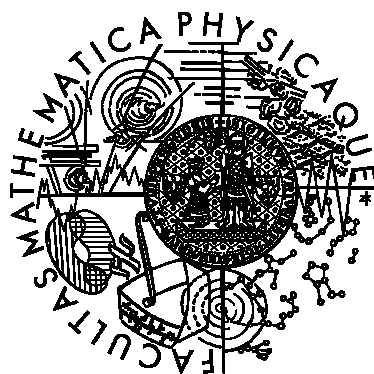


Univerzita Karlova v Praze  
Matematicko-fyzikální fakulta

# BAKALÁŘSKÁ PRÁCE



*Ondřej Malý*

*Software pro modelování jízdních vlastností automobilu*

*Katedra teoretické informatiky a matematické logiky*

Vedoucí bakalářské práce: RNDr. Pavel Surynek

Studijní program: Informatika - programování

2008



Rád bych poděkoval zejména vedoucímu mé práce panu RNDr. Pavlu Surynkovi za navedení správným směrem v začátcích práce a neméně pak za čas, po který se mé práci věnoval.

Dále bych rád poděkoval Ing. Michalu Janovskému a Bc. Zdeňkovi Mašínovi za užitečný fyzikální nadhled.

V neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině za podporu a podmínky, které mi umožnili práci dokončit.

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci napsal samostatně a výhradně s použitím citovaných pramenů. Souhlasím se zapůjčováním práce.

V Praze dne

Ondřej Malý

# 1. Obsah

<b>1. OBSAH</b> .....	<b>- 4 -</b>
<b>2. ABSTRAKT</b> .....	<b>CHYBA! ZÁLOŽKA NENÍ DEFINOVÁNA.</b>
<b>3. ÚVOD</b> .....	<b>- 6 -</b>
<b>4. FYZIKÁLNÍ MODEL</b> .....	<b>- 7 -</b>
4.1. MOTOR, TOČIVÝ MOMENT A VÝKON .....	- 7 -
4.2. PŘENOS TOČIVÉHO MOMENTU KE KOLŮM .....	- 9 -
4.3. JEDNODIMENZIONÁLNÍ POHLED .....	- 9 -
4.4. PŘENÁŠENÍ HMOTNOSTI .....	- 10 -
4.5. ZATÁČENÍ V NÍZKÝCH RYCHLOSTECH.....	- 11 -
4.6. STATICKÉ A DYNAMICKÉ TŘENÍ PNEUMATIK.....	- 12 -
4.7. ZATÁČENÍ VE VYSOKÝCH RYCHLOSTECH.....	- 13 -
4.8. ELEKTRONICKÉ SYSTÉMY – ABS.....	- 13 -
4.9. ELEKTRONICKÉ SYSTÉMY - ESP .....	- 14 -
<b>5. IMPLEMENTACE</b> .....	<b>- 15 -</b>
5.1. POUŽITÉ TECHNOLOGIE.....	- 15 -
5.2. RYCHLOST BĚHU SIMULACE.....	- 15 -
5.3. KROK SIMULACE .....	- 15 -
5.4. OVLÁDÁNÍ SIMULACE .....	- 16 -
5.5. GRAFICKÝ INTERFACE .....	- 16 -
5.6. IMPLEMENTACE MODELU – MOTOR .....	- 16 -
5.7. IMPLEMENTACE MODELU – SPOJKA .....	- 17 -
5.8. IMPLEMENTACE MODELU – ZATÁČENÍ.....	- 17 -
5.9. ROZLOŽENÍ HMOTNOSTI.....	- 18 -
5.10. ROTACE AUTOMOBILU V PODÉLNÉ A PŘÍČNÉ A OSE.....	- 18 -
5.11. ZATÁČENÍ AUTOMOBILU, ROTACE VE SVISLÉ OSE .....	- 18 -
5.12. ABS.....	- 19 -
5.13. ESP.....	- 20 -
<b>6. TESTY CHOVÁNÍ</b> .....	<b>- 22 -</b>
6.1. AKCELERACE 0-100 KM/H .....	- 22 -
6.2. ZATOČENÍ V NÍZKÉ RYCHLOSTI.....	- 23 -
6.3. NEDOTÁČIVÝ SMYK .....	- 24 -
6.4. PŘETÁČIVÝ SMYK .....	- 25 -
6.5. ABS.....	- 26 -
6.6. ESP.....	- 27 -
<b>7. ZÁVĚR</b> .....	<b>- 28 -</b>
<b>8. PŘÍLOHY</b> .....	<b>- 29 -</b>
8.1. TABULKA ŘÍZENÍ DÁVKOVÝM SOUBOREM .....	- 29 -
8.2. TABULKA ŘÍZENÍ POMOCÍ KLÁVESNICE.....	- 29 -
<b>9. LITERATURA</b> .....	<b>- 30 -</b>

