prezrádza, o aké veľké oneskorenie (fázu) môžeme oneskoriť vstupný signál na frekvencii  $\omega_g$ , pre ktorú má prenos  $G(s)$  jednotkové zosilnenie, než sa fáza obráti a spätnoväzbový systém sa tak dostane na hranicu stability.

Jedným z parametrov pri návrhu regulátora môže byť stanovená fázová bezpečnosť otvorenej slučky. V praxi sa získaná frekvenčná charakteristika riadenej sústavy nebude nikdy presne zhodovať s realitou. Preto sa pri návrhu regulátorov používa obyčajne fázová bezpečnosť  $PM = 45^\circ$ , aby sme si boli istý, že pri aplikácii na reálnom systéme bude zaistená stabilita uzatvorenej slučky.

Na Bodeho diagrame (obrázok 3.5) sa dajú veľmi ľahko nájsť hodnoty fázovej a amplitúdovej bezpečnosti.



Obrázok 3.5: Fázová a amplitúdová bezpečnosť na Bodeho diagrame.

### Návrh PD regulátora

Prenos PD regulátora:

$$R(s) = r_0 + r_1 s = r_1 \left( s + \frac{r_0}{r_1} \right) = r_1 (s + w_D), \quad w_D = \frac{r_0}{r_1}. \quad (3.2)$$

Aby sa čo najviac rozšírilo priepustné pásmo a čo najmenej zvýšilo nepriaznivé zosilnenie na vyšších frekvenciách, volí sa  $\omega_D = \omega_{PM}$ . Na tejto frekvencii zvýši PD člen fázu sústavy o  $45^\circ$ .

Fázová bezpečnosť PM je definovaná vzťahom:

$$-180^\circ + PM = \arg(G(jw_D)). \quad (3.3)$$

Dosadením do vzťahu 3.3 vznikne:

$$\arg(S(jw_D)) = -180^\circ + PM - 45^\circ. \quad (3.4)$$

Ak zvolím fázovú bezpečnosť  $PM = 45^\circ$ , tak potom  $\arg(S(jw_D)) = -180^\circ$ .

Neznámu frekvenciu  $\omega_D$  potom odčítam z frekvenčnej charakteristiky riadeného systému  $S(s)$  v mieste prechodu fázy  $-180^\circ$ . Druhý parameter určím z podmienky, že pokiaľ je  $\omega_D$  frekvencia, na ktorej som odčítal fázovú bezpečnosť, tak musí na nej byť zosilnenie

otvorenej slučky  $G(j\omega_D)$  jednotkové. Z tejto podmienky následne úpravou získame požadované konštanty regulátora

$$r_1 = \frac{1}{w_D \sqrt{2} \cdot |S(jw_D)|}, \quad r_0 = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot |S(jw_D)|}. \quad (3.5)$$

Podrobnejší popis frekvenčnej metódy a nastavenie konštánt PD, PI a PID regulátora je možné nájsť v [11].

### 3.3.2 Metóda GMK

Táto metóda patrí medzi názorné a veľmi užitočné metódy vhodné i pre systémy, ktoré sú v otvorenej slučke nestabilné. S podporou potrebného programového vybavenia ako je napríklad MatLab je i značne jednoduchá. Metóda GMK (geometrického miesta koreňov) je buď grafická alebo početná metóda hľadania kriviek, na ktorých ležia korene rovnice  $A + K \cdot B = 0$ . Kde  $A$  a  $B$  sú monické polynómy stupňa  $n$  resp.  $m$  a  $K$  je premenné zosilnenie prenosu otvorenej slučky. Vychádzame zo znalosti pólov a núl prenosu otvorenej slučky a na ich základe určujeme polohu pólov prenosu uzatvorenej slučky v závislosti na zmene parametra  $K$ . Polohu pólov a núl regulátora volíme pomocou jednoduchých pravidiel a skúsenosti.

Pri Evansovej konštrukcii GMK sa používa 10 pravidiel pre voľbu polohy núl regulátora [3]

### 3.3.3 Metóda Ziegler - Nicholosa

Základ tejto empirickej metódy návrhu je založený na nájdení kritického zosilnenia  $|S(j\omega_k)|$  a kritickej frekvencie  $\omega_k$ . Kritickú frekvenciu a kritické zosilnenie môžeme nájsť na frekvenčnej charakteristike alebo pomocou skúšania na reálnej sústave napríklad zapojením proporcionálneho regulátora a následne zvyšujeme  $r_0$ , až pokiaľ nedosiahneme hranicu stability. Potom môžeme označiť kritické zosilnenie regulátora ako  $r_{0k}$  a kritickú periódu kmitov na dosiahnutej hranici stability ako  $T_k$ . V tabuľke 3.1 je možné nájsť konštanty doporučené Zieglerom a Nicholsom.

Tabuľka 3.1: Konštanty regulátorov podľa metódy Ziegler - Nicholosa.

	<b>P</b>	<b>PI</b>	<b>PD</b>	<b>PID</b>
<b>r<sub>0</sub></b>	<b>0,5 r<sub>0k</sub></b>	<b>0,45r<sub>0k</sub></b>	<b>0,65r<sub>0k</sub></b>	<b>0,6r<sub>0k</sub></b>
<b>I</b>	-	<b>0,85T<sub>k</sub></b>	-	<b>0,5T<sub>k</sub></b>
<b>D</b>	-	-	<b>0,12T<sub>k</sub></b>	<b>0,12T<sub>k</sub></b>



Pri porovnaní výsledných konštánt získaných pomocou metódy Ziegler – Nicholosa a pomocou frekvenčnej metódy v časti 3.3.1 zistíme, že sa niekedy konštanty značne odlišujú.

### **3.3.4 Metóda ručného nastavenia**

Patrí medzi jednu z najbežnejších empirických metód. Snažíme sa dosiahnuť maximálne zosilnenie proporcionálneho a integračného kanálu regulátora s ohľadom na rýchlosť priebehu prechodového deja a zachovanie vopred zvoleného priebehu prechodovej charakteristiky uzatvorenej slučky regulačného obvodu. Pri nastavených nulových hodnotách zosilnenia derivačného a integračného kanálu postupne zväčšujeme proporcionálne zosilnenie a sledujeme odozvu systému na malý skok riadenia. Zvyšujeme proporcionálnu zložku dokiaľ nenastane viditeľný prekmit. Potom sa vrátíme k takej hodnote zosilnenia, kde sa prekmit skoro neprejaví. Začneme podobne zvyšovať zosilnenie integračného kanálu a ako posledné zvyšujeme zosilnenie derivačného kanálu, pomocou ktorého sa snažíme prekmit vzniknutý integračnou zložkou znížiť na požadovanú úroveň. Ak sa nám pomocou derivačnej zložky podarí prekmit znížiť viac, než predpokladaný prekmit a nedôjde k zhoršeniu doby regulácie, môžeme znova zvýšiť proporcionálne zosilnenie, potom integračné a obvod znovu stabilizovať derivačným kanálom.



## Kapitola 4

# 4 Regulácia

Pri návrhu regulátorov som si zvolil jeden prenos,  $F_a$  na  $\xi_b$ , pretože hodnota  $z_b$  sa ustáli na konštantnej výške práve pri  $\xi_b = 0$ . Regulátory, pre zvolený prenos, boli navrhnuté s použitím rôznych metód návrhu pre SISO systémy. Vzhľadom k viacsmerovosti (MIMO) systému aktívneho tlmenia (systém je možné vybudit' do dvoch rôznych smerov:  $F_a$  a  $z_r$ ), boli navrhnuté regulátory v simulácii nepoužiteľné. Najvhodnejší regulátor sa mi podarilo navrhnuť pomocou experimentálnej metódy ručného nastavenia.

