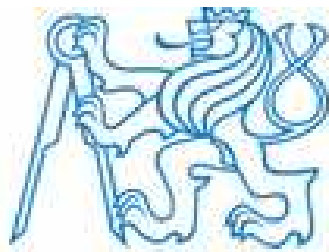


České vysoké učení technické v Praze

Fakulta elektrotechnická



**Bakalářská práce**  
**Stabilita vozidla – odhad skluzu**

*Michal Kasl*

Vedoucí práce: Ing. Aleš Kruczek, Ph.D.

Studijní program: Elektrotechnika a informatika strukturovaný bakalářský

Obor: Kybernetika a měření

leden 2008

## **Poděkování**

Na tomto místě bych chtěl poděkovat všem, kteří mě podporovali při psaní této práce. Především bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Aleši Kruczekovi, Ph.D. za jeho trpělivost a připomínky.

## **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

## **Abstract**

This thesis deals with a vehicle dynamics and its modern safety elements (ESP, ABS). The work objectives are to watch vehicle behavior on mathematical model, to calculate the slip and to design model, which will determine friction coefficient between vehicle and road surface. Then, the coefficient will be input value of ABS and ESP. Part of the work is also simulation of situations, which are being happened on the road and verification of designed model.

## **Abstrakt**

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou dynamiky vozidla a jeho moderních bezpečnostních prvků (ESP, ABS). Cílem práce je sledovat chování vozidla na matematickém modelu, odhadnout skluz vozidla a navrhnout model, který bude určovat koeficient tření mezi automobilem a povrchem silnice. Ten pak bude vstupní hodnotou pro systémy ABS a ESP. Součástí práce je také modelace situací, které na vozovce nastávají a ověření navrhnutého modelu.

## Obsah

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b> .....	<b>1</b>
1.1	ZADÁNÍ.....	1
<b>2</b>	<b>DYNAMIKA VOZIDLA</b> .....	<b>2</b>
2.1	ZÁKLADY TVORBY MODELU.....	2
2.1.1	<i>Soustředěná hmota</i> .....	3
2.1.2	<i>Pevný souřadný systém automobilu</i> .....	3
2.1.3	<i>Pohybové proměnné</i> .....	3
2.1.4	<i>Druhý Newtonův zákon</i> .....	3
2.1.5	<i>Pevný souřadný systém Země</i> .....	4
2.2	DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ NÁPRAV .....	4
2.2.1	<i>Statické zatížení</i> .....	5
2.2.2	<i>Zrychlení při malých rychlostech</i> .....	6
<b>3</b>	<b>ABS</b> .....	<b>7</b>
3.1	ZÁKLADNÍ FUNKCE.....	7
3.2	SNÍMAČ OTÁČEK KOL .....	8
3.3	UZAVŘENÝ SYSTÉM S MAGNETICKÝMI VENTILY 3/3 .....	9
3.4	OTEVŘENÝ SYSTÉM S MAGNETICKÝMI VENTILY 2/2.....	9
3.5	UZAVŘENÝ SYSTÉM S MAGNETICKÝMI VENTILY 2/2 .....	9
<b>4</b>	<b>ESP</b> .....	<b>10</b>
4.1	POPIS FUNKCE.....	10
4.2	VSTUPNÍ A VÝSTUPNÍ SIGNÁLY .....	11
4.3	REGULACE AUTOMATICKÉ UZÁVĚRKY DIFERENCIÁLU .....	12
<b>5</b>	<b>KONSTRUKCE MODELU</b> .....	<b>13</b>
5.1	VSTUPNÍ VELIČINY .....	13
5.1.1	<i>Úhel skluzu</i> .....	13
5.1.2	<i>Boční síla</i> .....	14
5.2	PACEJKA MAGIC FORMULA.....	14
5.3	FINÁLNÍ ŘEŠENÍ .....	15
<b>6</b>	<b>SIMULACE</b> .....	<b>17</b>
6.1	VYTVÁŘENÍ SIMULACÍ.....	17
6.1.1	<i>Konstantní vstupní parametry</i> .....	17
6.1.2	<i>Změna povrchu</i> .....	18

6.1.3	<i>Změna rychlosti</i> .....	19
6.1.4	<i>Změna úhlu natočení kol</i> .....	20
6.1.5	<i>Změna všeho</i> .....	21
6.2	OPRAVA CHYB.....	22
<b>7</b>	<b>SHRNUTÍ A ZÁVĚR</b> .....	<b>26</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</b> .....	<b>27</b>
8.1	TIŠTĚNÉ DOKUMENTY .....	27
8.2	INTERNETOVÉ ODKAZY .....	27

---

## Seznam obrázků

Obrázek 1. Souřadný systém vozidla .....	2
Obrázek 2. Vozidlo v souřadném systému Země.....	4
Obrázek 3. Síly, působící na vozidlo.....	4
Obrázek 4. Osobní automobil s funkcí ABS .....	8
Obrázek 5. Snímač otáček kol (řez) .....	8
Obrázek 6. Regulace momentu zatáčení při průjezdu zatáčkou.....	10
Obrázek 7. Elektromagnetická uzávěrka diferenciálu rozvodovky.....	12
Obrázek 8. Pneumatika s nenulovým úhlem skluzu.....	13
Obrázek 9. Systém pro určování koeficientu tření .....	16
Obrázek 10. Kompletní systém se změnami všech parametrů a po finální úpravě .....	24

# 1 Úvod

Cílem bakalářské práce je vytvoření systému, který by dokázal určit koeficient tření mezi vozidlem a komunikací během jízdy v reálném čase. Této informace by pak bylo využito v systémech řízení jízdní dynamiky (ABS, ESP) pro zlepšení jejich funkčnosti.

## 1.1 Zadání

1. Seznamte se s problematikou dynamiky vozidla a jeho moderních bezpečnostních prvků (ESP, ABS) a na dodaném matematickém modelu automobilu sledujte chování vozidla v různých situacích.
2. Vytvořte model pro sledování skluzu a na základě informací z EPS systému se pokuste odhadnout skluz vozidla. Tato veličina poté bude vstupovat do systémů ESP a ABS.
3. Namodelujte základní situace nastávající na vozovce a ověřte chování navrhnutého modelu.



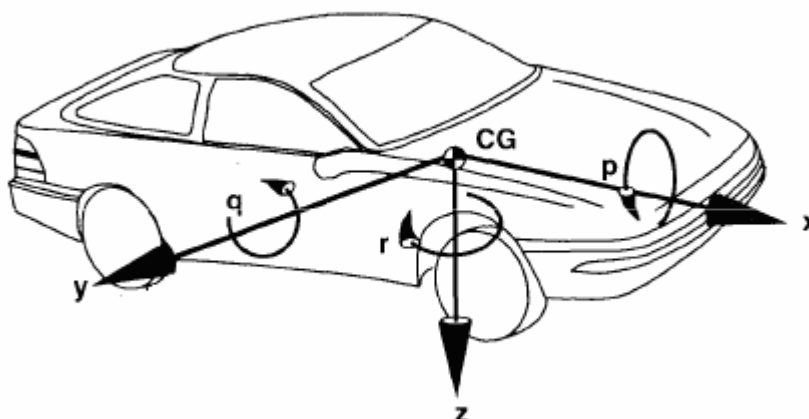
## 2 Dynamika vozidla

Dynamika je část mechaniky, zabývající se příčinami pohybu hmotných objektů. U dynamiky vozidel nás tedy bude zajímat vliv sil na pohyb vozidla. V širším smyslu slova můžeme vozidlo chápat, jako libovolný prostředek určený k přepravě lidí, nebo nákladu, ale v této práci se zaměříme pouze na automobily. Proto si nadále můžeme dovolit tyto dva pojmy libovolně zaměňovat.

Jak už je uvedeno výše, pohyb vozidla je reakce na určité síly, tudíž velká část studia dynamiky vozidla se musí zabývat jak a proč tyto síly vznikají. Největší podíl na pohyb mají síly působící mezi pneumatikou a vozovkou, proto je potřeba dokonale porozumět chování pneumatik, charakterizované silami a momenty, vznikajícími při velkém množství různých situací. Pro lepší pochopení významu sil lze vozidlo nahradit analytickým modelem, reprezentovaným algebraickými, nebo diferenciálními rovnicemi, kde je lépe vidět vztah sil, pohybů a vlastností vozidla a pneumatik.

### 2.1 Základy tvorby modelu

Vozidlo a jeho součásti se studují, aby se určilo, které síly se budou tvořit v každém z těchto zdrojů při jednotlivých manévrech a jak na tyto síly bude vozidlo reagovat. Za tímto účelem se zavádí konvence a přesné modely systémů, které budou využity k popsání pohybů vozidla.



Obrázek 1. Souřadný systém vozidla

### 2.1.1 Soustředěná hmota

Motorové vozidlo je vyrobeno z mnoha součástí. Při většině základních analýz se všechny části pohybují společně. Například při brzdění zpomaluje automobil jako celek. Proto můžeme vozidlo nahradit soustředěnou hmotou, nacházející se v působišti tíhové síly (v těžišti), s odpovídající hmotností a setrvačnými vlastnostmi.

### 2.1.2 Pevný souřadný systém automobilu

Uvnitř vozidla jsou jeho pohyby definované s ohledem na pravouhlý souřadný systém s počátkem v těžišti. Podle konvence jsou souřadnice následující:

x – podélná osa s kladným směrem dopředu	<b>p</b> – úhlová rychlost kolem osy x
y – boční osa s kladným směrem doprava	<b>q</b> – úhlová rychlost kolem osy y
z – vertikální osa s kladným směrem dolů	<b>r</b> – úhlová rychlost kolem osy z

### 2.1.3 Pohybové proměnné

Pohyb vozidla je často popsán pomocí rychlostí (dopředná, boční, vertikální a úhlové rychlosti kolem os) s ohledem na pevný souřadný systém automobilu.

### 2.1.4 Druhý Newtonův zákon

Základní zákon, ze kterého většina analýz dynamiky vozidla začíná je 2. Newtonův pohybový zákon. Používá se na translační i rotační systémy.