## 2. Abstrakt

**Název práce:** *Software pro modelování jízdních vlastností automobilu*

**Autor:** *Ondřej Malý*

**Katedra:** *Katedra teoretické informatiky a matematické logiky*

**Vedoucí bakalářské práce:** *RNDr. Pavel Surynek*

**e-mail vedoucího:** *Pavel.Surynek@mff.cuni.cz*

**Abstrakt:** *Tato práce je určena všem zájemcům o fyzikální modely, diskrétní počítačové simulace a automobilismus. Text popisuje matematický model automobilu, popis sil a jevů, které při pohybu automobilu vznikají. Model se zaměřuje zejména na funkci motoru, přenosu točivého momentu, brzdění a zatáčení. Dále se věnuje elektronickým systémům ABS a ESP, které zlepšují ovladatelnost vozu. Nejdůležitější částí práce počítačový program určený pro simulaci a vizualizaci výsledků modelu. Program umožňuje dávkový vstup a tím se stává dobrým nástrojem pro experimentování s různým nastavením vozu. Textová část práce je také doplněna o náhledy průběhů některých testů chování, a spolu s výkladem umožňuje nahlédnout na fyzikální podstatu chování automobilu.*

**Klíčová slova:** *fyzika, modelace, automobil*

**Title:** *Software for modeling driving properties of a vehicle*

**Author:** *Ondřej Malý*

**Department:** *Department of Theoretical Computer Science and Mathematical Logic*

**Supervisor:** *RNDr. Pavel Surynek*

**Supervisor's e-mail address:** *Pavel.Surynek@mff.cuni.cz*

**Abstract:** *This work is intended for all interested in physical modelling, discrete computer simulations and motorism. Text part describes mathematical model of a car, description of forces and effects which occurs within car motion. Model is focused especially on the engine, transferring the torque, braking and turning. Furthermore the thesis deals with electronic systems like ABS or ESP, which improves the steering control. The most important part of this work is a computer application for simulating and visualising the model. The program supports batch input and become a useful tool for experimenting with different settings of the car. Text part of the work includes screenshots taken during the tests and along with mathematical interpretation provides an insight into a physical principle of the car behaviour.*

**Keywords:** *physics, modeling, vehicle*

### 3. Úvod

Tématem mé bakalářské práce je simulátor jízdních vlastností automobilu při užívatelem zadaných fyzikálních podmínkách. Motivací pro výběr tohoto tématu byl můj zájem o fyziku tuhých těles a chuť rozšířit si znalosti v oblasti 3D grafiky.

Druhý důvod pro výběr daného tématu byla absence podobného simulátoru na poli open source programů. Simulátory chování automobilů jsou nejčastěji koncipovány formou hardwarových simulačních kabin, nebo her. Tyto nejsou koncipovány pro experimentování. Neumožňují také dávkový vstup a výstup, který je pro experimenty důležitý. V neposlední řadě pak nejsou napsány jako open source.