## 4.1 Regulátor

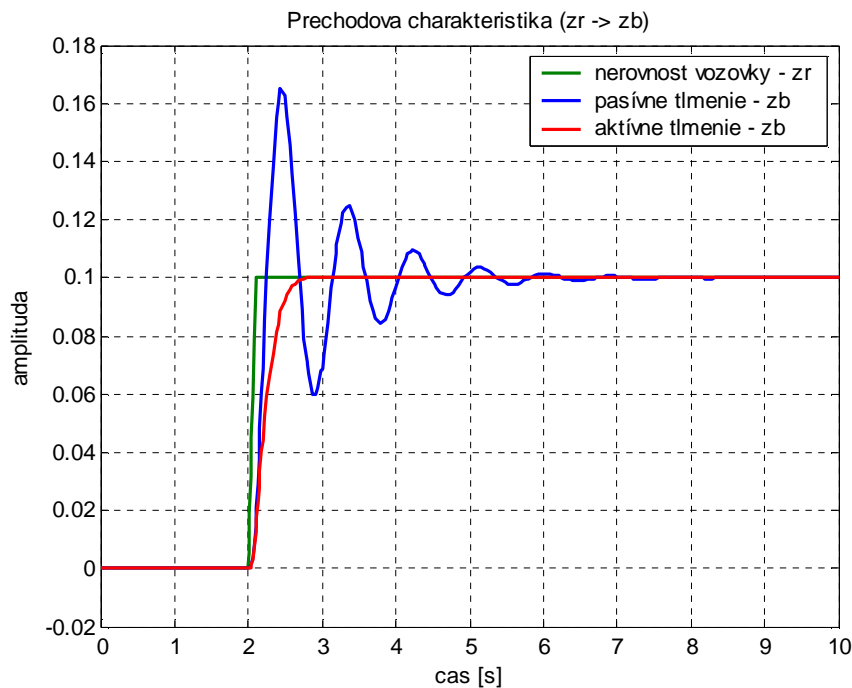
Regulátor som navrhoval v simulačnom prostredí Simulink, ktoré je programovou súčasťou MathWorks MatLab. V simulinkovej schéme som uzavrel spätnú väzbu cez výstup  $\xi_b$ , pretože hodnota  $z_b$  sa ustáli na konštantnej výške pre  $\xi_b = 0$ . Konštanty PID regulátora som upravoval podľa empirickej metódy popísanej v časti 3.3.4 a pozoroval zmeny v správaní systému, až dokiaľ som nenašiel vhodný regulátor. Pomocou tejto metódy sa mi podarilo navrhnuť niekoľko regulátorov, z ktorých som vybral ten najvhodnejší. Pri hľadaní vhodných regulátorov mi vyšlo, že integračná zložka nie je nutná, pretože regulačná odchýlka je nulová. Ako najlepší regulátor sa preto javil práve nasledujúci PD regulátor:

$$R(s) = k_p + \frac{k_s}{s} + k_d \cdot \frac{s}{\frac{1}{N} \cdot s + 1} = 4500 + 100 \cdot \frac{s}{\frac{1}{1} \cdot s + 1}. \quad (4.1)$$

Kde proporcionálna zložka  $P = 4500$ , derivačná zložka  $D = 100$  a filtračný násobiteľ  $N = 1$ .

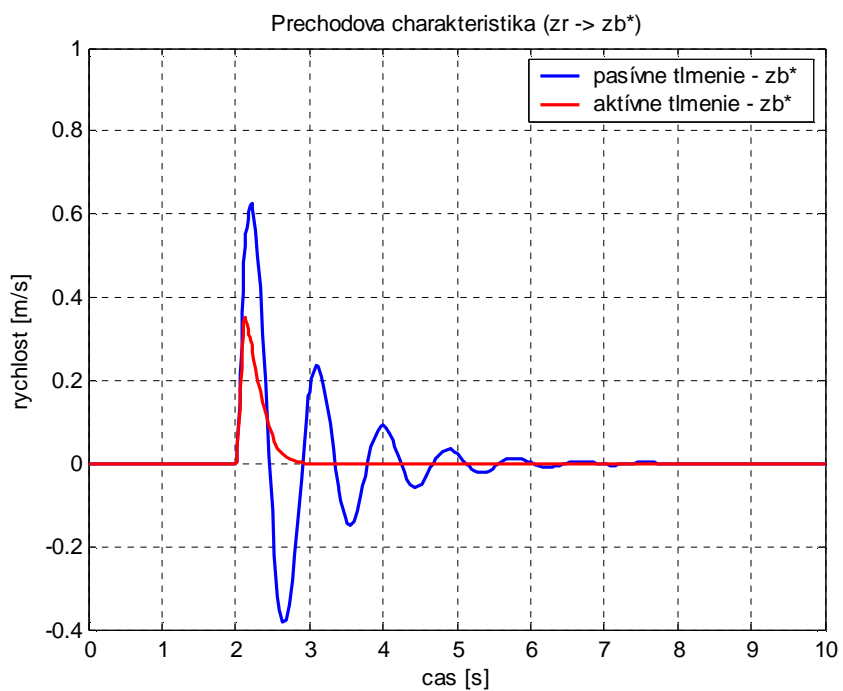
## 4.2 Výsledky regulácie

Výsledky regulácie som získal podobne ako pri návrhu, zo simulačného prostredia Simulink programu MathWorks MatLab. Rôzne priebehy odoziev na nerovnosť vozovky zo sústavy aktívneho tlmenia pérovania automobilu (čo je sústava riadená pomocou regulátora) porovnávam s priebehmi z pasívneho tlmenia pérovania.

