

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ
KATEDRA ŘÍDÍCÍ TECHNIKY



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Teoretická omezení v systémech pasivního a aktivního
tlumení**

Praha, 2006

Jindřich Chaloupek

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

Poděkování:

Rád bych tímto poděkoval všem, kteří mi byli nápomocni při této práci, především Doc. Ing. Kateřině Hyniové, CSc. za všestrannou pomoc a rady při řešení, Doc. Ing. Antonínu Stříbrskému, CSc. za půjčení vhodné literatury, též bych rád poděkoval: Prof. Ing. Michaelu Valáškoví, DrSc., Doc. Ing. Ladislavu Juklovi, CSc. a Doc. RNDr. Luboši Pickovi, DSc. Velké díky za podporu při mém studiu patří i mé rodině.

Abstrakt

Teoretická omezení v systémech aktivního a pasivního pérování spočívá v porovnání frekvenčních charakteristik a odezev obou systémů na různé vstupní signály. Mezi vstupními signály se používá bílý šum, jednotkový skok, či sinusový průběh. Při řešení této úlohy jsem se zaměřil na čtvrtinový model automobilu, který byl pro zjištění frekvenčních odezev zadán.

Nejdříve je však nutné rozebrat a popsat jednotlivé typy pérování, jejich užití a hlavně technologické zpracování jednotlivých typů tlumení od pasivního přes semiaktivní až po aktivní tlumení. Technologické zpracování s přehledem technických parametrů a výčtem výhod a nevýhod jsou ukázány pro jednotlivé typy odpružení.

Závěrem je stanovení teoretických omezení, které vznikají při tlumení nežádoucích vstupních signálů od vozovky. Dále porovnání aktivního a pasivního tlumení při stejném vstupním signálu. Zjištění frekvenčních odezev pro obě soustavy, porovnání výsledných frekvencí s jejich účinky na člověka. Měření provedeno pro různé tuhosti pneumatik a neodpružené hmoty při různých typech odpružení.

Abstract

Theoretical limitations in active and passive suspension systems consists in comparison frequency characteristics and responses both systems on various input signals. Between input signals are used white noise, step unit and sine wave. Along solving this task, I target on the quarter car model, which was for determination frequency responses given.

First of all is necessary to analyze and define individual types of suspension, their applications and especially technological fabrications individual types from passive across semi-active till active suspension. Technological fabrications with summary of technical parameters and specification of advantages and disadvantages are shown individual types of suspension.

In fine are determination theoretical limitations, which rise during undesirable suspension input signals from roadway. Next is comparison active and passive suspension with the same input signals. Determinate frequency responses for both systems are comparison final frequencies with their effects on human. Measuring was performed for different tire stiffness, unsprung mass beside different types of suspensions.

Obsah

Přehled použitých symbolů	III
Seznam obrázků	IV
1 Úvod	1
2 Model systému pérování	2
2.1 Rozdělení modelů	2
2.2 Popis typů pérování	5
2.3 Technologické zpracování	6
2.3.1 Pasivní pérování	6
2.3.2 Semiaktivní pérování	11
2.3.3 Aktivní pérování	12
3 Matematický model	13
4 Teoretická omezení pérování	17
4.1 Ideální pérování	17
4.2 Omezení pasivního pérování	20
4.3 Možnosti aktivního pérování	21
4.4 Omezení aktivního pérování	22
5 Regulace	25
5.1 Regulační obvod	25
5.2 Stavová zpětná vazba	26
5.3 PID regulátory	27
5.3.1 Frekvenční metoda	27
5.3.2 Metoda Zigler-Nicholse	28
5.3.3 Metoda GMK	29
6 Výpočty a simulace	31
6.1 Parametry auta a stanovení přenosů	31
6.2 Výpočty regulátorů PID	32
6.3 Frekvenční charakteristiky	34
6.4 Přechodové charakteristiky	38

7 Závěr	42
Seznam použité literatury	43
A Simulinkové schéma srovnání regulátorů pro NF1	44
B Simulinkové schéma srovnání regulátorů pro NF2	45
C Simulinkové schéma srovnání aktivního a pasivního pérování pro NF1	46
D Simulinkové schéma srovnání aktivního a pasivního pérování pro NF2	47
E Obsah příloženého CD	48

Přehled použitých symbolů

m_u	hmotnost neodpérované části (tj. kola a pneumatiky) [kg]
m_s	hmotnost odpérované části (tj. $\frac{1}{4}$ hmotnosti karosérie) [kg]
k_t	statická radiální tuhost pneumatiky [N/m]
v_r	rychlost nerovnosti od vozovky [m/s]
f	síla od nákladu (poruchová veličina) [N]
v_u	rychlost neodpérované hmoty [m/s]
v_s	rychlost odpérované hmoty [m/s]
$z_u(t)$	vertikální výchylka neodpérované hmoty od klidové polohy [m]
$z_s(t)$	vertikální výchylka odpérované hmoty od klidové polohy [m]
$z_r(t)$	poruch od vozovky (poruchová veličina) [m]
B_1	koeficient tlumení stavové zpětné vazby [Ns/m]
B_2	koeficient tlumení stavové zpětné vazby [Ns/m]
$u(t)$	aktivní síla (řídící veličina) [N]
I_u	moment setrvačnosti neodpérované hmoty
I_s	moment setrvačnosti odpérované hmoty
k	tuhost ve stavové zpětné vazbě [N/m]
K	tuhost ve stavové zpětné vazbě [N/m]

Seznam obrázků

Obr.2.1: Čtvrtinový model pasivního pérování	3
Obr.2.2: Čtvrtinový model semiaktivního pérování	3
Obr.2.3: Čtvrtinový model aktivního pérování	4
Obr.2.4: Šroubová dvoj-kuželová pružina	6
Obr.2.5: Listová pružina	7
Obr.2.6: Vlnovcové vzduchové pružiny	8
Obr.2.7: Hydraulický tlumič pérování	9
Obr.2.8: Vysokotlaký jednoplášťový plyno-kapalinový tlumič pérování	10
Obr.2.9: Schéma řezu řízeného tlumiče Mannesmann Sachs CDC N50/55x220hAED	11
Obr.2.10: Elektromagnetický lineární motor Bose	12
Obr.3.1: Čtvrtinový model aktivního pérování	13
Obr.4.1: Frekvenční charakteristika ideálního pérování, $n = 10$	19
Obr.4.2: Frekvenční charakteristika pasivního tlumení založena na přibližném rozložení činitelů, $n = 10$, $e = 0,1$, $\zeta_1 = \zeta_2 = \sqrt{2}/2$ a $0,25$	21
Obr.5.1: Základní blokové schéma jednorozměrného regulačního obvodu	25
Obr.5.2: Systém S se stavovou zpětnou vazbou	26
Obr.6.1: frekvenční charakteristiky přenosů z rovnic (6.1) a (6.5)	34
Obr.6.2: frekvenční charakteristiky přenosů z rovnic (6.2) a (6.6)	34
Obr.6.3: frekvenční charakteristiky přenosů z rovnic (6.3) a (6.7)	35
Obr.6.4: frekvenční charakteristiky přenosů z rovnic (6.4) a (6.8)	35
Obr.6.5: Frekvenční charakteristika přenosu (6.7) pro různá m_u	36
Obr.6.6: Frekvenční charakteristika přenosu (6.8) pro různá m_u	36
Obr.6.7: Frekvenční charakteristika přenosu (6.7) pro různá k_t	37
Obr.6.8: Frekvenční charakteristika přenosu (6.8) pro různá k_t	37
Obr.6.9: Přejížděvací charakteristika neodpérované hmoty m_u na schod 0,1m	38
Obr.6.10: Přejížděvací charakteristika odpérované hmoty m_s na schod 0,1m	38
Obr.6.11: Přejížděvací charakteristika neodpérované hmoty m_u pasivního a aktivního pérování na schod 0,1m	39
Obr.6.12: Přejížděvací charakteristika neodpérované hmoty m_u pasivního a aktivního pérování na sinus 0,1m, $f = 0,16\text{Hz}$	39

Obr.6.13: Přebodová charakteristika neodpéované hmoty m_u pasivního a aktivního pérování na White Noise 0,1m, $st = 0.1$	40
Obr.6.14: Přebodová charakteristika odpéované hmoty m_s pasivního a aktivního pérování na schod 0,1m	40
Obr.6.15: Přebodová charakteristika odpéované hmoty m_s pasivního a aktivního pérování na sinus 0,1m, $f = 0,16\text{Hz}$	41
Obr.6.16: Přebodová charakteristika odpéované hmoty m_s pasivního a aktivního pérování na White Noise 0,1m, $st = 0.1$	41

Kapitola 1

Úvod

Začátkem této práce je volba modelu, který je již určen v zadání práce a to $\frac{1}{4}$ rovinný dvou-hmotový model. Pokračuje srovnání jednotlivých typů pérování. Nejprve jednotlivé definice a poté technologické zpracování jednotlivých typů pérování.

Dále tato práce pokračuje stanovením ideálního pérování, popisující jednotlivá teoretická omezení pasivního a aktivního tlumení, tyto výsledky vychází z matematického popisu systému aktivního pérování.

Pro praktické srovnání vlastních frekvencí odpérované hmoty m_s a neodpérované hmoty m_u je nutné srovnání frekvenčních charakteristik pasivního pérování a řízeného aktivního systému pérování. Dále srovnání obou systému při použití různých vstupních signálů charakterizujících nerovnosti vozovky. Mezi tyto signály patří: skoková funkce, sinus a bílý šum. Všechny vstupní funkce mají amplitudu 0,1m.

Srovnání probíhá pro dvě přenosové funkce: přenosová funkce rychlosti od poruch nerovnosti na rychlost neodpérované hmoty $F_1(S)$ a přenosová funkce rychlosti od poruch nerovnosti na rychlost odpérované hmoty $F_2(S)$.

Pro obě funkce jsou navrženy regulátory proporcionálně-integračně-derivačního (PID) regulátoru, tam kde to lze. Pro návrh PID regulátorů byly použity metody: frekvenční metoda, metoda Zigler-Nicholse a metoda geometrického místa kořenů (GMK).

Výsledkem této práce je zjištění vlastních frekvencí neodpérované m_u a odpérované hmoty m_s pro různé regulátory, neodpérované hmotnosti m_u a radiální tuhosti pneumatiky k_t . Stanoven vliv jednotlivých vlastních frekvencí odpérované hmoty m_s na člověka. Tento vliv určuje pohodlnost jízdy a v nemalé míře se jím zabývá pasivní bezpečnost.

Kapitola 2

Model systému pérování

Při bližším zkoumání zjistíme, že při běžných zjednodušeních nelze použít stejný model pro zkoumání vertikální a horizontální dynamiky jízdy. Vozidlo díky své složitosti popisujeme různými modely, které jsou ústupkem mezi věrností popisu a složitostí daného systému.

2.1 Rozdělení modelů podle různých aspektů můžeme rozčlenit:

❖ podle počtu kol:

- planární čtvrtinový model automobilu (jedno kolo)
- planární poloviční model automobilu (přední a zadní kolo)
- planární model jedné nápravy
- prostorové úplné modely (čtyři kola)

❖ podle linearity a nelinearity použitých prvků:

- lineární modely
- nelineární modely

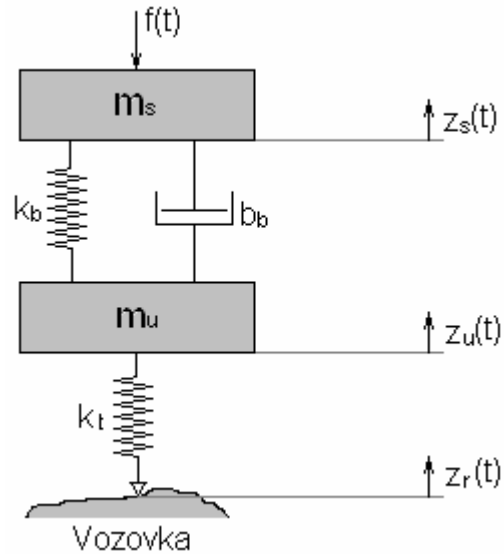
❖ podle uvažovaných hmot:

- jedno hmotové modely (zanedbává se neodpérovaná hmota)
- dvou hmotové modely (nezanedbává se neodpérovaná hmota)

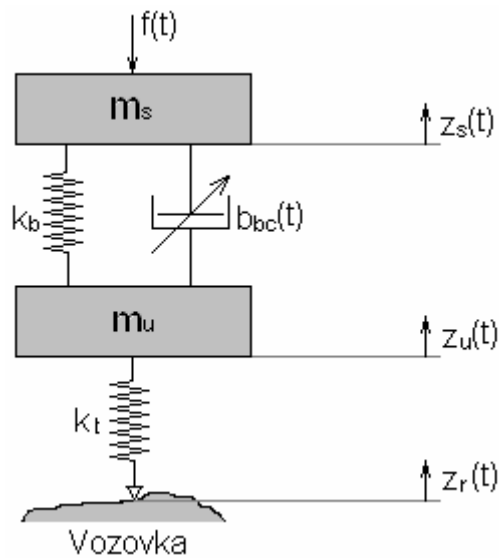
❖ podle typu pérování:

- modely pasivního pérování
- modely semiaktivního pérování
- modely aktivního pérování

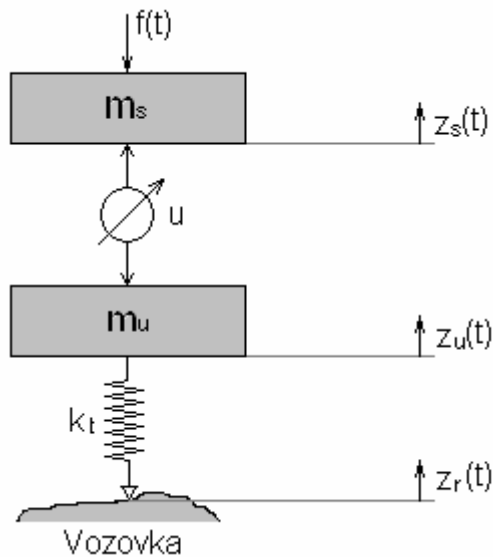
Nejčastější modely k určování svislé dynamiky vozu jsou čtvrtinové modely, (Obr.2.1, 2.2, 2.3). Tyto modely jsou chápány jako rovinné. Jejich jednotlivé prvky představují pružící a tlumící vlastnosti prvků systému pérování a hmotnosti odpérovaných a neodpérovaných hmot, připadající na čtvrtinu systému pérování vozu. Nerovnoměrná radiální tuhost je nahrazena fiktivní rovnoměrnou tuhostí k_t stanovenou v [6, str. 9-12].