Tato práce by měla sloužit zejména zájemcům o fyziku automobilu a umožnit jim srozumitelný náhled na fyzikální děje, které ovlivňují chování automobilu v různých podmínkách.

Během vypracování se ukázalo, že v českém jazyce neexistuje literatura, která by se dané problematice věnovala v dostatečné hloubce, aby mohla sloužit jako podklad pro psaní softwarového simulátoru a proto lze tuto práci brát jako doplňující literaturu k dané problematice v českém jazyce.

## 4. Fyzikální model

Pro realistické chování simulovaného automobilu je nutné, aby vycházelo z fyzikální podstaty situace a co nejpřesněji ji aproximovalo. Z tohoto důvodu potřebujeme model, který umožňuje fyzikální děje oddělit, popsat a později naprogramovat jejich vlivy.

### 4.1. Motor, točivý moment a výkon

Prvním článkem navzájem působících sil je motor. **Motor** je stroj, který mění jiné druhy energie na mechanickou práci, v daném případě je zdrojem chemická energie paliva. Tato práce se bude zabývat pouze spalovacími čtyřdobými motory.

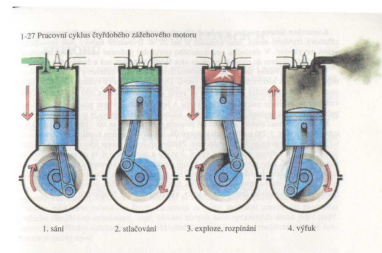
Motor automobilu se skládá z několika válců. Každý válec obsahuje píst, sací a výfukové ventily. Schéma válce a pracovních cyklů je znázorněno níže.

Motor může pracovat v různě rychlém sledu pracovních cyklů, které nazveme jako **otáčky za sekundu**. Během každé otáčky vykoná válec motoru jeden pracovní cyklus.

**Výkon motoru** je práce motoru za jednotku času. Obecná znalost je, výkon motoru je výsledkem funkce, jejímž vstupem je typ motoru, množství dodaného paliva a otáčky za sekundu. Vzhledem k otáčkám motoru není výkon motoru konstantní funkce a křivka výkonu se zjišťuje experimentálně.

**Točivý moment**<sup>1</sup> vyjadřuje působení síly na bod vzdálený od osy otáčení přes hřídel. Rovněž funkce točivého momentu hřídele motoru není konstantní vzhledem k otáčkám za sekundu. Zjišťuje se také experimentálně, níže je popsáno jak spolu tyto dvě křivky souvisí.

Jak již bylo zmíněno výše, budeme pracovat s koncepcí spalovacího čtyřdobého motoru, konkrétně pak s motorem vznětovým a zážehovým. Tento typ motoru provede během jednoho pracovního cyklu čtyři fáze. Pro zážehový motor je v první fázi nasáta směs paliva a vzduchu. Tato směs je v druhé fázi stlačena. Ve třetí fázi dochází k zapálení směsi, což má za následek zvýšení teploty plynu a potažmo zvýšení tlaku. Tento tlak působí na horní plochu válce a stlačuje jej. Tato fáze je jediná pracovní fáze motoru. V poslední fázi opouští výfukové plyny komoru válce.

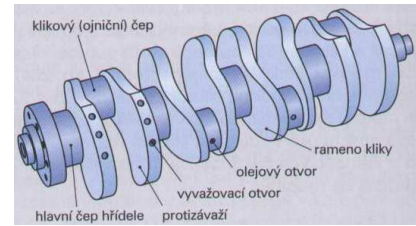


Pracovní fáze čtyřdobého motoru

Vznětový motor se liší zejména typem paliva a také skutečností, že je nasáván pouze vzduch, do kterého je na začátku pracovní fáze rozprášeno palivo, které se samo zapálí v důsledku vysokého tlaku a teploty.