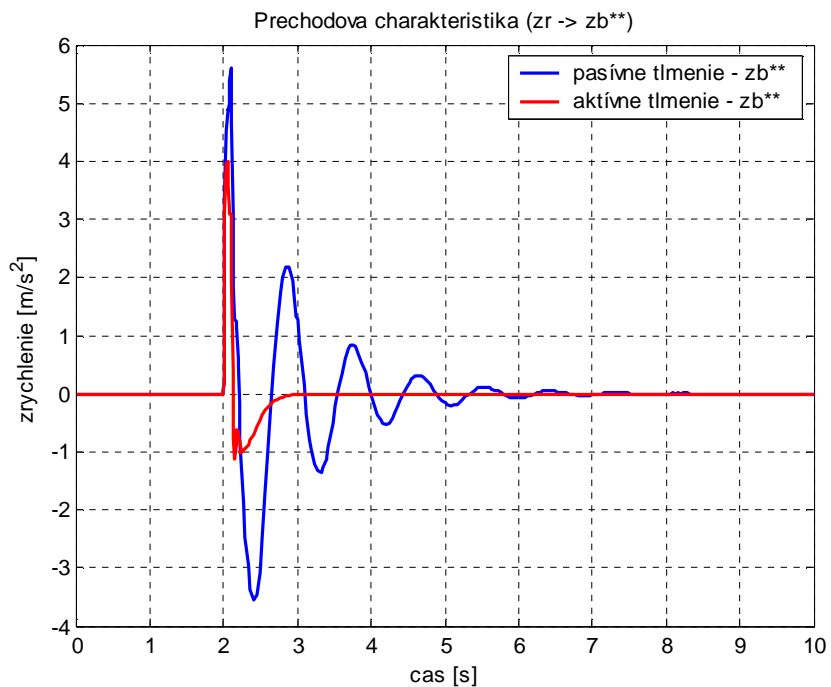


Obrázok 4.1: Odozva polohy  $z_b$  na jednotkový skok nerovnosti vozovky  $z_r$

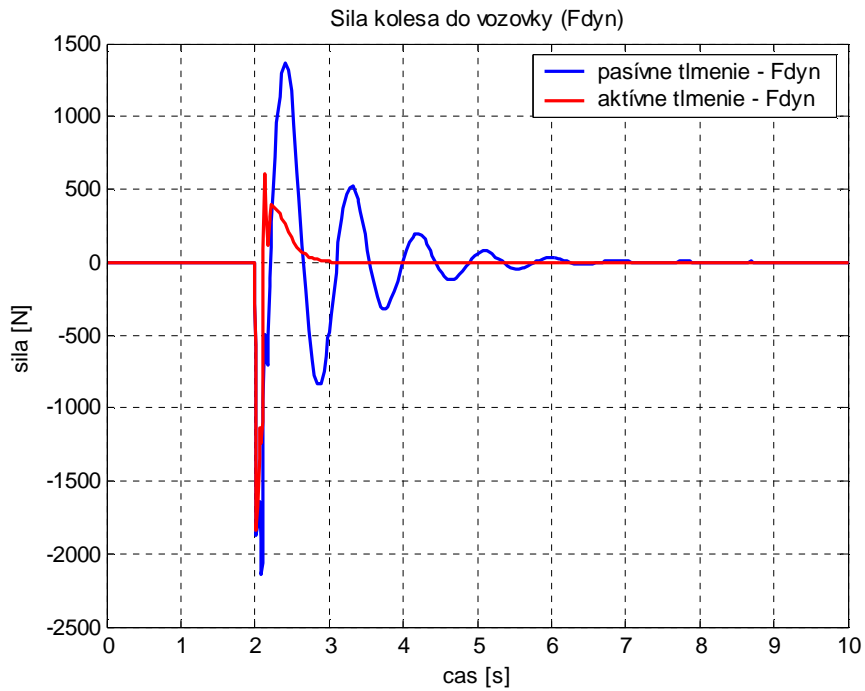
Odozvu polohy odpruženej časti automobilu na jednotkový skok nerovnosti vozovky vykresľuje obrázok 4.1. Na obrázku 4.2 je vidieť, že regulátor uzatvorený pomocou spätnej väzby cez rýchlosť odpruženej časti automobilu ( $\xi$ ) ureguluje túto veličinu na požadovanú hodnotu (referenčná hodnota je nula), bez regulačnej odchýlky.



Obrázok 4.2: Odozva nerovnosti vozovky na rýchlosť odpruženej časti

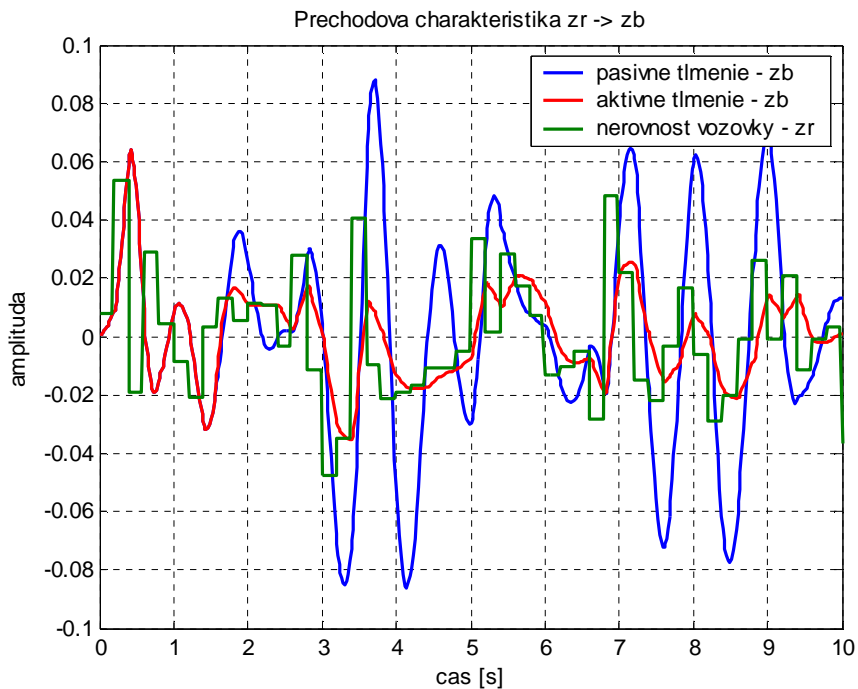


Obrázok 4.3: Odozva zrychlenia zb\*\* na jednotkový skok nerovnosti vozovky.



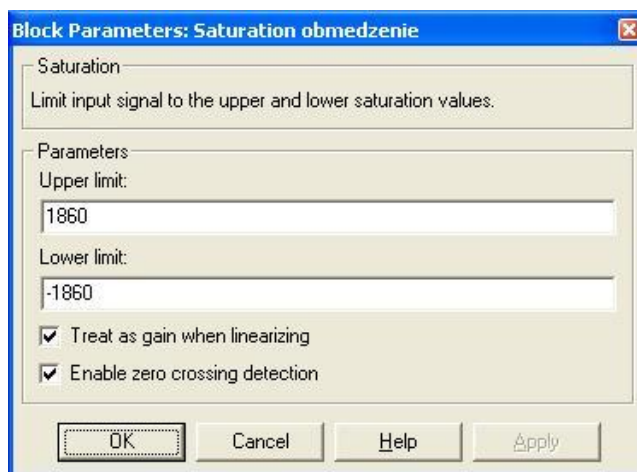
Obrázok 4.4: Odozva sily koleasa pôsobiacej do vozovky na jednotkový skok.

Na nasledujúcom obrázku je odozva polohy odpruženej časti na biely šum:

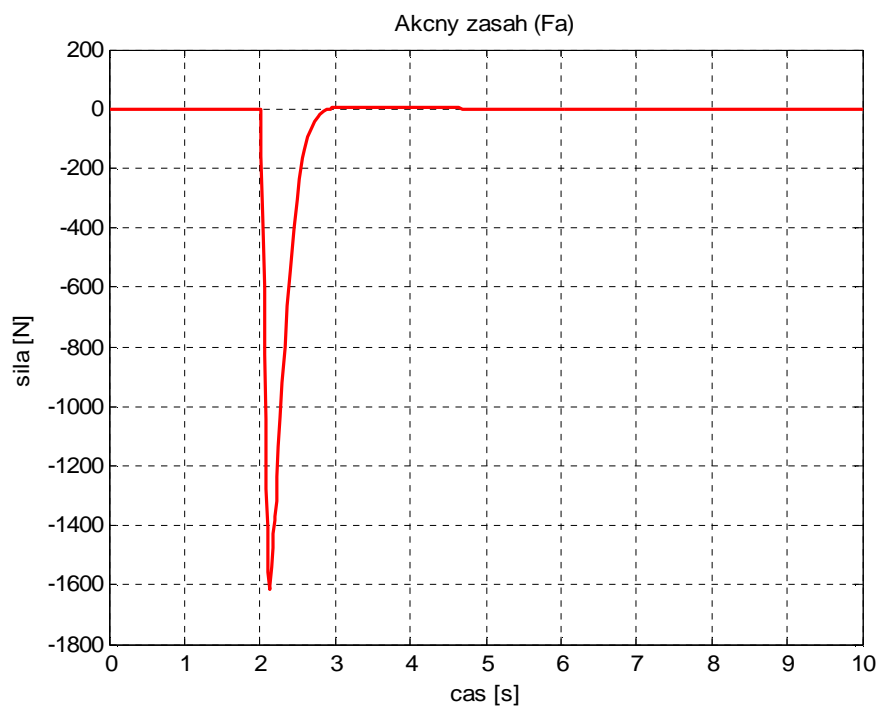


Obrázok 4.5: Zrovnanie aktívneho a pasívneho tlmenia pre profil bieleho šumu.