*Translační systémy:*

$$\sum F_x = M \cdot a_x \quad (2.1)$$

kde:

$F_x$  – síla ve směru x

M – hmotnost vozidla

$A_x$  – zrychlení ve směru x

*Rotační systémy:*

$$\sum T_x = I_{xx} \cdot \alpha_x \quad (2.2)$$

kde:

$T_x$  – kroutivá síla kolem x

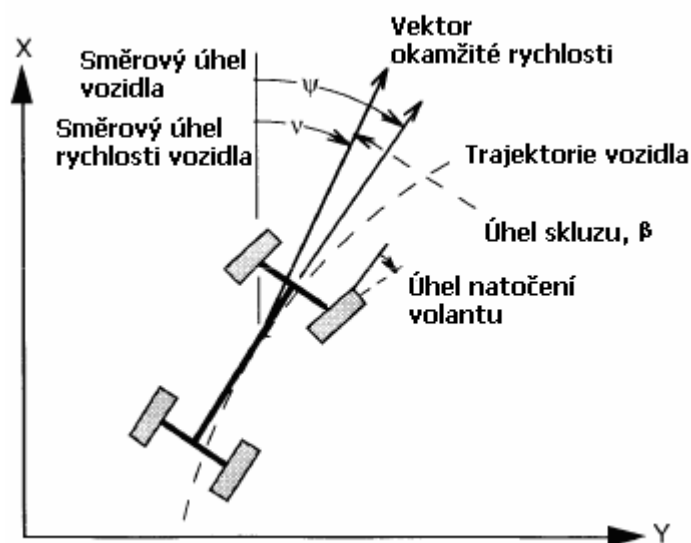
$I_{xx}$  – moment setrvačnosti kolem x

$\alpha_x$  – zrychlení kolem x

### 2.1.5 Pevný souřadný systém Země

Poloha vozidla a jeho trajektorie jsou definovány s ohledem na pravoúhlý souřadný systém Země. Tradičně je volen ve shodě se souřadným systémem automobilu v bodě, kdy začal pohyb. Souřadnice jsou:

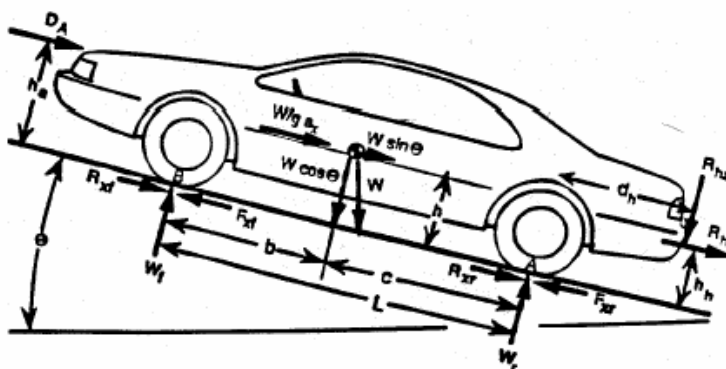
X – pohyb směrem dopředu	$\psi$ – úhel mezi osou x a osou X
Y – pohyb doprava	$\nu$ – úhel mezi vektorem rychlosti automobilu a osou X
Z – pohyb směrem dolu	$\beta$ – úhel mezi osou x a vektorem rychlosti automobilu



Obrázek 2. Vozidlo v souřadném systému Země

## 2.2 Dynamické zatížení náprav

První využití druhého Newtonova zákona je určování zatížení náprav za libovolných podmínek. Je to důležitý první krok v analýze akcelerace a brzdění, protože zatížení náprav určuje tah dosažitelný na každé nápravě, který ovlivňuje zrychlení a maximální rychlost.



Obrázek 3. Síly, působící na vozidlo

kde:

$W$ – tíha vozidla	$Wa_x/g$ – síla ekvivalentní k setrvačné síle
$F_{xf}, F_{xr}$ – hnací síly	$W_f, W_r$ – dynamická zátěž přední a zadní nápravy
$D_A$ – aerodynamická síla	$R_{xf}, R_{xr}$ – síly způsobené valivými odpory
$R_{hz}, R_{hx}$ – vertikální a podélná síla, působící na závěsný bod, když automobil táhne přívěs	

Náklad na každé nápravě se skládá ze statické části a ze zatížení, přenášeného zepředu dozadu (nebo naopak) podle toho, jaké síly působí na vozidlo. Náklad na přední nápravě zjistíme součtem kroutivých sil kolem bodu A pod zadní pneumatikou. Předpokládejme, že automobil má nulové úhlové zrychlení podél osy y, pak součet kroutících sil v bodě A musí být nula.

$$W_f L + D_a h_a + \frac{W}{g} a_x h + R_{hx} h_h + R_{hz} d_h + Wh \sin \Theta - Wc \cos \Theta = 0 \quad (2.3)$$

Z rovnice (2.3) můžeme určit  $W_f$  a z podobné rovnice pro bod B můžeme určit  $W_r$ .

Výrazy pro zatížení náprav pak budou:

$$W_f = \frac{\left( Wc \cos \Theta - D_a h_a - \frac{W}{g} a_x h - R_{hx} h_h - R_{hz} d_h - Wh \sin \Theta \right)}{L} \quad (2.4)$$

$$W_r = \frac{\left( Wb \cos \Theta + D_a h_a + \frac{W}{g} a_x h + R_{hx} h_h + R_{hz} (d_h + L) + Wh \sin \Theta \right)}{L} \quad (2.5)$$

### 2.2.1 Statické zatížení

Pokud vozidlo stojí na zemském povrchu, rovnice zatížení se podstatně zjednoduší. Sinus je nulový, kosinus je roven jedné a proměnné  $R_{hx}$ ,  $R_{hz}$ ,  $a_x$ , a  $D_a$  jsou rovné nule. Takže:

$$W_{fs} = W \frac{c}{L} \quad (2.6)$$

$$W_{rs} = W \frac{b}{L} \quad (2.7)$$

**2.2.2 Zrychlení při malých rychlostech**

Když vozidlo zrychluje při malých rychlostech tak, že  $D_A$  je nula a netáhne přívěs, zatížení náprav je:

$$W_f = W \left( \frac{c}{L} - \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \right) = W_{fs} - W \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \quad (2.8)$$

$$W_f = W \left( \frac{c}{L} - \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \right) = W_{fs} - W \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \quad (2.9)$$

Takže když vozidlo zrychluje, náklad se přesouvá z přední nápravy na zadní v poměru ke zrychlení.

## 3 ABS

ABS, neboli protiblokovací systém brzdové soustavy, patří mezi systémy regulace a řízení jízdní dynamiky. Využívá se při brzdění a zabraňuje zablokování kol a tím ztrátě adheze mezi vozovkou a koly. Díky tomu dokáže zajistit stabilitu a ovladatelnost vozidla i při prudkém brzdění.

### 3.1 Základní funkce

Systém ABS se skládá ze senzorů otáčení kol, řídicí jednotky a prvku modulujícího tlak vzduchu nebo brzdové kapaliny na brzdové segmenty. Senzory otáček kol sdělují řídicí jednotce informace o rychlosti otáčení kola. Z těchto údajů vytvoří řídicí jednotka referenční rychlost vozidla. Ta je pak použita při regulaci brzdění.

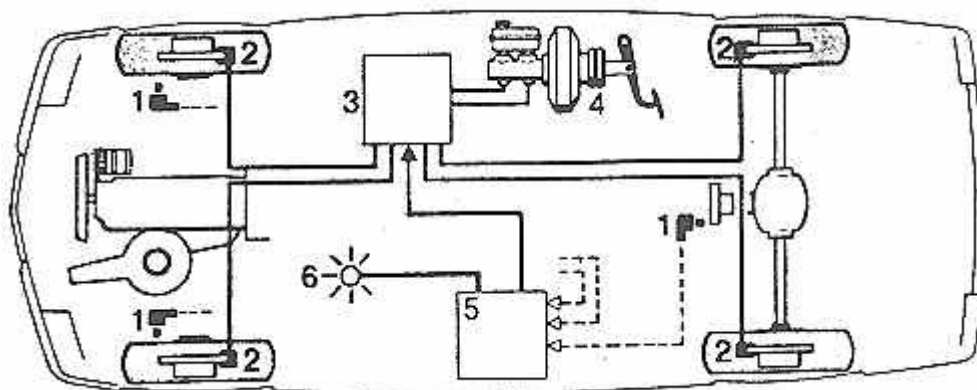
Když se příliš sníží rychlost otáčení jednoho, nebo více kol, vzhledem k referenční rychlosti, systém to rozpozná jako nebezpečí zablokování kol. Aby se zablokování zabránilo, udržuje se brzdový tlak na aktuální hodnotě a dále se nezvyšuje. Jestliže se otáčky kola stále zpomalují, tlak se sníží a dané kolo je brzděno méně. Takto se většinou docílí zvýšení otáček kola a automobil zůstane ovladatelný.

Jakmile se dosáhne mezní hodnoty rychlosti otáčení kola, řídicí jednotka tlak na brzdy opět zvýší, aby se otáčení kola zase zpomalilo. Pak začíná proces regulace znovu. Za sekundu může proběhnout až 10 takových regulačních cyklů a opakují se až do nejnižší prahové hodnoty regulace, kdy se ABS vypíná. Tato hodnota je většinou určena rychlostí vozidla 4 km/h. Pro změny tlaku se využívá jeden nebo několik magnetických ventilů.

Výrobci využívají v podstatě tři základní varianty ABS:

- a) společně se regulují úhlopříčně umístěná kola;
- b) přední kola se regulují odděleně a zadní společně. V tomto případě se vždy reguluje to kolo, které se nachází nejbližší meze zablokování;
- c) každé kolo je regulováno samostatně.

Každý systém ABS je vybavený vlastní diagnostikou a energeticky nezávislou pamětí závad. Pokud najde řídicí jednotka závadu v systému ABS, odpojí ho a pomocí signalizace na palubní desce řidiči oznámí, že je možná pouze běžná funkce brzdného zařízení bez regulace pomocí systému ABS.

