

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ

KATEDRA ŘÍDICÍ TECHNIKY



Bakalářská práce

Řízení tlumení vibrací mechanických soustav

OTTO CERMAN

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

Abstrakt

Základem této bakalářské práce je tzv. aktivní tlumicí systém pro automobily. Tento systém umožňuje nejlépe tlumit vibrace, které vznikají při přeježdění vozidla přes nerovnosti vozovky a které při delším působení negativně působí na posádku. Aktivní tlumení umožňuje uspokojit dva navzájem protichůdné požadavky - zvyšuje jízdní pohodlí a také jízdní vlastnosti vozidla. Jako akční člen je použit lineární motor, jehož vhodnost pro toto použití bylo právě otázkou této práce.

V této práci používám zjednodušený čtvrtinový model automobilu a klasický způsob řízení. Pro tento model vytvářím matematický popis a vytvářím Simulinkové schéma, na kterém srovnávám výsledky s neřízeným (pasivním) tlumením.

Součástí této práce je také seznámení se s toolboxem Simulink Response Optimization, který je součástí programu Matlab – Simulink, a jeho vyzkoušení na tomto modelu. V modelu systému byl použit i model reálné vozovky, který není součástí Simulinku. Simulacemi jsem ukázal, že aktivním tlumením lze zvýšit komfort jízdního pohodlí při zachování stejně dobrých jízdních vlastností vozidla.

Abstract

The base of this bachelor's thesis is so called Active Suspension for the cars. This system makes to suspense vibrations possible the best that are caused by crossing of cars over roadway's inequality and that they operate for crew negatively during the longer working. Active suspension enables to accomodate two antagonistic demands mutually – to raise mounted comfort and mounted features of cars too. A linear motor is used as an action member whose suitability for this usage was just an question of this bachelor's thesis.

I use simplification one-quarter-car model and classical way of control in this bachelor's thesis. I create mathematical description for this model and Simulink Model on that I compare results with no-control (passive) suspension.

The component of this thesis is also acquaintance with Toolbox Simulink Response Optimization that is constituent part of programme Matlab-Simulink and its examination on this model. In system's model was used also a model of realistic roadway that isn't component of Simulink. I demonstrated that by means of active suspension is possible to raise quality of mounted comfort during the keeping of the same good mounted car's features.

Poděkování

Děkuji vedoucímu této bakalářské práce panu ing. Jaroslavu Honcům, CSc. za mnohé cenné připomínky a rady k obsahu tohoto textu a za čas, který mi věnoval.

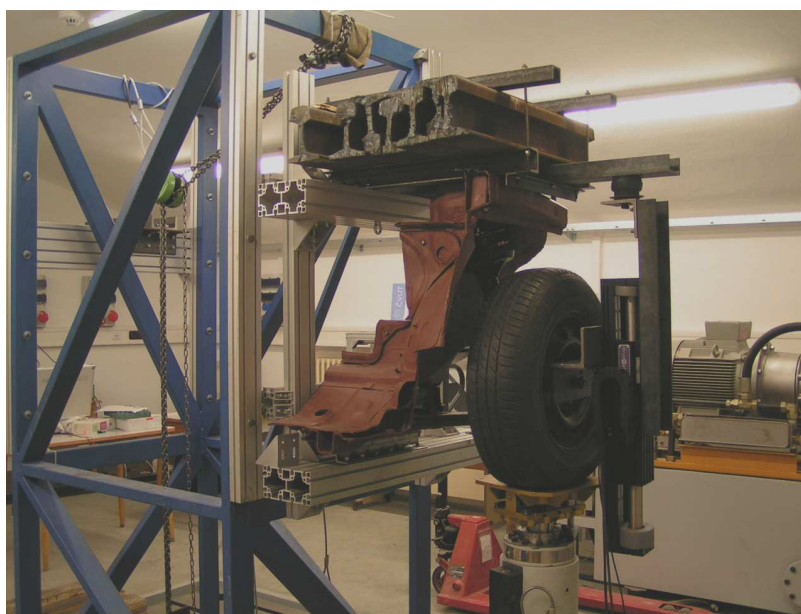
Obsah

1 Úvod.....	5
1.1 Cíle tlumicích systémů.....	5
1.2 Rozdělení tlumicích systémů.....	7
2 Lineární motor.....	9
2.1 Popis lineárního motoru.....	9
2.2 Řízení lineárního motoru.....	10
3 Popis soustavy.....	11
3.1 Čtvrtinový model automobilu.....	11
3.2 Diferenciální rovnice.....	12
3.3 Stavový popis systému.....	12
3.4 Chování systému.....	15
4 Simulinkový model.....	17
4.1 Model motoru.....	17
4.2 Teplota motoru.....	18
4.3 Dílčí schémata a podsystemy.....	20
4.3 Celkové schéma systému.....	23
5 Regulace.....	24
5.1 Regulátor.....	24
5.2 Výsledky regulace.....	24
6 Simulink Response Optimization.....	27
6.1 Úvod do optimalizace.....	27
6.2 Popis toolboxu.....	28
6.3 Optimalizační algoritmy.....	29
6.4 Porovnání algoritmů na modelu.....	30
7 Závěr.....	37
8 Přílohy – seznam souborů.....	39
9 Seznam použité literatury a programového vybavení.....	40
9.1 Literatura.....	40
9.2 Programové vybavení.....	40

1 Úvod

Vozidlo představuje z pohledu kmitání velmi složitý dynamický systém s velkým počtem stupňů volnosti.

Automobily jsou při přejíždění nerovností vozovky často vystaveny otřesům a náhlým nárazům. Vlastnosti vozidel z pohledu kmitání můžeme posuzovat z několika měřítek. Jedním z nich je svislé zrychlení důležité především pro jízdní pohodlí, protože nejvíce ovlivňuje cestující a především pak i řidiče. Pro jízdní bezpečnost a namáhání vozovky je pak potřeba znát dynamickou sílu mezi kolem a vozovkou.



obr. 1 - Čtvrtinový model automobilu umístěný ve Vyzkumném centru Josefa Božka

1.1 Cíle tlumicích systémů

- **Jízdní pohodlí**

Cestující v dopravních prostředcích jsou vystavováni otřesům a vibracím, které pak mohou různě, především negativně, ovlivňovat organické funkce, popř. dokonce způsobovat zdravotní poškození. V důsledku tohoto nežádoucího působení může u řidiče docházet k únavě, která pak ovlivňuje jeho výkon a reakční schopnosti, což může vést až ke vzniku dopravní nehody. U kmitání automobilů je důležité především tzv. celkové kmitání, tzn. celkové vibrace, které se přenášejí ze sedadla, na

kterém pak exponovaná osoba sedí. Z největší části jsou tyto vibrace způsobeny právě nerovnostmi vozovky.

Při působení vibrací dochází k vynucenému kmitání některých částí lidského organismu nebo dokonce celého těla. Záleží přitom především na způsobu přenosu na lidský organismus a na některých vlastnostech vibrací (zejména intenzitě a frekvenci). Pokud se však budící frekvence blíží vlastní frekvenci některých důležitých orgánů nebo částí lidského organismu, či celého těla, může dojít k velmi závažným rezonančním jevům.

U kmitání vozidel můžeme považovat za rozhodující svislé kmity. Pro tento směr kmitání leží vlastní frekvence lidského organismu mezi 4 – 6Hz.

V tomto frekvenčním pásmu dochází nejen k rezonančnímu kmitání horní části trupu, ale také k rezonanci obratlů a žaludku. Pro vodorovný směr celkových vibrací se vyskytují rezonanční frekvence kolem 1 - 3Hz. Člověk snáší vodorovné kmitání (tj. kolmé k páteři) hůře, než kmity ve směru páteře. Pro řidiče a cestující jsou proto z tohoto hlediska výhodné táhlé, měkké a tlumené výkyvy karoserie, ale se vzrůstající tendencí měkkosti pak naopak klesá dobrá ovladatelnost vozidla, která je důležitá pro bezpečnou jízdu. Vlastním pružinám v tomto ohledu pomáhá i pružnost samotných pneumatik.

- **Bezpečnost jízdy a namáhání vozovky**

Z hlediska ovladatelnosti (tudíž i bezpečnosti) vozidla a namáhání vozovky je důležitá svislá síla mezi pneumatikou a vozovkou. Při pohybu vozidla po vozovce s „náhodnými“ nerovnostmi je časový průběh svislého zatížení kola také náhodný. Určení dynamické síly je poměrně složité, neboť tato síla závisí jak na kmitavých vlastnostech vozidla, tak na rychlosti jízdy a také na nerovnostech vozovky. Z hlediska namáhání vozovky je také důležitá maximální hodnota zatížení kola. Pro jízdní bezpečnost je naproti tomu důležité zmenšení zatížení kola vzhledem k statickému zatížení, protože menší svislé síly zmenšují také přenositelné obvodové síly (důležité pro brždění) a boční síly (důležité pro říditelnost). V extrémním případě může celé kolo odskočit od vozovky, čímž svislé zatížení kola je nulové, a dojde-li k tomuto jevu u přední nápravy, je vozidlo v daný okamžik samozřejmě neřiditelné.



obr. 2 – Ideálně odpružená karoserie – tzv. sky-hook

Teoreticky ideální odpružení vozidla vychází z požadavku udržovat karosérii vozidla v konstantní úrovni, bez ohledu na nerovnosti vozovky, po které automobil jede. Můžeme si to představit, jako by bylo vozidlo zavěšeno na imaginární koleji na nebi (odtud pochází název Sky-hook, tzn. „nebeský hák“ – obr.2).

Tlumič má za úkol tedy neustále přitlačovat kolo k vozovce, neboť po jeho odskočení a dopadu by kromě trvalého poškození povrchu vozovky mohlo dojít ke smyku nebo alespoň k nadměrnému opotřebení pneumatiky, především u hnacího kola. Z fyzikálního hlediska se vše komplikuje navíc značně variabilním zatížením vozidla, takže přiblížit se k ideálním vlastnostem konvenční cestou (tj. pasivním tlumením) je značně problematické.

1.2 Rozdělení tlumicích systémů

Systémy můžeme rozdělit do více kategorií. Obsahují pasivní (většinou nelineární) tlumicí členy, nebo pasivní řízené tlumiče anebo akční členy, které jsou zdrojem proměnné síly. Každá z těchto tří kategorií má své výhody, ale i nedostatky.

- **Pasivní tlumení**

Přestože má tradiční systém pasivního pérování mnoho výhod (jednoduchá konstrukce, dlouhá životnost, bezúdržbovost, poměrně i dobrá robustnost vůči změnám parametrů vozidla i terénu, absence vlastního zdroje energie...), vykazuje některé nedostatky. Jeho parametry musí být kompromisem protiřečících si požadavků na komfort, bezpečnost jízdy a ovladatelnost vozidla. Dále musí být schopno vypořádat se s rozsáhlými změnami provozních podmínek, vyvolané dynamické síly pasivního tlumiče nejsou aktuálně optimalizovány a na vnější poruchy reaguje systém teprve poté, až tyto poruchy do systému vstoupí.

- **Poloaktivní tlumení**

V poloaktivním systému pérování se využívají řízené tlumiče. Můžeme, a to i za jízdy, měnit jejich parametry a volit tak mezi komfortem a jízdními vlastnostmi vozidla.

- **Aktivní tlumení**

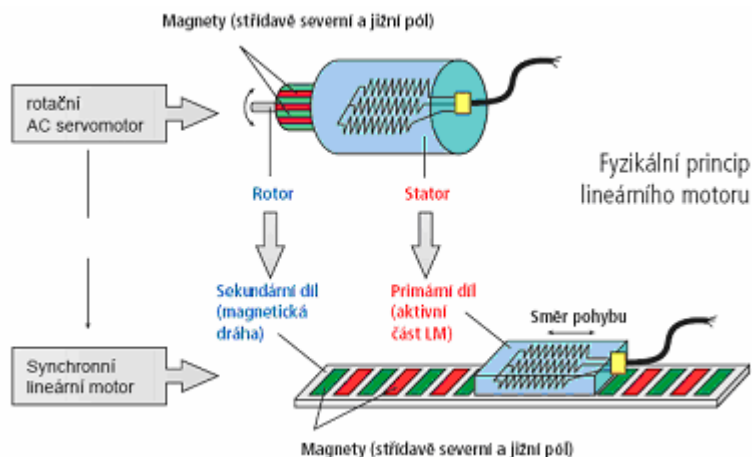
Aktivní systém pérování je realizován řízeným akčním členem – „zdrojem proměnné síly“, umístěným mezi odpérovanou a neodpérovanou částí vozu. Aktivní tlumení umožňuje eliminovat nedostatky pasivního tlumení (resp. poloaktivního tlumení). Samotná realizace však potřebuje vlastní zdroj energie. Navíc jsou kladeny vysoké nároky na servomechanismy těchto akčních členů, především pak na jejich rychlost, sílu a přesnost, protože musí v dostatečně krátké době „zvednout čtvrtinu automobilu“. Stěžejním požadavkem, kladeným na systém aktivního pérování automobilů, je zajištění uspokojivé izolace před vibracemi při současném zachování dobrých ovládacích, akceleračních a brzdných vlastností vozu, vystaveného náhodnému rušení od povrchu vozovky a změn zatížení.

2 Lineární motor

2.1 Popis lineárního motoru

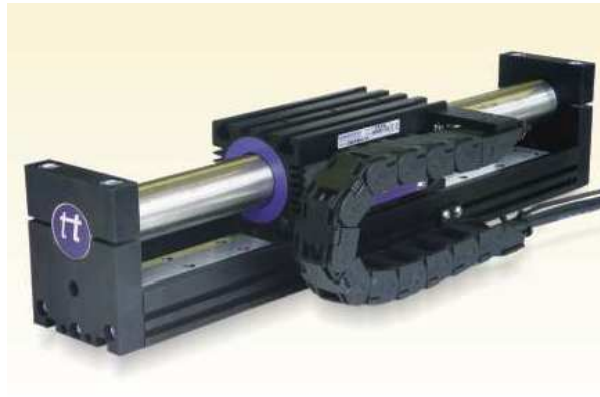
Lineární motor pracuje na indukčním principu. Můžeme si ho představit jako rotační motor rozvinutý do roviny, který pak umožňuje přímočarý pohyb bez zprostředkujícího převodu (fyzikální princip na obr. 3).