Každý regulačný obvod je taktiež charakterizovaný akčným zásahom. Akčný zásah je vlastne veľkosť signálu, ktorý je potrebné priviesť na vstup systému, aby došlo k požadovanej zmene. V mojom prípade aktívneho tlmenia je akčným zásahom sila lineárneho motora. Táto sila môže byť maximálne 1860 N, čo je obmedzenie dané výrobcom a preto v simulácii, pred vstupom do systému obmedzujem hodnotu akčného zásahu (Obrázok 4.6).



Obrázok 4.6: Okno pre nastavenie obmedzenia akčného zásahu.



Obrázok 4.7: Bloková schéma jednoduchého regulačného obvodu.

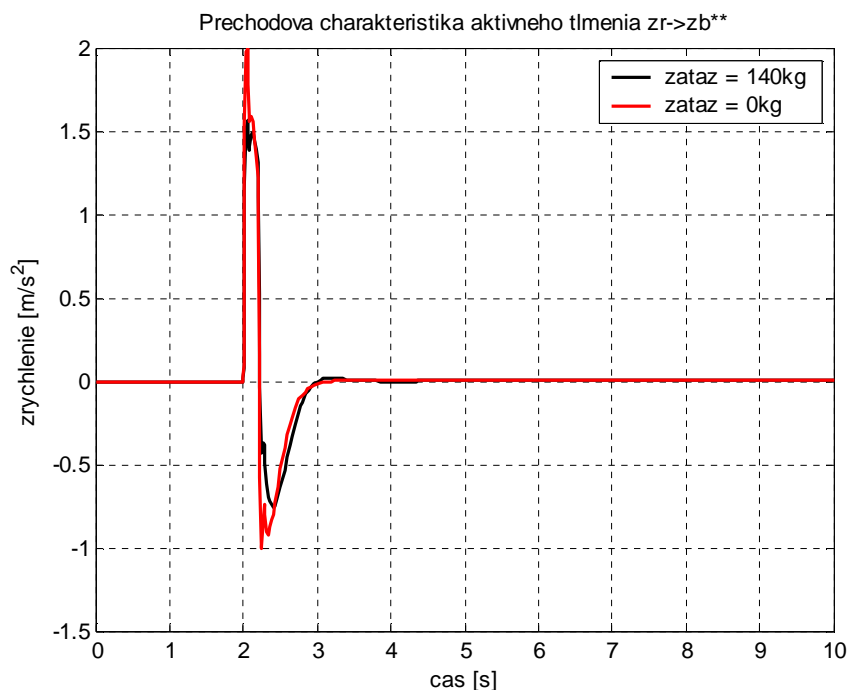
Na predchádzajúcom obrázku je vidieť, že v prípade odozvy na nerovnosť vozovky  $z_b = 0,1$  akčný zásah obmedzený nebol. Ak je systém v rovnovážnej polohe, tak hodnota akčného zásahu je rovná nule.

## 4.3 Citlivosť regulovanej sústavy

V tejto časti sa zameriam na testovanie citlivosti regulovanej sústavy na variabilnú zmenu zaťaženia automobilu a pokúsím sa navrhnúť riešenie, ktoré túto citlivosť potlačí.

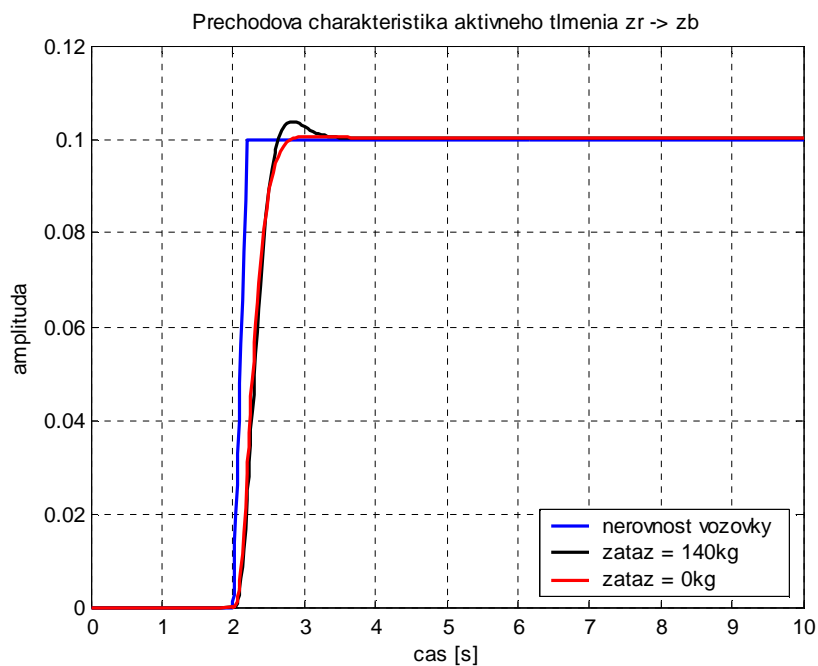
### 4.3.1 Vplyv zmeny hmotnosti odpruženej časti

Hmotnosť odpruženej časti sa mení so zaťažením vozidla. Naložený automobil tlmí zrýchlenie odpruženej časti viac ako automobil bez záťaže. To vyplýva z faktu, že pri zaťažení automobilu sa pružina i tlmič viac stlačia a tlmenie má tvrdší charakter. Zrýchlenie odpruženej časti (obrázok 4.8) je jeden z faktorov pre posudzovanie jazdného komfortu, z ktorého plynie malé zlepšenie (zníženie amplitúdy zrýchlenia).



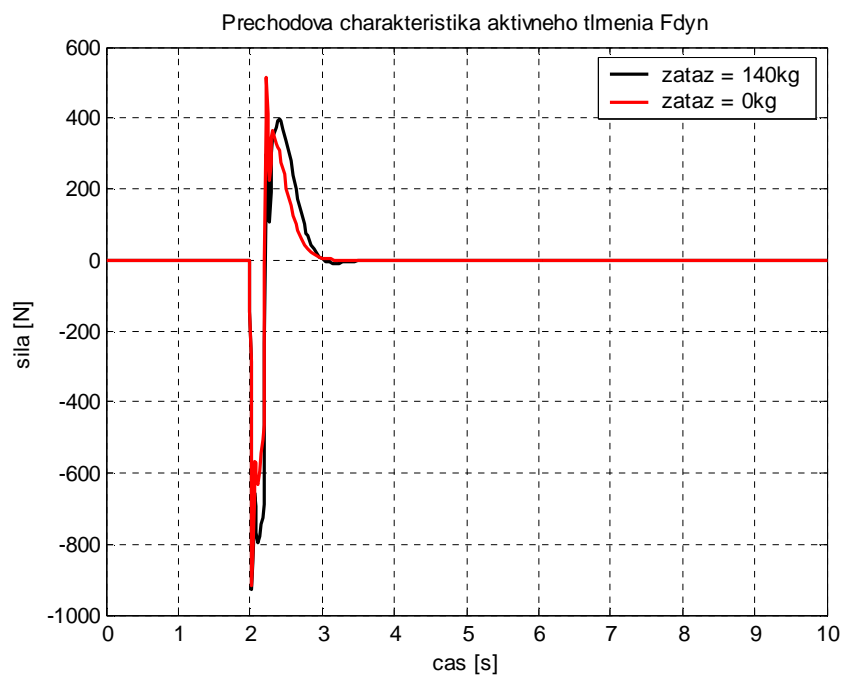
Obrázok 4.8: Odozva zrýchlenia  $z_b^{**}$  pre zaťažený a nezaťažený automobil.