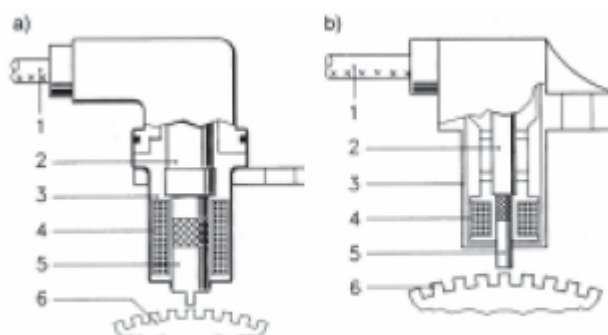


Obrázek 4. Osobní automobil s funkcí ABS

- 1 – snímač počtu otáček kola
- 2 – brzdový válec kola
- 3, 4 – hydraulické čerpadlo s hlavním brzdovým válcem
- 5 – řídicí jednotka
- 6 – varovné signalizační světlo v přístrojovém panelu

### 3.2 Snímač otáček kol

Funkce snímače otáček kol je u všech systémů ABS v zásadě stejná. Impulzní kolo spojené s nábojem (někdy i s diferenciálem) při otáčení svými zuby mění magnetické pole permanentního magnetu a tím indukuje střídavé napětí. Frekvence tohoto napětí je přímo úměrná rychlosti otáčení kola. Řídicí jednotka vyhodnocuje signály snímače otáček od rychlosti automobilu okolo 4 km/h. Pro správnou funkci je důležité, aby vzdálenost mezi impulsním kolem a senzorem odpovídala hodnotě zadané výrobcem. Funkčnost může být ovlivněna i vlhkostí, nečistotami a rzí.



Obrázek 5. Snímač otáček kol (řez)

- 1 – přívod elektrického napětí
- 2 – permanentní magnet
- 3 – pouzdro
- 4 – cívka
- 5 – pólový nástavec
- 6 – impulsní kolečko

### 3.3 Uzavřený systém s magnetickými ventily 3/3

Systém, vyvinutý v začátcích společností Bosch, reguluje brzdový tlak prostřednictvím magnetických ventilů 3/3. V klidovém stavu bez průchodu proudu je magnetický ventil otevřený. Tlak, který vytváří řidič sešlápnutím brzdového pedálu, působí na brzdový válec kola. To odpovídá normální funkci brzdového zařízení. Tím dojde ke zpomalení otáčení kola. Pokud řídicí jednotka rozpozná, že zpomalení kola je příliš velké ve srovnání s referenční rychlostí automobilu, pustí do magnetického ventilu nejprve poloviční hodnotu maximálního proudu. To způsobí přivření přívodu a zastaví se zvyšování tlaku v brzdovém válci kola.

Pokud se otáčky kola i nadále snižují, řídicí jednotka pustí maximální hodnotu proudu. Tím se otevře zpětný odtok a tlak v brzdovém válci se sníží. Kolo se opět zrychlí a jakmile dosáhne rychlosti blízké referenční hodnotě, vypne se přívod elektrického proudu do magnetického ventilu a celý cyklus může začít znovu od začátku.

Při poruše ABS jsou magnetické ventily bez proudu. Brzdové zařízení pak funguje normálně bez nežádoucího ovlivnění.

### 3.4 Otevřený systém s magnetickými ventily 2/2

Základní odlišnost tohoto systému od předchozího spočívá v tom, že jde o otevřený systém a jsou použity dva magnetické ventily 2/2. Jeden pro napouštění a jeden pro vypouštění. Když neprochází proud, tak jsou napouštěcí ventily otevřeny a vypouštěcí uzavřeny. Tím je zajištěn normální chod brzdového aparátu.

Při velkém snížení otáček se nejprve zavře napouštěcí ventil. Zvyšování tlaku v brzdovém válci se tak zastaví. Pokud je přesto tlak příliš velký, otevře se vypouštěcí ventil a tlak se začne snižovat. Až se otáčky kola zvýší, přestane ventily procházet proud a ty se vrátí do původního stavu. Systém se nazývá otevřený, protože při odvodu vypouštěcím ventilem se brzdová kapalina dostane do vyrovnávacího zásobníku.

Aby se zabránilo propadnutí pedálu při delší práci protiblokovacího systému, řídicí jednotka uvádí do činnosti hydraulické čerpadlo, které přivádí kapalinu ze zásobníku zpět do hlavního brzdového válce.

### 3.5 Uzavřený systém s magnetickými ventily 2/2

Tento systém spojuje výhody obou předchozích – rychlou změnu tlaku vždy jedním magnetickým ventilem 2/2 pro napouštění a vypouštění a navíc zamezuje ztrátám brzdové kapaliny z částí, které jsou pod tlakem. Ovládání ventilů je stejné jako v předchozím případě.



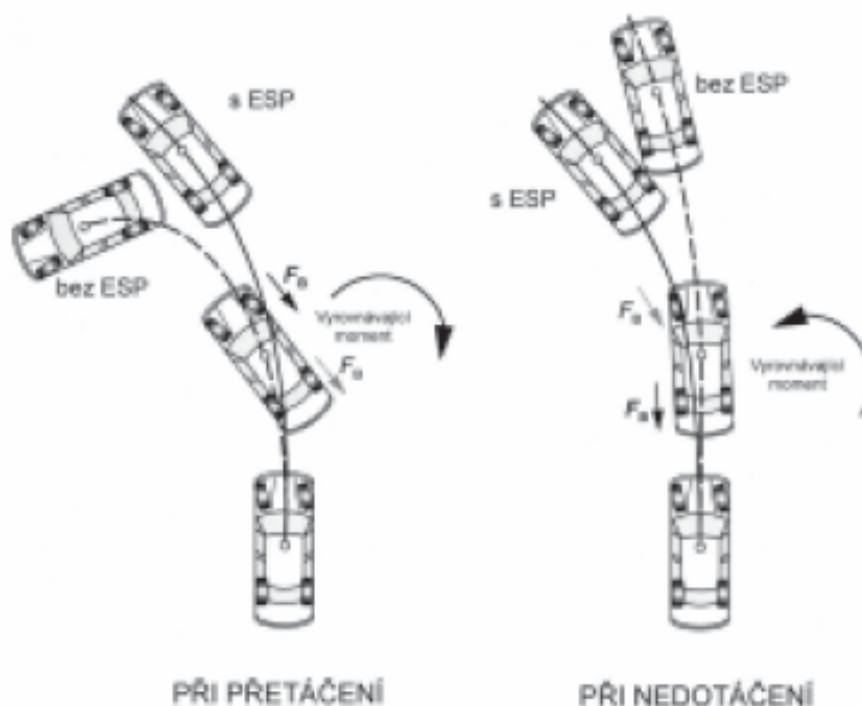
## 4 ESP

Systém ESP slouží k řízení jízdní stability. Zasahuje převážně při rychlých úhybných manévrech, panické reakci řidiče nebo při nedotáčení či přetáčení vozidla. Důležitý je také při náhlé změně povrchu vozovky pod některým z kol. Řídicí jednotka brzdí individuálně jednotlivá kola a zasahuje i do řízení motoru. V závislosti na výrobci existuje několik různých označení, ale systém všech výrobců funguje na stejném, nebo velmi podobném principu. V této práci si dovolíme všechny tyto systémy označeny jednotně právě ESP.

### 4.1 Popis funkce

Systém pracuje jako nadstavba systému ABS a funguje nezávisle na tom, jestli je sešlápnutý brzdový nebo plynový pedál. Na rozdíl od protiblokovacího systému, ESP slouží i pro stabilizaci vozidla kolem kolmé osy.

Při přetáčení automobilu hrozí, že jeho zád' vybočí a vozidlo se dostane v zatáčce do smyku. Jako protiopatření se proto mírně zabrzdí vnější zadní kolo a silně vnější přední kolo. Tím se vyvolá točivý moment, působící proti směřování vozidla a to se tak stabilizuje. Při nedotáčení je automobil v zatáčce vytlačován ven z vozovky. Jako protiopatření proto začne řídicí jednotka stabilizačního systému mírně brzdit vnitřní přední kolo a silně vnitřní zadní kolo vozidla.



Obrázek 6. Regulace momentu zatáčení při průjezdu zatáčkou

Řídicí jednotka podle vstupních signálů vyhodnotí, jaká opatření musí být provedena. Zásah se rozlišuje podle následujících typů provozu:

- a) normální provoz – magnetické ventily jsou bez proudu, regulace není potřeba;
- b) regulace ABS – každý magnetický ventil se aktivuje individuálně, aby nedošlo k zablokování kol;
- c) regulace prokluzování kol – dojde ke spuštění příslušných ventilů a čerpadel tak, aby nedošlo k protáčení kol;
- d) regulace brzdného momentu motoru – spustí se vysokotlaké a zpětné čerpadlo a ty magnetické ventily, které jsou potřeba k regulaci brzdného tlaku, když je signalizována situace, která může způsobit nestabilitu vozidla;
- e) vypnutí regulace jízdní stability – regulaci prokluzování, brzdného momentu a jízdní stability lze pomocí vypínače na přístrojové desce vypnout.

## 4.2 Vstupní a výstupní signály

Informace o rychlosti každého kola podávají čtyři snímače otáček kol. Pomocí nich se určuje prokluzování kol. Řídicí jednotce jsou data předávána pomocí datové sběrnice CAN-Bus. Sensor, umístěný na hřídeli volantu, spolu s informacemi o počtu otáček předních kol slouží k rozpoznání změny směru jízdy.

Pro vyhodnocení úhlu natočení kol lze použít optický digitální senzor se světelnými diodami, které krokově pomocí několika clon snímají úhel natočení. Další variantou je snímač složený ze dvou, o 90° vzájemně posunutých jezdcových kontaktů na potenciometrické dráze a z elektronického modulu, převádějícího pohyb volantu na digitální signál.

Příčné zrychlení vozidla sleduje snímač založený na principu odpružené hmoty. Senzor rychlosti otáčení automobilu kolem kolmé osy využívá oscilující hmoty, pružně uložené na křemíkovém kotoučku. Ze signálů z těchto dvou senzorů řídicí jednotka vypočítá jízdně-dynamický stav vozidla.

Tlak v brzdových okruzích je sledován dvěma tlakovými senzory na hlavním brzdovém válci. Signál z nich se využívá k výpočtu brzdových sil na jednotlivých kolech.