Státorem je u lineárních motorů obvykle označován primární díl a rotorem sekundární díl. Primární část je tvořena stejně jako u klasických strojů feromagnetickým svazkem složeným z elektrotechnických plechů a trojfázového vinutí uloženého v jeho drážkách. Proti primárnímu dílu je konstrukčně uspořádána sekundární část tvořená permanentními magnety, které jsou nalepené na ocelové podložce. Pokud přivedeme do primární části (jezdec) řídicí proud, vznikne magnetické pole mezi oběma částmi a dojde k pohybu jezdece. Úroveň proudu můžeme ovládat sílu.



obr. 3 – Rotační a lineární motor

Lineární motor je schopný přeměnit mechanickou práci na elektrickou energii a naopak. Pohyblivá část (též nazývaná primární díl) lineárního motoru tak provádí vůči statoru (sekundární díl) posuvný pohyb. V této práci byl použit jako akční člen motor TBX 3810 od firmy ThrustTube (obr.4).



obr. 4 - Použitý lineární motor ThrustTube TBX 3810 jako akční člen tlumiče

Kabely od cívek vinutí, od Hallových sond a polohového snímače jsou pohyblivým vedením spojeny se sekundární (nepohyblivou) částí. Motor lze také použít opačným způsobem, kdy je část s vinutím připevněna a pohybuje se tyč s permanentními magnety (je však nutné odmontovat kabelový přívod z části, která se nyní pohybuje).

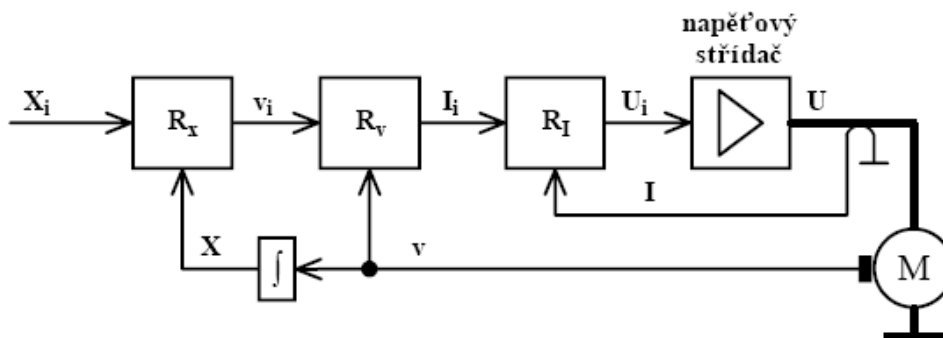
Motor je schopen vyvinout maximální sílu 2027N a kontinuální sílu 255N. Limitujícím faktorem maximální síly je ohřev vinutí. Pro kontinuální sílu je kritická teplota tyče s magnety. Vlivem přenosu tepla na permanentní magnety dochází k jejich ohřevu. Teplota nesmí přesáhnout 100°C. Při vyšších teplotách hrozí trvalá demagnetizace permanentních magnetů vlivem magnetického pole primárního dílu. Motor je proto vybaven teplotním čidlem, jehož signál je vyhodnocen výkonovým zesilovačem, který možnému poškození zabrání.

Vlivem konstrukce motoru působí i při nulovém proudu vinutím na primární díl síla (sleeve cogging force), jejíž hodnota se dle výrobce pohybuje od -5,6N do +5,6N. Aktuální hodnota je závislá na poloze (jedná se tedy o systematickou rušivou sílu, jejíž vliv je možné odstranit).

2.2 Řízení lineárního motoru

Téměř vždy se pro řízení těchto motorů používají číslicové regulátory s kaskádovým uspořádáním tří zpětných vazeb, vnitřní proudové, střední rychlostní a vnější polohové. Vyjíměčně je mezi proudovou a rychlostní vazbu vměstnána ještě vazba akcelerační, přičemž příslušné snímače veličin nemají jednotný výstup. Poloha je vždy vyjádřena diskrétně (nejčastěji na fotoelektrickém inkrementálním principu), rychlost (případně zrychlení) dříve analogově, nyní též diskrétně nepřímým odvozením pomocí derivace polohy. Použitelný diskrétní snímač proudu doposud není znám (pokusy

využívající počítání elektronů jsou v počátcích), takže se používají analogové snímače (Hallové sondy) většinou s 16-bitovým A/D převodníkem.



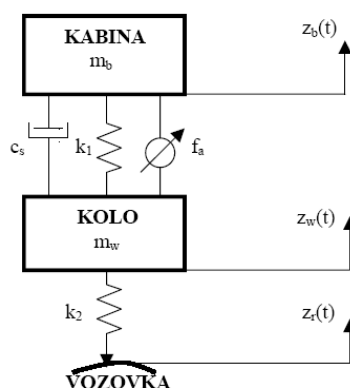
obr. 5 – Řízení lineárního motoru

3 Popis soustavy

3.1 Čtvrtinový model automobilu

Nejčastěji užívanými modely, určenými k posuzování svislé dynamiky vozidla, jsou čtvrtinové modely, tzv. „one-quarter-car models“. Tyto modely jsou chápány jako rovinné (planární). Jejich jednotlivé prvky představují pružící a tlumící vlastnosti prvků systému pérování a hmotnosti odpérováných a neodpérováných hmot připadajících na zmíněnou část systému pérování (čtvrtina vozu). Připomeňme, že nerovnoměrná radiální tuhost pneumatiky je nahrazena fiktivní rovnoměrnou tuhostí k_2 .

V bakalářské práci vytvářím takovýto model automobilu, pro který navrhnu regulátor PID.



obr. 6 - Čtvrtinový model automobilu

3.2 Diferenciální rovnice

Pohybové rovnice systému:

$$\begin{aligned}m_b \ddot{z}_b &= f_a - k_1(z_b - z_w) - c_s(\dot{z}_b - \dot{z}_w) \\m_w \ddot{z}_w &= -f_a + k_1(z_b - z_w) - k_2(z_w - z_r) + c_s(\dot{z}_b - \dot{z}_w)\end{aligned}\tag{1}$$

Význam jednotlivých symbolů je následující:

$z_r(t)$. . . poloha nerovností vozovky,

$z_w(t)$. . . poloha osy kola,

$z_b(t)$. . . poloha odpružené části automobilu,

f_a . . . síla vyvíjená zdrojem síly,

m_b . . . hmotnost odpružené části automobilu (250 [kg])

m_w . . . hmotnost kol a neodpružené části automobilu (35 [kg])

c_s . . . konstanta tlumení tlumiče (980 [Nsm⁻¹])

k_2 . . . konstanta tuhosti pneumatiky (160 [kNm⁻¹])

k_1 . . . konstanta tuhosti pružiny (16 [kNm⁻¹])

Všechny konstanty jsou uvedeny pro konkrétní čtvrtinový model celého automobilu.

3.3 Stavový popis

Při popisu systému si musíme uvědomit, jaké stavové veličiny nás budou zajímat. Vzhledem k tomu, že vstupem je nerovnost vozovky (její profil), budeme potřebovat za vstup z_r . Existuje několik variant stavových popisů tohoto systému. Vzhledem k tomu, že chceme sledovat hlavně polohu, rychlost a zrychlení kabiny, potřebujeme mít ve výstupu z_b, \dot{z}_b a \ddot{z}_b . Abychom tohoto dosáhli, zvolil jsem následující volbu, která se mi zdá nejlepší.

Stavové proměnné:

$$\begin{aligned}x_1 &= z_b \\x_2 &= z_w \\x_3 &= \dot{z}_b \\x_4 &= \dot{z}_w\end{aligned}\tag{2}$$

Vstupní proměnné:

$$\begin{aligned}u_1 &= z_r \\ u_2 &= f_a\end{aligned}\tag{3}$$

Stavový popis:

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= \dot{z}_b = x_3 \\ \dot{x}_2 &= \dot{z}_w = x_4 \\ \dot{x}_3 &= \ddot{z}_b = \frac{u_2}{m_b} - \frac{k_1}{m_b}(x_1 - x_2) - \frac{c_s}{m_b}(x_3 - x_4) \\ \dot{x}_4 &= \ddot{z}_w = -\frac{u_2}{m_w} + \frac{k_1}{m_w}(x_1 - x_2) - \frac{k_2}{m_w}(x_2 - u_1) + \frac{c_s}{m_w}(x_3 - x_4)\end{aligned}\tag{4}$$

Výstupy systému:

$$\begin{aligned}y_1 &= z_b = x_1 \\ y_2 &= z_w = x_2 \\ y_3 &= \dot{z}_b = x_3 \\ y_4 &= \dot{z}_w = x_4 \\ y_5 &= \ddot{z}_b = \frac{u_2}{m_b} - \frac{k_1}{m_b}(x_1 - x_2) - \frac{c_s}{m_b}(x_3 - x_4) \\ y_6 &= \ddot{z}_w = -\frac{u_2}{m_w} + \frac{k_1}{m_w}(x_1 - x_2) - \frac{k_2}{m_w}(x_2 - u_1) + \frac{c_s}{m_w}(x_3 - x_4) \\ y_7 &= (z_w - z_r)k_2 = (x_2 - u_1)k_2\end{aligned}\tag{5}$$

Stavový model pro lineární stacionární dynamický systém:

$$\begin{aligned}\dot{x}(t) &= A \cdot x(t) + B \cdot u(t) \\ y(t) &= C \cdot x(t) + D \cdot u(t)\end{aligned}\tag{6}$$

Matrice A:

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_1}{m_b} & \frac{k_1}{m_b} & \frac{-c_s}{m_b} & \frac{c_s}{m_b} \\ \frac{k_1}{m_w} & \frac{(-k_1 - k_2)}{m_w} & \frac{c_s}{m_w} & \frac{-c_s}{m_w} \end{pmatrix} \quad (7)$$

Matrice B:

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_b} \\ \frac{k_2}{m_w} & -\frac{1}{m_w} \end{pmatrix} \quad (8)$$

Matrice C:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_1}{m_b} & \frac{k_1}{m_b} & \frac{-c_s}{m_b} & \frac{c_s}{m_b} \\ \frac{k_1}{m_w} & \frac{(-k_1 - k_2)}{m_w} & \frac{c_s}{m_w} & \frac{-c_s}{m_w} \\ 0 & k_2 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (9)$$

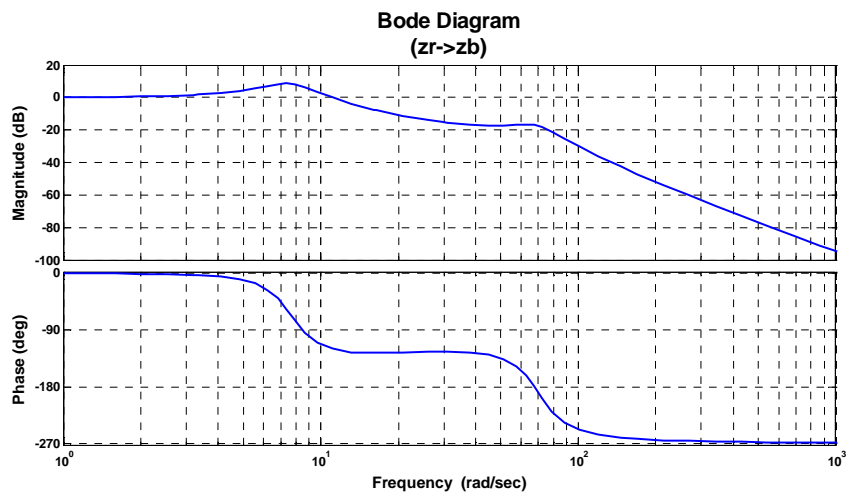
Matrice D:

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_b} \\ \frac{k_2}{m_w} & -\frac{1}{m_w} \\ -k_2 & 0 \end{pmatrix} \cdot \quad (10)$$

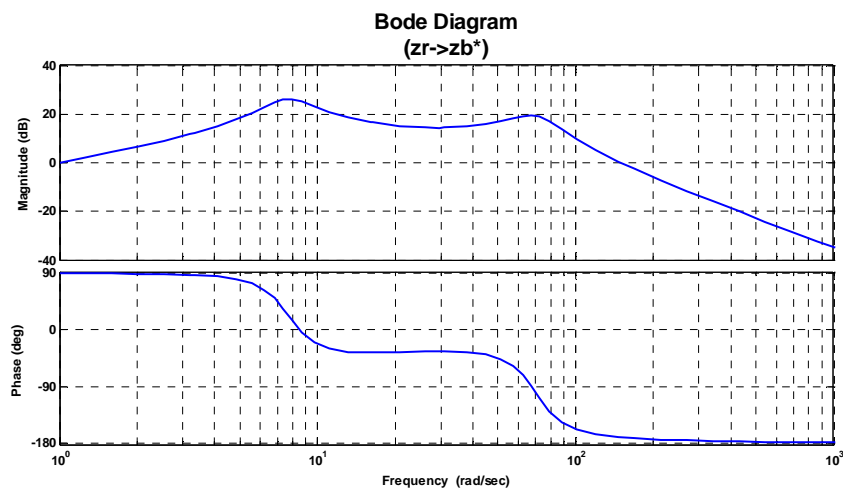
3.4 Chování systému

Chování systému závisí na tom, co bude pro nás žádaná hodnota a na kterou budeme systém řídit. Pokud bychom chtěli, aby se kabina v ideálním případě ani nehnila a snažili bychom se o tzv. sky-hook efekt (obr. 2), pak bychom jako žádanou hodnotu měli $z_b=0$. Toto řízení se však dá použít pouze pro případ, že vozidlo jede stále po rovině, protože kdyby přišlo stoupání (nebo klesání) vozovky, kabina by měla stále snahu pokračovat ve svém směru, bez ohledu na stoupání (klesání). Jako vstup do systému používám tedy profil vozovky.