Obrázok 4.9: Odozva polohy na jednotkový skok nerovnosti vozovky.

Ďalším faktorom je odozva polohy odpruženej časti na nerovnosť vozovky (obrázok 4.9), kde je vidieť zhoršenie komfortu (väčší prechyt) v porovnaní s modelom automobilu bez záťaže.

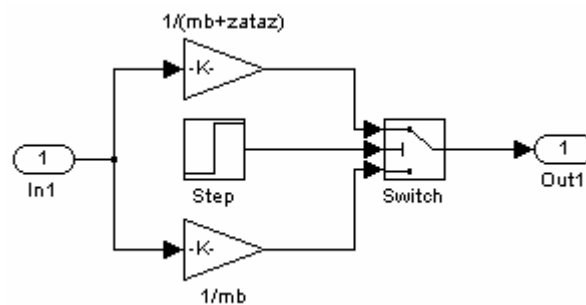


Obrázok 4.10: Odozva sily kola pôsobiacej do vozovky pre rôzne zaťaženie.

Zát'azou sa zvyšuje aj statické zat'aženie, čo má nepriaznivý vplyv na vyššie opotrebenie pneumatík a vozovky. Na predchádzajúcom obrázku sú priebehy odoziev  $F_{dyn}$  na jednotkový vstup nerovnosti vozovky, ktoré ale nezachytávajú statickú zmenu zat'aženia automobilu.

### 4.3.2 Zvýšenie odolnosti na zmenu hmotnosti

V klasickej lineárnej teórii sa vychádza z predpokladu, že sústava je lineárna a časovo invariantná. U reálneho automobilu tomu tak ale nie je, pretože sa celková hmotnosť mení. Túto zmenu som sa snažil zahrnúť do simulácie tak, že som všetky výskyty hmotnosti odpruženej časti ( $m_b$ ) nahradil subsystémom (obrázok 4.11), ktorý v definovanom čase zmení hmotnosť (z hmotnosti  $m_b$  na hmotnosť  $m_b + \text{zát'až}$ ) a takto simulujem zmenu záťaže v čase.



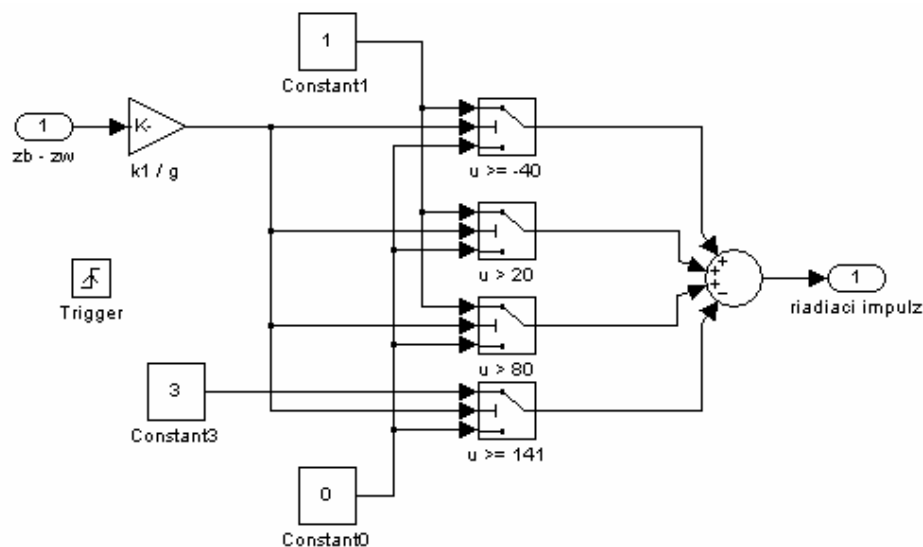
Obrázok 4.11: Schéma zmeny hmotnosti odpruženej časti.

Dôležitou požiadavkou je však odolnosť regulovanej sústavy práve na zmenu hmotnosti odpruženej časti automobilu. Citlivosť regulačného obvodu na túto zmenu sa mi podarilo znížiť prepínaním medzi jednotlivými regulátormi. Tieto regulátory boli navrhnuté pre tri rôzne zat'aženia:

- bez záťaže (záťaž sa pohybuje v intervale  $-40$  kg až  $20$  kg),
- stredná záťaž (záťaž v intervale  $21$  kg až  $80$  kg),
- maximálna záťaž (záťaž v intervale  $81$  kg až  $140$  kg).

Pre iné zat'aženie dôjde k vypnutiu regulátora a systém sa chová ako pasívne tlmenie.

K správne výberu slúži subsystém (obrázok 4.12), ktorý na základe zmeny výšky medzi odpruženou časťou ( $z_b$ ) a zavesením kola ( $z_w$ ) vypočítava aktuálnu hmotnosť záťaže. Následne vyšle impulz, pomocou ktorého sa prepne na regulátor navrhnutý pre túto záťaž.



Obrázok 4.12: Subsystem pre výber regulátora.

Riadiaci impulz sa vyše vždy pri prekročení vopred stanovenej rýchlosti pohybu automobilu. Túto rýchlosť som si stanovil na 3 km/h. Ako najvhodnejšie sa ukázalo práve generovanie impulzu v závislosti na rýchlosti pohybu automobilu. V prípade posielania riadiaceho impulzu pri štartovaní automobilu, by mohla nastať situácia, že následne ešte niekto pristúpi a nebol by správne zvolený regulátor alebo ak by sa riadiaci impulz generoval určitú dobu od naštartovania, neošetril by sa prípad, ak by po prejdení určitej trasy auto zastalo a niekto by nastúpil alebo vystúpil. Generovanie impulzu z rýchlosti je vhodné aj kvôli ľahkému získaniu okamžitej rýchlosti v reálnom automobile.

### 4.3.3 Simulácie pri zmene hmotnosti odpruženej časti

Aby bolo možné porovnávať nominálny a zatťažný model, zvolil som si nasledujúce podmienky (časový priebeh rýchlosti automobilu, záťaž a čas pridania záťaže), ktoré používam pri hodnotení dosiahnutých výsledkov na zníženie citlivosti:

**rýchlosť automobilu:** v čase 0,0 s až 0,5 s – státie automobilu,

pre čas 0,5 s až 4,0 s – rozjazd automobilu,

pre čas 6,0 s až 9,5 s – spomalenie automobilu,

v čase 9,5 s až 10,0 s – státie automobilu.