Informace o aktuálním točivém momentu a o zařazeném stupni (u automobilů s automatickou převodovkou) jsou potřebné k výpočtu hnací síly působící na kola. Z vypočtených údajů řídicí jednotka určí změnu točivého momentu motoru.

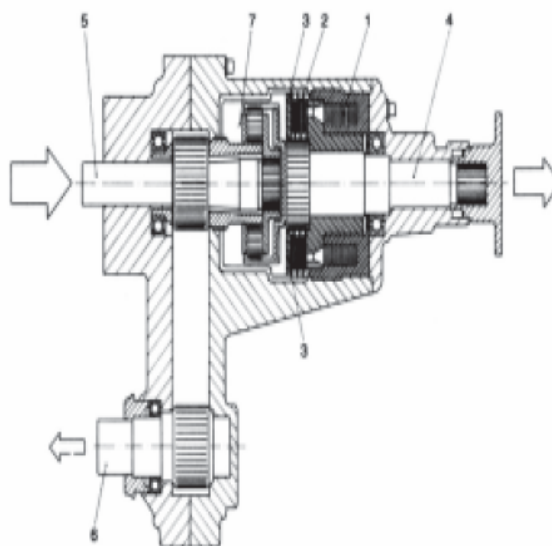
Pro úplnost musí být ještě zmíněny signály spínače parkovací brzdy, vypínače regulace jízdní stability, aktivace kontrolních žárovek a nesmíme zapomenout na důležité výstupní

signály pro ovládání magnetických ventilů, jejichž funkce byla popsána výše (kap. 3). Pokud je aktivní parkovací brzda, nedochází k regulaci brzdného momentu motoru. Je-li sepnut vypínač regulace jízdní stability, je vypnuta regulace prokluzování hnacích kol, jízdní stability a brzdného momentu motoru.

### 4.3 Regulace automatické uzávěrky diferenciálu

Pro dosažení stability a zvýšení hnací síly se kromě regulace prokluzování hnacích kol využívá i možnost regulace uzávěrky diferenciálu. Díky tomu je možné ovlivnit rozdělení hnací síly na jednotlivá kola. Prostřednictvím elektroniky je možné účinnost závěrky měnit od 0 do 100%.

Regulované uzávěrky jsou montované buď na diferenciálu zadní nápravy, nebo také na rozvodovce. Zavíracího účinku se dosahuje pomocí silného elektromagnetu, nebo hydraulikou. V obou případech dojde ke stlačení svazku lamel. U zadní nápravy se používá elektrohydraulická závěrka, protože může působit větší silou. U diferenciálu rozvodovky je možné použít oba systémy.



Obrázek 7. Elektromagnetická uzávěrka diferenciálu rozvodovky

- |                        |                            |
|------------------------|----------------------------|
| 1 – elektromagnet      | 5 – hnací hřídel           |
| 2 – svazek lamel       | 6 – hnaná hřídel vpředu    |
| 3 – tlakový kotouč     | 7 – diferenciál rozvodovky |
| 4 – hnaná hřídel vzadu |                            |

## 5 Konstrukce modelu

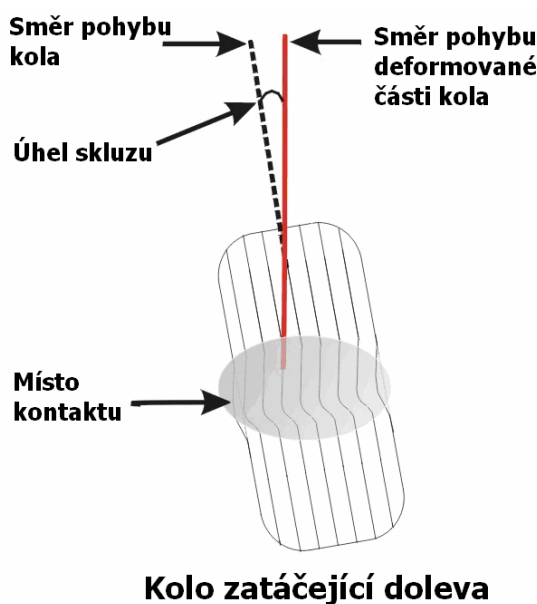
V této části se konečně dostávám k jádru práce. Budu se věnovat tvorbě modelu, který má za úkol určit koeficient tření mezi koly a vozovkou. Ten se pak dá využít pro zlepšení funkčnosti systémů ABS a ESP.

### 5.1 Vstupní veličiny

Vstupní veličiny modelu jsou úhel skluzu automobilu a boční síla, působící na pneumatiku. Obě veličiny se nedají změřit přímo. Proto se musí určit z jiných veličin, o kterých máme informace ze senzorů.

#### 5.1.1 Úhel skluzu

Když na pneumatiku začne působit boční síla, pneumatika začne být unášena do strany. Tím vznikne úhel mezi osou pneumatik a vektorem skutečného pohybu vozidla. Tento úhel je znám jako úhel skluzu  $\alpha$ .



Obrázek 8. Pneumatika s nenulovým úhlem skluzu

Pro potřeby této práce jsem využil model, založený na pohybových rovnicích, pomocí kterého lze z hmotnosti automobilu, jeho rychlosti, rozložení hmotnosti, úhlu natočení kol a dalších veličin získat úhel skluzu. Tak dostanu průběh, který odpovídá reálnému pohybu vozidla. V tomto modelu budu vstupní veličiny nastavovat sám. V reálu budou získávány ze senzorů.

### 5.1.2 Boční síla

Boční síla  $F_y$  působí na střed pneumatiky a závisí hlavně na natočení kol a na podmínkách při zatáčení.

Boční síla se bude přepočítávat z momentu na volantové ose, který je jednoduše měřitelný. V modelu ale místo měření používám k určení boční síly výpočet pomocí vztahu nazvaného „Pacejka magic formula“, který podrobněji vysvětlím později. Proč používám výpočet? Je to proto, že nemám k dispozici reálná data. Protože úhel skluzu, boční síla i koeficient tření jsou vzájemně provázané a v čase se mění podle daných pravidel, nemohu si ani dovolit sílu náhodně generovat. Aby se model podobal reálnému systému, je zkrátka nejvhodnější boční sílu  $F_y$  dopočítat.

## 5.2 Pacejka magic formula

Při tvorbě modelu je klíčový vztah známý jako „Pacejka magic formula“. Dává do souvislosti koeficient tření, boční sílu a úhel skluzu a vypadá takto:

$$y(x) = D \cdot \sin\left(C \cdot \arctg\left(Bx - E\left(Bx - \arctg(Bx)\right)\right)\right) \quad (5.1)$$

Kde  $y(x)$  reprezentuje boční sílu,  $x$  úhel skluzu a význam koeficientů  $B, C, D, E$  je následující:

$$C = b_0 \quad (5.2)$$

$$D = (b_1 \cdot F_z + b_2) \cdot F_z \quad (5.3)$$

$$B = \frac{\left(b_3 \cdot F_z^2 + b_4 \cdot F_z\right) \cdot e^{(-b_5 \cdot F_z)}}{C \cdot D} \quad (5.4)$$

$$E = b_6 \cdot F_z^2 + b_7 \cdot F_z + b_8 \quad (5.5)$$

Z koeficientů  $b_n$  je pro tuto práci důležitý především  $b_2$ , obsažený v  $D$ . Ten označuje právě hledaný koeficient tření. Ostatní koeficienty jsou pro model víceméně nedůležité. Některé mají fyzikální základ, jiné ne. Díky tomu, že vzorec je empirický a některé konstanty znám si můžu, po dosazení za  $y(x)$  a za  $x$ , dovolit následující zjednodušení:

$$F_y = D \cdot \sin\left(1.65 \cdot \arctg\left(\frac{\alpha}{D} + 0.1 \cdot \frac{\alpha}{D} \cdot \arctg\left(\frac{\alpha}{D}\right)\right)\right) \quad (5.6)$$

Tento upravený vztah sloužil jako výchozí při určování  $D$ , potažmo  $b_2$ . Kvůli složitosti rovnice je nemožné, přestože znám  $F_y$  i  $\alpha$ , určit koeficient tření analyticky. Abych našel jiný postup, jak  $b_2$  určit, bylo potřeba uvědomit si následující:

- 1)  $\alpha$  je vždy vynásobena  $1/D$ ;
- 2) první část grafu je lineární.

Z prvního poznatku vyplývá, že tvar grafu té funkce se vlivem koeficientu tření nemění, pouze se „roztahuje“ podél os. V kombinaci s druhým poznatkem to znamená, že v lineární části grafu  $b_2$  ovlivňuje směrnici, jen zatím není přesně jasné jakým způsobem.

### 5.3 Finální řešení

Z předchozího odstavce vyplývá, že koeficient tření ovlivňuje směrnici grafu závislosti  $F_y$  na  $\alpha$  a dále, že na první pohled není jasné, jak se přesně mění směrnice s měnícím se koeficientem tření. Výhodou je, že to přesně znát nemusím. Můj systém vše vyřeší za mě.