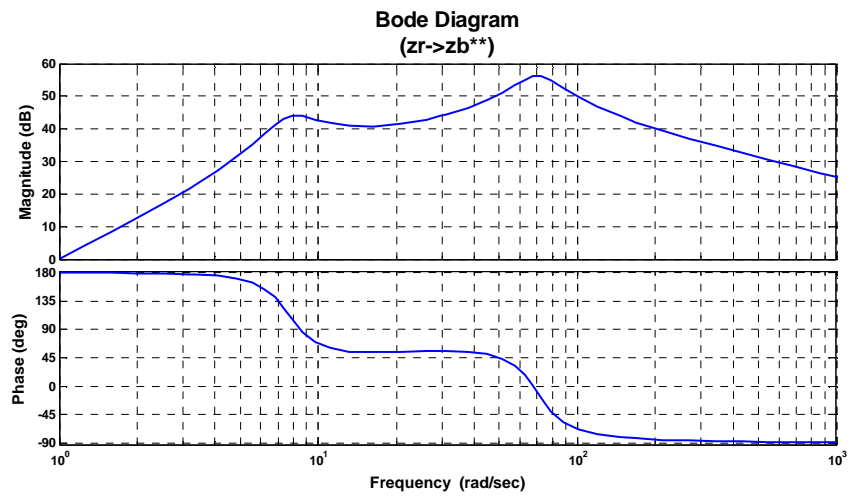
Pokud vyřadíme z činnosti sílu f_a , jedná se pak čistě jen o pasivní tlumení, které používám k srovnání s aktivním tlumením. Pasivní tlumení má následující charakteristiky:



obr. 7 - Frekvenční charakteristika pasivního tlumení ($z_r \rightarrow z_b$) (profil vozovky \rightarrow poloha kabiny)



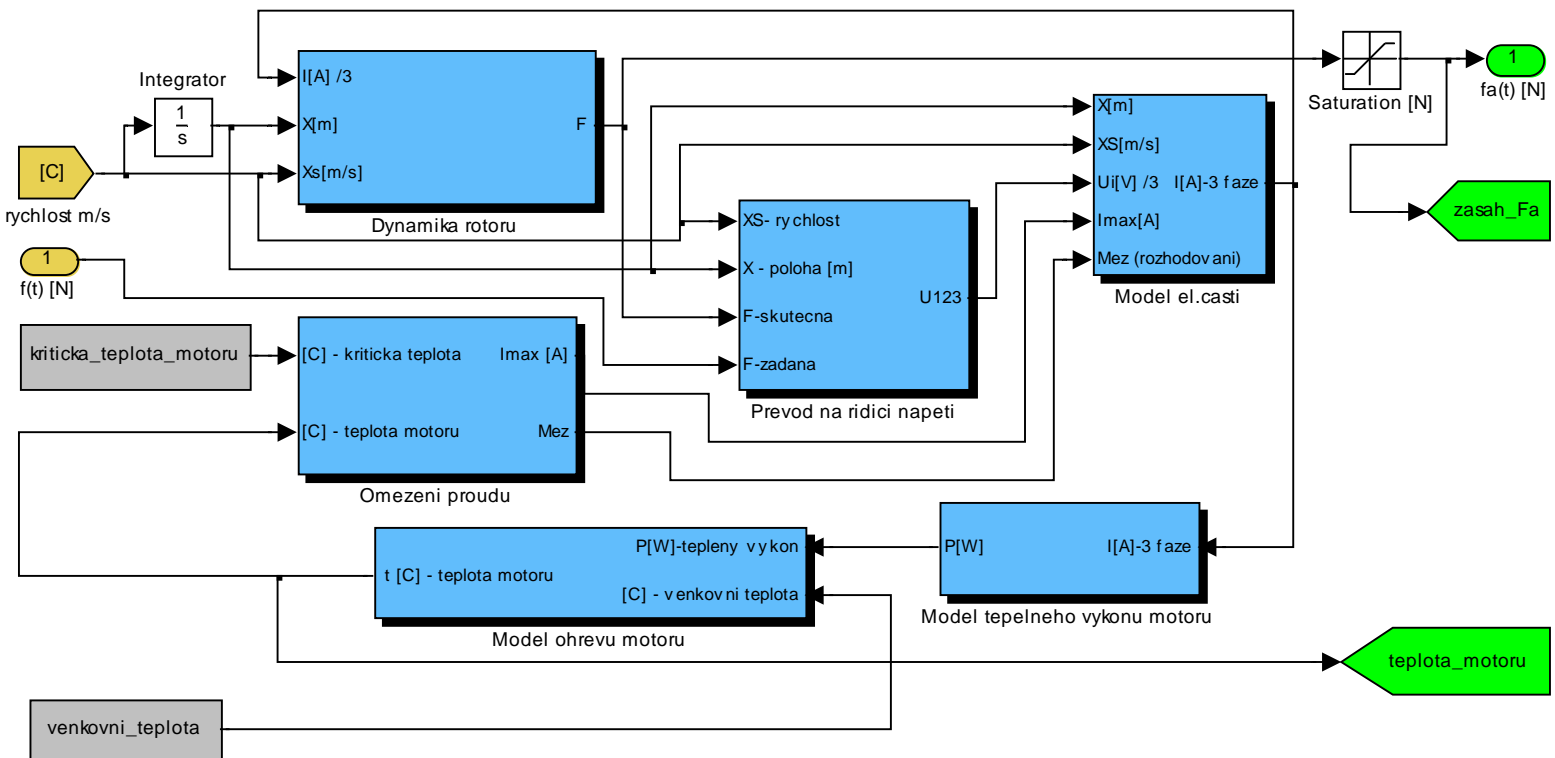
obr. 8 - Frekvenční charakteristika pasivního tlumení ($z_r \rightarrow z_b^*$) (profil vozovky \rightarrow rychlost kabiny)



obr. 9 - Frekvenční charakteristika pasivního tlumení ($z_r \rightarrow z_b^{**}$)
(profil vozovky \rightarrow zrychlení kabiny)

4 Simulinkový model

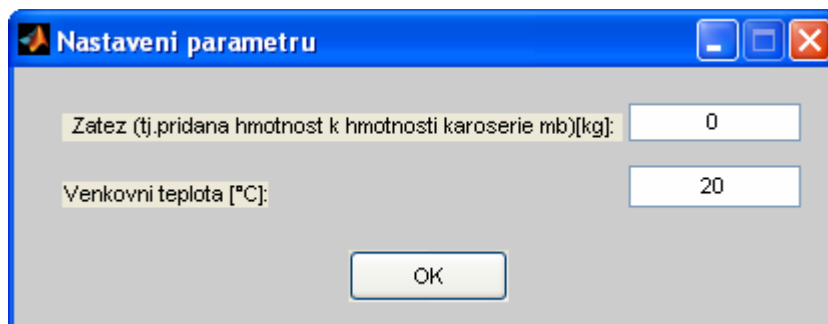
4.1 Model motoru



obr. 10 - Simulinkový zjednodušený model lineárneho motoru

4.2 Teplota motoru

V této práci jsem vycházel z modelu motoru, který byl vytvořen v [4]. Tento model jsem zčásti použil, upravil a doplnil o další elementy.



obr. 11 – Dialogové okno pro zadávání parametrů

Jak je napsáno výše, lineární motor může působit svou maximální silou jen po určitou dobu. Limitujícím faktorem je teplota vinutí. Teplota motoru nesmí přesáhnout 100°C. Při vyšších teplotách hrozí trvalá demagnetizace permanentních magnetů.

Proto jsem vytvořil i model ohřevu motoru, který hlídá teplotu motoru a zavčas sníží proud vinutím, aby nedošlo k přehřátí motoru.

Sleduji tedy aktuální tepelný výkon (obr. 13), ze kterého získávám integrováním celkovou tepelnou energii. Část tepelné energie se však vytratí do okolního vzduchu, čili tepelná energie (Joulovo teplo) motoru se rovná vztahu:

$$Q_{celkove} = Q_{motoru} + Q_{odevzdane_do_okoli} \quad (11)$$

$Q_{celkove}$... celkové teplo vyprodukované motorem od svého spuštění

$Q_{odevzdane_do_okoli}$... odevzdané teplo do okolí za dobu od spuštění motoru

Q_{motoru} ... zbytkové teplo ke $Q_{celkove}$

Stejné množství energie však u různých látek způsobí různé oteplení. Abychom tyto rozdíly vystihli, zavádí se veličina měrné neboli specifické teplo C , definované jako množství tepla dQ , kterým se teplota látky z teploty t zvýší na teplotu $t+dt$, dělené hmotou látky m a zvýšením teploty dt .

$$C = \frac{dQ_{motoru}}{dt} \cdot \frac{1}{m_{motoru}} \quad (12)$$

m_{motoru} ...hmot. všech částí motoru, které se přímo ohřívají vlivem proudu ve vinutí

Každá část motoru (tzn. materiál) se ohřívá jinak, tzn. každému materiálu stačí rozdílné množství tepla, aby se ohřál o 1°C.

Vzhledem k tomu, že výrobce přímo neuvádí tuto konstantu a ani nemám možnost ji zjistit experimentálně, zvolil jsem vhodnou konstantu, která však nemusí odpovídat skutečné hodnotě. Zvolil jsem ji podle výsledku simulace, aby alespoň z části odpovídala realitě a spíše sloužila k demonstraci toho, jak se motor na jednotlivých vozovkách zahřívá.

Vzhledem k tomu, že aktuální teplota motoru bude záviset jak na teplotě okolí, tak na vlastní derivaci, můžeme vztah vyjádřit následující diferenciální rovnicí.

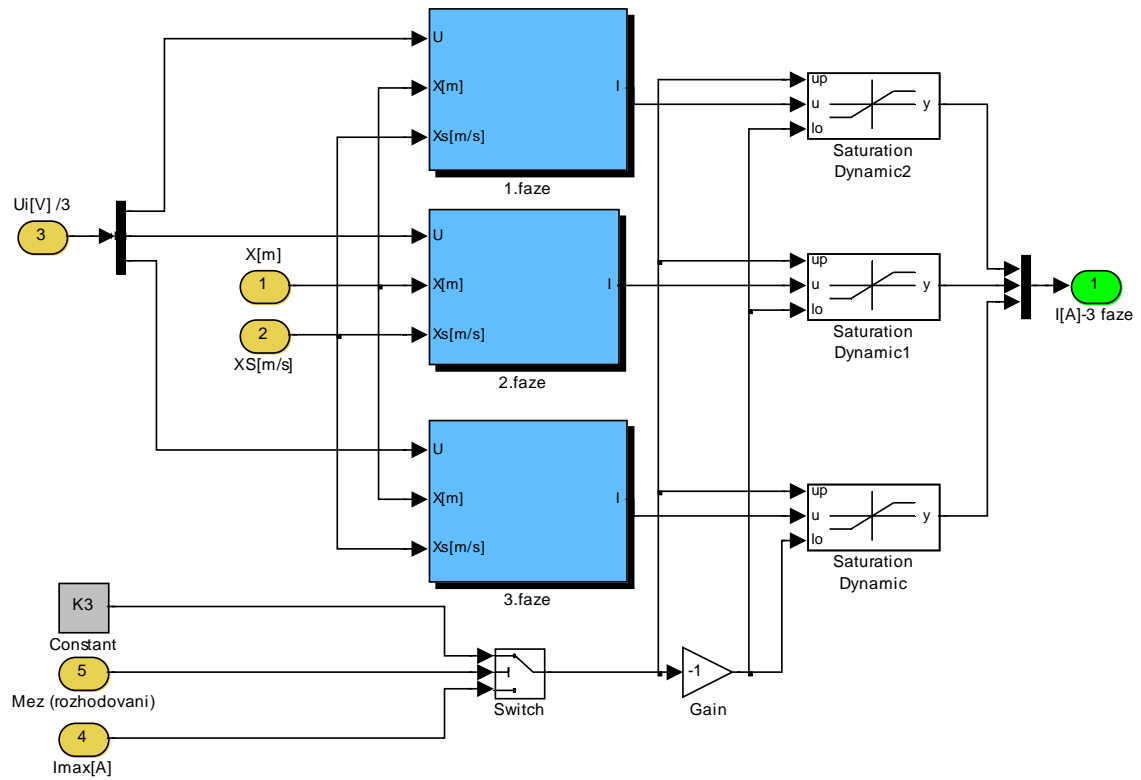
$$\dot{T} = \frac{1}{K} \cdot (T_0 - T) \quad (13)$$