Obr.2.1: Čtvrtinový model pasivního pérování



Obr.2.2: Čtvrtinový model semiaktivního pérování



Obr.2.3: Čtvrtinový model aktivního pérování

Význam veličin z (Obr. 2.1, 2.2, 2.3):

m_u	hmotnost neodpérované části (tj. kola a pneumatiky) [kg]
m_s	hmotnost odpérované části (tj. ¼ hmotnosti karosérie) [kg]
k_t	fiktivní tuhost, nahrazující statická radiální tuhost pneumatiky [N/m]
k_b	tuhost pružiny [N/m]
b_b	konstantní koeficient tlumení tlumiče (pasivní systém) [Ns/m]
b_{bc}	proměnný koeficient tlumení tlumiče, optimalizovaná veličina [Ns/m]
z_u	vertikální výchylka neodpérované hmoty od klidové polohy [m]
z_s	vertikální výchylka odpérované hmoty od klidové polohy [m]
z_r	nerovnosti vozovky [m]
f	zátěž (náklad) [N]
u	proměnná řídicí síla [N]

2.2 Popis typů pérování:

Pasivní pérování:

Mezi nejstarší a nejrozšířenější typy pérování patří pasivní pérování, složeného z pružiny a tlumiče.

Pasivní pérování závisí pouze na správné volbě koeficientu tlumení tlumiče a tuhosti pružiny. Toto nastavení soustavy musí být kompromisem mezi tuhostí a tlumením, tedy mezi jízdní stabilitou vozu a pohodlím z jízdy. Vinutá pružina tlačí kolo na vozovku, aby se zvýšila adheze. Adheze je schopnost vozidla přenášet sílu mezi koly a jízdní dráhou. Tlumič zajišťuje při odskoku kola od nerovnosti vozovky, aby nedošlo k rozkmitání pérování a tím poskytuje pohodlnější jízdu. Zároveň spolu s pneumatikami a brzdami tlumiče zajišťují bezpečnost vozu. Tlumiče ovládají a udržují vertikální zatížení pneumatik, řídí pohyb pružin a systému zavěšení tak, aby kola vozu měla vždy pevný kontakt s vozovkou. Při běžných podmínkách provedou 1.200 funkčních cyklů na jeden ujetý kilometr. Díky tomu dochází na tlumičích k jejich opotřebení. Opotřebení tlumičů pérování má dopad na bezpečnost vozidla, proto je doporučeno kontrolovat tlumiče každých 20.000 kilometrů.

Semiaktivní pérování:

Systém semiaktivního pérování je tvořen pružinou, kde tlumič je vybaven řídicí jednotkou pro automatické nastavení koeficientu tlumení. Na rozdíl od aktivního pérování neobsahuje výkonový generátor síly např. lineární motor, vysokonapěťový akumulátor a tím je semiaktivní pérování levnější než aktivní pérování. Řízení semiaktivního pérování u nákladních aut se používá pro zmenšení dynamické síly pneumatiky pod nahodilou nerovností vozovky. U semiaktivních tlumičů dochází pouze k odebírání energie. Odpadá tedy nebezpečí destabilizace a v mnoha případech je možné přesto dosáhnout výsledků podstatně lepších, než pro čistě pasivní řešení.

Aktivní pérování:

Aktivní pérování tvoří samostatný automatický akční člen (aktuátor), který je egalizován například hydraulickým válcem. Obecně je však chápán pouze jako „řízený zdroj proměnné síly“. Oba posledně jmenované systémy pérování dosahují lepších výsledků právě díky možnosti plynulé změny svých tlumících vlastností a možnosti jejich automatického řízení.

2.3 Technologické zpracování :

2.3.1 Pasivní pérování :

Rozdělení pružin:

- Vinuté pružiny
- Listové pružiny
- Vzduchové pérování

Vinutá pružina:

Vinutá pružina je nejčastějším prvkem odpružení motorových vozidel, zejména nezávislého zavěšení osobních automobilů, doplněna souosým hydraulickým tlumičem. Tato pružina je schopna přenášet pouze osově (svislé) zatížení, proto je zavěšení nápravy nutno vždy doplnit o vodící prvky. Pro výrobu šroubových pružin se používá v dnešní době chrom-vanadiové oceli kruhového průřezu.

Podle vnějšího tvaru:

- Šroubové válcové pružiny
- Šroubové kuželové (kónické) pružiny
- Šroubové dvoj-kuželové (soudkovité) pružiny



Obr.2.4: Šroubová dvoj-kuželová pružina

Listová pružina:

Listové pružiny se dnes u osobních automobilů používá již výjimečně, velké rozšíření však mají u užitkových vozidel (např. Volkswagen Caddy), tak zejména u kategorie N₃. Listová pružina má velkou výhodu oproti jiným typům pružin v tom, že ji může být užito jako vodícího prvku, schopného zachytit podélné boční síly a svoji tuhostí i naklápěcí momenty od brzdění resp. akcelerace.

Jako vodící prvek je listová pružina výhradně používána k vedení tuhých náprav. Tato kombinace dnes představuje relativně nejjednodušší systém pérování a vedení. V případě vedení nápravy je zřejmé, že se jedná o kinematicky předurčená zavěšení, kdy vertikální pohyby jsou umožněny ohybovou deformací listových pružin a natáčení náprav je doprovázeno prostorovým ohybem a torzní deformací. Tuhost ocelové pružiny se zatížením nemění, vlastní frekvence tak s rostoucím zatížením nutně klesá. Listová pružina s oky umožňuje jednoduchou konstrukci zavěšení nápravy. Sama o sobě je totiž v případě závislého zavěšení (tuhé nápravy) schopna zachytit podélné síly (brzdění, akcelerace), přičemž síly (jízda zatáčkou) i reakční momenty (brzdný nebo hnací).



Obr.2.5: Listová pružina

Vzduchové pérování :

Základním prvkem tohoto typu pérování je vzduchová pružina, u níž je pružícím médiem je vzduch. Dnes se na vozidlech objevují tyto druhy vzduchových pružin:

- Vakové (obsahují: upevňovací díl(kónická deska), vnější krycí vrstva, dvě vrstvy tkaniny, patka, ocelový drát a upevňovací díl(píst))
- Vlnovcové (obsahují: horní desku, přítlačný kroužek, vzduchový vlnovec a výztužný kroužek)

Vlnovcové pružiny vynikají životností a jsou obvodově tuhé. Používají se nejčastěji se dvěma nebo třemi vlnovci. Nejrozšířenějším druhem v odpérování vozidel jsou pružiny vakové (membránové), u nichž při pérování dochází k navalování na píst. Tvar vakových pružin může mít válcový nebo kónický a uvnitř pružiny může být užitá přídavná progresivní pružina. U vzduchové pružiny tuhost roste se zatížením, proto se vlastní frekvence příliš nemění. Vzduchová pružina smí přenášet pouze svislé síly.



Obr.2.6: Vlnovcové vzduchové pružiny

Rozdělení tlumičů pérování:

- Hydraulické tlumiče pérování
- Vysokotlaké jednoplášťové plyno-kapalinové tlumiče pérování
- Nízkotlaké dvouplášťové plyno-kapalinové tlumiče pérování

Hydraulické tlumiče pérování:

U základní konstrukce dvouplášťových tlumičů pérování se píst pohybuje ve válci naplněném olejem. Kalibrované otvory v pístu oleji umožňují průchod mezi horní a spodní částí válce a tlumí tak vibrace pružiny. Těmito otvory se při pohybu pístu oběma směry

protlačuje olej a pístní tyč se vysouvá a zasouvá do pláště. Při tomto vysouvání a zasouvání pístní tyče se mění objem prostoru pro olej (pístnice se zasouvá a vysouvá). Tak při omezení dostupného prostoru vzniká momentální přebytek oleje: tento přebytečný olej se základovým ventilem vtlačí zpět do olejové nádrže (rezervního pláště). Při vysunutí tyče se vytvoří podtlak a pístními ventily a zároveň průchodem v základovém ventilu se nasaje množství oleje rovné objemu vysunuté tyče.



Obr.2.7: Hydraulický tlumič pérování

Plyno-kapalinové tlumiče pérování:

Oproti tradičním tlumičům jsou plyno-kapalinové tlumiče pérování pokročilejší. Při vysokých rychlostech může průtok oleje ve válci způsobit zpěňování a vytváření vzduchu. Tím je omezena optimální průchodnost oleje proudícího ventily a tlumič ztrácí účinnost. Přidáním dusíku pod tlakem lze tento jev výrazně omezit a zároveň zvýšit účinnost tlumiče.

Vysokotlaké jednoplášťové plyno-kapalinové tlumiče pérování:

Plyno-kapalinové tlumiče pracují na stejném fyzikálním principu – pohyb pístu v plášti naplněném olejem, na jednom konci však obsahují menší množství dusíku pod vysokým tlakem 25 – 30 barů.

Díky plovoucímu pístu se plyn nemůže smístit s olejem. Při zasunutí pístní tyče do těla tlumiče se dusík stlačí ještě více. Změní se objem plynu, který tak hraje stejnou roli jako vyrovnávací komora (oproti kapalinám je plyn stlačitelný). Stálý tlak, který plyn vyvíjí na olej, je zárukou okamžité reakce a tišší funkce pístního ventilu. Tento konstantní tlak zároveň omezuje kavitaci a tvorbu pěny, které mohou snížit účinnost tlumiče.

Kavitace je tvoření vzduchových dutin ve vodě (oleji) v místech nižšího tlaku uvolňováním vzduchu pohlčeného ve vodě. Vzniká např. odtržením vodního sloupce od spodních lopatkových ploch vodních turbín při nepříznivě volené sací výšce, zejména u turbín

rychloměrných, dále v kolenech potrubí s prudce proudící vodou, tedy tam, kde se tlak náhle značně sníží.

Kavitace má za následek:

- 1) rázy, otřesy a hluk ve strojích a potrubích
- 2) velké ztráty účinnosti
- 3) korozi stěn, zejména proto, že uvolněný vzduch je bohatší kyslíkem



Obr.2.8: Vysokotlaký jednovláškový plyno-kapalinový tlumič pérování

Nízkotlaké dvouvlášt'ové plyno-kapalinové tlumiče pérování:

U nízkotlakých dvouvlášt'ových tlumičů je ponechána klasická koncepce dvojího pláště, do horní části rezervního pláště je však přidán dusík pod relativně malým tlakem 2,5 – 5 barů namísto 25 – 30 barů užívaných u vysokotlakých plynových tlumičů. Tento tlak je dostatečný ke zlepšení účinnosti tlumiče.

Pro olejové těsnění okolo pístní tyče v horní části tlumiče pérování byla použita zvláštní konstrukce s jedním jazýčkem, který brání vniknutí nečistot a dalšími dvěma jazýčky bránícími úniku oleje. Spodní část těsnění má tvar kruhového proužku, který funguje jako jednosměrný ventil. Pružnost tohoto proužku umožňuje proudění oleje zpět do rezervního pláště a udržuje tlak na olej v rezervní komoře. Více o tlumičích pérování v [12] a [13].

2.3.2 Semiaktivní pérování:

Systém řízení tlumičů:

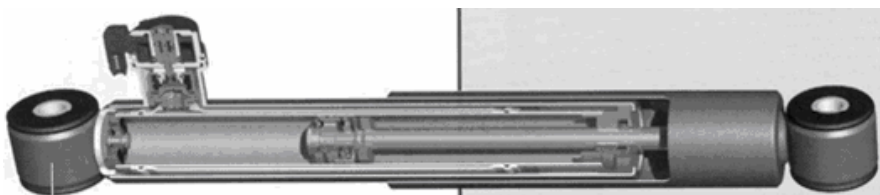
Jedním ze systému je ESAC firmy WABCO vyvinutý s firmou Sucha-Boge. ESAC (Electronic Shock Absorber Control) znamená elektronické řízení tlumení je systém ECAS (Electronical Control Air Suspension) elektronické řízení vzduchové pérování s integrovaným řízením tlumičů (tlumící síly).

Systém ESAC přináší sériově třístupňovou regulaci tlumících sil – režim měkký, režim střední (odpovídá pasivnímu režimu) a režim tvrdý. Rychlost pohybu jádra určuje časovou konstantu, která je **25ms** směrem do „tvrdého“ režimu a **40ms** do „měkkého“ režimu. ESAC vyžaduje dva vstupní parametry (polohu pedálu akcelerometru a brzdny tlak) navíc oproti klasickému systému ECAS. Ostatní parametry (rychlost vozidla, zdvih pérování přední nápravy, zádni nápravy, tlak ve vacích hnací nápravy) jsou společné pro oba systémy. Více v [9, str. 115-118].

Kapalinové viskózní tlumiče:

Základní realizace semiaktivního aktuátoru je hydraulický tlumič osazen škrtícími ventily, řízení průtoků těmito ventily může být buď pouze dvoustavové (maximální/minimální průřez), nebo plynule říditelné. Řízení průtoku bývá nejčastěji realizováno buď pneumaticky (u systému s menšími požadavky na rychlost reakce), nebo elektromagnetickými ventily – solenoidy, nebo servopohony. Princip solenoidu je indukční tzn., že proud probíhající cívkou indukuje magnetické pole a dochází tak k pohybu jádra a tím k většímu či menšímu škrcení protékajícího oleje.

Jedny z používaných řízených kapalinových tlumičů jsou tlumiče firmy Mannesmann Sachs s označením CDC. Jde o tlumiče s funkcí „fail safe“, což znamená, že při poruše řídicího systému (nulové řídicí napětí) je na tlumiči nastavena střední charakteristika odpovídající běžné charakteristice pasivního tlumiče. Tato skutečnost významně zvyšuje bezpečnost jejich použití. Více v [10, str. 16-17].



Obr.2.9: Schéma řezu řízeného tlumiče Mannesmann Sachs CDC N50/55x220hAED

2.3.3 Aktivní pérování:

Lineární motor:

Lineární motor je stroj schopný přeměnit elektrickou energii na mechanickou práci a naopak, tedy rekuperaci. Konstrukčně se liší od klasického rotačního elektromotoru tím, že jeho stator a rotor nemají tvar kruhu, nýbrž tvar přímky. Lze si ho představit i jako motor s rotorem o nekonečném průměru. Pohyblivá část lineárního motoru tak provádí vůči statoru posuvný pohyb na rozdíl od rotačního pohybu běžného elektromotoru.

Lineární motory jsou schopny vyvinout rychlost až **200m/min** při zrychleních v násobcích **g** a silách v řádu **kN**. Vyrábějí se v asynchronním a synchronním provedení. Stejnoseměrné lineární motory se nepoužívají. Hlavní uplatnění nacházejí v aplikacích, kdy je kladen důraz na zrychlení posuvného pohybu a přesnost polohování. Oproti rotačním motorům nepotřebují pro převod na posuvný pohyb žádné mechanické převody, čímž se zvyšuje tuhost celého systému, jeho spolehlivost a životnost. Více uvedeno v [2, str. 9].