<sup>1</sup> Udává se v Nm (newtonmetr). 1Nm znamená, že hřídel působí silou 1N na bod ve vzdálenosti 1m

Síla, kterou působí plyn na válec je dále přenesena na klikovou hřídel, která leží v ose několika takových válců. Pracovní fáze jednotlivých válců jsou od sebe v čase posunuty, aby docházelo k rovnoměrnému rozložení výkonu v čase. Proto tento model počítá s konstantním výkonem motoru při konstantní rychlosti otáčení.



**Kliková hřídel**

Fyzikální interpretace tvaru křivky točivého momentu je, že při nízkých otáčkách expandující plyn naráží do téměř nehybného válce motoru a nepředá mu ideálním způsobem hybnost svých molekul. Naopak při vysokých otáčkách válec vlastní setrvačností rozpíná prostor válce tak rychle, že výrazným způsobem snižuje relativní rychlost molekul, které do něj naráží<sup>2</sup>.

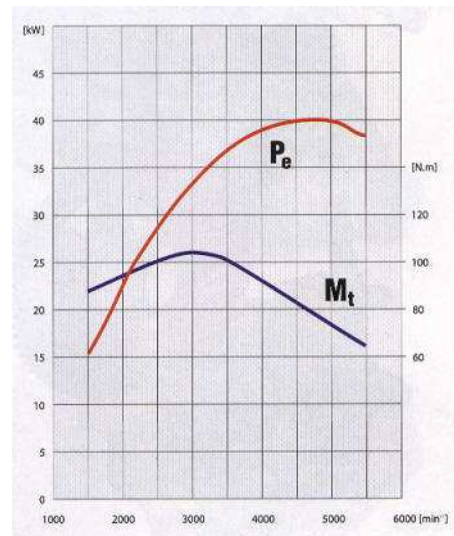
Křivka točivého momentu tedy znázorňuje sílu, kterou působí hřídel na imaginární páku, která by byla k hřídeli připevněná. Jelikož pracovní cyklus motoru je jedna otáčka, vykoná konec páky trasu  $2\pi r$  kde  $r$  je poloměr této páky. Pro výpočet práce  $W = Fs$  známe tedy dráhu ( $s$ ) i sílu ( $F$ ) působící na imaginární páku. Z těchto vzorců můžeme snadno zjistit práci, kterou vykonal motor za jednu otáčku. Analogicky tedy platí, že motor má nejvyšší účinnost přeměny paliva v kinetickou energii právě v maximu křivky točivého momentu.

Pro výpočet výkonu ( $P$ ) použijeme vzorec  $P = \frac{W}{t}$  Nyní

tedy záleží, kolikrát motor vykoná pracovní fázi za

jednotku času ( $t$ ). Pro zjištění výkonu pro konkrétní

otáčky motoru je tedy nutné vynásobit točivý moment počtem otáček za sekundu. Motory mají tedy maximum výkonu obvykle ve vyšších otáčkách než maximum točivého momentu. V tomto bodě se sice palivo nepřeměňuje nejefektivněji v energii, ale je to nejlepší kompromis mezi počtem pracovních cyklů a efektivitou spalování.



**Křivka točivého momentu**

<sup>2</sup> Pokud by se válec pohyboval rychlostí expanze plynu, pak by plyn nekonal žádnou práci



## 4.2. Přenos točivého momentu ke kolům

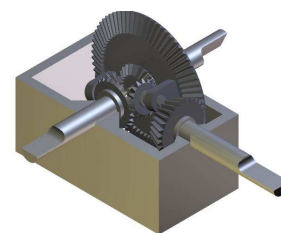
Točivý moment hřídele motoru je dále přenášen přes spojku, převodovou skříň a diferenciál.