T ...aktuální teplota motoru

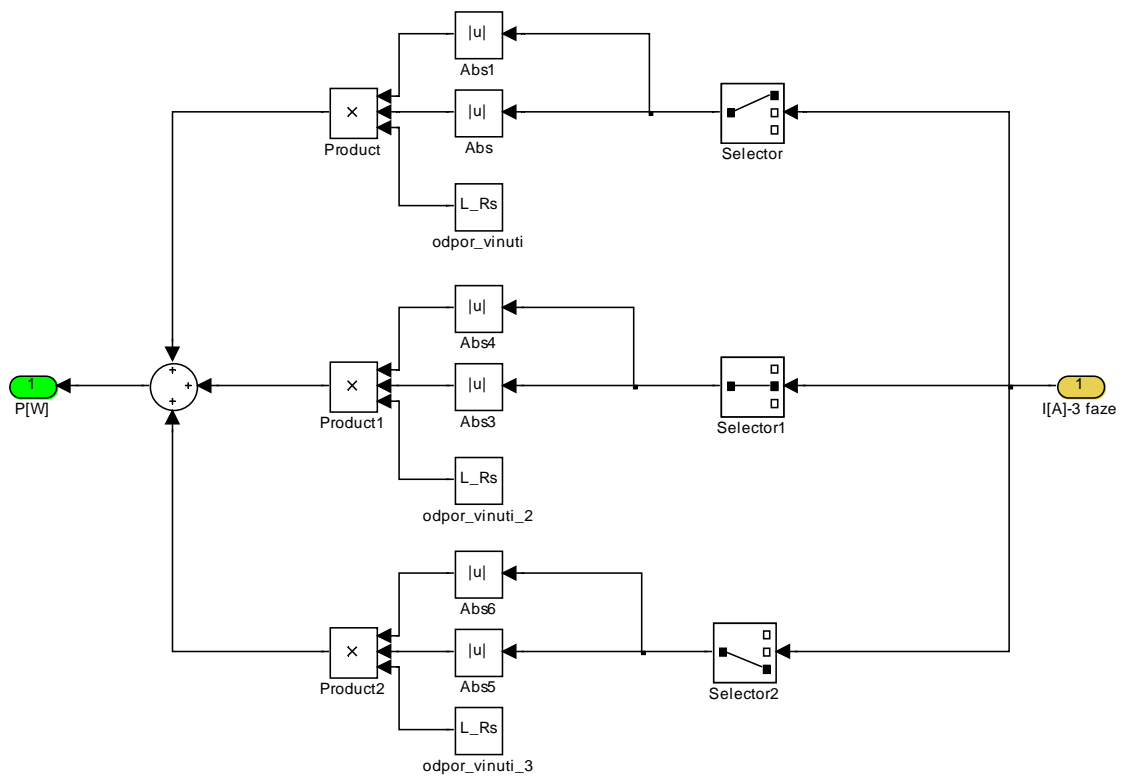
T_0 ...venkovná teplota

K ...konstanta určující rychlost výměny tepla

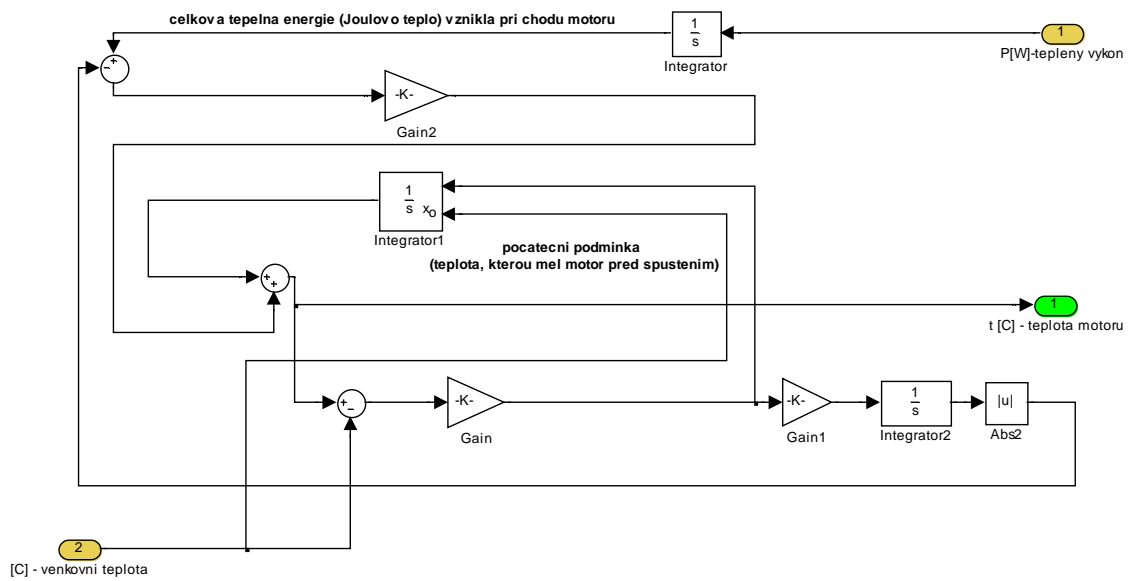
4.3 Dílčí schémata a podsystémy



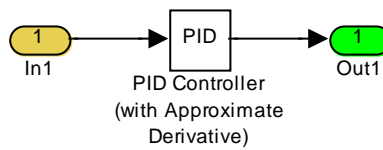
obr. 12 - Model elektrické části lineárního motoru



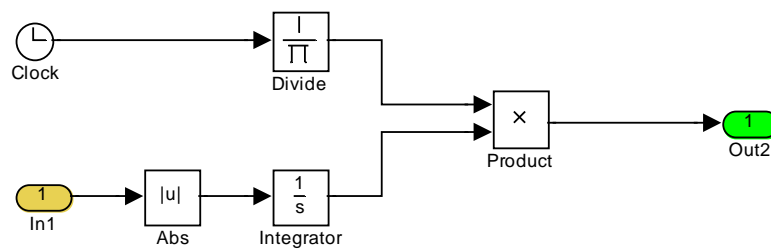
obr. 13 – Schéma pro tepelný výkon lineárního motoru



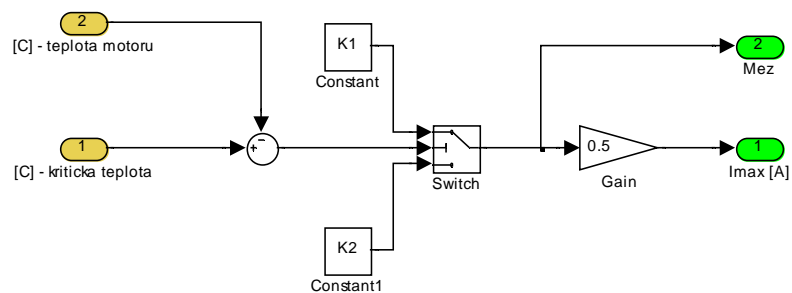
obr. 14 – Model ohřevu lineárního motoru



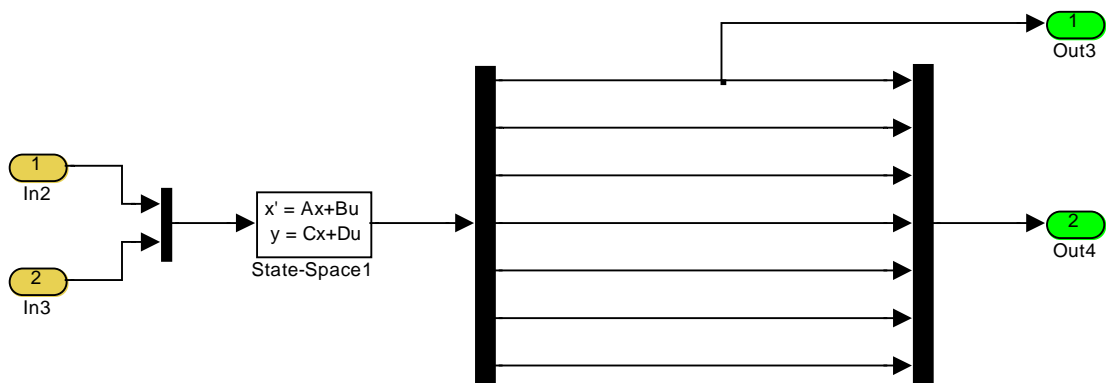
obr. 15 – Regulátor



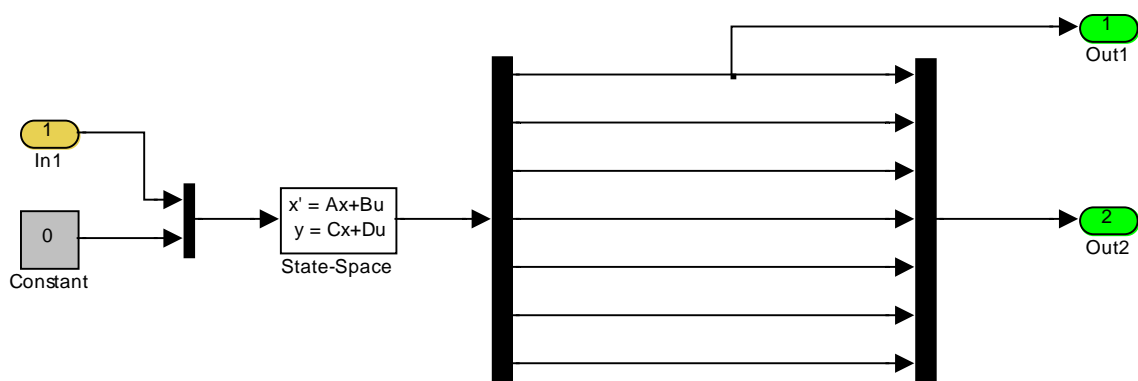
obr. 16 – Schéma střední hodnoty akčního zásahu



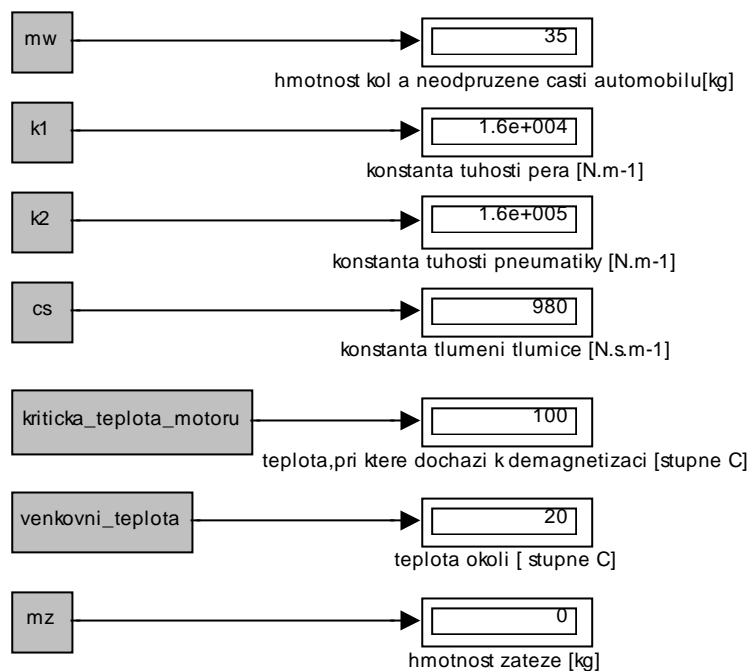
obr. 17 – Schéma omezení max. proudu



obr. 18 – Schéma systému aktivního tlumení

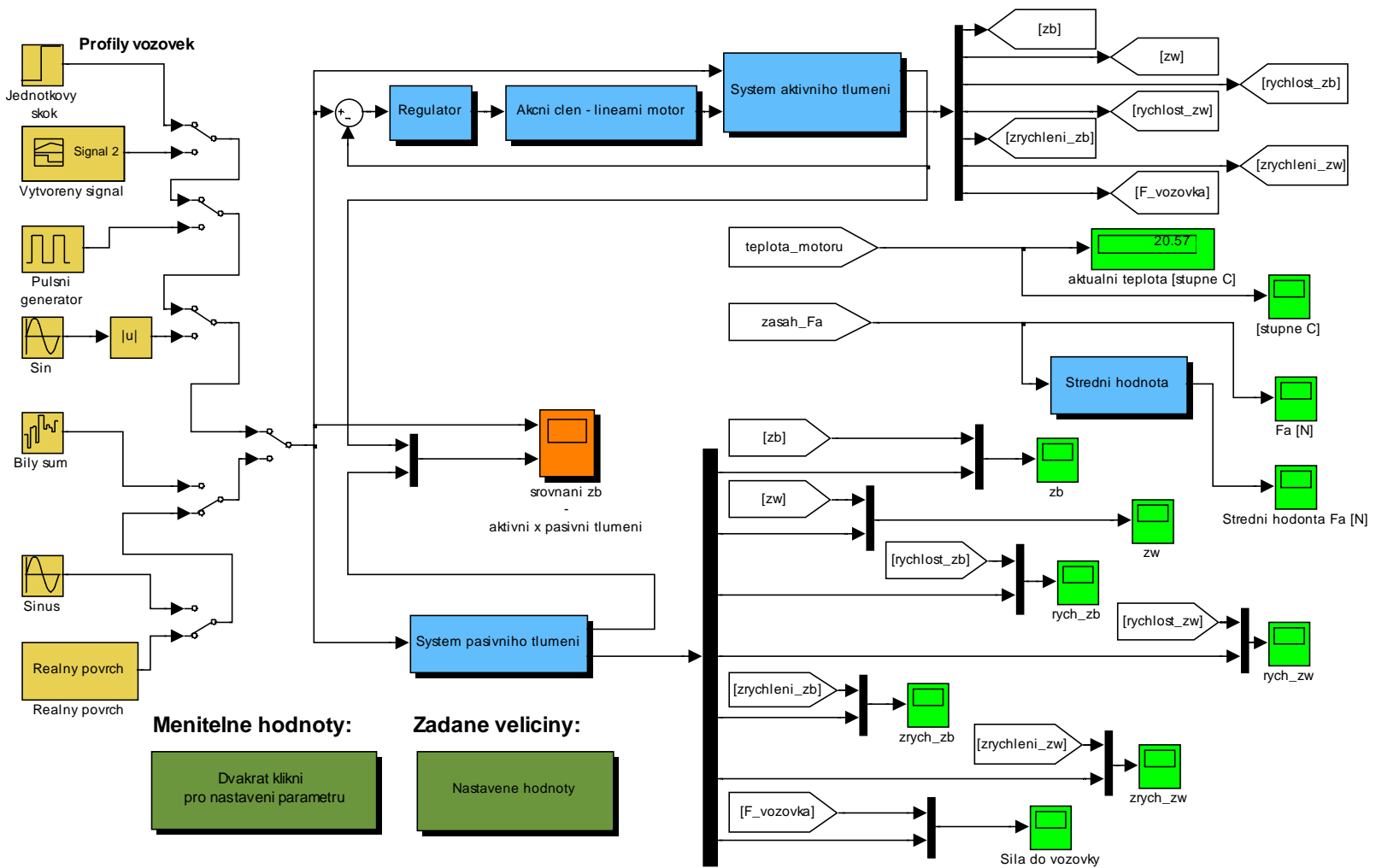


obr. 19 – Schéma systému pasivního tlumení



obr. 20 – Zobrazené nastavené hodnoty v podsystému „Nastavené hodnoty“

4.4 Celkové schéma systému



obr. 21 – Schéma pro srovnání aktivního a pasivního tlumení

5 Regulace

5.1 Regulátor

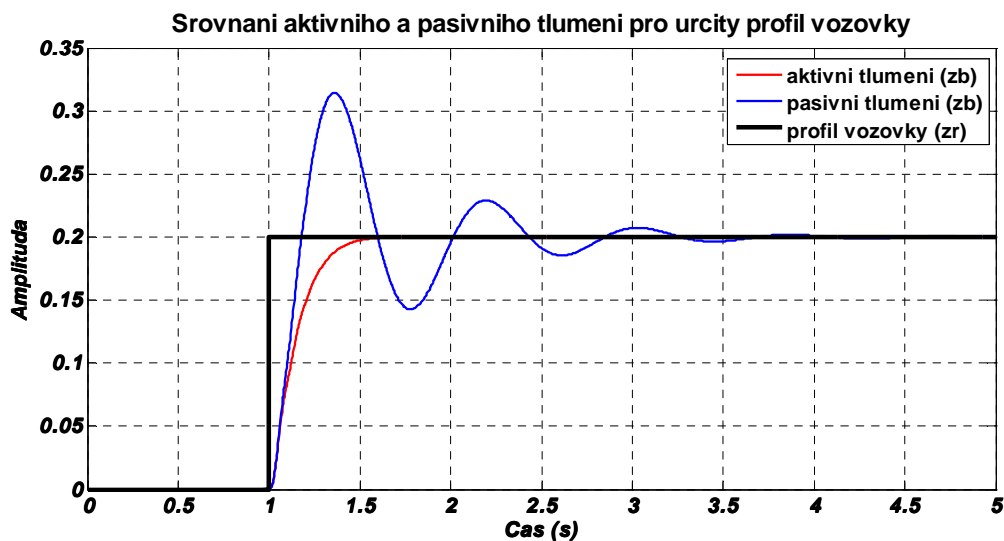
Pro získání konstant regulátoru jsem nemohl použít žádnou z metod pro lineární systémy, protože tento model je silně nelineární. Konstanty jsem získal experimentálně. Konstanty jsem vybral takové, při kterých vyšla nejlépe regulace pro jednotkový skok.