V první fázi bylo potřeba vytvořit M-file, který pomocí vztahu (5.6) vytvoří vektory koeficientů tření a jim odpovídajících směrnic. Jeho kód je zde:

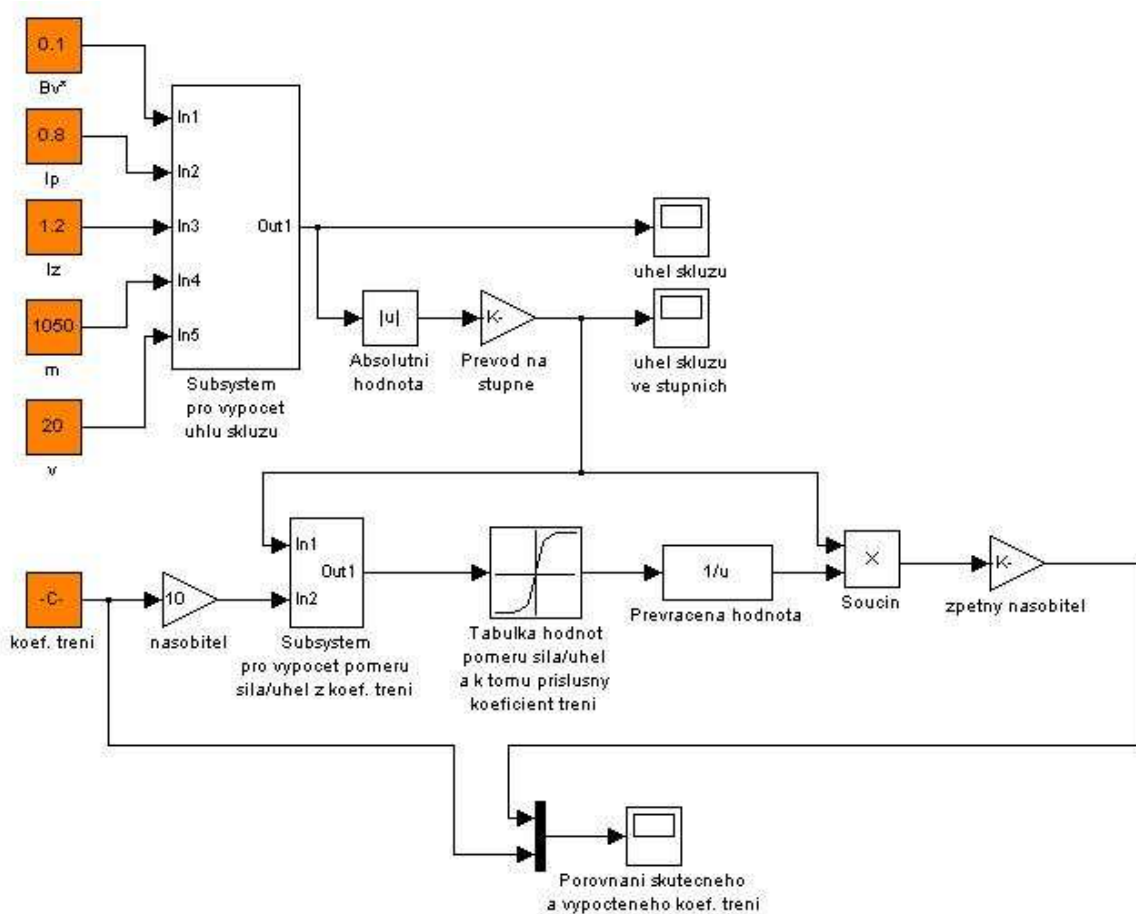
```
meritko = 0.001;
x = [0:meritko:10];
x = x(2:end);
tabulka = sin(1.65*atan(x + 0.1.*x.*atan(x)))./x;
[vstup,i] = sort(tabulka);
vystup=x(i);
```

V podstatě první vektor (pojmenovaný výstup) neobsahuje koeficienty tření, jako takové, ale jen jejich reprezentanty ( $x$ ). Ty odpovídají poměru  $\alpha/D$ . Druhý vektor (vstup) obsahuje vypočtené směrnice. Vznikne tedy jakási tabulka, kde v prvním sloupci bude lineárně se měnící  $x$  a v druhém sloupci bude směrnice, měnící se podle daného předpisu.

V druhé fázi jsem vytvořil model, který s touto tabulkou pracuje. Ze vstupních veličin, úhlu skluzu a boční síly, vypočítá jejich poměr, tedy směrnici, a „podívá“ se do tabulky, jaké  $x$  tomuto poměru odpovídá. Přestože je tabulka dostatečně přesná, pravděpodobně se stane, že vypočtená hodnota směrnice padne mezi některé dvě hodnoty v tabulce. K zpřesnění jsem proto využil lineární interpolaci. Jakmile model určí hodnotu  $x$ , ze znalosti  $\alpha$  a vztahu mezi koeficientem tření a  $D$  přesně dopočítá požadovaný koeficient tření. Kromě části určené pro zjišťování koeficientu tření obsahuje model ještě subsystem, pro generování úhlu skluzu  $\alpha$  a subsystem pro výpočet směrnice  $F_y/\alpha$ . Druhý jmenovaný subsystem potřebuje pro svou

funkčnost na vstupu koeficient tření, což se může zdát, jako určitý paradox. Potřebuji koeficient tření k určení koeficientu tření. Je to ale paradox jen zdánlivě.

V modelu ho potřebuji pro výpočet boční síly  $F_y$ . V reálném systému však tuto sílu nebudu vypočítávat, ale měřit, takže se o všechno postarají fyzikální zákony a znalost koeficientu tření nebude nutná. V mém modelu navíc tento vstupní koeficient bude sloužit jako kontrola. Systém funguje dobře, pokud koeficient tření na vstupu bude odpovídat koeficientu tření na výstupu.



Obrázek 9. Systém pro určování koeficientu tření

## 6 Simulace

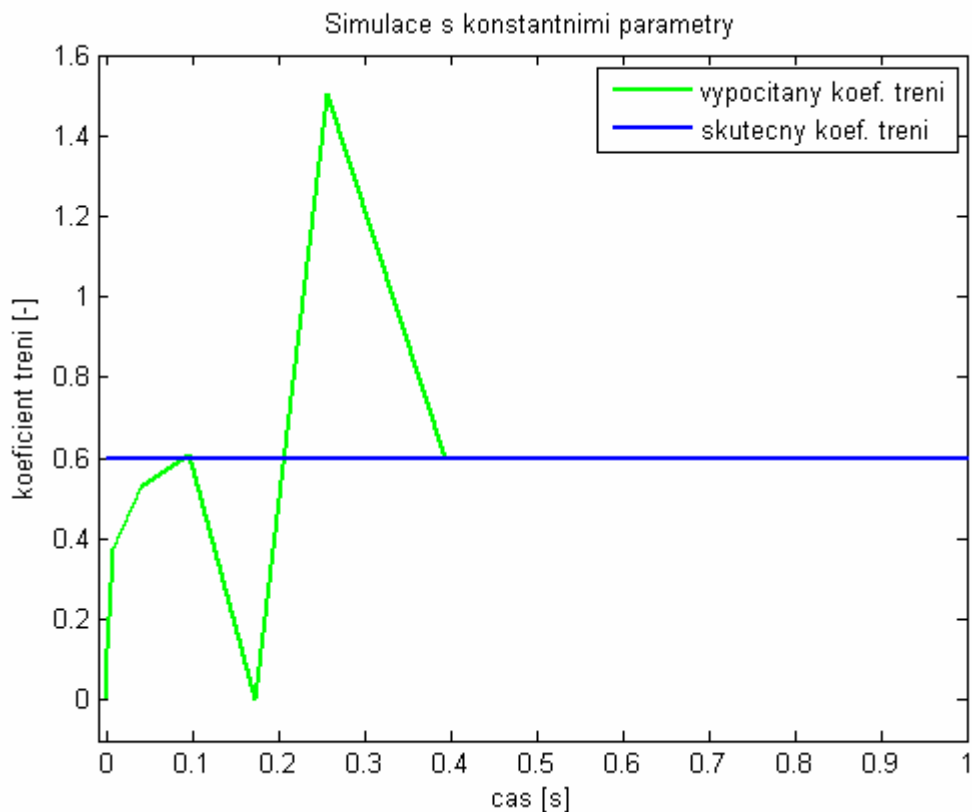
Abych ověřil bezchybnou funkci mého modelu, bylo třeba udělat několik simulací a pozorovat, jestli vypočítaný koeficient tření odpovídá zadávanému během celého časového průběhu.

### 6.1 Vytváření simulací

Nejprve jsem vytvořil jednoduchou simulaci beze změn vstupních veličin, následně jsem změnou koeficientu tření na vstupu simuloval změnu povrchu, po kterém se auto pohybuje. V další simulaci jsem měnil rychlost, pak uhel zatáčení a nakonec jsem v jedné simulaci zahrnul změny všech zmíněných veličin. Naopak jsem v simulacích netestoval změnu takových parametrů, jako jsou hmotnost vozidla, nebo rozložení hmotnosti na nápravy, protože by měly být během jedné jízdy konstantní.

#### 6.1.1 Konstantní vstupní parametry

Tato simulace je nejjednodušší ze všech. Je zde vidět, jak koeficient tření, vypočtený systémem, koresponduje se skutečným (mnou zadaným) při všech vstupních parametrech konstantních.



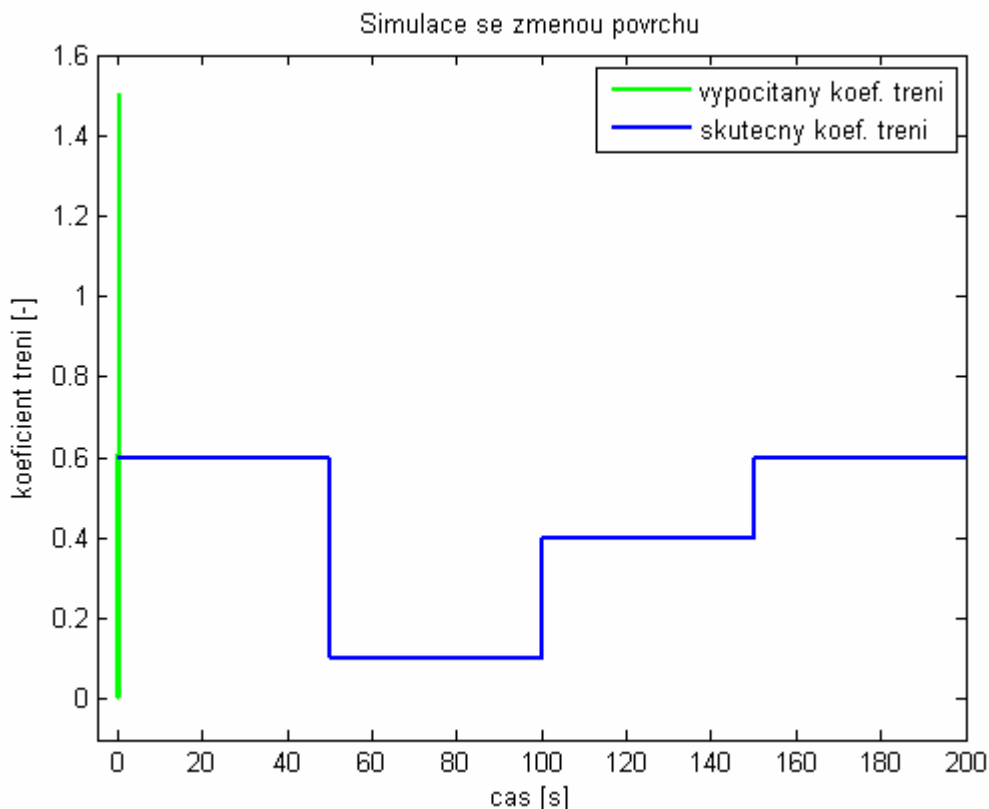


V grafu závislosti koeficientu tření na čase jsem zobrazil původní i vypočtený průběh koeficientu tření. V ideálním případě, to je ten požadovaný, by se měli oba průběhy překrývat.