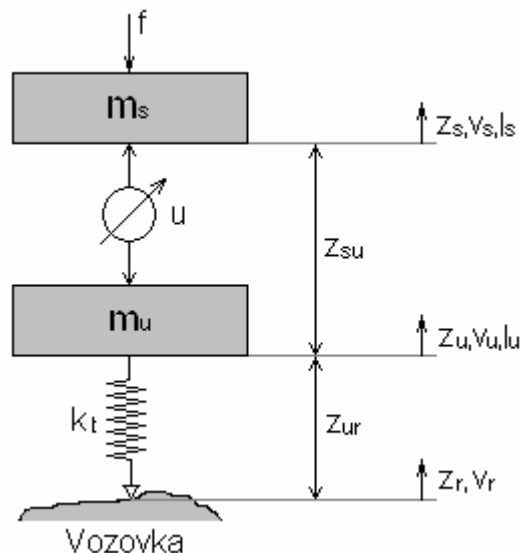
Jednou z firem, které se zabývají aktivním tlumením je firma Bose, která vyvinula lineární elektromagnetický motor se zesilovačem. Tento zesilovač slouží k přenosu a zesílení energie z akumulátoru, navíc při rekuperaci slouží k znovu získání energie. Firma Bose na [11] deklaruje, že spotřeba jejího pérování má třetinovou spotřebu typické klimatizace.



Obr.2.10: Elektromagnetický lineární motor Bose

Kapitola 3

Matematický model pérování



Obr.3.1: Čtvrtinový model aktivního pérování

Odpružená hmotnost m_s má rychlost $v_s = \dot{z}_s$ a moment setrvačnosti I_s , naopak neodpružená hmotnost m_u má rychlost $v_u = \dot{z}_u$ a moment setrvačnosti I_u pohybující se ve vertikálním směru. Pérování pneumatiky má odchylku $z_{ur} = z_u - z_r$, což představuje stlačení pneumatiky a koeficient tuhosti k , zatímco hlavní odpružení má odchylku $z_{su} = z_s - z_u$, což je odchylka mezi odpérovanou a neodpérovanou hmotou, tzv. odchylka pérování. Soustava je buzena poruchami od vozovky („rychlost nerovností vozovky“) $v_r = \dot{z}_r$ a poruchami od nákladu f .

Stavový model:

$$u = k \cdot z_{ur} + K \cdot z_{su} + B_2 \cdot \frac{I_u}{m_u} - B_1 \cdot \frac{I_s}{m_s} \quad (3.1)$$

Kde koeficienty tuhosti pružin k, K [N/m] a tlumení B_1, B_2 [Ns/m] mohou být vykládány jako hodnoty dílčích zesílení stavové zpětné vazby, které řídí sílu ideálního generátoru síly u . Tato čtyři zesílení jsou postačující k zajištění říditelnosti soustavy. V praxi ovšem nenajdeme

ideální generátor síly, takže reálný model aktivního systému by byl složitější. Naše představa, že čtyři stavové proměnné jsou bezchybně měřitelné je nereálná. Stlačení pneumatiky z_{ur} a absolutní rychlost I_u/m_u a I_s/m_s se špatně měří, naproti tomu odchylka pérování z_{su} a rychlost dz_{su}/dt lze měřit docela snadno. Pro odhadování neměřitelných stavových proměnných se dá použít technika Kalmanova nebo Observrova filtru.

Ve stavovém modelu aktivního pérování je obsažen i pasivní případ. Pokud předpokládáme koeficient tuhosti pružiny \mathbf{K} a tlumič s koeficientem tlumení \mathbf{B} tvoří pasivní pérování, pak řídicí síla \mathbf{u} bude:

$$\mathbf{u} = \mathbf{K} \cdot z_{su} + \mathbf{B} \left(\frac{I_u}{m_u} - \frac{I_s}{m_s} \right) \quad (3.2)$$

Takže pro pasivní případ je potřeba nastavit $\mathbf{k} = \mathbf{0}$ a $\mathbf{B}_1 = \mathbf{B}_2 = \mathbf{B}$.

Stavový vektor:

$$\mathbf{x} = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T = [z_{ur}, z_{su}, I_u, I_s]^T \quad (3.3)$$

Stavové rovnice:

$$\dot{z}_{ur} = -\frac{1}{m_u} I_u + v_r \quad (3.4)$$

$$\dot{z}_{su} = \frac{1}{m_u} I_u - \frac{1}{m_s} I_s \quad (3.5)$$

$$\dot{I}_u = (k_t - k) z_{ur} - K z_{su} - \frac{B_2}{m_u} I_u + \frac{B_1}{m_s} I_s \quad (3.6)$$

$$\dot{I}_s = k z_{ur} + K z_{su} + \frac{B_2}{m_u} I_u - \frac{B_1}{m_s} I_s + f \quad (3.7)$$

Lze přepsat do stavových matic:

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_{ur} \\ \dot{z}_{su} \\ \dot{I}_u \\ \dot{I}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{1}{m_u} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{m_u} & -\frac{1}{m_s} \\ (k_t - k) & K & -\frac{B_2}{m_u} & \frac{B_1}{m_s} \\ k & K & \frac{B_2}{m_u} & -\frac{B_1}{m_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{ur} \\ z_{su} \\ I_u \\ I_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f \\ v_r \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

Beru-li buzení od vozovky jako budící vstup, pak síla od nákladu $\mathbf{f} = \mathbf{0}$ to se projeví v rovnici (3.7) a tedy i v (3.8).

Ze stavových rovnic (3.8) lze snadno odvodit následující dvě přenosové funkce:

a) Přenosová funkce $F_1(s) = \frac{v_u(s)}{v_r(s)}$ od poruchy rychlosti nerovností vozovky na rychlost neodpérované hmoty:

$$F_1(s) = \frac{\frac{k_t - k}{m_u} s^2 + \frac{B_1 k_t}{m_s m_u} s + \frac{k_t K}{m_s m_u}}{s^4 + \left(\frac{B_1}{m_s} + \frac{B_2}{m_u} \right) s^3 + \left(\frac{K}{m_s} + \frac{K}{m_u} + \frac{k_t - k}{m_u} \right) s^2 + \frac{B_1 k_t}{m_s m_u} s + \frac{k_t K}{m_s m_u}} \quad (3.9)$$

b) Přenosová funkce $F_1(s) = \frac{v_s(s)}{v_r(s)}$ od poruchy rychlosti nerovností vozovky na rychlost odpérované hmoty:

$$F_2(s) = \frac{\frac{k}{m_u} s^2 + \frac{B_2 k_t}{m_s m_u} s + \frac{k_t K}{m_s m_u}}{s^4 + \left(\frac{B_1}{m_s} + \frac{B_2}{m_u} \right) s^3 + \left(\frac{K}{m_s} + \frac{K}{m_u} + \frac{k_t - k}{m_u} \right) s^2 + \frac{B_1 k_t}{m_s m_u} s + \frac{k_t K}{m_s m_u}} \quad (3.10)$$

Vztahy (3.9) a (3.10) je možno zjednodušit zavedením:

a) netlumené přirozené úhlové frekvence neodpérované hmoty:

$$\omega_u = \sqrt{\frac{k_t}{m_u}} \quad [rad / s] \quad (3.11)$$

b) bezrozměrného hmotnostního poměru:

$$e = \frac{m_u}{m_s} \quad [-] \quad (3.12)$$

c) bezrozměrné normalizované frekvenční proměnné:

$$S = \frac{s}{\omega_u} \quad [-] \quad (3.13)$$

d) bezrozměrných parametrů:

$$\gamma = \frac{k}{k_t} \quad [-] \quad (3.14)$$

$$n = \sqrt{\frac{\frac{k_t}{m_u}}{\frac{K}{m_s}}} \quad [-] \quad (3.15)$$

$$\zeta_1 = \frac{B_1}{2\sqrt{m_s K}} \quad [-] \quad (3.16)$$

$$\zeta_2 = \frac{B_2}{2\sqrt{m_u k_t}} \quad [-] \quad (3.17)$$

Typické hodnoty těchto parametrů u reálných vozidel:

$$e \ll 1$$

$$n \gg 1$$

$$ne \cong 1$$

Úprava vztahu (3.9) a (3.10) pomocí bezrozměrných parametrů a zavedených proměnných od bodu (3.11) až bodu (3.17):

Pro přenos (3.9) dostaneme:

$$F_1(S) = \frac{n^2(1-\gamma)S^2 + 2\zeta_1 nS + 1}{n^2 S^4 + 2(\zeta_1 n + \zeta_2 n^2)S^3 + \left(1 + \frac{1}{e} + n^2 - \mathcal{M}^2\right)S^2 + 2\zeta_1 nS + 1} \quad (3.18)$$

a přenos (3.10) přepíšeme podobně:

$$F_2(S) = \frac{\mathcal{M}^2 e S^2 + 2\zeta_2 n^2 e S + 1}{n^2 S^4 + 2(\zeta_1 n + \zeta_2 n^2)S^3 + \left(1 + \frac{1}{e} + n^2 - \mathcal{M}^2\right)S^2 + 2\zeta_1 nS + 1} \quad (3.19)$$

Kompletně pasivní případ je reprezentovaný $\gamma = 0$ a $\zeta_1 = n \cdot e \zeta_2$ korespondující ze stavovou rovnicí síly (1.2). Více v [6, str. 99-101] a [8, str. 43-46].

Kapitola 4

Teoretická omezení pérování

4.1 Ideální pérování:

Pokud chceme posuzovat, zda aktivní pérování má podstatné zlepšení výkonu nad pasivním nebo semiaktivním pérováním, musíme mít jasnou představu o návrhu cíle pérování.

Bohužel čím složitější matematický model vozidel je studován a čím více je návrh pérování reálnější, tím složitější je porovnání konkurenčních návrhů pérování nebo dokonce definice ideálního případu.

Při použití optimální teorie řízení k minimalizaci hmotnostního součtu střední kvadratické odchylky pérování a střední kvadratické zrychlení odpérované hmoty vybuzené bílým šumem od rychlosti vstupu vozovky. Výsledkem je přenosová funkce

$$F_2(s) = \frac{1}{s^2 / \omega_n^2 + 2\zeta s / \omega_n + 1}, \quad (4.1)$$

kde vlastní kmitočet $\omega_n = \sqrt{K/m_s}$ nebo koeficient tuhost pružiny K závisí na odchylce zatížení oproti zrychlení. Optimální poměrné tlumení je vždy

$$\zeta_{opt} = \sqrt{2}/2. \quad (4.2)$$

Tato přenosová funkce se liší od obecné přenosové funkce pérování paralelní zapojení pružiny – tlumiče v čitateli. Optimální pérování má v čitateli jedničku, kdežto kombinace paralelní pérování pružiny – tlumiče vynáší čitatele na $2\zeta s / \omega_n + 1$.

Jediná cesta, ve které se může aktivní pérování provést optimální přenosovou funkcí, je mít řídicí sílu s proporcionálními podmínkami k relativní odchylce pérování a absolutní hmotnostní rychlosti. Pasivní pružina může pracovat za optimálních podmínek při pružinové kontrolní síle, ale pasivní tlumič, které odpovídá více relativní než absolutní rychlosti, generuje špatný druh silové složky.

Frekvenční přechodová funkce odpovídá rovnici (4.1) prováděné dolno-propustní filtrový výklad ideálního pérovacího výkonu pro tento jednoduchý model. Pro nízkou frekvenci poruch od vozovky, $|F_2(s)| \cong 1$ a odchylka pérování je velmi malá. V tomto frekvenčním

rozsahu hmota následuje silnici. Pro vysokou frekvenci poruch od vozovky $|F_2(s)| \cong (\omega_n / \omega)^2$, kde ω je součástí frekvence. Tento vysoký pokles odezvy se zvýšením frekvence znamená, že pérovaná hmota je izolována od vysokofrekvenčních poruch od vozovky. Brzdící frekvence ω_n odlišuje nízkofrekvenční sledující části od vysokofrekvenční izolované části. Blízko ω_n je možnost rezonančního zesílení, ale pro přenosovou funkci z rovnice (4.1) s optimální tlumící hodnotou z rovnice (4.2), neexistuje rezonanční efekt. Na druhé straně tradiční paralelní pružino - tlumičové pérování s $2\zeta\omega_n s + 1$ čitatelem je méně efektivní dolno-propustní filtr než optimální systém.

Rozšíření lineárně kvadratické optimální formulace ke zvýšení pořadí modelů vozidla je přímočarost. Výsledek bude vždy ten, že řídicí síla by měla být určena stavovou zpětnou vazbou, tak jako v rovnici (3.1) pro model z (Obr.3.1).

Koeficienty jsou závislé na komplikaci výběru váhových koeficientů ve výkonových kritériích. Velkou předností optimální řídicí teorie je, že každé vážení, optimální systémové výsledky, ale ve věci pérování jsou měřítka funkce těžko definovatelná. Určitě lze použít střední kvadratickou odchylku pneumatiky, střední kvadratická odchylka pérování a střední kvadratické zrychlení odpružené hmoty při měřítku, ale relativní váhové faktory nejsou jednoduše volitelné. Zde vezmeme odlišný přístupový základ v jednom jednoduchém stupni volnosti výsledku.

Rozhodněme ideální verzi typického automobilového pérování. Některé aspekty tohoto pérování se vyvinuly do téměř optima pro zamýšlené použití a to bude náš záměr. Zjistit, zda významná zlepšení mohou být provedena odstraněním omezení pasivních součástí.

Jsou dva důležité frekvenční parametry v typických automobilových pérováních. Radiální frekvence ω_n z (3.11) odpovídá frekvenci skákání kola, která obvykle leží mezi 10 – 15 Hz a hlavní frekvence pérování je dána $\sqrt{K/m_s}$ odpovídá rezonanční frekvenci karosérie při 1 – 2 Hz. Bezrozměrný parametr n z rovnice (3.15) se vztahuje k těmto dvou frekvencím.

Jelikož pneumatika má velmi malé tlumení, hlavní pérování musí provádět tlumení pohybu kola. Frekvence kola není moc ovlivněna hlavním pérováním. Z tohoto důvodu dodatečné frekvenční odezvové nákresy budou normalizovány s respektem na ω_n . Pneumatické kolo se chová jako jednostavový filtr poruch vozovek.

Ideální hlavní pérování by nemělo mít rezonanční zesílení. Tak můžeme definovat ideální hlavní pérování užívající jednostupňovou volnost přenosové funkce z rovnic (4.1) a (4.2),

ale s $\sqrt{K/m_s}$ hrající roli ω_n . Toto platí alespoň do ω_n ve frekvenci pokud v tomto rozsahu bude kolo přenášet poruchy vozovky do hlavního pérování hlavně nefiltrovány.