$$C(s) = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d \cdot \frac{s}{\frac{I}{N} \cdot s + 1} = 1000 + 3000 \cdot s \cdot \frac{s}{\frac{I}{300} \cdot s + 1}, \quad (14)$$

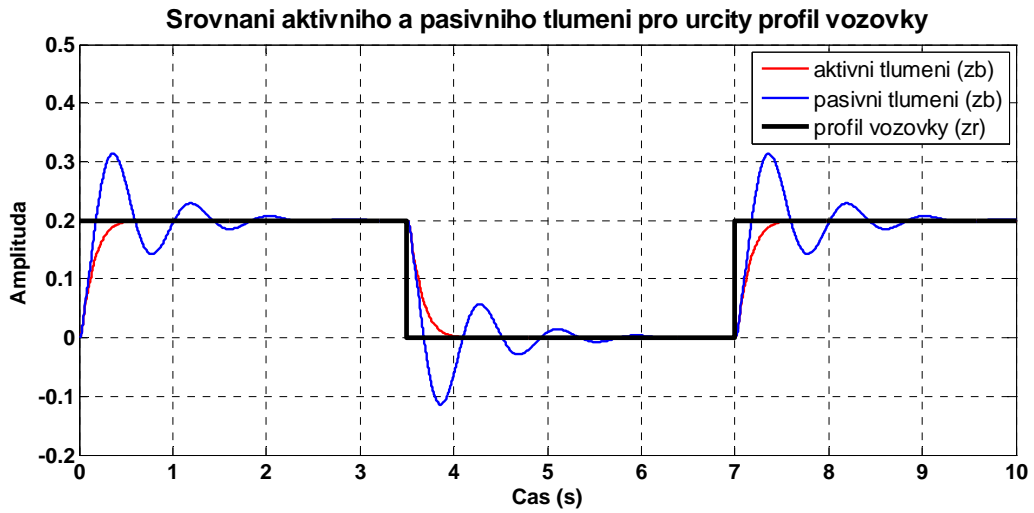
kde P je hodnota proporcionalního zesílení, I je integrační konstanta, D je konstanta derivační a N je násobitel určující filtraci v derivačním členu.

Jako nejvhodněji se jevil tedy regulátor PD.

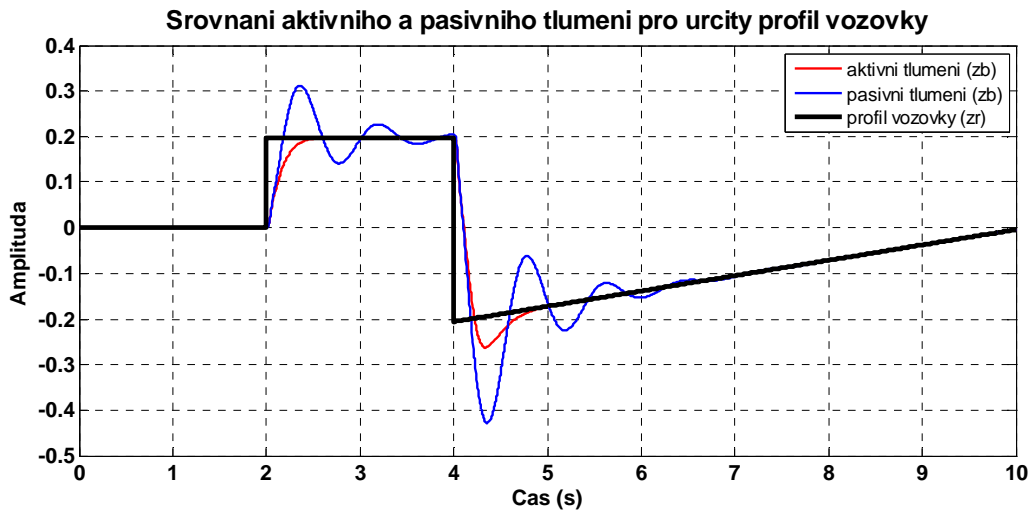
5.2 Výsledky regulace



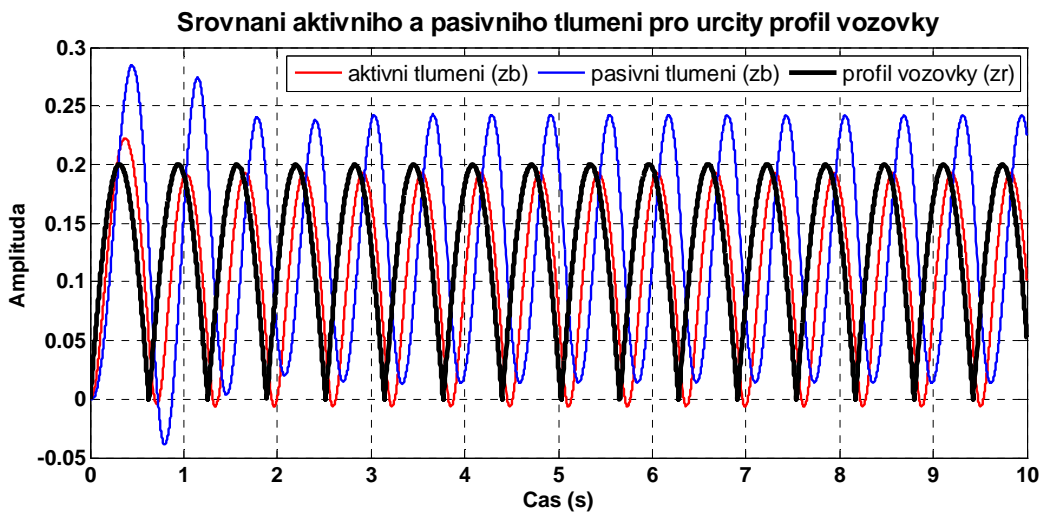
obr. 22 – Simulace aktivního a pasivního tlumení pro profil jednotkového skoku



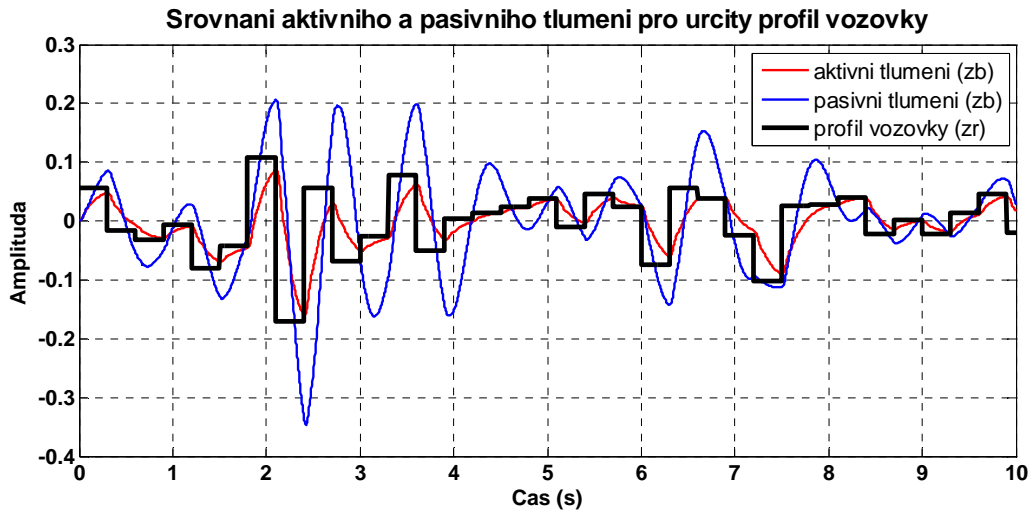
obr. 23 - Simulace aktivního a pasivního tlumení pro profil obdélníkového průběhu



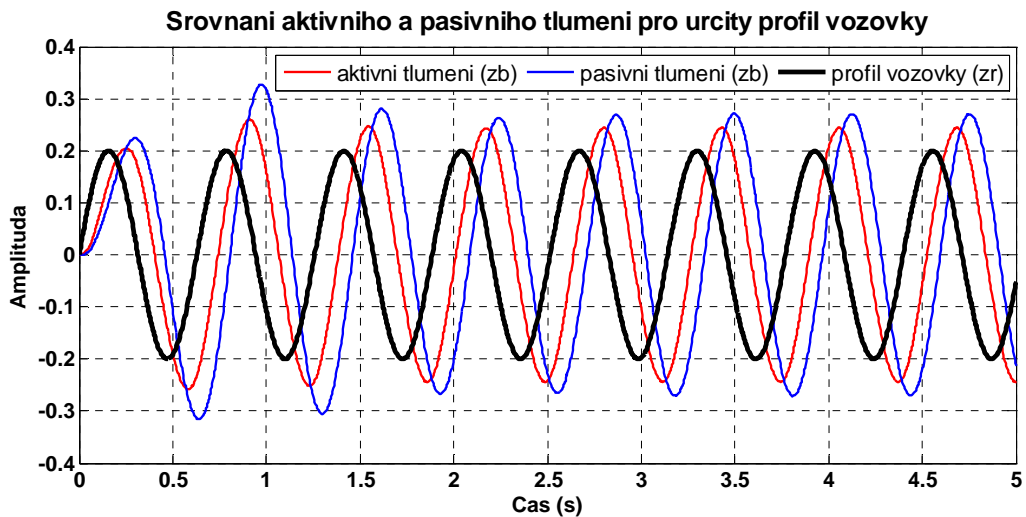
obr. 24 - Simulace aktivního a pasivního tlumení pro poruchu zobraz. průběhu



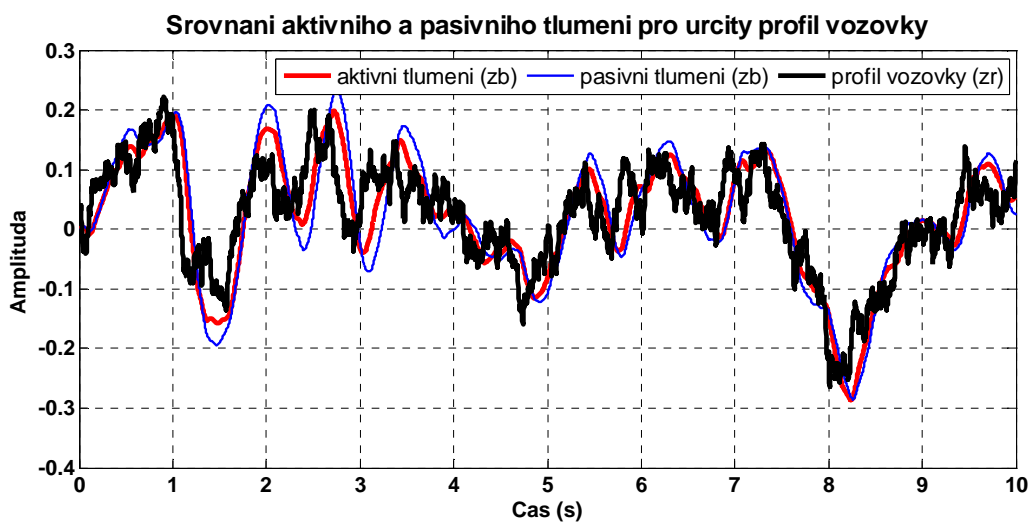
obr. 25 - Simulace aktiv. a pasiv. tlumení pro profil absolutní hodnoty sinus