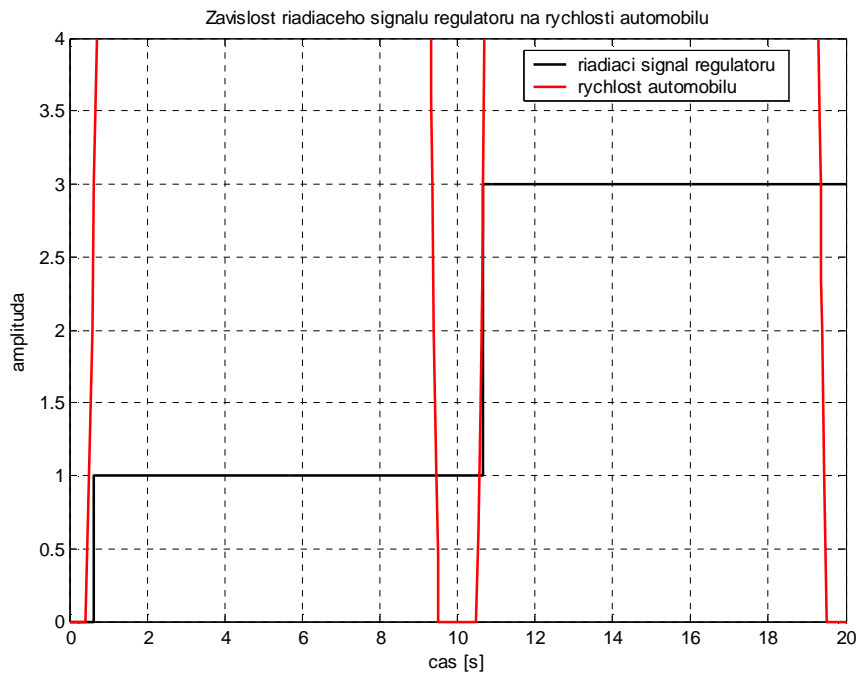
Rovnaký priebeh rozjazdu, spomaľovania a státia je aj pre čas od 10 s až 20 s.

**variabilné zatťaženie:** 0 s až 10 s – bez záťaže,

10 s je čas prepnutia záťaže,

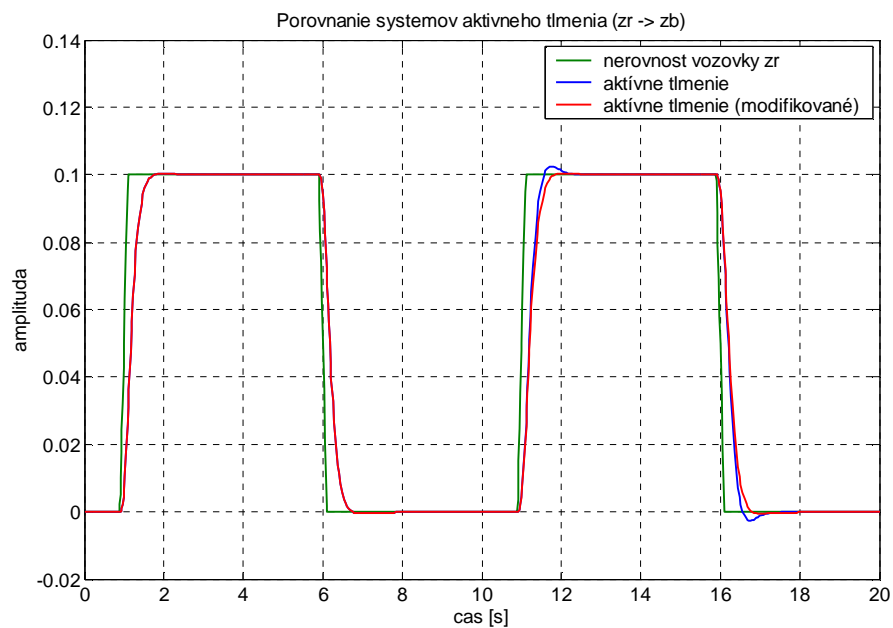
10 s až 20 s – je záťaž 140kg.

Riadiaci impulz pre výber regulátora generovaný v závislosti na aktuálnej rýchlosti automobilu ( $v = 3 \text{ km/h}$ ) je vidieť na obrázku 4.13

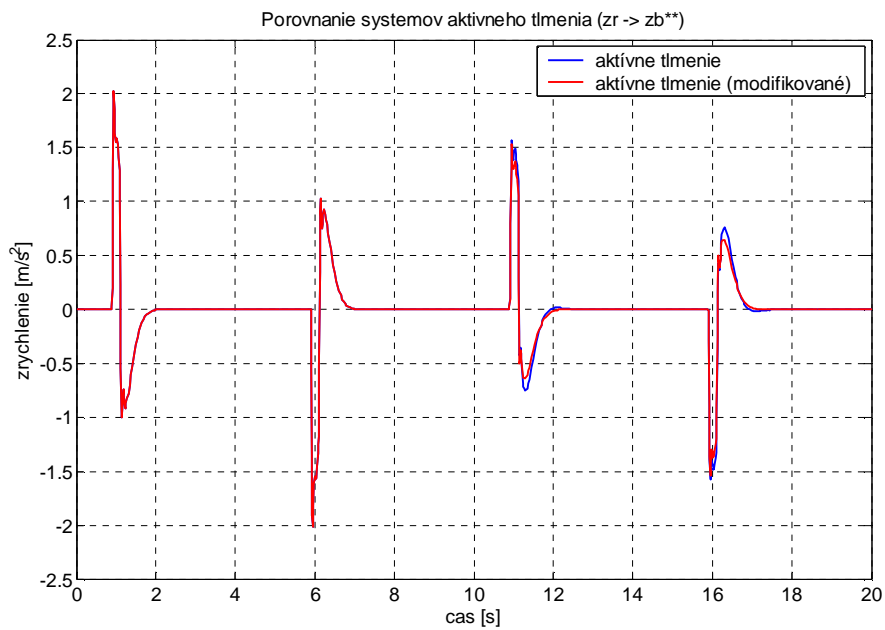


Obrázok 4.13: Závislosť riadiaceho signálu na simulovanej rýchlosti automobilu.

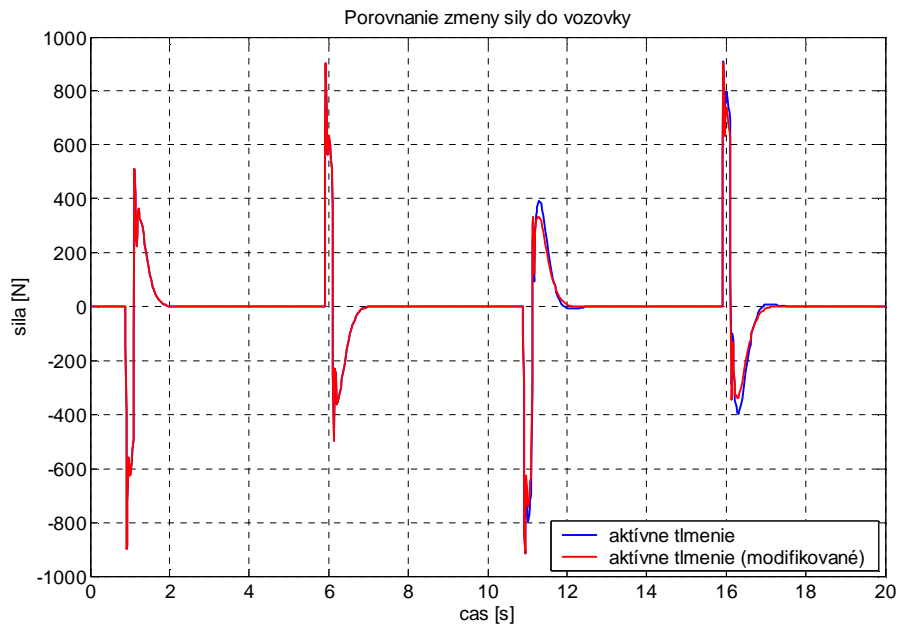
Hlavnou úlohou bolo navrhnuť systém aktívneho tlmenia tak, aby nedochádzalo k zhoršovaniu ukazovateľov kvality regulácie, alebo aby toto zhoršenie bolo čo najmenšie. Pre porovnanie citlivosti regulačného obvodu vykresľujem odozvu polohy odpruženej časti (obrázok 4.14) a odozvu zrýchlenia odpruženej časti (obrázok 4.15) na jednotkový skok nerovnosti vozovky. Tieto priebehy vypovedajú o komforte cestujúcich. Pre posúdenie jazdných vlastností automobilu vykresľujem na obrázku 4.16 zmenu sily, ktorou pôsobí koleso do vozovky.