Z grafu je ale vidět, že tomu tak není, i když se výsledek tomu požadovanému velmi blíží. Na začátku simulace je interval, trvající přibližně 0.4s, kdy se oba průběhy nepřekrývají (Zobrazil jsem jen první sekundu celé simulace, aby byl rozdíl patrný.). Jde sice jen o čtvrt procenta celkového času simulace, ale už to signalizuje, že model není úplně v pořádku. V tuto chvíli jsem nechtěl spekulovat, čím může být ten počáteční zákmit způsoben a rozhodl jsem nejdříve vytvořit všechny ostatní simulace a podle jejich výsledků hledat příčinu nechtěného rozdílu mezi skutečným a vypočteným koeficientem tření.

### 6.1.2 Změna povrchu

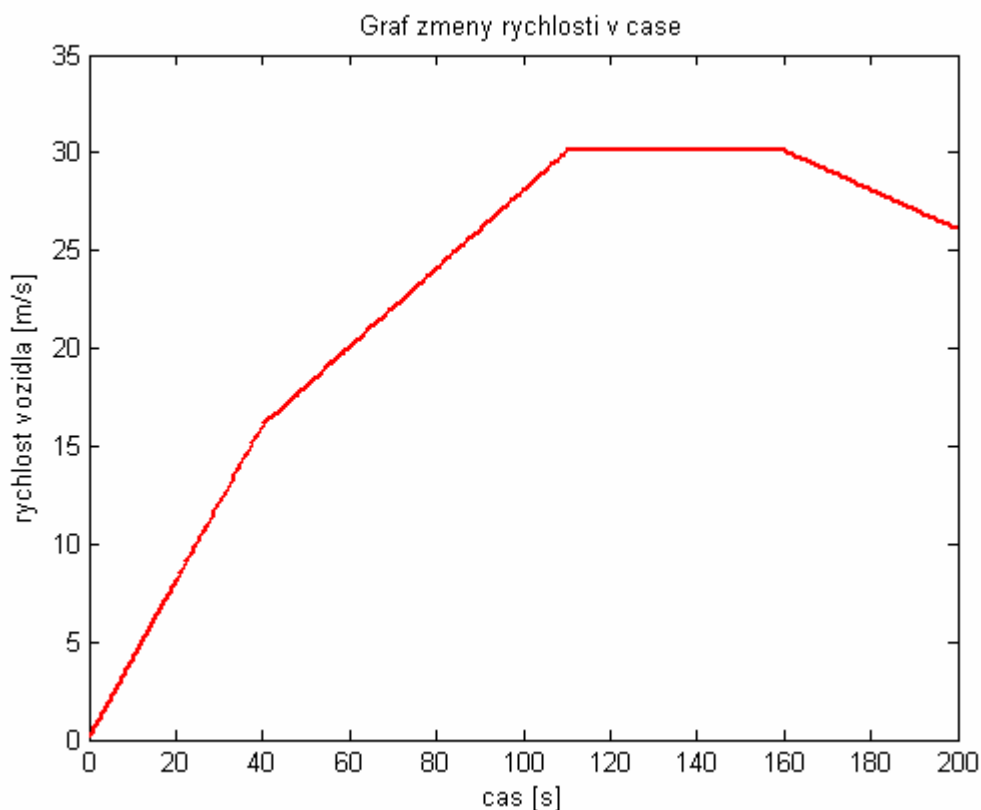
Podmínky v druhé simulaci jsem nastavil tak, že se několikrát mění povrch, po kterém se vozidlo pohybuje. To jsem docílil skokovou změnou koeficientu tření na vstupu systému. Abych zahrnul nejčastější varianty, nejprve se automobil pohyboval po suché vozovce, poté na náledí, následně na mokré vozovce a nakonec opět na suché. Ostatní parametry jsem nechal konstantní.



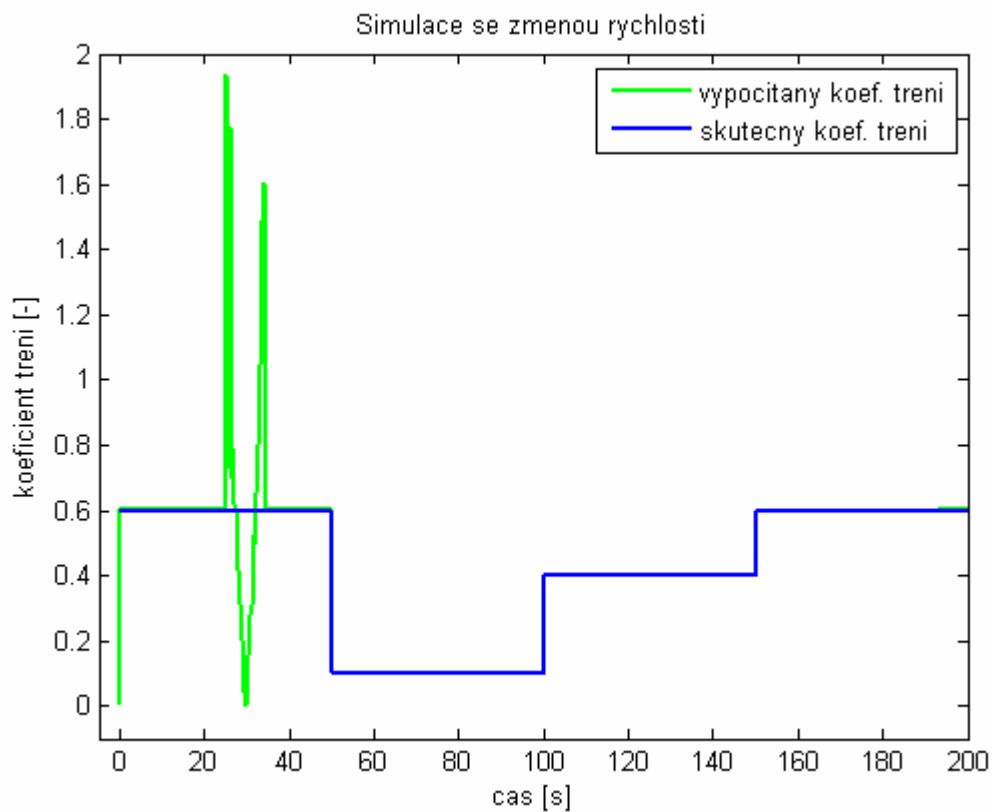
Výsledek simulace byl stejný, jako v předchozím případě. Vypočtený koeficient tření odpovídal tomu zadanému a systém okamžitě a bezchybně reagoval na všechny změny povrchu. Opět se ale zpočátku simulace vyskytl interval, kdy si signály neodpovídaly. Na grafu to sice není úplně čitelné, ale průběh v první sekundě simulace je přesně stejný, jako v předchozím případě.

### 6.1.3 Změna rychlosti

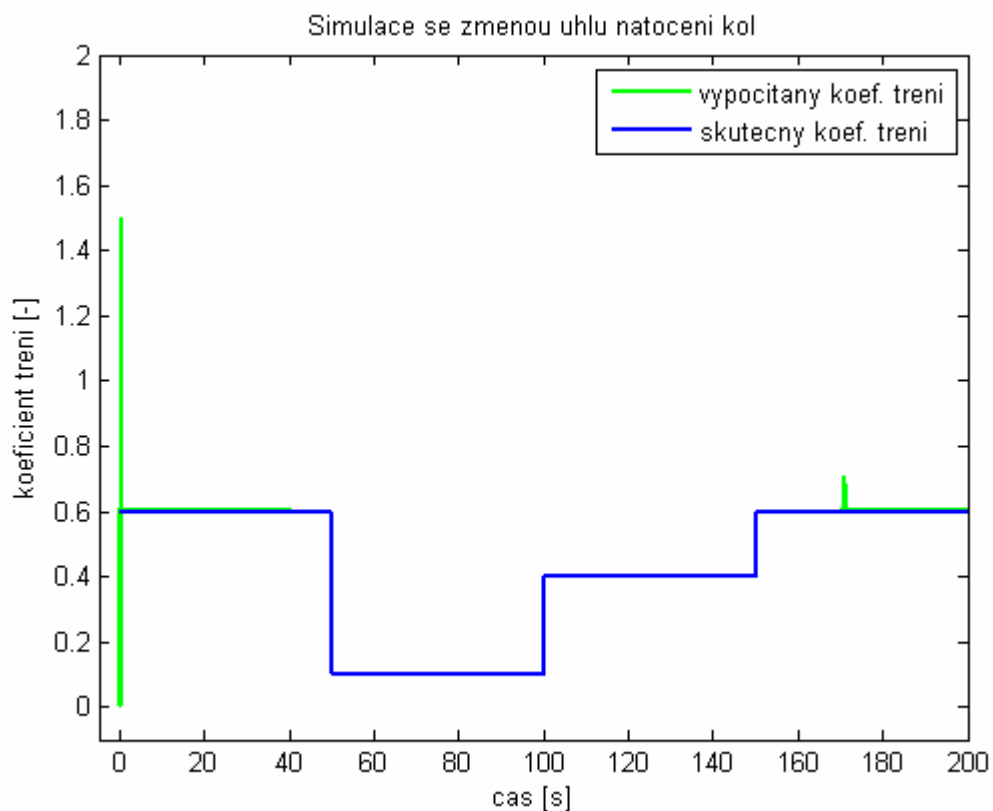
V tomto případě jsem spojitě měnil rychlost vozidla. Rozhodl jsem se zachovat i změnu povrchu z předchozí simulace, aby výsledný graf nebyl jen konstantní funkcí. Jak se měnila rychlost automobilu je vidět na grafu.