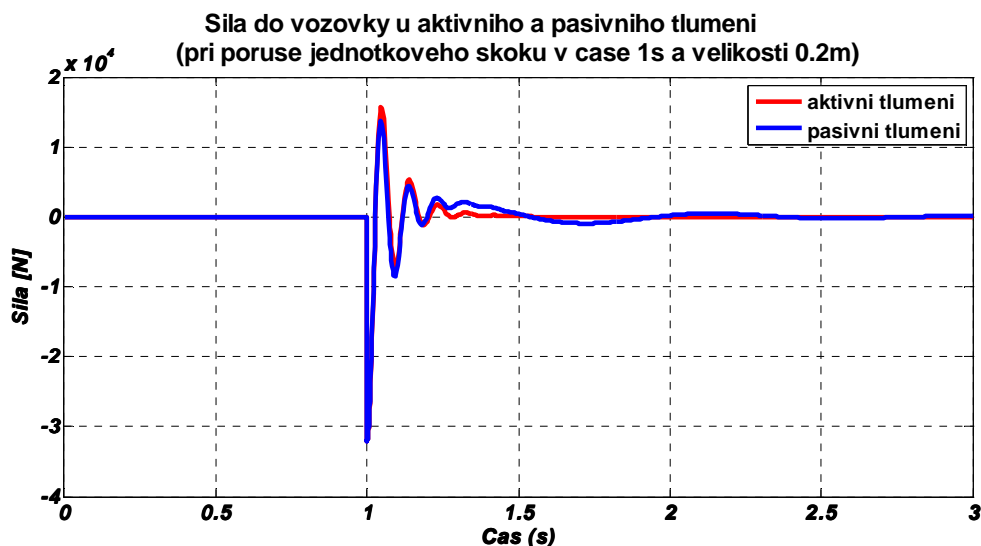
obr. 26 - Simulace aktivního a pasivního tlumení pro profil bílého šumu



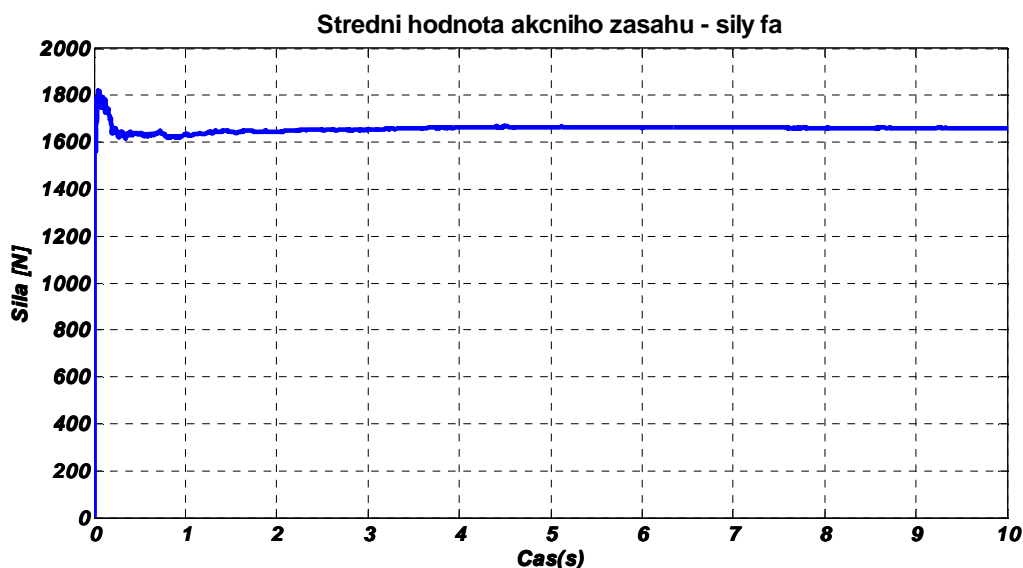
obr. 27 - Simulace aktivního a pasivního tlumení pro profil sinus



obr. 28 - Simulace aktivního a pasivního tlumení pro profil reálné vozovky



obr. 29 - Srovnání aktivního a pasivního tlumení a síly do vozovky při poruše jednotkového skoku v čase 1s a velikosti 20cm



obr. 30 – Simulace průběhu střední hodnoty akčního zásahu – síly f_a při reálném povrchu

6 Simulink Response Optimization

6.1 Úvod do optimalizace

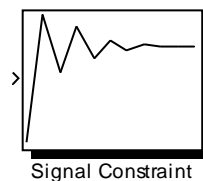
Optimalizační problémy se vyskytují v každém oboru lidské činnosti. Každodenně řešíme řadu problémů, jak něco provést co možná nejlepším způsobem. Problém optimalizace vzniká v situaci, kdy je nutno vybrat nějakou variantu řešení. Přirozeně se snažíme vybrat tu variantu řešení, která je pro nás v nějakém smyslu nejvýhodnější. Tímto vzniká optimalizační problém, který řešíme různými optimalizačními metodami.

Abychom mohli optimalizační problém matematicky formulovat, je třeba vytvořit matematický model situace – vytvořit systém. Dále potřebujeme mít možnost porovnat jednotlivé varianty řešení a vybrat tu naši nejlepší. Je přirozené, že porovnávat jednotlivé varianty řešení můžeme pouze při simulaci na modelu systému. Optimální řešení jsou ta možná řešení, pro která už neexistují řešení lepší. K nalezení právě nejlepšího řešení se nám snaží pomoci Simulink Response Optimization (dále jen SRO), který je součástí programového balíku Matlab – Simulink.

6.2 Popis toolboxu

SRO nahrazuje dřívější Nonlinear Control Design (NCD) Blockset. SRO umožňuje v grafickém rozhraní pomáhat nastavovat a ladit chování řídicích a fyzikálních systémů. S tímto produktem můžeme přímo nastavovat požadované odezvy signálů simulinkových modelů nebo nastavovat odezvy LTI systémů v režimu SISO Design (vyžadován je přitom Control System Toolbox).

Základem tohoto toolboxu je prakticky jediný (a hlavně nejdůležitější) blok Signal Constraint Block (obr. 31).



obr. 31 – Základní blok SRO – Signal Constraint block

- **SRO můžeme použít v mnoha aplikacích, např:**
 1. Obvyklé použití je pro navrhování a optimalizování řídicích systému při upravování chování regulátorů, jako jsou jejich póly, nuly a zesílení.
 2. Navrhování fyzikálních systémů úpravami parametrů v daném systému. Např. nastavením dimenzí fyzikálního systému (robotická paže...), úpravami vlastností materiálů jako je teplotní emisivita ...
 3. Přesné sledování referenčního nebo požadovaného signálu (potřeba použít jen jeden blok - Signal Constraint block).
 4. Optimalizování odezev systémů, které obsahují fyzikální omezení proměnných hodnot.

5. Minimalizování energie při minimalizování efektivních hodnot signálů.
6. Práce s nejistotami zadaných parametrů neúplného nebo nedokonale popsáno daného systému.

- **Popis operace – rychlý start**

1. Nejdříve vytvoříme (zde nelineární) simulinkový model systému (v našem případě model lineárního motoru a stavový popis systému) a regulátoru. Přidáme vstupní signály (zde nerovnosti vozovky), pro které budeme chtít získat požadované výstupy systému změnami konstant regulátoru.
2. Přesuneme blok Signal Constraint block ze SRO toolboxu do našeho modelu a připojíme ho k výstupu modelu, u kterého budeme žádat určitý tvar průběhu. Vzhledem k tomu, že požadujeme prioritně polohu kabiny z_b , připojíme ho k výstupu z_b .
3. Zadáme parametry, které chceme nalézt tak, aby se při zachování ostatních parametrů choval náš systém podle námi zadaných průběhů. Kolik Constraint bloků systém obsahuje, tolik průběhů můžeme požadovat. V našem případě budeme měnit konstanty regulátoru P, I a D pro získání námi zadaného průběhu polohy kabiny z_b a dále akčního zásahu f_a .
4. Po připojení Constraint block k danému výstupu nastavíme v tomto bloku požadovaný průběh (tedy Settling time, Rise Time, Overshoot..), algoritmus optimalizace, nejistoty parametrů... a spustíme simulaci.

6.3 Optimalizační algoritmy

SRO umožňuje spolu se spoustou dalších možných nastavení použít 3 základní optimalizační algoritmy pracující hlavně na základě numerických metod. Protože jejich správné vysvětlení silně převyšuje rozsah této práce, omezil jsem se pouze na velmi hrubé vysvětlení. SRO tedy umožňuje použít následující algoritmy:

1. **Gradient descent** – je používán z Optimization Toolboxu a optimalizuje odezvu signálu do požadovaných omezení. Jedná se v podstatě o metody hledání extrémů funkcí více proměnných, které podléhají různým omezením. Tyto

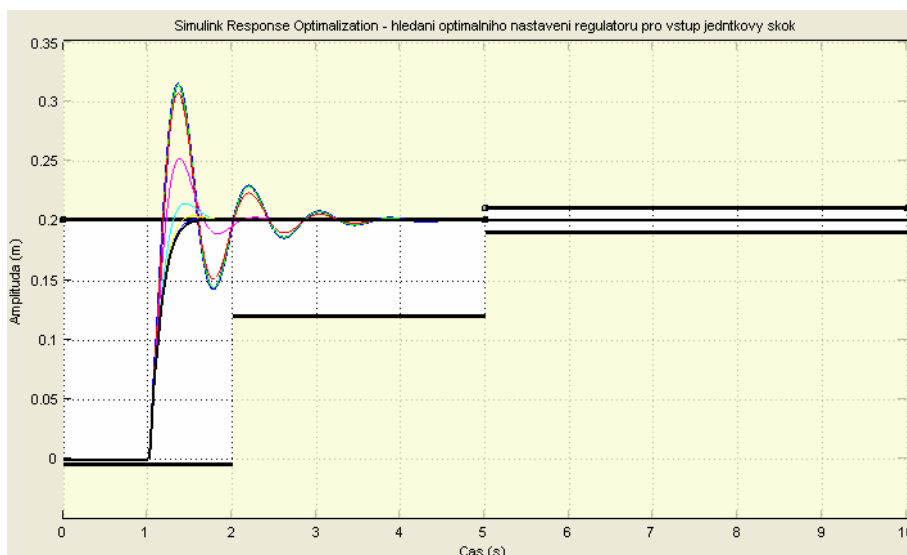
problémy se také označují jako statické optimalizace nebo úlohy matematického programování.

- 2. Pattern search** - je používán z Genetic Algorithm a Direct Search Toolboxu. Využívá pokročilých metod z genetických algoritmů (GA). GA se snaží (řečeno hodně zjednodušeně) napodobit biologickou evoluci při vytváření metod, které nejlépe řeší danou úlohu. Jedná se o tzv. metodu strojového učení, která používá evoluční algoritmy, které postupně zlepšují populaci vytvářených metod.

- 3. Simplex search** – je používán opět z Optimization Toolbox. Je to nejčastěji používaná metoda pro jednoduché problémy a občas je i rychlejší než Gradient descent pro modely, které obsahují nespojitosti. Systémy jsou popsány soustavou lineárních rovnic a nerovnic. Kritéria optimalizace těchto systémů jsou lineární. Proměnné v těchto systémech nabývají reálných hodnot, které leží v určitých mezích. Tyto problémy spadají do tzv. lineárního programování.

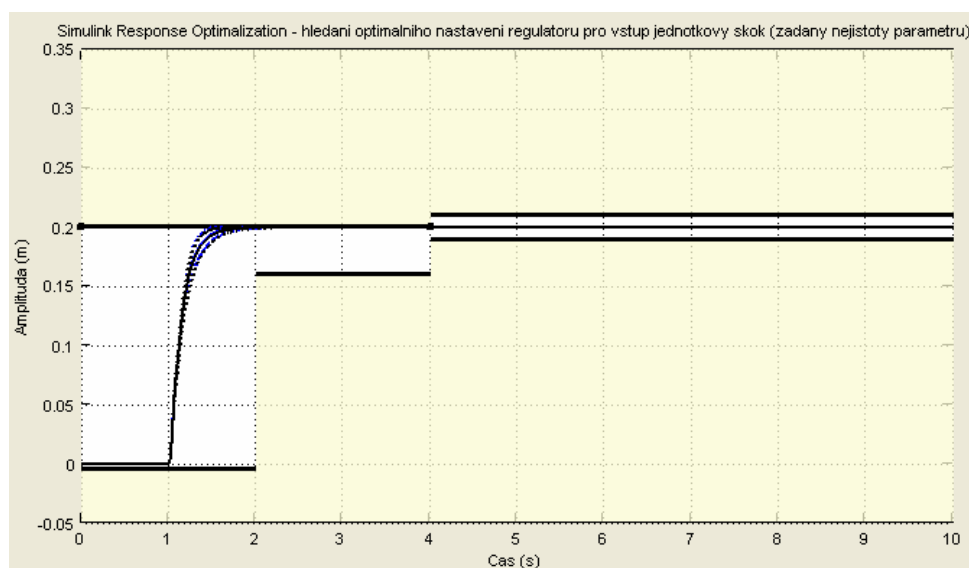
6.4 Porovnání algoritmů na modelu

Pro názornost nejdříve ukáži demonstraci tohoto toolboxu na uvedeném modelu pro vstup jednotkového skoku (obr. 39). SPO vyžaduje nastavit algoritmus a především proměnné, které se budou měnit, v našem případě to jsou konstanty P, I a D. Pro vyšší rychlost nalezení konstant se omezím u všech proměnných na interval 0-20000. V tomto rozsahu bude SPO hledat konstanty regulátoru P, I a D tak, aby se „vešly“ do mého požadovaného výsledného (omezeného úsečkami) průběhu. Výsledkem může být něco jako na obr. 32.

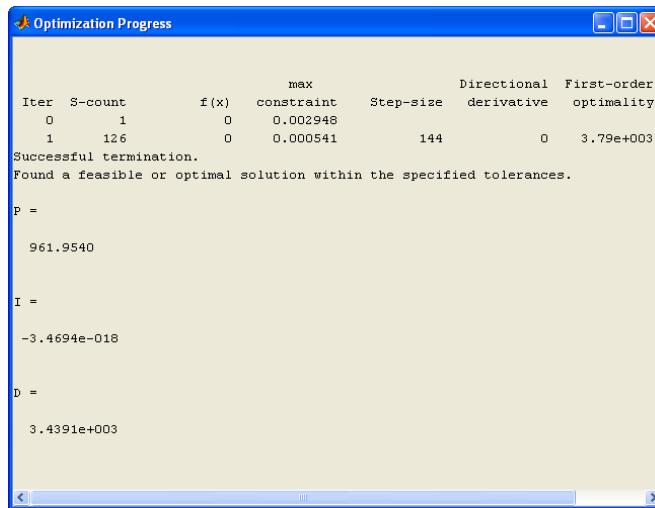


obr. 32 – Simulace jednotlivých pokusů SRO vejít se do požadovaného průběhu

Z obrázku je vidět, že SRO nejdříve „nastřeluje od boku“ a když zjistí, že se blíží do požadovaného výsledného průběhu, tak postupně zjemňuje změny proměnných. Po skončení simulace je pak výhodné se podívat, jaké hodnoty vyšly, snížit ještě interval pro P, I a D v nastavení a ještě více omezit požadovaný průběh do námi požadovaného. Následně spustit simulaci znovu. K tomu je pak výhodné i přidat např. nejistoty parametrů veličin, se kterými pracujeme. Pro názornost jsem zvolil rozumně nejistoty k_1 , k_2 a c_s . Výsledkem je obr. 33, kde právě rozmazané čáry jsou způsobeny nejistotami zadaných parametrů.