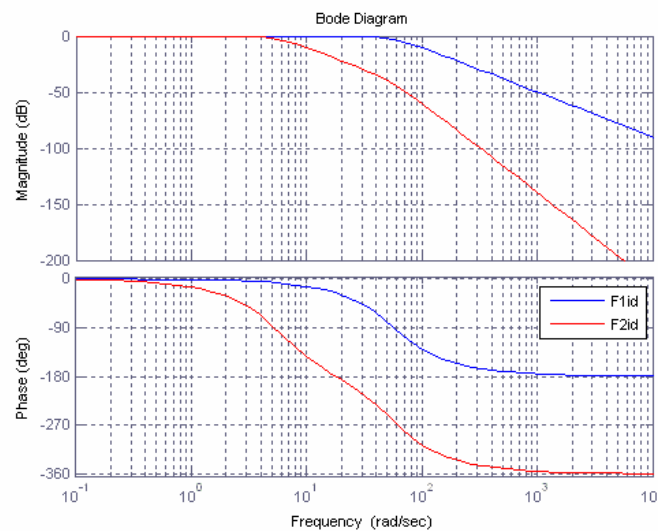
Užitím těchto argumentů, můžeme definovat tyto transformační funkce pro kolo $F_1(S)$ a karosérii $F_2(S)$,

$$F_1(S) = \frac{1}{S^2 + 2\zeta_{opt}S + 1} \quad (4.3)$$

$$F_2(S) = \frac{1}{(n^2S^2 + 2\zeta_{opt}nS + 1)(S^2 + 2\zeta_{opt}S + 1)} \quad (4.4)$$

ve kterých S je normalizovaný jako v rovnici (3.13), n je z rovnice (3.15) ζ_{opt} z rovnice (4.2). Předpokládáme, že ω_n je dána z praktických důvodů neodpěrované hmoty a tuhosti pneumatik a K nebo n z důvodů vysvětlených výše. Frekvenční přechodové funkce jsou nakresleny v (Obr. 4.1).

Rovná čára segmentů představuje asymptotické chování činitelů nad a pod brzdové frekvence $\omega/\omega_n = 1$ pro funkci kola a $\omega/\omega_n = 1/n$ pro hlavní pérování, které je ukázáno v rovnicích (4.3) a (4.4).



Obr.4.1: Frekvenční charakteristika ideálního pérování, $n = 10$

4.2 Omezení pasivního pérování:

V pasivním paralelním pružinovo-tlumičovém systému je dána řídicí síla rovnicí (3.2), ve které jsou pouze dva nastavitelné parametry. V bezrozměrném výsledku rovnic (3.18) a (3.19) musíme stanovit:

$$\gamma = 0 \quad (4.5)$$

$$\zeta_1 = ne\zeta_2 \quad (4.6)$$

k určení pasivního případu. Pokud se rozhodneme, že hlavní pružící pérová konstanta je limitována úzkým rozsahem nebo ekvivalentně a frekvenční koeficient n je limitován úzkým rozsahem, poté hlavní zájem je v užitečných hodnotách v tlumícím parametru $\mathbf{B}_1 = \mathbf{B}_2 = \mathbf{B}$, nebo tlumící koeficient ζ_1 a ζ_2 jsou limitovány rovnicí (4.6).

Je dlouho všeobecně známo, že ideálním chováním filtru z rovnic (4.3) a (4.4) a jak je nakresleno v (Obr.4.1) nemůže být dosaženo pasivním pérováním. Pokud se specializujeme na praktický případ, ve kterém $n \gg 1$, $e \ll 1$, $ne \approx 1$.

Pokud jsou splněny tyto výše uvedené podmínky, můžeme zjednodušit a aproximovat faktor jmenovatele přenosových funkcí (3.18) a (3.19) při současném splnění rovnic (4.5) a (4.6) dostaneme rovnice:

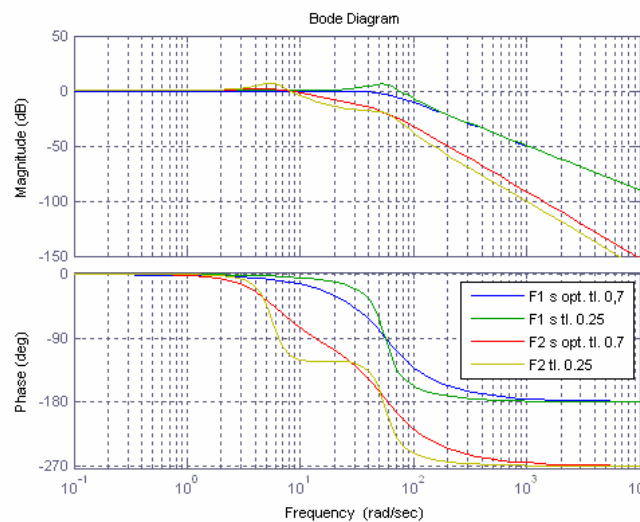
$$F_1(S) \cong \frac{(n^2 S^2 + 2\zeta_1 nS + 1)}{(n^2 S^2 + 2\zeta_1 nS + 1)(S^2 + 2\zeta_2 S + 1)} \quad (4.7)$$

$$F_2(S) = \frac{2\zeta_1 nS + 1}{(n^2 S^2 + 2\zeta_1 nS + 1)(S^2 + 2\zeta_2 S + 1)} \quad (4.8)$$

Vidíme zajímavý výsledek, že díky aproximačnímu zrušení termínů, přenosová funkce kola z rovnice (4.7) se může shodovat s ideální funkcí s rovnicí (4.3), pokud ζ_2 je nastavena na ζ_{opt} . Na druhé straně čitatel rovnice (4.8) se nikdy nemůže rovnat čitateli ideální přenosové funkce z rovnice (4.4), díky členu $2\zeta_1 nS$. Toto je typ členu, který se objeví u modelu jednoho stupně volnosti v paralelním pružino-tlumičovém pérování.

Obrázek (Obr.4.2) ukazují křivky přenosových funkcí z rovnic (4.7) a (4.8) pro parametry: $n = 10$, $e = 0,1$, která s rovnicí (4.6) znamená, že $\zeta_1 = \zeta_2$. Když $\zeta_2 = \sqrt{2}/2$ vidíme, že přenosová funkce je ideální, ale hlavní pérování ukazuje slabou izolaci pro $\omega/\omega_n > 1/n$ v porovnání s ideálním systémem.

Proto polynom čitatele, který se stává důležitým při brzdící frekvenci $1/2\zeta_1 n$, kde ζ_1 je snížena, tato brzdící frekvence se zvýší a přenosová funkce lépe aproximuje ideální stav pro $\omega/\omega_n > 1/n$. Nicméně pro kolo i pro hlavní pérování ukazuje nevhodné rezonanční zesílení při vlastní frekvenci. Toto je ukázáno pro případ $\zeta_1 = \zeta_2 = 0,25$ v (Obr.4.2). Tento výsledek jasně ukazuje, že kontrola rezonance pro kolo může být dosažena v libovolné míře, ale pouze na vrub izolačních ztrát z hlavního pérování. Toto je částečné zdůvodnění běžně sledovaných případů, u hladké jízdy aut, kde mají často lehké tlumení pérování a ty, kteří chtějí dosáhnout dobré ovladatelnosti kol s drsnou jízdou.



Obr.4.2: Frekvenční charakteristika pasivního tlumení založena na přibližném rozložení činitelů, $n = 10$, $e = 0,1$, $\zeta_1 = \zeta_2 = \sqrt{2}/2$ a $0,25$

4.3 Možnosti aktivního pérování

Jako první krok z pasivního systému k plně aktivnímu systému, musíme nastavit $B_1 \neq B_2$, nebo $\zeta_1 \neq ne\zeta_2$. Pro speciální případ $n \gg 1$, $e \ll 1$, přenosová funkce kola z rovnice (4.7) zůstává v platnosti, ale rovnice (4.8) by měla být přepsána

$$F_2(S) = \frac{2\zeta_2 n^2 e S + 1}{(n^2 S^2 + 2\zeta_1 n S + 1)(S^2 + 2\zeta_2 S + 1)}, \quad (4.9)$$

protože $ne\zeta_2$ není nezbytně ζ_1 . Zde vidíme, že nevhodný polynom čitatele pochází přímo ze ζ_2 . Pokud ζ_2 je vybrána pro kontrolu pohybu kola, hlavní pérová izolace může být kompromisem a ne variantou ζ_1 absolutní rychlostní zpětné vazby může zlepšit situaci. Jak je ukázáno aktivní tlumení může být ovlivněno, když:

$$ne < 1 \quad (4.10)$$

protože potom polynom čitatele má brzdovou frekvenci:

$$\frac{\omega}{\omega_u} = \frac{1}{2\zeta_2 ne.n} \quad (4.11)$$

a tak začne snížení hlavní pérové izolace v relativně vysokých frekvencích. V tomto případě ζ_2 může být nastavena pro kontrolu rezonance kola a ζ_1 může být zvýšeno na výše korespondující hodnoty $ne\zeta_2$ pro pasivní případ generování silového proporcionalního komponentu k měření rychlosti v_s . Když $ne > 1$ je získaná malá užitečnost schopností nastavení ζ_1 nezávisle od ζ_2 . Nezbytná hodnota ζ_2 bude ústupkem hlavní pérové izolaci a ζ_1 bude větší než ζ_2 i v pasivním případě.

4.4 Omezení aktivního tlumení:

Plný stav pružné zpětné vazby dle rovnice (3.1) přidává zesílení k nebo parametr γ v případě aktivního tlumení. Převodové funkce z rovnic (3.18) a (3.19) se používají a je jasné, že navzdory schopnosti libovolnému nastavení všech koeficientů jmenovatele, různorodé čitatele nemohou být nastaveny nezávisle. Pokud znovu předpokládáme, že v praxi hlavní frekvence pérování $\sqrt{K/m_s}$ bude mnohem menší než frekvence kola, takže $n > 1$ a pro auta $e < 1$, a pokud dále předpokládáme že $k < k_t$ nebo $\gamma < 1$, takže silový komponent hlavního pérování je dán $kz_{ur} < \text{dynamická síla pneumatiky } kz_{ur}$, potom je znovu možné zhruba ovlivnit jmenovatele rovnice (3.18) a studovat hlavní efekty dodatečného stupně volnosti stanoveného k nebo γ . Předpokládáme následující:

$$n^2(1-\gamma) > \frac{1}{e} > 1. \quad (4.12)$$

Pod podmínkami, že převodní funkce rovnic (3.18) a (3.19) jsou přibližně:

$$F_1^*(S) = \frac{((1-\gamma)n^2S^2 + 2\zeta_1nS + 1)}{((1-\gamma)n^2S^2 + 2\zeta_1nS + 1)(S^2/(1-\gamma) + 2\zeta_2S/(1-\gamma) + 1)} \quad (4.13)$$

$$F_2^*(S) = \frac{(\gamma n^2 e S^2 + 2\zeta_2 n^2 e S + 1)}{((1-\gamma)n^2S^2 + 2\zeta_1nS + 1)(S^2/(1-\gamma) + 2\zeta_2S/(1-\gamma) + 1)} \quad (4.14)$$

Tyto výsledky by se měly porovnat s odpovídajícími výsledky pro pasivní a aktivní případy tlumení, rovnice (4.7), (4.8) a (4.9).

Zavedení γ mění netlumenou vlastní frekvenci kola z $\omega_u = \sqrt{k_t/m_u}$ na $\omega_u^* = \omega_u \sqrt{1-\gamma}$, zatímco netlumená vlastní frekvence hlavního pérování je změněna z $\omega_s = \sqrt{K/m_s}$ na $\omega_s^* = \omega_s \sqrt{1-\gamma}$. Pro $\gamma = 0$ poměr těchto dvou vlastních frekvencí jak definován v rovnici (3.15) byl n , ale pro $\gamma \neq 0$ se tento poměr změní na $n = n \sqrt{1-\gamma}$. Při $\gamma > 0$, vlastní frekvence kola je snížena zatímco vlastní frekvence hlavního pérování je zvýšena.

Přenosová funkce z rovnice (4.13) stále ukazuje na zkrácení, které umožňuje ideální model z rovnic (4.1) a (4.2). Namísto ideální přenosové funkce z rovnice (4.3) můžeme použít:

$$F_1^*(S) = \frac{1}{S^2/(1-\gamma) + 2\zeta_2 S/(1-\gamma) + 1}, \quad (4.15)$$

který vyžaduje

$$\zeta_2 = \zeta_{opt} \sqrt{1-\gamma} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{1-\gamma}. \quad (4.16)$$

Frekvenční odezva z rovnic (4.15) a (4.16) má charakter ideálního dolno-propustního filtru (Obr.4.1), kdy pro nízkofrekvenční část spektra vozovky platí:

$$\left| F_1^*(S) \right| \cong 1 \quad (4.17)$$

a tedy nedochází k zesilování poruch od vozovky (tj. rychlostí nerovností od vozovky).

Na takových frekvencích „sleduje“ kolo nerovnosti od vozovky. Po překročení normalizované frekvence $\frac{\omega_u^*}{\omega_u} = \sqrt{1-\gamma}$ dochází k rapidnímu poklesu amplitudy, kdy s narůstající normalizovanou frekvencí kola je stále více izolovaná od vysokofrekvenčního spektra těchto poruch. Rezonanční převýšení v okolí frekvence zlomu můžeme předejít vhodnou volbou parametru ζ_2 podle rovnice (4.16).

Problém nastává u přenosové funkce $F_2^*(S)$ z rovnice (4.14). Na první pohled se nabízí řešení zvolit γ takové, aby byla zaručena soudělnost polynomů čitatele a jmenovatele. Z porovnání koeficientů však vyplývá požadavek:

$$\left(m^2 e = \frac{1}{1-\gamma}\right) \cap \left(n^2 e = \frac{1}{1-\gamma}\right) \quad (4.18)$$

jehož jediným řešením je $\gamma = 1$. To však odporuje předpokladu ($\gamma < 1$).

Pak ovšem vykazuje frekvenční odezva $F_2^*(S)$ v okolí normalizované zlomové frekvence

$\frac{\omega_s^*}{\omega_s} = \frac{1}{n\sqrt{1-\gamma}}$ zesílení větší než jedna, tedy zesilování poruch od vozovky a to i při

optimální volbě parametrů $\zeta_1 = \zeta_2 = \zeta_{opt}$. Jiná volba koeficientů tlumení tuto situaci jenom zhoršuje jak je uvedeno v [8, str. 46-53].