Výsledek simulace byl horší, než v předchozích dvou případech. K počátečnímu půl sekundovému intervalu se přidal značný výkyv, trvající přibližně 10 sekund. Vzhledem k rostoucí složitosti simulace to však nebylo nečekané zjištění. Naopak by bylo podivné, kdybych dosáhl lepšího výsledku, než v dřívějších simulacích.



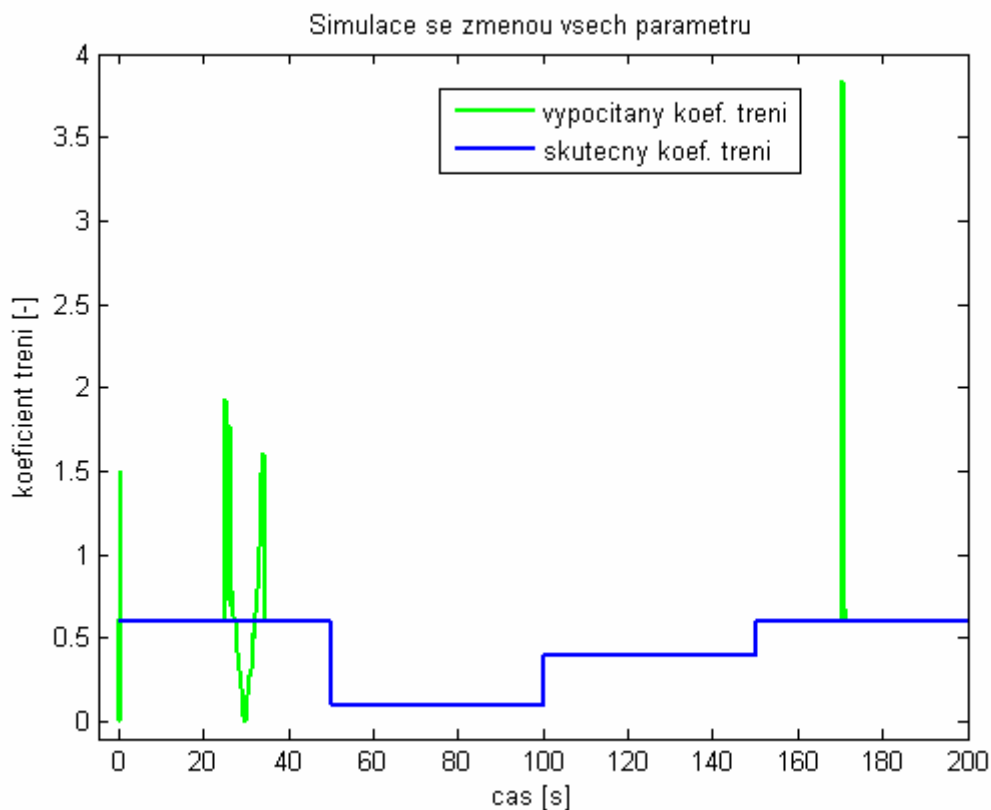
#### 6.1.4 Změna úhlu natočení kol



Simulace, ve které jsem měnil úhel natočení dopadla o něco lépe ve prospěch systému než simulace předchozí. Rozdíly v hodnotách koeficientu tření nebyly tak velké a interval, kdy se koeficient určoval špatně byl kratší. Nicméně se vyskytla další nesrovnalost v jiném čase než na začátku simulace.

### 6.1.5 Změna všeho

V poslední simulaci jsem v jejím průběhu měnil najednou všechny parametry, které jsem dosud měnil v každé simulaci zvlášť. Variabilní tedy byla jak rychlost, tak povrch i úhel natočení kol. Abych mohl lépe sledovat, které veličiny a jak ovlivňují nepřesnost výpočtu, nastavil jsem simulaci tak, aby v určitém čase docházelo vždy jen ke změně jednoho parametru. Podle očekávání se v této simulaci nahromadil největší počet chyb.



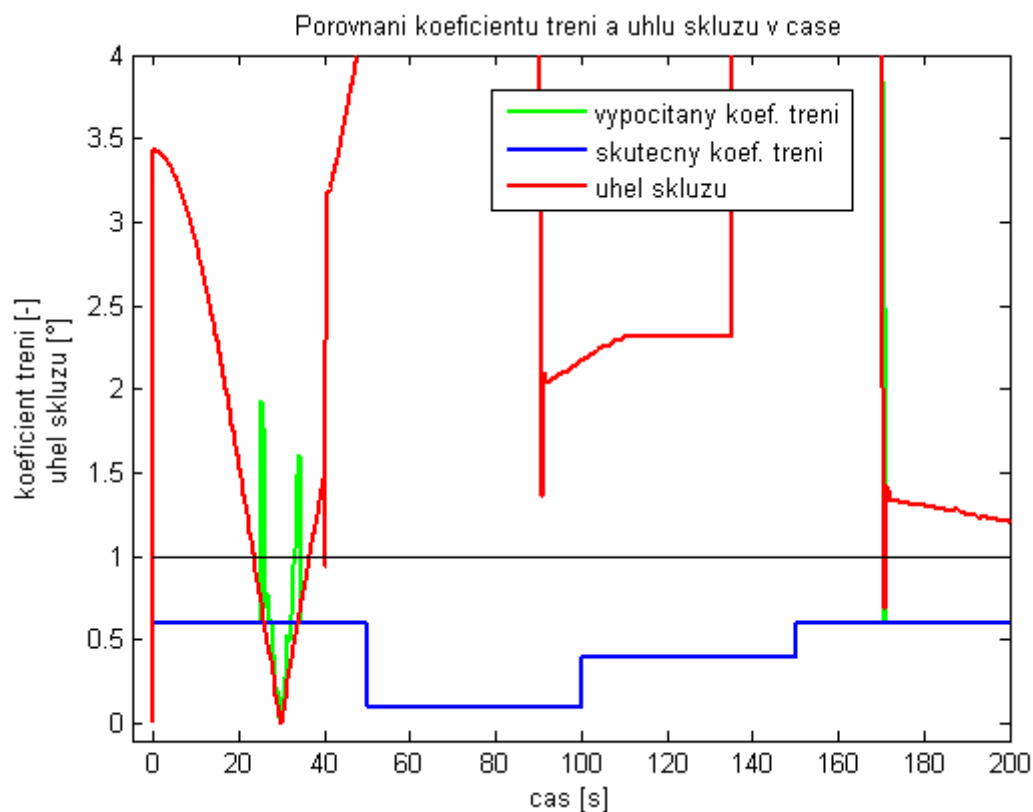
## 6.2 Oprava chyb

V této části se zaměřím na odhalení příčin, vedoucích k odchylkám mezi vypočteným a skutečným koeficientem tření.

Nejprve zopakuji, kdy se rozdíly mezi koeficienty vyskytují. Ve všech simulacích docházelo k odchylkám v počátku simulace, přibližně první půl sekundy. U změny rychlosti se přidal asi 10s dlouhý zákmit mezi 25. a 35. sekundou simulace. Při změně úhlu natočení kol se objevil v čase 170s jednosekundový vrchol. Při změně všech parametrů se projeví všechny již zmíněné deviace najednou.

Dále je třeba si ujasnit vztah mezi parametry, které jsem během simulace měnil a vstupy do systému. Model má vstupy jen dva, úhel skluzu a boční sílu. Změna povrchu ovlivňuje vstup č. 2, tedy boční sílu. Změny rychlosti a úhlu natočení kol ovlivňují vstup č. 1, úhel skluzu.

Při změně povrchu se projevila pouze počáteční odchylka a ve zbytku simulace už byly oba průběhy (skutečný i vypočtený koeficient tření) totožné. Protože se tento problém vyskytl u všech ostatních simulací, včetně té s konstantními parametry, a protože u ostatních simulací odchylky od požadovaného průběhu přibývaly dospěl jsem k názoru, že problém bude s úhlem skluzu. Proto jsem si jeho průběh promítl do grafu simulace se změnou všech parametrů. Tam bylo nejvíce deviací.



Ukázalo se, že odchylky se vyskytují v místech, kde klesá úhel skluzu pod určitou mez. Ta se nejlépe odhadla z odchylky mezi 25. a 35. sekundou a vycházela přibližně na  $1^\circ$ . Po provedení série dalších experimentů s nastavováním parametru jsem zjistil, že úhel, pod kterým dochází k nepřesnosti výpočtu, se mění v závislosti na aktuálním povrchu. S nižším skutečným koeficientem tření se zpřesňuje výpočet na nižších úhlech a naopak.