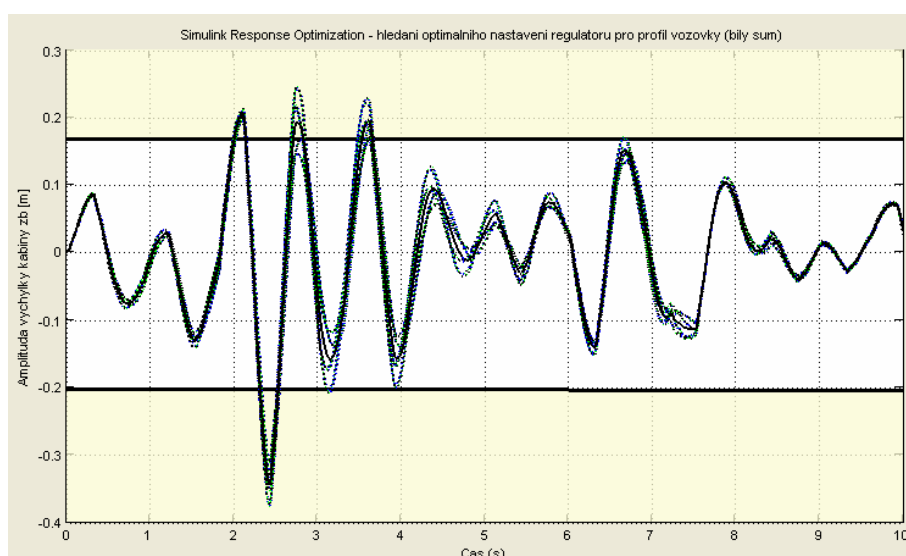


obr. 33 – Simulace průběhu polohy kabiny z_b pro vstup jednotkového skoku se zadanými nejistotami parametrů k_1 , k_2 , c_s

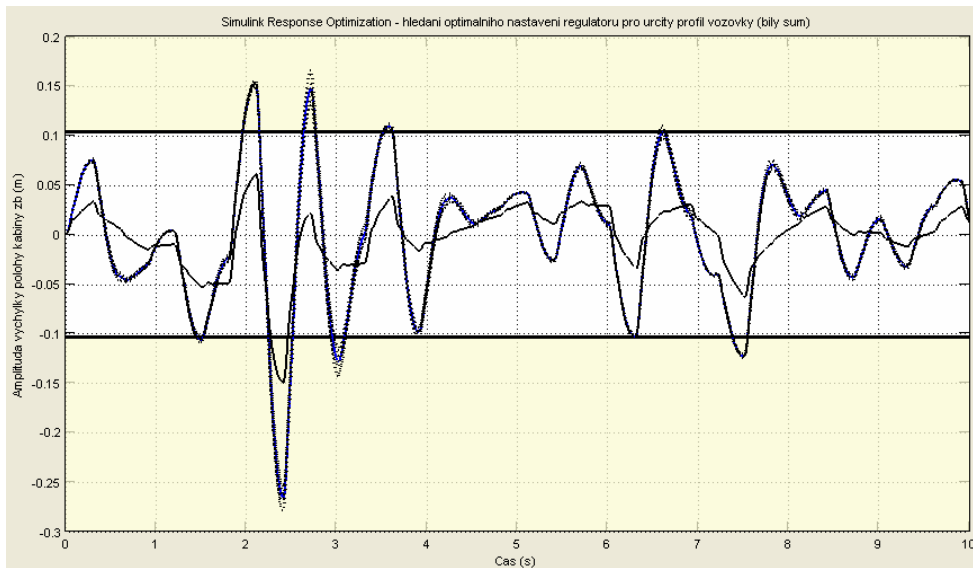


obr. 34 – Informační okno pro zobraz. nalezených hodnot konstant (P=962, I=0, D=3439)

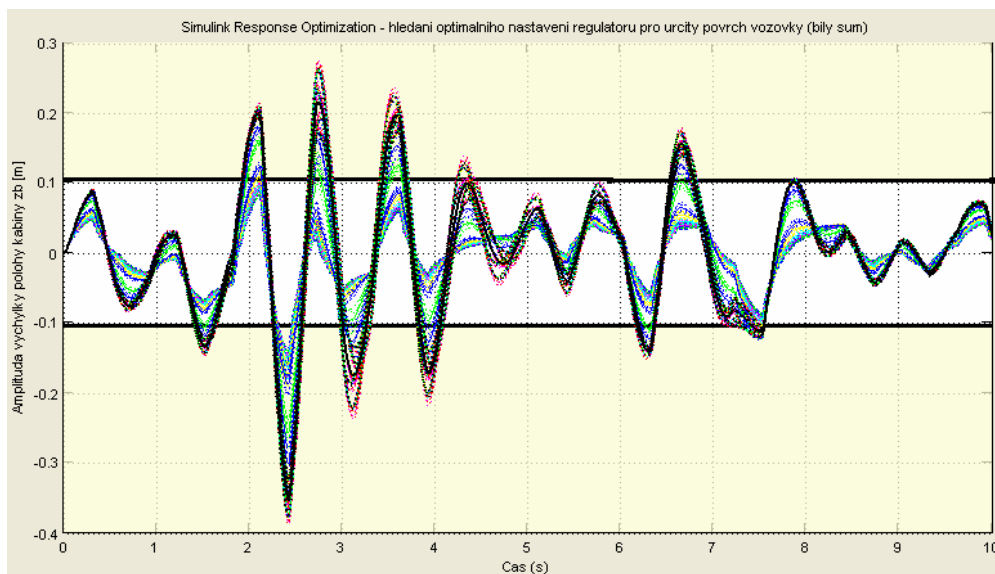
Pro jednotkový skok však není velký problém nastavit konstanty „ruční iterační metodou“. Tedy iterativně po dekadách dosazuji za jednotlivé parametry, všímám si jejich vlivu na chování soustavy a vyberu nejvhodnější hodnoty parametrů. Po několika experimentech vychází, že zde není důležitá integrační složka. Síla SRO však spočívá mimo jiné v tom, že najde konstanty P, I a D i pro několik zároveň platných požadavků. Např. pro reálnou vozovku bychom chtěli, aby se kabina pohybovala jak v rozezí např. od -0.1m do +0,1m, tak aby střední hodnota akčního zásahu motoru nepřesáhla 250N při zachování teploty motoru pod 100°C. Z důvodu zdlouhavé simulace jsem se omezil jen na polohu kabiny z_b a omezení akčního zásahu f_a . (obr. 40). Výsledky simulací jsou zobrazeny na obr. 35 až 37.



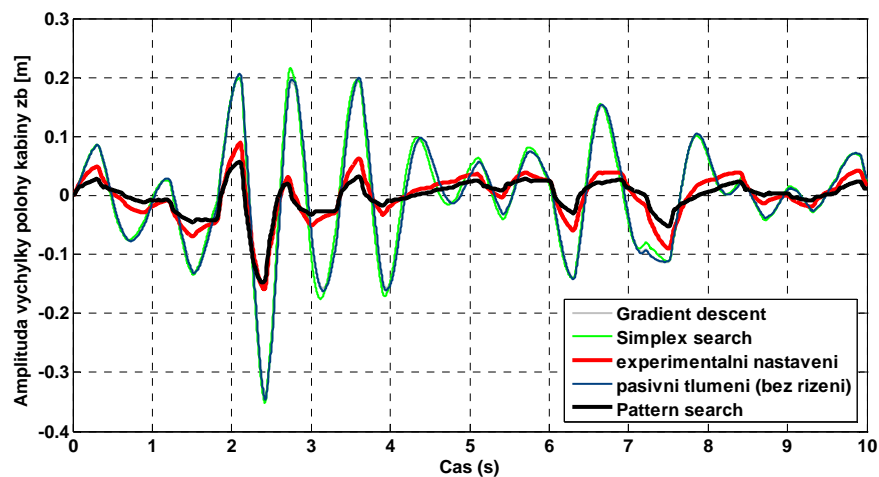
obr. 35 – Výsledek simulace po 30 iteracích algoritmem Gradient descent při standardním nastavení s nalezenými parametry (P=0.22, I=0.43, D=25)



obr. 36 – Výsledek simulace po 30 iteracích algoritmem Pattern search při standardním nastavení s nalezenými parametry ($P=530, I=954, D=8454$)

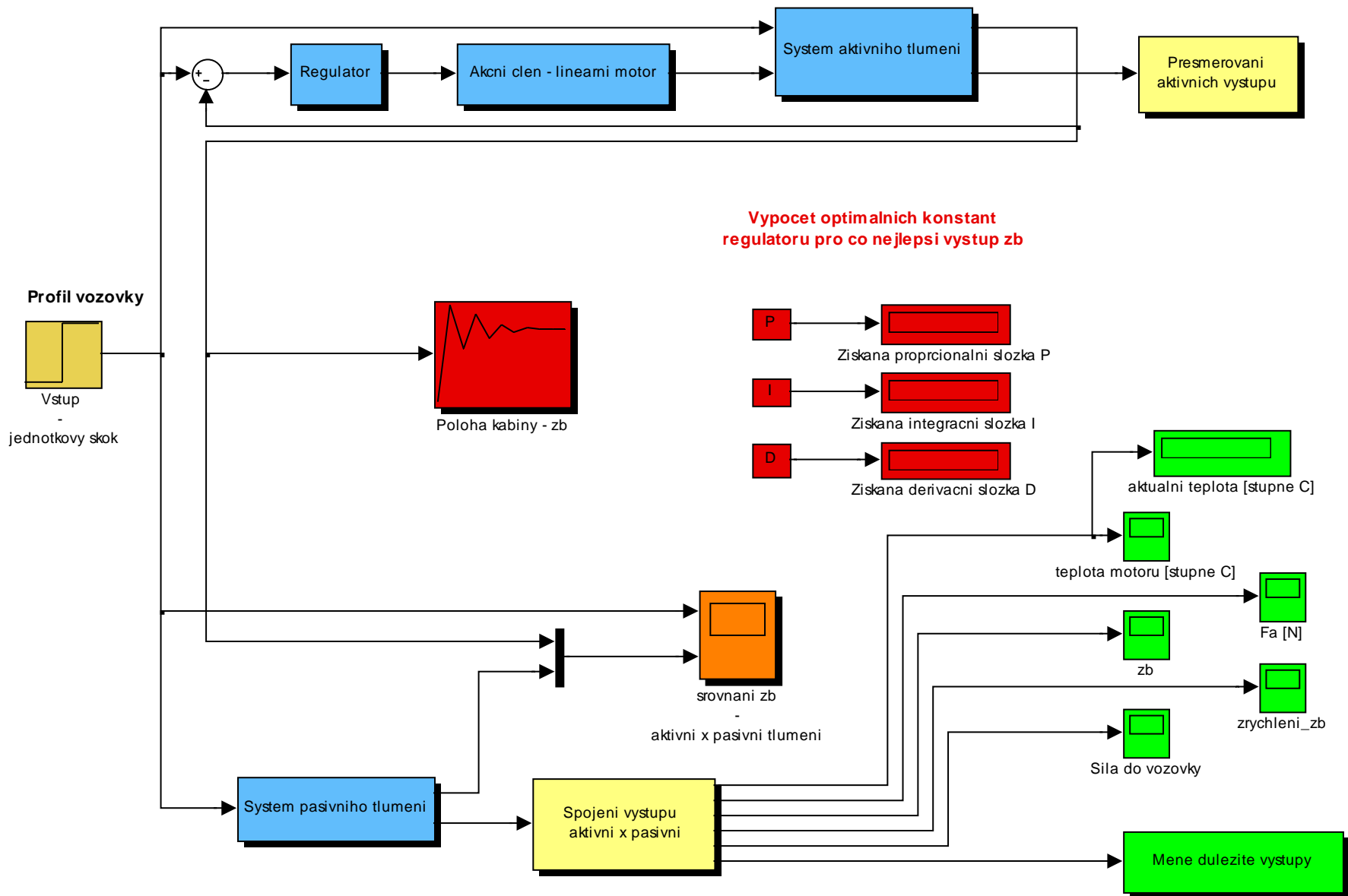


obr. 37 – Výsledek simulace po 30 iteracích algoritmem Simplex search při standardním nastavení s nalezenými parametry ($P=1321, I=0, D=66$)