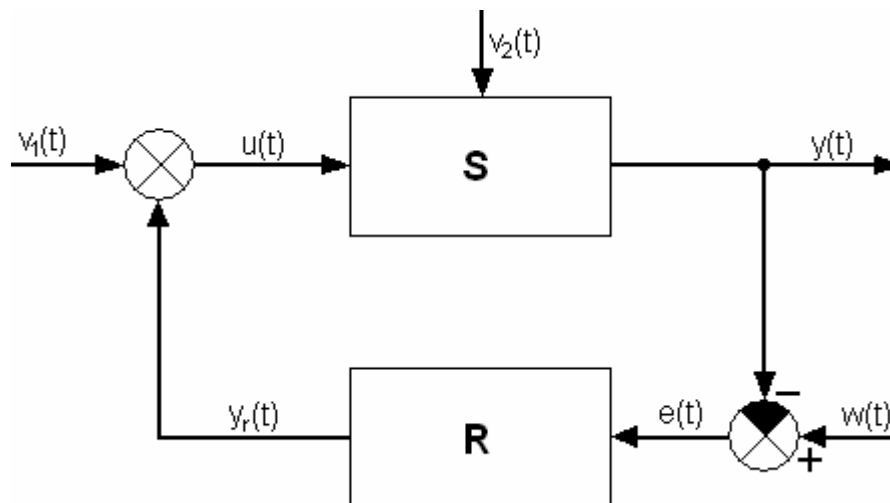
Kapitola 5

Regulace

5.1 Regulační obvod:

Regulační obvod vzniká zpětnovazebním připojením regulátoru k regulované soustavě. Činnost regulačního obvodu je založena na neustálém srovnávání výstupu $w(t)$, který vyjadřuje požadované chování, s výstupem $y(t)$, který podává informace o skutečném chování, prostřednictvím záporné zpětné vazby. Na výstupu regulátoru R vzniká regulační odchylka $e(t) = w(t) - y(t)$, která je zesílena, vhodně funkčně upravena a jako řídicí veličina $u(t)$ vstupuje do regulační soustavy S , kde mění výstup – regulovanou veličinu $y(t)$ – tak, aby regulační odchylka $e(t)$ byla co nejmenší. Řídicí veličina $u(t)$ tak vlivem záporné zpětné vazby vyrovnává skutečnou hodnotu regulované veličiny $y(t)$ úměrně změnám žádané hodnoty regulované veličiny $w(t)$ a působí proti účinkům poruchové veličiny $v(t)$ viz.

[7, str. 56-62].



Obr.5.1: Základní blokové schéma jednorozměrného regulačního obvodu

S...regulovaná soustava (řízený systém)

R...regulátor (řídicí systém)

y ...regulovaná veličina

w ...žádaná hodnota regulované veličiny

e ...regulační odchylka

y_r ...akční veličina

u ...řídicí veličina

v ...poruchová veličina

5.2 Stavová zpětná vazba:

Možnosti řízení se značně rozšíří můžeme-li pro zpětnovazební řízení použít informace o stavových veličinách. V ideálním případě, kdy jsou pro měření a tedy i pro zpětnou vazbu dostupné všechny stavové veličiny řízeného systému. Činnost stavového regulátoru spočívá v tom, že přemístí systémové póly do požadovaných poloh a zkoriguje tak nežádoucí dynamické vlastnosti řízeného systému.

Pokud pro lineární stacionární spojitý dynamický systém **S** popsany stavovými rovnicemi:

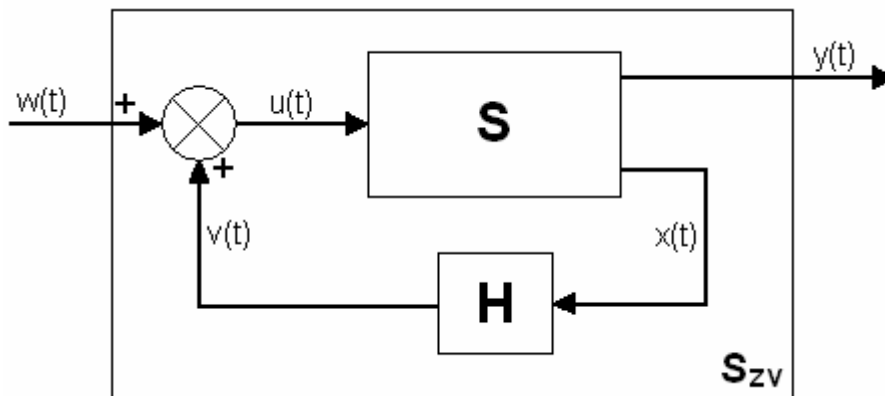
$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t), x(t_0) = x_0 \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) \end{aligned} \quad (5.1)$$

Pak stavové rovnice systému SZV tvořené původním systémem **S** se stavovou zpětnou vazbou jsou:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= (A + BH)x(t) + Bw(t) \\ y(t) &= (C + DH)x(t) + Dw(t) \end{aligned} \quad (5.2)$$

Kde $v(t)$ je lineární kombinací stavů $x(t)$ a je určena maticí **H** lineární statické zpětná vazby o rozměru $[r \times n]$ viz. [7, str. 90-92].

$$\begin{aligned} u(t) &= v(t) + w(t) \\ v(t) &= Hx(t) \end{aligned} \quad (5.3)$$



Obr.5.2: Systém **S** se stavovou zpětnou vazbou

5.3 PID regulátory:

Z fyzikálního hlediska se požadované chování řízeného systému dosahuje zpracováním informace obsažené v odchylce $e(t)$ pomocí proporcionálních, integračních a derivačních členů ve zpětné vazbě (Obr.5.1), označovaných jako PID regulátor.

Funkce ideálního PID (Proporcionálně-Integračně-Derivačního) regulátoru, jehož vstupem je regulační odchylka $e(t)$ a výstupem je akční veličina $y_r(t)$.

Diferenciální rovnice PID:

$$y_r(t) = r_0 e(t) + r_{-1} \int_0^1 e(\tau) d\tau + r_1 \frac{de(t)}{dt} = r_0 \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^1 e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (5.4)$$

Po Laplaceově transformaci diferenciální rovnice PID regulátoru dostaneme přenos PID regulátoru ve tvaru:

$$G_R = \frac{Y_R(s)}{E(s)} = r_0 + \frac{r_{-1}}{s} + r_1 s = r_0 \left[1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right] \quad (5.5)$$

5.3.1 Frekvenční metoda:

Frekvenční metody návrhu se snaží upravit frekvenční charakteristiku otevřené smyčky $G(j\omega)$ tak, aby výsledná frekvenční charakteristika uzavřené smyčky $F(j\omega)$ měla požadovaný průběh. Mezi $G(j\omega)$ a $F(j\omega)$ existuje jednoznačný vztah:

$$F(j\omega) = \frac{G(j\omega)}{1 + G(j\omega)} \quad (5.6)$$

Typický přenos uzavřené smyčky vypadá jako dolní propust – bude mít $|F(s)| \approx 1$ až do jisté frekvence a od té frekvence dále bude amplituda přenosu klesat, $|F(s)| < 1$.

Z Nyquistova kritéria vyplývají dvě bezpečnostní meze z [5, str. 1-3]:

Amplitudová bezpečnost (gain margin, GM) – říká, kolikrát se ještě může zvětšit zesílení v otevřené smyčce, než se zpětnovazební systém dostane na mez stability.

Fázová bezpečnost (phase margin, PM) – podobně říká, o jak velké zpoždění (fázi) si můžeme dovolit zpozdít vstupní signál na frekvenci ω_{PM} , pro kterou má přenos $G(s)$ jednotkové zesílení, než se fáze obrátí na -180° a zpětnovazební systém se tak dostane na hranici stability.

Frekvenční metoda PID:

Při návrhu PID regulátoru postupujeme podobně jako u PD regulátoru s tím, že frekvenci ω zvolíme takovou, aby se vliv integrační korekce na frekvenci $\omega_D = \omega_{PM}$, kde budeme měřit fázovou bezpečnost, téměř neprojevil, tedy typicky $\omega = 0,1 \omega_D$. Přejato z [5, str. 9-10]

Pro přenos PID regulátoru je:

$$C(s) = k_p + k_D s + k_I \frac{1}{s} = \frac{k_D}{s} (s^2 + (\omega_I + \omega_D)s + \omega_I \omega_D) \quad (5.7)$$

Kde vztahy mezi zlomovými frekvencemi a zesíleními jednotlivých složek jsou:

$$\omega_I + \omega_D = \frac{k_p}{k_D}, \quad \omega_I \omega_D = \frac{k_I}{k_D} \quad (5.8)$$

Fáze otevřené smyčky:

$$\arg(G(j\omega_D)) = \arg(P(j\omega_D)) + \arg(C(j\omega_D)) = \arg(P(j\omega_D)) + 45^\circ - 5,7^\circ \quad (5.9)$$

$$\arg(P(j\omega_D)) = PM - 180^\circ - 45^\circ + 5,7^\circ \quad (5.10)$$

Z podmínky jednotkového zesílení: $|G(j\omega_D)| = |C(j\omega_D)||P(j\omega_D)|$ nám vyjde:

$$\begin{aligned} k_D &= \frac{1}{\omega_D \sqrt{2} |P(j\omega_D)|} \\ k_p &= 1,1 \omega_D k_D \\ k_I &= 0,1 \omega_D^2 k_D \end{aligned} \quad (5.11)$$

5.3.2 Metoda Zigler-Nicholse:

Tato metoda vychází ze dvou veličin a to kritické zesílení K_K a kritické periody kmitů T_K . Přejato z [1, str. 56-61].

- 1) Konstanty sdruženého regulátoru nastavíme tak, aby regulátor pracoval jako proporcionální ($T_I = \infty$, $T_D = 0$).
- 2) Na regulátoru nastavíme zesílení takové, abychom při vyvolání regulační pochodu dostali regulovanou soustavu na mez stability, tedy regulovaná veličina bude kmitat netlumenými kmity.
- 3) Odečteme kritickou periodu T_K a kritické zesílení K_K .

4) Dosadíme tyto dvě hodnoty do vzorců pro požadovaný regulátor.

Vzorce pro výpočet konstant PID regulátoru:

$$K_P = \frac{K_K}{1,7}, T_I = 0,5T_K, T_D = 0,12T_K \quad (5.12)$$

5.3.3 Metoda Geometrického místa kořenů (GMK):

Názorná metoda vhodná i pro systémy, které jsou nestabilní v otevřené smyčce. Vychází z pólů a nul otevřeného regulačního obvodu a na jejich základě určuje polohu pólu uzavřeného regulačního obvodu v závislosti na změně zesílení otevřeného regulačního obvodu. Pro přenos uzavřeného regulačního obvodu (přenos řízení) platí pro systémy SISO (Single Input Single Output) stanoveno v [4, str.1]:

$$T(s) = \frac{C(s)P(s)}{1 + C(s)P(s)} = \frac{Kb(s)}{Kb(s) + a(s)}, \quad (5.13)$$

kde podle použité metody značení $C(s)$ je přenos regulátoru, $P(s)$ je přenos řízeného systému, $b(s)$ je čítelel, $a(s)$ jmenovatel a K proměnné zesílení přenosu otevřené smyčky. Póly uzavřeného regulačního obvodu jsou pak rovny kořenům rovnice $Kb(s)+a(s) = 0$.

Pravidla pro volby poloh pólů a nul regulátoru:

- 1) GMK uzavřeného regulačního obvodu vychází z pólů otevřeného regulačního obvodu pro $K \rightarrow 0$.
- 2) GMK končí v nulách otevřeného regulačního obvodu pro $K \rightarrow \infty$ (pokud je řád čitatele m menší než řád jmenovatele n přenosu otevřené smyčky, část nul leží v ∞)
- 3) Počet větví GMK je roven počtu pólů otevřeného regulačního obvodu – uzavřením regulačního obvodu se nemění jeho řád.
- 4) Pokud má přenos otevřené smyčky reálné póly nebo nuly, část GMK leží vždy na reálné ose mezi těmito póly a nulami tak, že probíhá v intervalech, kde je vpravo od bodů GMK lichý počet pólů a nul. Komplexní póly a nuly neovlivní průběh GMK na reálné ose.
- 5) Větve GMK probíhají mimo reálnou osu souměrně podle této osy (vždy dvojice komplexně sdružených pólů). Reálnou osu opouštějí kolmo v bodě, který leží vždy mezi dvěma póly p_i nebo dvěma nulami z_i a v některých případech také mezi pólem

a nulou (např. v případě vzniku troj a více násobného kořene). Bod rozvětvení σ lze ručně počítat pro nízký řád systému (do třetího řádu).

$$\sum_1^m \frac{1}{\sigma - z_i} = \sum_1^n \frac{1}{\sigma - z_i} \quad (5.14)$$

- 6) U systémů s relativním řádem větším než nula ($n > m$, striktně ryzí systémy) se GMK pro velké hodnoty s (tj. i K) blíží k asymptotám, které se protínají v jednom bodě na reálné ose o souřadnicích σ_a (průsečík asymptot) a jejichž úhel θ_a (úhly asymptot) s kladnou reálnou osou nabývá hodnot:

$$\sigma_a = \frac{\sum \operatorname{Re} p_i - \sum \operatorname{Re} z_i}{n - m}; \quad \theta_a = \frac{(1 \pm 2k)\pi}{n - m}, \quad k \text{ přirozené číslo, } n > m \quad (5.15)$$

- 7) Průsečík GMK s imaginární osou je mez stability – dá se přímo vypočítat kritické zesílení K_K a kritická frekvence ω_K po dosazení za $s = j\omega$ do rovnice $Kb(s) + a(s) = 0$.

GMK metoda PID:

Pro vytvoření PID regulátoru v GMK musíme použít funkce `sisotool(P(s))` v Matlabu 7.1, kde $P(s)$ je přenos otevřené smyčky, dále vložit dvě nuly na zápornou reálnou osu a pól vložit do počátku souřadnic. Jenda nula bude přibližně desetkrát menší nežli druhá nula. Umístění pólu a nul vyplývá z přenosu PID regulátoru.

Měníme polohu obou nul a velikost celkového zesílení tak, aby přechodová charakteristika uzavřeného regulačního obvodu měla nejmenší dobu ustálení a nejmenší překmit. Oba parametry současně nedostaneme, aby byly co nejmenší. Výsledek je tedy kompromisem.