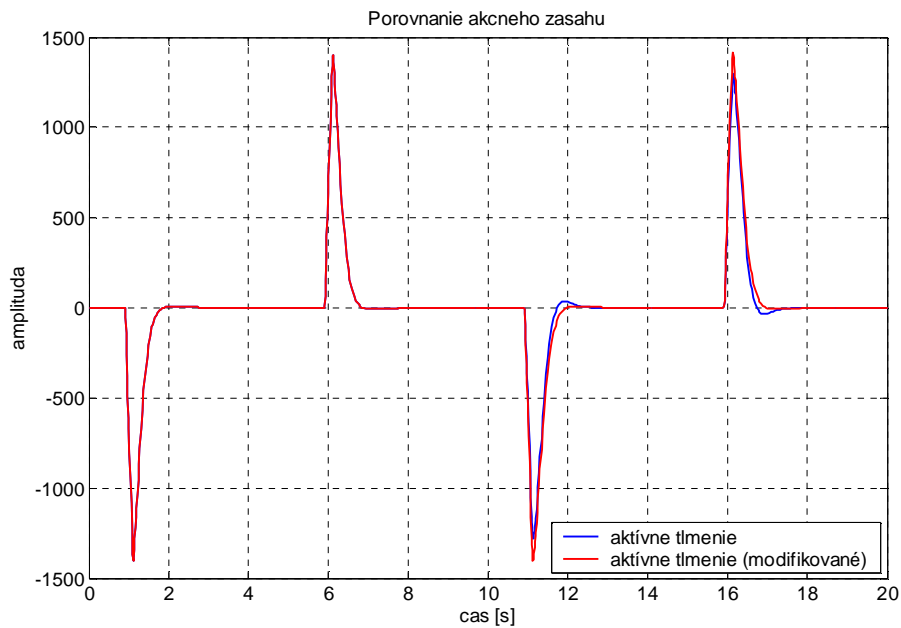
Obrázok 4.14: Porovnanie citlivosti pre odozvu polohy odpruženej časti.



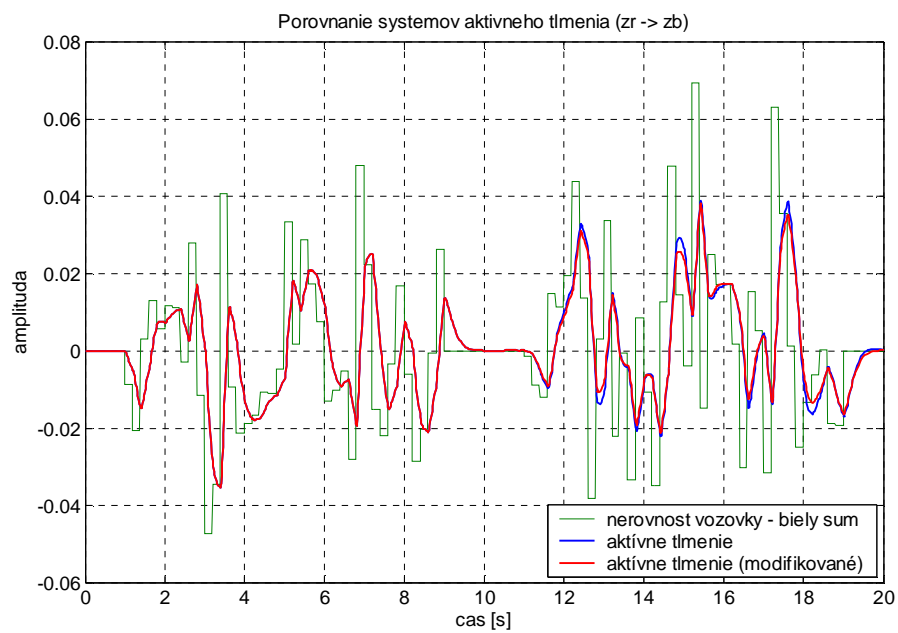
Obrázok 4.15: Porovnanie citlivosti pre odozvu zrýchlenia odpruženej časti.



Obrázok 4.16: Porovnanie citlivosti (sila do vozovky).



Obrázok 4.17: Porovnanie akčného zásahu.



Obrázok 4.18: Porovnanie aktívnych tlmení pre nerovnosť typu biely šum.





## Kapitola 5

### 5 Záver

Cieľom tejto bakalárskej práce bolo navrhnúť riadiaci systém aktívneho tlmenia automobilu tak, aby spĺňal požiadavky na komfort cestujúcich, ale i stabilitu vozidla. Komfort cestujúcich som posudzoval podľa odozvy zrýchlenia odpruženej časti automobilu a odozvy polohy odpruženej časti automobilu na nerovnosti vozovky. Mieru stability vozidla som posudzoval na zvislom zaťažení medzi kolesom a vozovkou (sila kolesa do vozovky). Koleso by nemalo od vozovky príliš odskakovať kvôli lepšiemu prenášaníu brzdných a bočných síl a následne z toho plynúcu lepšiu ovládateľnosť.

Počas simulácií sa ukázalo, že regulácia vo veľkej miere závisí na type nerovnosti vozovky. Napríklad pri nerovnosti vozovky v tvare jednotkového skoku je regulácia ideálna (obrázok 4.1), ale napríklad u nerovnosti v tvare bieleho šumu (obrázok 4.5) je táto regulácia o čosi horšia, no stále má lepšie správanie ako pasívny systém tlmenia. Hodnota akčného zásahu v prípade bieleho šumu neprekročila hranicu 200 N, takže obmedzenie dané výrobcom nebolo v tomto prípade dosiahnuté. U jednotkového impulzu došlo len k špičkovej záťaži na hodnotu zhruba 1600 N, ale táto špičková hodnota mala krátke trvanie.