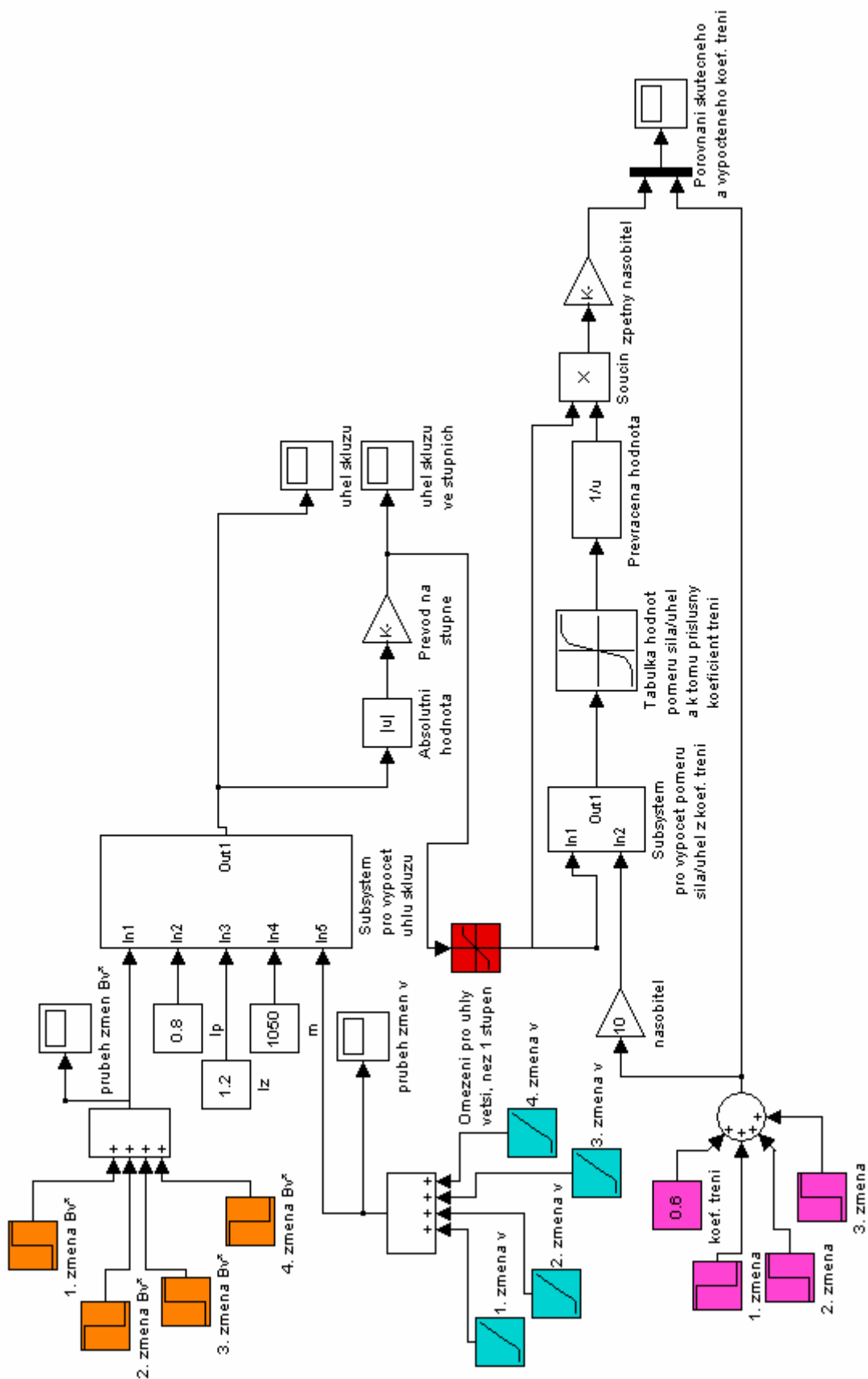
Výše zmíněné poznatky mě přivedly k samotné podstatě problému. U takto malých úhlu dochází už při drobných změnách k velkým rozdílům ve směrnici, která je určena jako  $F_y/\alpha$ . To vysvětluje i fakt, že na různých površích byla různá hladina přesnosti systému. Při hodně kluzkém povrchu (koeficient tření 0.1 – 0.2) je působící boční síla úměrně menší, než při koeficientu tření např. 0.6 a tak i absolutní změna směrnice při změně úhlu je v případě s kluzkým povrchem menší a proto je model přesnější i při nižších úhlech.

Každopádně s tím, jak klesá úhel skluzu k nule se snižuje možnost správného určení koeficientu tření. To je také patrné i z původního vztahu (5.1), použitého jako základ pro celý model. Pokud bude úhel skluzu  $\alpha = 0^\circ$ , bude hodnota  $F_y = 0\text{N}$  pro libovolný koeficient tření a tím pádem nepůjde jednoznačně určit. Z toho také mimo jiné vyplývá, že pokud auto pojedje rovně (bude vykonávat přímočarý pohyb), bude platit, že  $\alpha = 0^\circ$  a tudíž systém dokáže určovat koeficient tření pouze pokud vozidlo právě zatáčí.

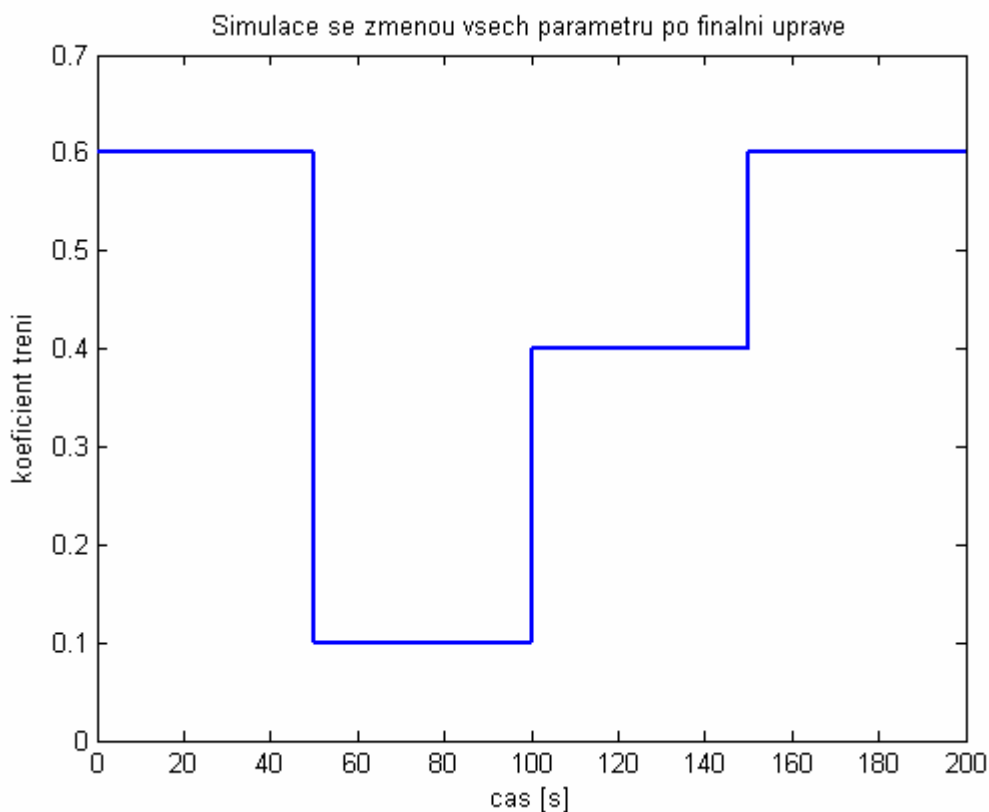
Řešením celého problému s odchylkami výstupu od požadované hodnoty je tedy jakési omezení, že pokud bude úhel skluzu menší než  $1^\circ$ , systém bude v podstatě mimo provoz. Nejde tedy o řešení v pravém smyslu slova, protože tento problém ani úplně vyřešit nejde, ale jen o jakési obejítí daného problému. Postupně se mohou zpřesňovat výpočty a v reálném systému čidla, ale vždy pouze klesne ta hranice, pod kterou už tento systém nebude fungovat.

Finální úpravu modelu jsem tedy provedl takovou, že jsem přidal saturační člen, který omezí úhel skluzu na vstupu do systému pouze na hodnoty větší než je  $1^\circ$ .

Na další stránce je vidět celkový model se všemi vstupními parametry tak, jak jsem ho použil pro simulaci změn všech parametrů už s použitím saturačního členu a dále je graf výstupu z tohoto modelu. Na grafu to sice není vidět, ale je zde zobrazen jak skutečný koeficient tření, tak vypočítaný, jen se dokonale překrývají. To je důkaz toho, že systém funguje.



Obrázek 10. Kompletní systém se změnami všech parametrů a po finální úpravě



Následná implementace by mohla vypadat tak, že mezi systém, určující úhel skluzu a systém, počítající koeficient tření se vloží komparátor, který bude porovnávat signál s jedničkou. Pokud by byl úhel skluzu větší, systém by vypočítal úhel skluzu a ten by se pak objevil na výstupu, odkud by pokračoval na vstupy systémů regulace a řízení jízdní dynamiky. Pokud by byl úhel skluzu menší než jedna, na výstupu by se objevil signál mimo rozsah koeficientů tření, např. 5. To by znamenalo, že koeficient nelze určit a ostatní systémy si musí poradit bez této informace.



## 7 Shrnutí a závěr

Cílem bakalářské práce bylo vytvoření systému, který by dokázal určit koeficient tření mezi vozidlem a komunikací během jízdy v reálném čase.

V první části byl vypracován přehled, popisující dynamiku vozidla a jeho moderní bezpečnostní prvky – ABS a ESP. V další části jsem se věnoval tvorbě modelu systému pro určení koeficientu tření z dvou vstupních veličin, úhlu skluzu a boční síly působící na pneumatiku. V této části jsem se popisoval vznik a způsob měření, popř. počítání vstupních veličin, dále jsem uvedl matematické vztahy, z kterých model vycházel a nakonec jsem popsal postup jeho tvorby a vysvětlil princip fungování modelu. V poslední části jsem se zabýval ověřováním chování navrhnutého modelu pomocí simulace základních situací nastávajících na vozovce, jako jsou zrychlování, brzdění, zatáčení a změna povrchu vozovky.

Ze získaných poznatků je zřejmé, že se podařilo vytvořit funkční model, který dokáže určit koeficient tření mezi automobilem a vozovkou v reálném čase. Systém ale pracuje s takovým omezením, že vstupní úhel skluzu vozidla musí být větší než  $1^\circ$ . V čase, kdy se bude pohybovat úhel skluzu pod touto hodnotou nebude systém zjišťovat koeficient tření, protože je to technicky nemožné.

## 8 Seznam použité literatury

### 8.1 Tištěné dokumenty

- [1] GILLESPIE, Thomas D.: Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE International, 1992
- [2] Matematické, fyzikální a chemické tabulky, SPN, 1989
- [3] Systémy regulace a řízení jízdní dynamiky I., AutoEXPERT 10/2004
- [4] Systémy regulace a řízení jízdní dynamiky II., AutoEXPERT 11/2004
- [5] VLK, František: Dynamika motorových vozidel, Nakladatelství Vlk, 2000

### 8.2 Internetové odkazy

- [1.] <http://www.racer.nl/reference/pacejka.htm> - stránky věnované „Pacejka’s magic formula“
- [2.] <http://www.en.wikipedia.org/wiki> - otevřená encyklopedie