Kapitola 6

Výpočty a simulace

6.1 Parametry osobního auta převzato z [3, str. 42]:

$m_u = 59\text{kg}$	hmotnost neodpérované části (tj. kola a pneumatiky) [kg]
$m_s = 290\text{kg}$	hmotnost odpérované části (tj. ¼ hmotnosti karosérie) [kg]
$k_t = 190.000\text{N/m}$	fiktivní tuhost, nahrazující statickou radiální tuhost pneumatiky [N/m]
$k_b = 16.812\text{N/m}$	tuhost pružiny [N/m]
$b_b = 1.000\text{Ns/m}$	konstantní koeficient tlumení tlumiče (pasivní systém) [Ns/m]

Stanovení přenosů:

Pasivní pérování:

S optimalizovaným koeficientem tlumení $\zeta_2 = \zeta_1 = \frac{\sqrt{2}}{2}$, $n = 10$, $e = 0,2$ a $\omega_u = 56,75[\text{rad} / \text{s}]$

dosazením do rovnic (4.7) a (4.8):

$$F_1(s) = \frac{1}{(310,5 \cdot 10^{-6} s^2 + 24,92 \cdot 10^{-3} s + 1)} \quad (6.1)$$

$$F_2(s) = \frac{24,92 \cdot 10^{-2} s + 1}{(310,5 \cdot 10^{-4} s^2 + 24,92 \cdot 10^{-2} s + 1)(310,5 \cdot 10^{-6} s^2 + 24,92 \cdot 10^{-3} s + 1)} \quad (6.2)$$

S neoptimalizovaným koeficientem tlumení $\zeta_2 = \zeta_1 = 0,25$, $n = 10$, $e = 0,2$

a $\omega_u = 56,75[\text{rad} / \text{s}]$ dosazením do rovnic (4.7) a (4.8):

$$F_1(s) = \frac{1}{(310,5 \cdot 10^{-6} s^2 + 8,8 \cdot 10^{-3} s + 1)} \quad (6.3)$$

$$F_2(s) = \frac{8,8 \cdot 10^{-2} s + 1}{(310,5 \cdot 10^{-4} s^2 + 8,8 \cdot 10^{-2} s + 1)(310,5 \cdot 10^{-6} s^2 + 8,8 \cdot 10^{-3} s + 1)} \quad (6.4)$$

Aktivní pérování:

S optimalizovaným koeficientem tlumení $\zeta_2 = \zeta_1 = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{1-\gamma}$, $\gamma = 0,5$, $n = 10$, $e = 0,2$

a $\omega_u = 56,75[\text{rad} / \text{s}]$ dosazením do rovnic (4.13) a (4.14):

$$F_1^*(s) = \frac{1}{(621,1 \cdot 10^{-6} s^2 + 358,5 \cdot 10^{-3} s + 1)} \quad (6.5)$$

$$F_2^*(s) = \frac{(310,5 \cdot 10^{-5} s^2 + 352,4 \cdot 10^{-3} s + 1)}{(15,5 \cdot 10^{-3} s^2 + 176,2 \cdot 10^{-3} s + 1)(621,1 \cdot 10^{-6} s^2 + 358,5 \cdot 10^{-3} s + 1)} \quad (6.6)$$

S neoptimalizovaným koeficientem tlumení $\zeta_2 = \zeta_1 = 0,2 \sqrt{1-\gamma}$, $\gamma = 0,5$, $n = 10$, $e = 0,2$

a $\omega_u = 56,75[\text{rad} / \text{s}]$ dosazením do rovnic (4.13) a (4.14):

$$F_1^*(s) = \frac{1}{(621 \cdot 10^{-6} s^2 + 9,96 \cdot 10^{-3} s + 1)} \quad (6.7)$$

$$F_2^*(s) = \frac{(3,1 \cdot 10^{-3} s^2 + 99,7 \cdot 10^{-3} s + 1)}{(15,5 \cdot 10^{-3} s^2 + 49,8 \cdot 10^{-3} s + 1)(621 \cdot 10^{-6} s^2 + 9,96 \cdot 10^{-3} s + 1)} \quad (6.8)$$

6.2 Výpočty regulátorů PID:

a) Pro přenosovou funkci z rovnice (6.8) získáme:

Frekvenční metoda:

Volba $PM = 45^\circ$, pro kterou odečteme hodnotu $P(j\omega_D)$ z amplitudové frekvenční charakteristiky pro její $\arg(P(j\omega_D)) = -174,3^\circ$ kterému odpovídá $P(j\omega_D) = -17,4\text{dB}$

a $\omega_D = 51,5\text{rad/s}$. Zesílení $|P(j\omega_D)| = 10^{P(j\omega_D)/20} = 0,135$ dosazením do rovnic (5.11) získám koeficienty PID regulátoru:

$$\begin{aligned}
k_D &= \frac{1}{\omega_D \sqrt{2} |P(j\omega_D)|} = \frac{1}{6,95 \sqrt{2}} = \underline{\underline{0,102}} \\
k_P &= 1,1 \omega_D k_D = 1,1 \cdot 51,5 \cdot 0,102 = \underline{\underline{5,762}} \\
k_I &= 0,1 \omega_D^2 k_D = 0,1 \cdot 51,5^2 \cdot 0,102 = \underline{\underline{26,996}}
\end{aligned}
\tag{6.9}$$

Získáme přenos PID: $C(s) = 5,762 + 0,102s + 26,996/s$

Metoda Zigler-Nicholse:

Pomocí funkce sysotool(P(s)) jsem odečetl $K_K = 9,55$ a $T_K = 6,56s$.

$$\begin{aligned}
K_P &= \frac{K_K}{1,7} = \frac{9,55}{1,7} = \underline{\underline{5,61}} \\
T_I &= 0,5 T_K = 0,5 \cdot 6,56 = \underline{\underline{3,28}} \\
T_D &= 0,12 T_K = 0,12 \cdot 6,56 = \underline{\underline{0,82}}
\end{aligned}
\tag{6.10}$$

Získáme přenos PID: $C(s) = 5,61 + 0,82s + 3,28/s$

Metoda GMK:

Získáme přenos PID: $C(s) = 8,200 + 0,748s + 7,708/s$

b) Pro přenosovou funkci z rovnice (6.7) získáme podobně:

Frekvenční metoda:

Volba $PM = 90^\circ$, pro kterou odečteme hodnotu $P(j\omega_D)$ z amplitudové frekvenční charakteristiky pro její $\arg(P(j\omega_D)) = -129,3^\circ$ kterému odpovídá $P(j\omega_D) = 4,33dB$

a $\omega_D = 48,9 \text{ rad/s}$. Zesílení $|P(j\omega_D)| = 10^{P(j\omega_D)/20} = 1,646$ dosazením do rovnic (5.11) získám koeficienty PID regulátoru:

$$\begin{aligned}
k_D &= \frac{1}{\omega_D \sqrt{2} |P(j\omega_D)|} = \frac{1}{80,49 \sqrt{2}} = \underline{\underline{8,78 \cdot 10^{-3}}} \\
k_P &= 1,1 \omega_D k_D = 1,1 \cdot 48,9 \cdot 8,78 \cdot 10^{-3} = \underline{\underline{0,472}} \\
k_I &= 0,1 \omega_D^2 k_D = 0,1 \cdot 48,9^2 \cdot 8,78 \cdot 10^{-3} = \underline{\underline{2,099}}
\end{aligned}
\tag{6.11}$$

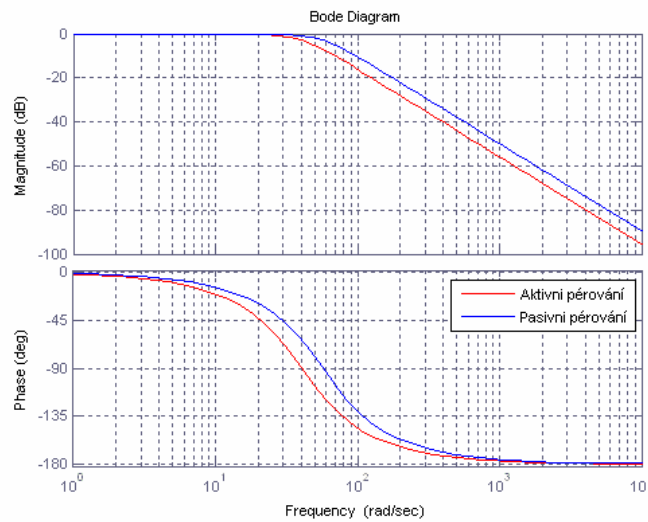
Získáme přenos PID: $C(s) = 0,472 + 8,78 \cdot 10^{-3}s + 2,099/s$

Metoda GMK:

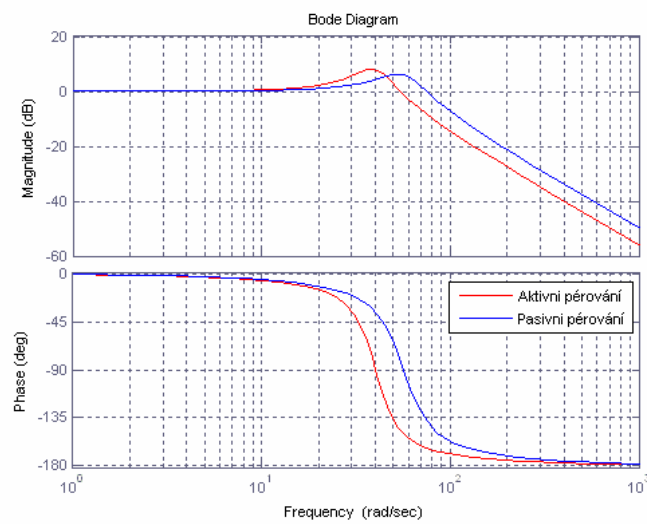
Získáme přenos PID: $C(s) = 6,899 + 0,670s + 7,340/s$

6.3 Frekvenční charakteristiky:

Frekvenční charakteristiky neodpérovavých hmot:

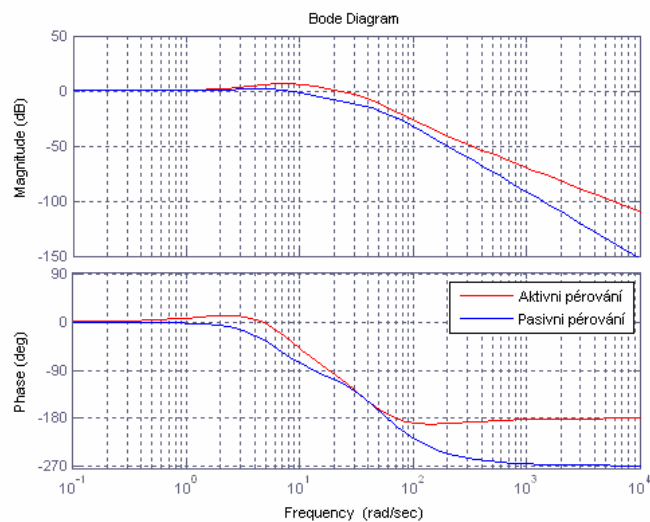


Obr.6.1: frekvenční charakteristiky přenosů z rovnic (6.1) a (6.5)

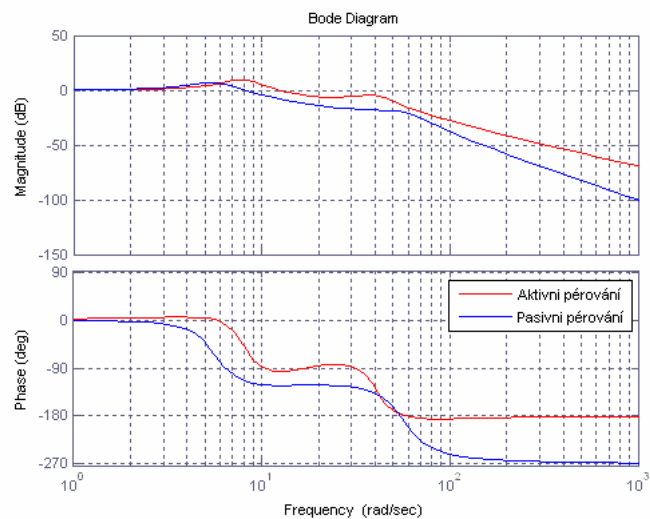


Obr.6.2: frekvenční charakteristiky přenosů z rovnic (6.2) a (6.6)

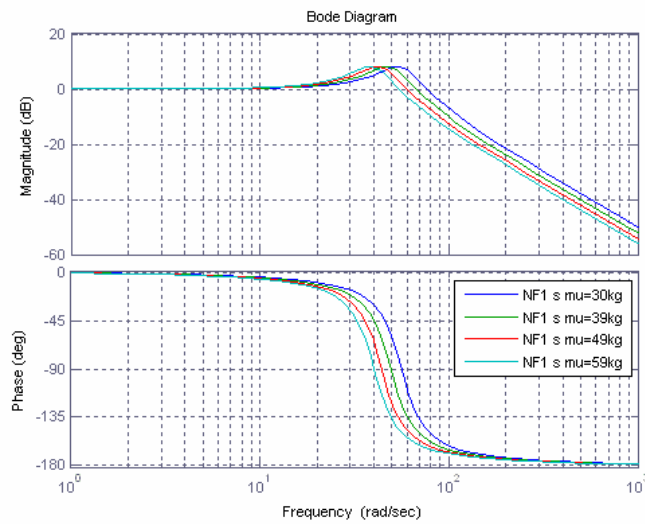
Frekvenční charakteristiky odpérovanych hmot:



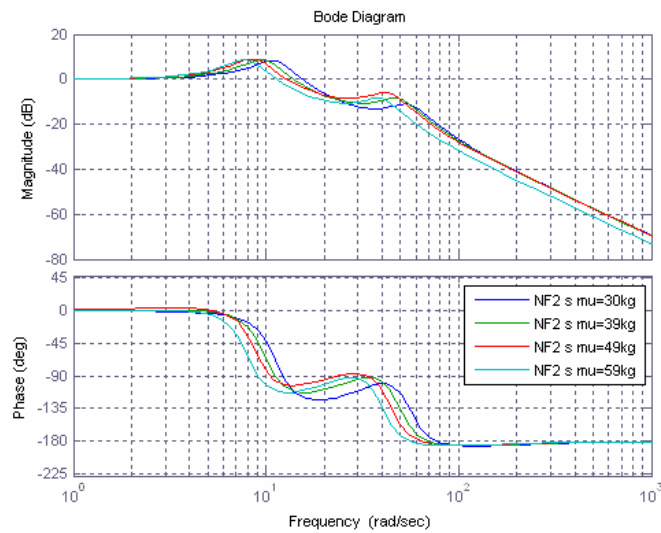
Obr.6.3: frekvenční charakteristiky přenosů z rovnic (6.3) a (6.7)



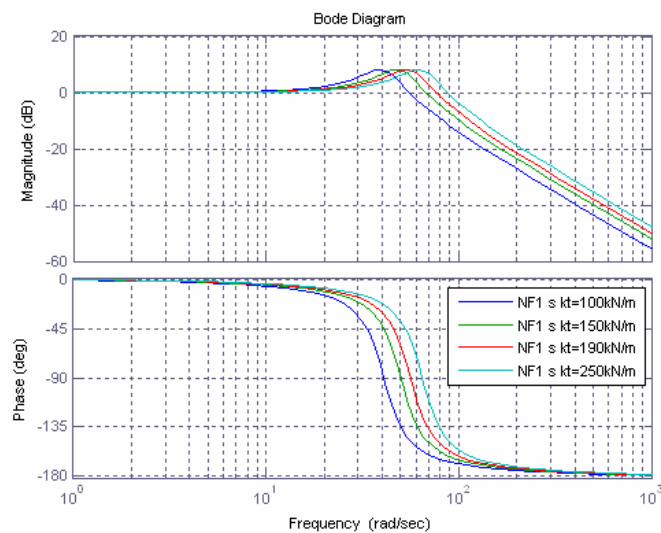
Obr.6.4: frekvenční charakteristiky přenosů z rovnic (6.4) a (6.8)