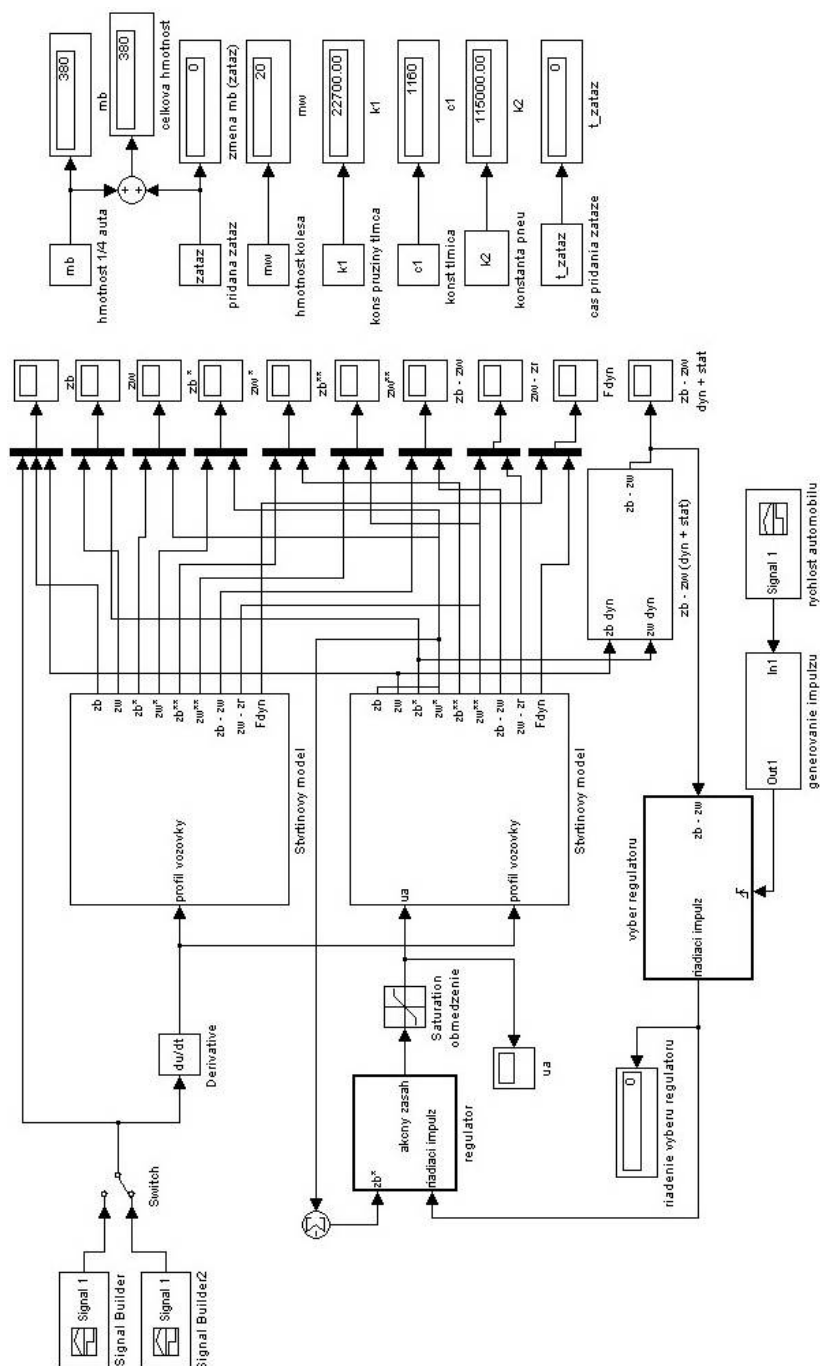
Ďalším parametrom zhoršujúcim reguláciu je zmena hmotnosti odpruženej časti automobilu (variabilné zaťaženie). Ak dôjde k značnému zaťaženiu automobilu, rovnako nastavený regulátor tlmí vibrácie horšie, preto som pristúpil k určitej modifikácii riadenia. Navrhol som tri regulátory pre tri rôzne zaťaženia automobilu a jednoduchú logiku, ktorá na základe zmeny statického zaťaženia pri rozjazde automobilu vyberie vhodný regulátor. Tento systém, v ktorom dochádza k prepínaniu som následne porovnával s pôvodným systémom aktívneho tlmenia. Zo simulácií mi vyšlo, že táto modifikácia pozitívne upravuje riadenie aktívneho tlmenia automobilu a zlepšuje požiadavky kladené na aktívne tlmenie (zvyšuje komfort a zlepšuje ovládateľnosť).

U PID regulátora je jeho veľkou nevýhodou, že spätnú väzbu je možné uzavrieť len cez jednu veličinu, v mojom prípade cez  $\delta$ . Regulátor takto nemá informácie o

niektorých ďalších stavoch systému, ktorých znalosť by pomohla reguláciu zlepšiť. Na druhú stranu je pre PID regulátor plusom jeho jednoduchosť.

I keď výsledky simulácií ukazujú, že aktívnym tlmením automobilu je možné zvýšiť jazdné pohodlie súčasne so zlepšením jazdných vlastností, pre praktickú aplikáciu je nutné najskôr otestovať navrhnutý regulátor na reálnom modeli, pretože tento zjednodušený model neodpovedá úplne reálnemu modelu a opiera sa o niekoľko zjednodušení.

## A. Príloha



Obrázok A.1: Simulačná schéma štvrtinového modelu (MatLab - Simulink)



## Literatúra

- [1] Vlk, F., Dynamika motorových vozidel, *Prof. Ing. František Vlk, DrSc. nakladatelství a vydavatelství*, 2003.
- [2] Horáček, P., Systémy a modely, *Vydavatelství ČVUT*, 2001.
- [3] John, J., Systémy a řízení, *Vydavatelství ČVUT*, 2003.
- [4] John, J., Fuka, J., Charvat, J., Talíř, D., Internetová učebnice SARI, [online]  
<http://dce.felk.cvut.cz/sari/SARI-home.html>
- [5] John, J., Internetová učebnice, <http://dce.felk.cvut.cz/sri2/ss/>
- [6] Stříbrský, A., Honců, J., Hyniová, K., Kruczek, A.,  $H_\infty$  řízení systému aktivního tlumení pérování automobilu, [online]  
<http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2002/H-infinity.pdf>
- [7] Honců, J., Stříbrský, A., Přednášky Instrumentace procesů, [online]  
<http://dce.felk.cvut.cz/ip/prednasky/>
- [8] Havlena, V., Štecha, J., Moderní teorie řízení, *Vydavatelství ČVUT*, 2000.
- [9] Franklin, G. F., et. al., Feedback Control of Dynamic Systems, *Prentice Hall*, 2006.
- [10] Znamenáček, K., Lineární motor jako akční člen aktivního tlumiče, 2004
- [11] Havel, P., Frekvenční metody syntézy, [online]  
[http://dce.felk.cvut.cz/sri/ss/Synteza/Havel\\_frekv\\_met2.pdf](http://dce.felk.cvut.cz/sri/ss/Synteza/Havel_frekv_met2.pdf)
- [12] The MathWorks  
<http://www.mathworks.com>
- [13] Wikipedia  
<http://www.wikipedia.org/>
- [14] Memmer, S., Suspension III: Active Suspension Systems, [online]  
<http://www.edmunds.com/ownership/techcenter/articles/43853/article.html>
- [15] The suspension bible  
[http://www.carbibles.com/suspension\\_bible.html](http://www.carbibles.com/suspension_bible.html)
- [16] ServoTube Linear Motor  
[http://www.copleycontrols.com/motion/downloads/ServoTube\\_Motor/](http://www.copleycontrols.com/motion/downloads/ServoTube_Motor/)

## **Použitý software**

- **MatLab version 6.5.0.180913a Release 13**
- **Simulink version 5.0 (R13)**