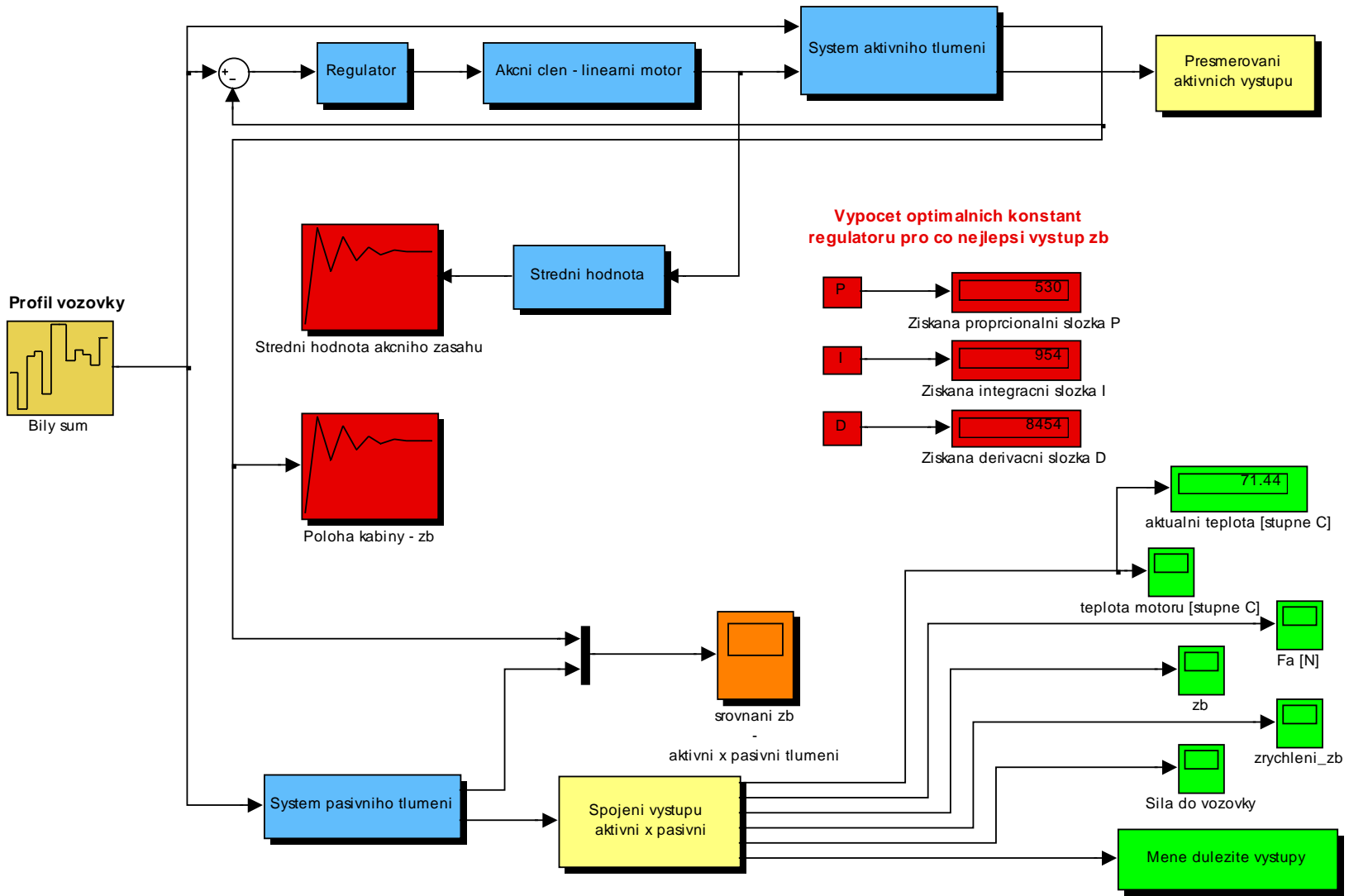


obr. 38 – Výsledné srovnání získaných všech průběhů představující výchylku kabiny z_b pro nerovnost vozovky profilu typu bílý šum, který je již vyobrazen v obr. 26 (tedy 3 průběhy algoritmů SRO, průběh pasivního tlumení a průběh získaný experimentální „ruční iterační metodou“ pro jednotkový skok a následně použit pro tento profil vozovky)

obr. 39 – Simulink Response Optimization a jeho demonstrace použití pro nastavení konstant regulátoru pro vstupní signál – jednotkový skok



obr. 40 – Simulink Response Optimization a jeho použití pro nalezení konstant regulátoru pro vozovku typu bílý šum



7 Závěr

Vlastnosti regulace hodně závisí na profilu vozovky. Pro určitý profil se dají poměrně dobře nastavit konstanty regulátoru, nicméně na jiném profilu vozovky už nemusí mít takto nastavený regulátor tak dobré vlastnosti regulace. Např. při nerovnosti vozovky ve tvaru jednotkového skoku lze téměř ideálně nastavit regulátor (obr. 22), ale při nerovnosti vozovky modelující reálný povrch takto nastavený regulátor už tak dobře nereguluje (obr. 28). Proto jsem zvolil jakýsi kompromis. Dále jsem si všiml, že na nastavení konstant regulátoru má vliv i hmotnost vozidla (respektive zátěže ve vozidle). Pokud se znatelně změní, pracuje stejně nastavený regulátor v některých situacích dokonce hůře než pasivní tlumení. Pokud není zatížení extrémně veliké, je regulace snesitelná a poměrně dobrá.

Dalším důležitým kritériem pro posouzení kvality řízení je i síla kola do vozovky. Jak bylo popsáno v úvodu, kolo by nemělo příliš odskakovat od vozovky, aby bylo vozidlo dobře říditelné a aby co možná nejméně ničilo vozovku. Ze simulace (obr. 29) je vidět, že v tomto ohledu je taktéž lepší aktivní tlumení, byť nepatrně.

Pokud se zamyslíme nad realizací tohoto systému do praxe, tak bohužel narazíme na několik zásadních problémů. Jedním z nich je např. střední hodnota akčního zásahu. Z katalogu výrobce vyplývá, že motor může pracovat s hodnotou asi 250N. Pokud bych vypnul kontrolu proudu a tedy nebral ohřev motoru v potaz, tak střední hodnota akčního zásahu f_a pro reálný povrch vychází asi 1650 N (obr. 30), což je vysoko nad dovolenou mezí. Jedním z důvodů je možná i to, že simulinkový model motoru reaguje i na poměrně vysoké frekvence nerovnosti vozovky a tak je neustále v pohybu, čímž se zahřívá. V praxi však motor na jisté vysoké frekvence nebude reagovat, protože má určité pásmo necitlivosti. Tento údaj však v katalogu výrobce chyběl, a proto jsem ho do modelu nezavedl. Východiskem této situace je tedy použít jiný, ještě výkonnější motor, který by snesl takovéto zatížení. Problémem by však jistě byla na oplátku vyšší váha a větší rozměry motoru a v neposlední řadě také větší časová konstanta.

Má implementace omezení proudu v Simulinku, aby motor nepřesáhl svou kritickou hodnotu 100°C, je velice primitivní a v praxi nepoužitelná. Systém si zde hlídá aktuální teplotu motoru a pokud je teplota rovna 90°C, omezí se maximální proud na polovinu. To má samozřejmě za následek snížení kvality regulace. Aby omezení proudu neovlivňovalo samotnou regulaci aktivního tlumení, bylo by potřeba daleko složitější a sofistikovanější řízení. Veškerým omezením proudu však komplikujeme (a spíše znemožňujeme) samotnou regulaci. Jako řešení by se jevilo nějaké aktivní chlazení, které by se spínalo při určité

teplotě nebo zintenzivovalo svoji činnost spojitě s rostoucí teplotou podle nějakého průběhu, který by byl získán na základě experimentálního měření teploty na reálném motoru. Aktivní chlazení (např. vodní) však u lineárního motoru moc vhodně nejde zavést. Má zjednodušená implementace tedy slouží hlavně jako demonstrace rychlosti ohřevu motoru při pasivním chlazení na různých nerovnostech vozovky.

Ze simulací je každopádně vidět výhoda aktivního tlumení proti pasivnímu. Při profilu vozovky ve tvaru sinus je vidět, že při vysokých frekvencích regulátor nestíhá reagovat na nerovnosti vozovky, a proto se kabina téměř „nehne“. Naopak při velmi nízké frekvenci systém těžko rozpoznává změnu a chování systému je podobné pasivnímu tlumení.

- **Simulink Response Optimization**

SRO se ukázal jako velice vhodný a silný nástroj pro optimalizaci řešení. Jako velký klad přičítám hlavně použití pro nelineární a MIMO systémy, taktéž možnost použití několika požadovaných průběhů, což je velice výhodné např. při kontrole akčního zásahu. Širšímu použití však brání především velice zdoluhavé simulace u složitějších systémů, což vedlo např. v této práci k nemožnosti použít model reálné vozovky, protože jedna iterace tak probíhala při standardním nastavení např. u algoritmu Gradient descent kolem jedné hodiny. Při standardních simulinkových vstupech (např. bílý šum) probíhala jedna iterace kolem 5 minut, proto jsem zvolil tento povrch.

- **Nejlépe nastavený regulátor**

Nejlépe nastavený regulátor jsem získal algoritmem Pattern search, jehož přenos je následující (15):

$$C(s) = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d \cdot \frac{s}{\frac{1}{N} \cdot s + 1} = 530 + \frac{950}{s} + 8450 \cdot s \cdot \frac{s}{\frac{1}{300} \cdot s + 1} \quad (15)$$

- **Jak zlepšit regulaci?**

Jako velkou nevýhodu PID regulátoru vidím v tom, že můžu zpětnou vazbu uzavřít pouze přes jedinou veličinu, v tomto případě polohu karoserie. V důsledku toho regulátor nemá informace o některých dalších stavech systému, jejichž znalost může výrazně regulaci zlepšit. Řešením by bylo použít stavovou zpětnou vazbu a tedy LQ regulátor. Tím bychom pak jistě dosáhli lepších výsledků.

Pro zmenšení vlivu změny hmotnosti na regulaci by bylo potřeba použít některou z metod robustního řízení, např. H-infinity. Při znalosti povrchu vozovky by bylo možné pro zlepšení regulace použít např. prediktivní řízení. Tyto typy řízení se však spíše uplatní u polovičního modelu vozidla nebo celého modelu automobilu.

- **Realizace návrhu**

Pro úplnost návrhu řízení tohoto systému je nutné se zamyslet také nad realizací takového regulačního obvodu. Samotný regulátor by mohl být řešen například signálovým procesorem. Pro sledování zrychlení by se použily akcelerační čidla, pro z_r třeba ultrazvukový senzor.

8 Přílohy – seznam souborů

Seznam souborů na CD:

!/info.txt	...informace popisující CD
/Text/Bakalarska_prace.pdf	...tento dokument ve formátu pdf
/Prilohy/start.m	...počáteční inicializace proměnných
/Prilohy/sys_set.m	...callback funkce pro zobrazení dialogového okna (obr. 11)
/Prilohy/schema.mdl	...model, který je vyobrazen na obr. 21
/Prilohy/SRO_schema.mdl	...model, který je vyobrazen na obr. 39
/Prilohy/SRO_schema_2.mdl	...model, který je vyobrazen na obr. 40
/Prilohy/random_127angles.mat	...konstanty pro model reálné vozovky

Pro správné zobrazení dialogového okna (obr. 11) je potřeba v Matlabu nejdříve otevřít soubor *schema.mdl* a potom po spuštění souboru *sys_set.m* napsat do příkazového řádku Matlabu následující příkaz:

```
>>set_param('schema/SetParams','OpenFcn','sys_set init_block')
```


9 Seznam použité literatury a programového vybavení

9.1 Literatura

- [1] FRANKLIN, G. F., POWELL J. D., EMAMI-NAEMI A. *Feedback Control of dynamic systems*. New Jersey: Prentice Hall, 2006.
- [2] DABNEY J. B., HARMAN T. L., *Mastering SIMULINK*. New Jersey: Prentice Hall, 2004.
- [3] NURUZZAMAN M., *Modeling and Simulation In SIMULINK for Engineers and Scientists*, Bloomington, Indiana: Authorhouse, 2004.
- [4] ZNAMENÁČEK K., *Lineární motor jako akční člen aktivního tlumiče – diplomová práce*. Praha: ČVUT, fakulta elektrotechnická, katedra řídicí techniky, 2004.
- [5] KRUCZEK A., *Řízení aktivního tlumení pérování automobilu – diplomová práce*. Praha: ČVUT, fakulta elektrotechnická, katedra řídicí techniky, 2003.
- [6] HYNIOVÁ K., *Dosažitelné dynamické odezvy pérování vozidel – habilitační práce*. Praha: ČVUT, fakulta elektrotechnická, katedra řídicí techniky, 1999.
- [7] VLK F., *Dynamika motorových vozidel*. Brno, 2003.
- [8] SOUČEK P., *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Praha Vydavatelství ČVUT, 2004.
- [9] HYNIOVÁ K., *Řídicí technika*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2006.
- [10] THE MATHWORKS, INC. Poslední revize 2007-03-01 [cit. 2007-06-25], <<http://www.mathworks.com/products/simresponse>>.
- [11] ŠIŠKA Z., *Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů – habilitační práce*. Praha, 2004.
- [12] ČESKÁ SILNIČNÍ SPOLEČNOST, *Popis textury vozovky pomocí profilu vozovky*. [cit. 2007-05-19], <http://www.spvv.cz/cz/files/iso_13473-finalsrlen_24.pdf>.
- [13] AUTO.CZ. *CDC aktivní tlumiče letos našly cestu do běžných aut*. [cit. 2007-07-01], <<http://news.auto.cz/technika/cdc-aktivni-tlumice-letos-nasly-cestu-do-beznych-aut.html>>.
- [14] HORÁK Z., KRUPKA F., ŠINDELÁŘ V., *Technická fyzika*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1961.
- [15] KOVANDA J., RESL I., SOCHA J., *Konstrukce automobilů – pérování vozidel*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997.
- [16] HIWIN – LINEAR TECHNOLOGY. *Článek o lineárních motorech* [on-line]. [cit. 2007-05-11], <http://www.hiwin.cz/pdf/clanek_o_linearnich_motorech-technika_a_trh.pdf>.
- [17] STŘÍBRSKÝ A., HONCŮ J., HYNIOVÁ K., KRUCZEK A., *H – nekonečno řízení systému aktivního tlumení pérování automobilu* [on-line]. [cit. 2007-04-21], <<http://www2.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-bozek/publikace/2002/H-nfinity.pdf>>.
- [18] ŠTECHA J., *Optimální rozhodování a řízení – přednášky*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002.

9.2 Programové vybavení

1. THE MATHWORKS, INC. , *MATLAB Version 7.3.0.267 (R2006b)*, *Simulink Version 6.5 (R2006b)*, *Simulink Response Optimization Version 3.1 (R2006b)*