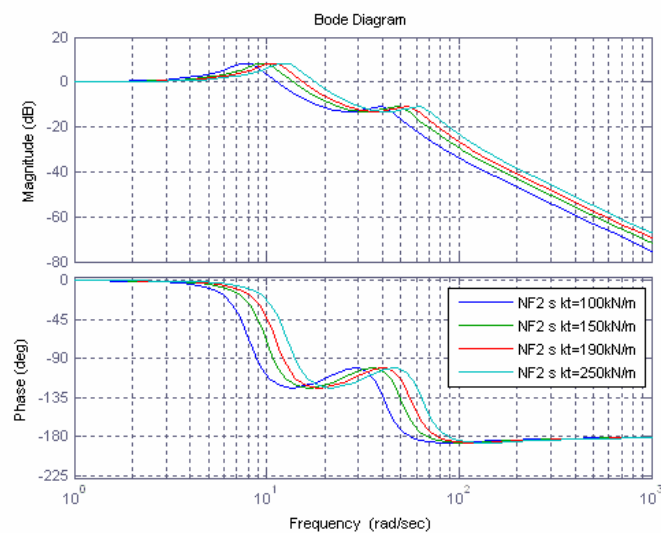
Obr.6.5: Frekvenční charakteristika přenosu (6.7) pro různá m_u



Obr.6.6: Frekvenční charakteristika přenosu (6.8) pro různá m_u



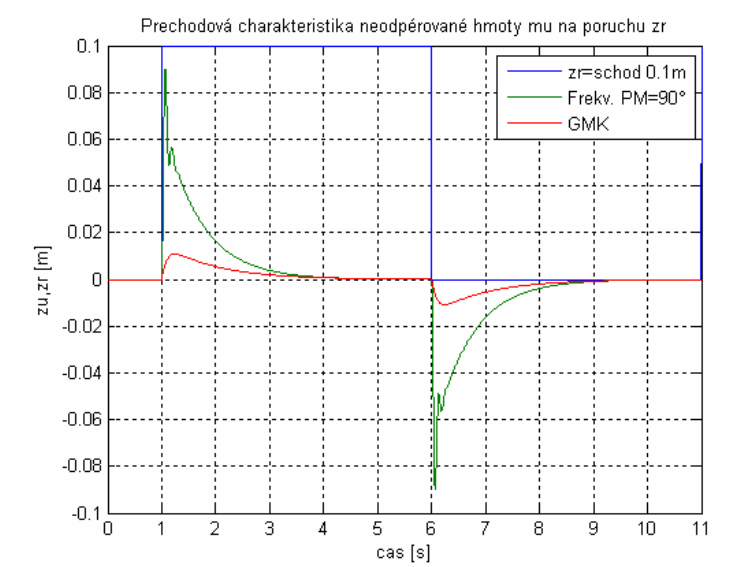
Obr.6.7: Frekvenční charakteristika přenosu (6.7) pro různá k_t



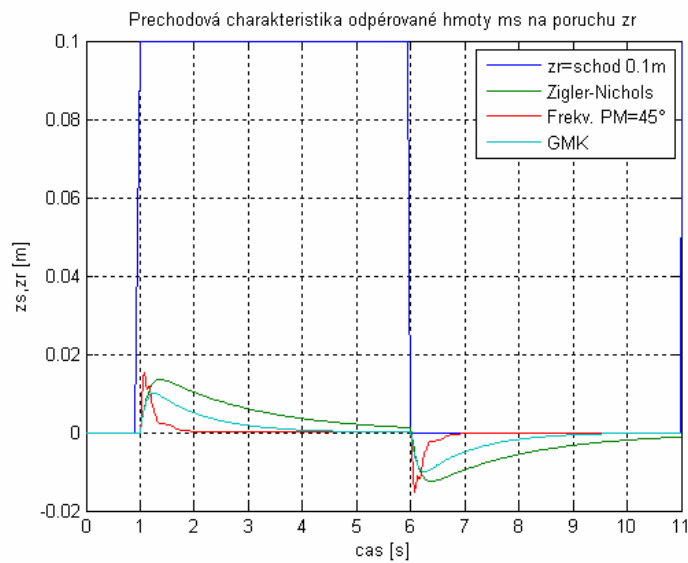
Obr.6.8: Frekvenční charakteristika přenosu (6.8) pro různá k_t

6.4 Přebodové charakteristiky:

Vyhodnocení kvality regulátorů:

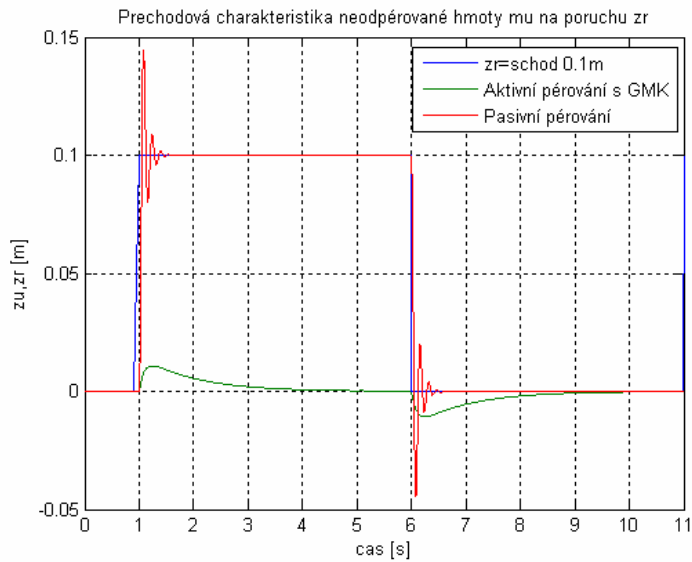


Obr.6.9: Přebodová charakteristika neodpěrované hmoty m_u na schod 0,1m

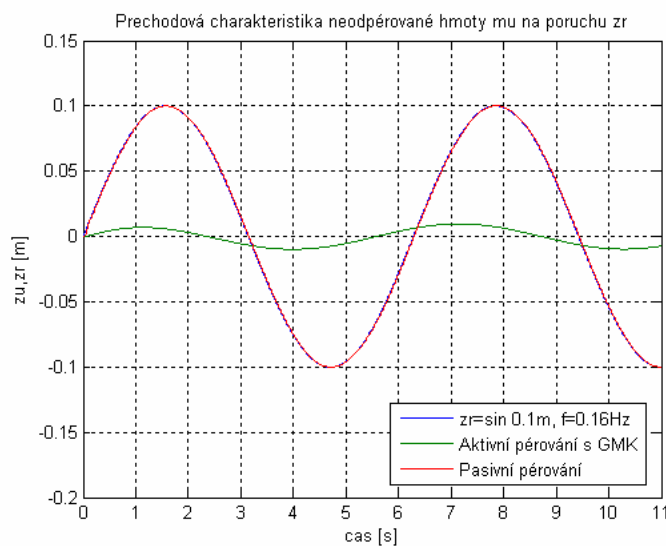


Obr.6.10: Přebodová charakteristika odpěrované hmoty m_s na schod 0,1m

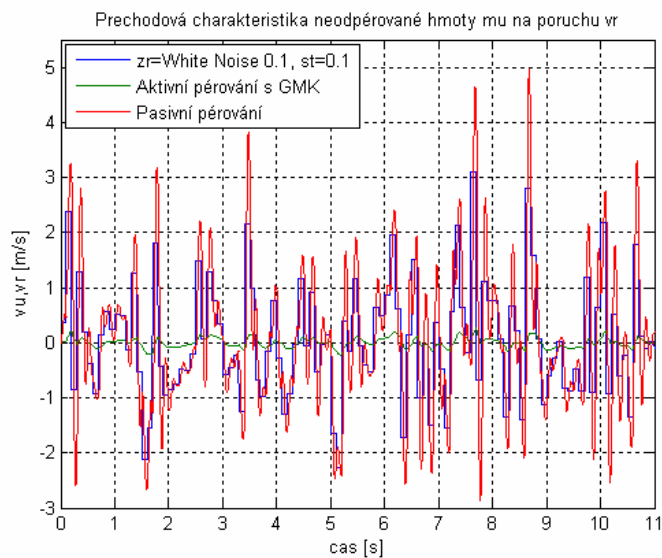
Přechodové charakteristiky pro nejlepší regulátor tedy GMK:



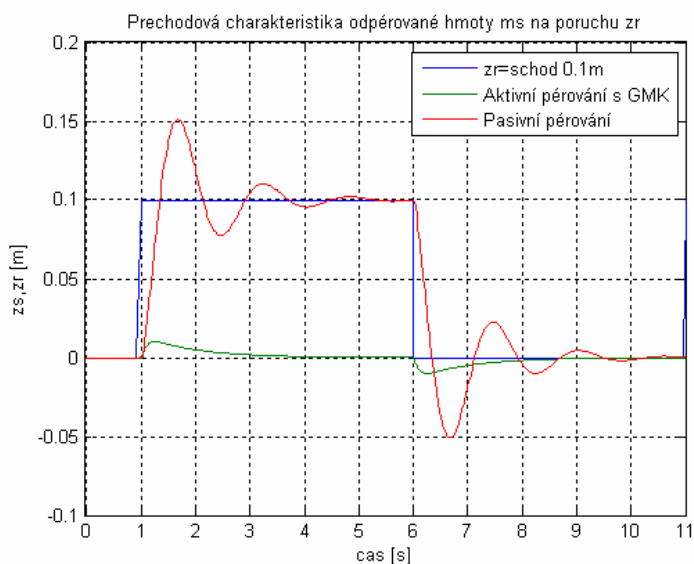
Obr.6.11: Přechodová charakteristika neodpěrované hmoty m_u pasivního a aktivního pėrování na schod 0,1m



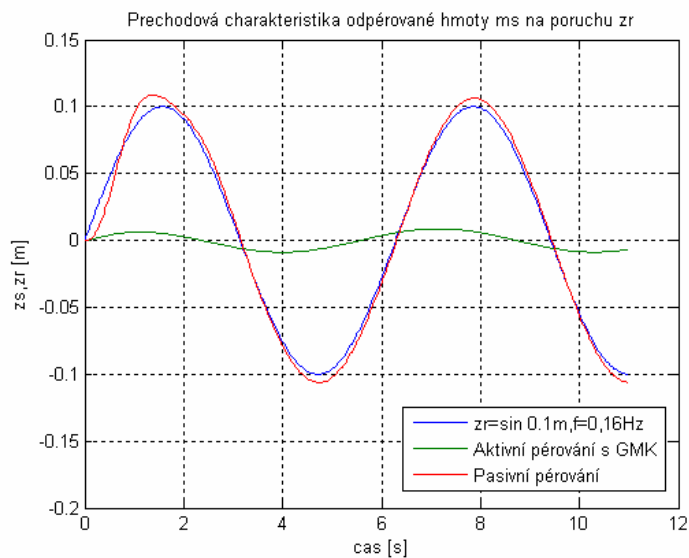
Obr.6.12: Přechodová charakteristika neodpěrované hmoty m_u pasivního a aktivního pėrování na sinus 0,1m, $f = 0,16 \text{ Hz}$



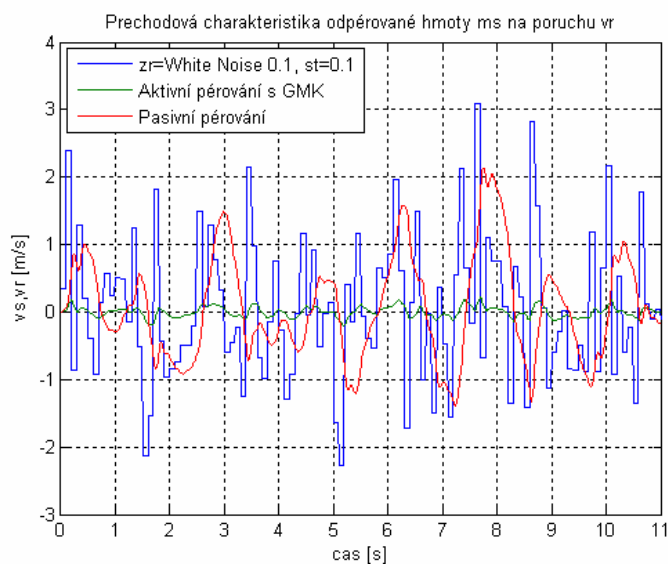
Obr.6.13: Přeřhodová charakteristika neodpérované hmoty m_u pasivního a aktivního pérování na White Noise 0,1m, st = 0.1



Obr.6.14: Přeřhodová charakteristika odpérované hmoty m_s pasivního a aktivního pérování na schod 0,1m



Obr.6.15: Přebodová charakteristika odpérované hmoty m_s pasivního a aktivního pérování na sinus $0,1m, f = 0,16\text{Hz}$



Obr.6.16: Přebodová charakteristika odpérované hmoty m_s pasivního a aktivního pérování na White Noise $0,1m, st = 0.1$

Kapitola 7

Závěr

Z uvedených charakteristik je zřejmé, že nemůže být dosaženo ideální vertikální rychlosti karosérie a současně s ideální vertikální rychlostí kola coby odezev poruch od vozovky. Podstatná je nežádoucí skutečnost, že ve frekvenčním spektru poruch od vozovky existuje pásmo frekvencí, ve kterém jsou zavedením zpětné vazby tyto frekvence zesilovány.

Z frekvenčních charakteristik vyplývá, že s rostoucí neodpérovanou hmotností m_u , klesá vlastní frekvence kmitů kola i vlastní frekvence kmitů karosérie a s rostoucí statickou radiální tuhostí pneumatiky roste vlastní frekvence kmitů kola i vlastní frekvence kmitů karosérie.

Vlastní frekvence kmitů kola je v rozmezí 6-10Hz a vlastní frekvence kmitů kola je v rozmezí 1-2Hz. Při bližším srovnání pasivního a aktivního systému pérování, vidíme, že pro vlastní frekvence kmitů kola pasivního pérování 8,45Hz a 6,12Hz pro aktivní pérování. Dále srovnání vlastní frekvence kmitů karosérie pasivního pérování 0,85Hz a 1,23Hz pro aktivní pérování. Aktivní tlumení vykazuje větší amplitudové zesílení a tedy na dané frekvenci bude kmitat s vyšší amplitudou. Při těchto frekvencích odpérované hmoty m_s je zatěžována centrální nervová soustava, vyšší namáhání páteře a nastanou problémy s dýcháním (hyperventilace při zrychleních 5ms^{-2}).

Nejlépe navržený PID regulátor byl pomocí metody Geometrického místa kořenů v obou případech. Chování aktivního pérování je daleko lepší a při přivedení na vstup schodové funkce s amplitudou 10cm dochází u aktivního tlumení o překmit 1cm a u pasivní pérování o 15cm. Také průběh přechodové funkce u aktivního pérování je pozvolný, ale u pasivního pérování dochází k tlumeným kmitům.

Pokud jsou síly aplikovány pouze mezi kolem a odpérovanou hmotou, vždy vzniknou nějaká omezení. V lineárních podmínkách systému, jsou omezení jasně viditelná v nedostatku nastavitelnosti polynomů čitatele přenosových funkcí. Při nahrazení pasivního pérování řízeným generátorem síly dochází k odstranění stabilní stav náklonu v zatáčkách a prudký pokles při stabilním brzdění. Dále aktivní pérování může reagovat na předběžné informace nebo nastavení vlastní dynamiky jako odezvu na řadu snímaných poloh pohybů auta a poruch od vozovky.

Seznam použité literatury

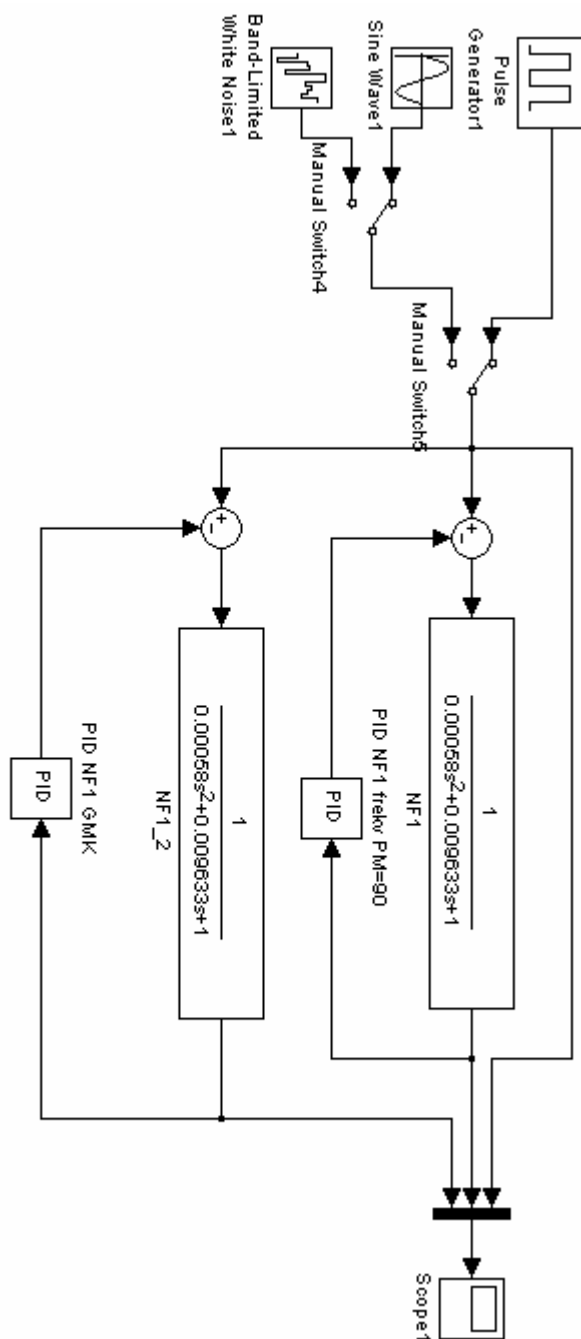
- [1] Boltík, J. – Maršík, A.: Automatizační technika pro 4. ročník SPŠE, SNTL, Praha, 1988
- [2] Bukovský, L.: Lineární motor jako akční člen aktivního tlumiče, bakalářská práce, Praha, 2006
- [3] Cebon, D.: Handbook of Vehicle-Road Interaction, Netherlands: Sweets and Zeitlinger publishers, 1999
- [4] Fuka, J.: GMK – Geometrické místo kořenů, učební text,
viz.: http://dce.felk.cvut.cz/sari/download/other/SRI_cv3_GMK.pdf
- [5] Havel, P.: Frekvenční metody syntézy, učební text,
viz.: http://dce.felk.cvut.cz/sari/download/other/SRI_cv5_frekvencni_metody.pdf
- [6] Hyniová K.: Dosažitelné dynamické odezvy systému aktivního pérování vozidel, habilitační práce, FEL ČVUT, Praha, 1999
- [7] Hyniová, K.: Řídicí technika – přednášky, skriptum FEL ČVUT, Praha, 2006
- [8] Karnopp, D. C.: Theoretical Limitations in Active Vehicle Suspension, Vehicle System Dynamics, Vol.15, 1986
- [9] Kovanda, J. – Resl, I. – Socha, J.: Konstrukce automobilů – pérování vozidel, skriptum FS ČVUT, Praha, 1997
- [10] Šika, Z.: Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů, habilitační práce, FS ČVUT, Praha, 2004
- [11] Bose suspension, viz.:
http://www.bose.com/controller?event=VIEW_STATIC_PAGE_EVENT&url=/learning/project_sound/bose_suspension.jsp
- [12] Tlumiče pérování Monroe, viz.: <http://www.tlumicemonroe.cz/>
- [13] Tlumiče pérování Kayaba, viz.: <http://www.mjauto.cz/tlumice.htm>

Seznam programového vybavení:

- Matlab 7.1.0.246 (R14) Service Pack 3
- Microsoft Office Word 2003 (11.5604.5606)

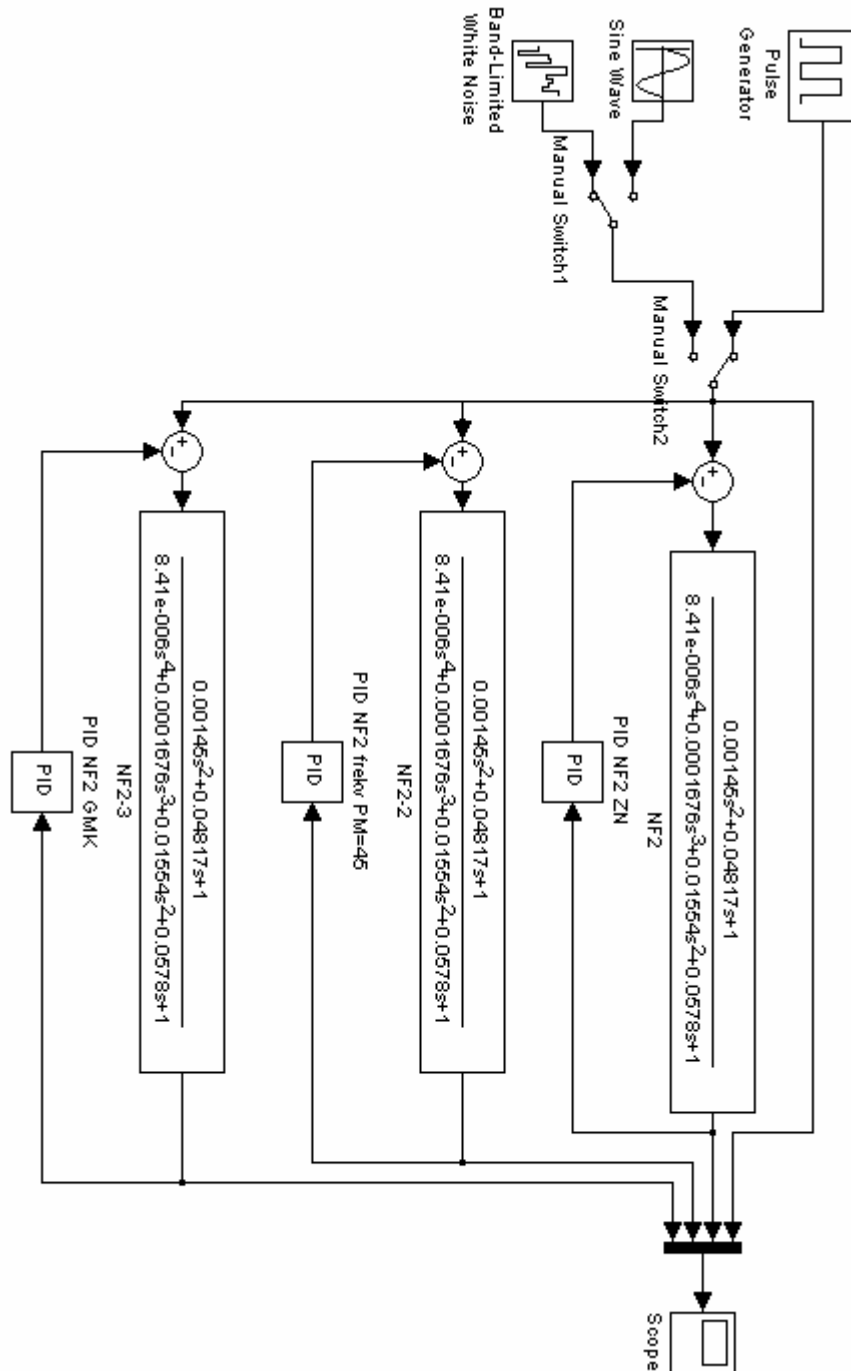
Příloha A

Simulinkové schéma srovnání regulátorů pro NF1:



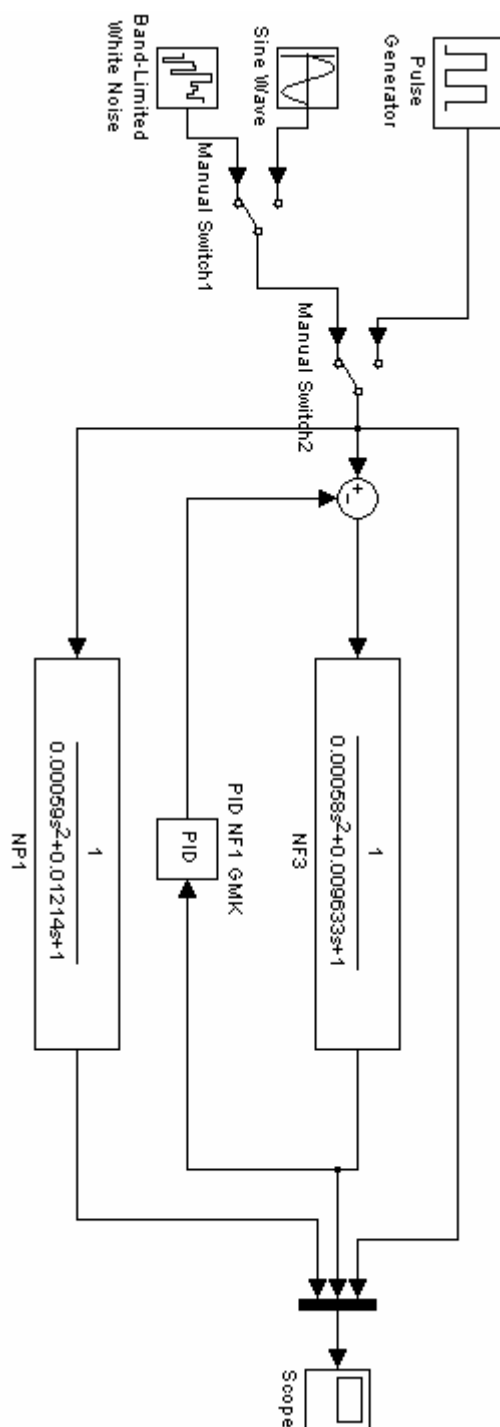
Příloha B

Simulinkové schéma srovnání regulátorů pro NF2:



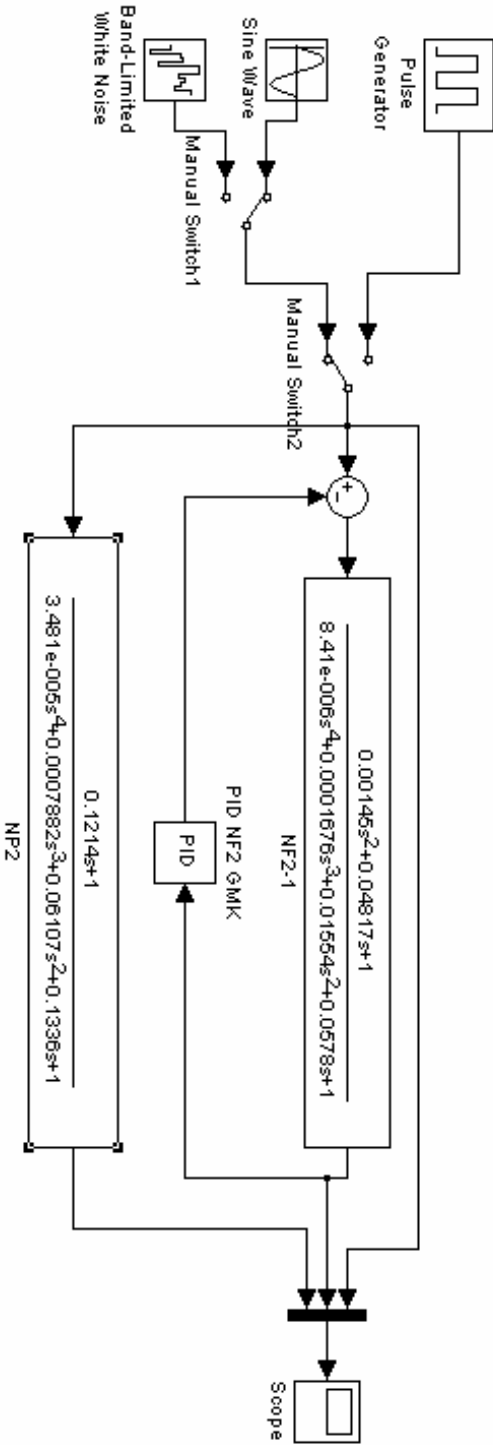
Příloha C

Simulinkové schéma srovnání aktivního a pasivního pérování pro NF1:



Příloha D

Simulinkové schéma srovnání aktivního a pasivního pérování pro NF2:



Příloha E

Obsah příloženého CD

Adresář Dokumenty:

- BP_Chaloupek_2006.pdf – Bakalářská práce v pdf formátu

Adresář Simulace:

- simulace.mdl – Simulinkové schéma srovnání regulátorů pro NF2
- simulace2.mdl – Simulinkové schéma srovnání regulátorů pro NF1
- simulace_neodper.mdl – Simulinkové schéma srovnání aktivního a pasivního pérování pro NF1
- simulace_odper.mdl – Simulinkové schéma srovnání aktivního a pasivního pérování pro NF1

Adresář Mfile:

- frekv.m – výpočet přenosů a vykreslení frekvenčních charakteristik
- prech.m – vykreslení přechodových charakteristik

Adresář Data:

- regulatoryNF1.mat – Přechodová charakteristika neodpérované hmoty m_u na schod 0,1m
- regulatoryNF2.mat – Přechodová charakteristika odpérované hmoty m_s na schod 0,1m
- NF1schod.mat – Přechodová charakteristika neodpérované hmoty m_u pasivního a aktivního pérování na schod 0,1m
- NF1sin.mat – Přechodová charakteristika neodpérované hmoty m_u pasivního a aktivního pérování na sinus 0,1m, $f = 0,16\text{Hz}$
- NF1WN.mat – Přechodová charakteristika neodpérované hmoty m_u pasivního a aktivního pérování na White Noise 0,1m, $st = 0.1$
- NF2schod.mat – Přechodová charakteristika odpérované hmoty m_s pasivního a aktivního pérování na schod 0,1m

- NF2sin.mat – Přebodová charakteristika odpéované hmoty m_s pasivního a aktivního pérování na sinus 0,1m, $f = 0,16\text{Hz}$
- NF2WN.mat – Přebodová charakteristika odpéované hmoty m_s pasivního a aktivního pérování na White Noise 0,1m, $st = 0.1$