**Spojka** je zařízení, umožňující fyzicky oddělit motor od zbytku soustavy přenášející sílu. Potřebujeme-li zařadit jiný převodový stupeň, nesmí působit uvnitř převodové skříně velké síly, které by mohly zničit ozubení kol při jejich zaklesnutí. V případě kdy spojka odděluje motor a zbytek soustavy se každá její část točí jinou rychlostí. Proto je důležitá vlastnost spojky, stupňovat vnitřní tření a pozvolna přenášet točivý moment, aby nedocházelo k prudkým změnám rychlosti automobilu, ani rychlosti otáčení motoru.

**Převodová skříň** plní úlohu zvýšení rozsahu rychlosti automobilu, při zachování otáček motoru v optimálním rozmezí. Obsahuje sadu ozubených kol různých velikostí. Každý převodový stupeň má daný koeficient, závislý na počtu zubů jednotlivých ozubených kol. Tímto koeficientem se násobí točivý moment klikové hřídele. Koeficientem se naopak dělí rychlost otáčení, takže při stejných otáčkách motoru mají pro různé zařazené stupně kola různou rychlost.

Převodový stupeň	koeficient
R	- 3.182
1	3.769
2	2.095
3	1.387
4	1.026
5	0.813

**Diferenciál** je umístěn na ose hnacích kol, v případě tohoto modelu jsou to kola přední. Diferenciál je zařízení umožňující různou rychlost rotace kol. Tato vlastnost je důležitá zejména při zatáčení, kdy se vnější kola otáčejí rychleji než kola vnitřní. Dále zajišťuje rozdělování točivého momentu na základě rychlosti kol, přičemž kolo, které se točí rychleji dostává více točivého momentu. V praxi můžeme pozorovat funkci diferenciálu tak, že postavíme auto jedním kolem na kluzký povrch, druhým kolem na drsný povrch. V případě prudké akcelerace začne prokluzovat kolo na kluzkém povrchu a vzhledem k funkci diferenciálu je téměř veškerý točivý moment směřován na roztočené kolo. Automobil se tedy nerozjede, nebudeme-li přidávat točivý moment postupně, nebo nedisponuje-li automobil uzávěrkou diferenciálu<sup>3</sup>.



**Diferenciál**

Dle internetového zdroje *Car Physics for games (2008)* převodová skříň a diferenciál spotřebuje okolo 30% energie motoru, kterou přemění na teplo.

## 4.3. Jednodimenzionální pohled

Točivý moment kol převedu dle definice točivého momentu na sílu, působící v bodě styku pneumatiky s vozovkou. Pneumatika touto silou působí na vozovku a vozovka opačným směrem (vpřed) působí na automobil. Vzorec pro zrychlení je  $a = \frac{F}{M}$  kde  $F$  je velikost působící síly,  $M$  je hmotnost automobilu a  $a$  je velikost výsledného zrychlení. Rychlost je

<sup>3</sup> Uzávěrka diferenciálu omezí funkci přerozdělování točivého momentu tím, že poloosy propojí a tudíž sdílí svůj točivý moment i otáčky. Fyzikální model vyvinutý v rámci bakalářské práce uzávěrku diferenciálu neimplementuje.

integrálem zrychlení a plyne ze vztahu  $v = v_0 + a \cdot \Delta t$  kde  $v_0$  je počáteční rychlost  $\Delta t$  je časový úsek po který změna probíhala a  $v$  je výsledná rychlost. V opačném směru k rychlosti, působí síly valivého odporu pneumatik a tření karoserie o vzduch. Valivý odpor kol je lineárně přímo úměrný k rychlosti, je však závislý na materiálu a struktuře pneumatiky, vozovky a také na tlaku v pneumatice. Odpor vznikající třením vzduchu má podle *Halliday a kol. (2001)* vztah  $F = \frac{1}{2} C \rho S v^2$  kde  $C$  je experimentálně zjištěná konstanta,  $\rho$  je hustota vzduchu,  $S$  je účinný průřez, neboli velikost plochy při pohledu ze směru rychlosti a  $v$  je rychlost automobilu. Interpretace rovnice je, že odporová síla závisí na počtu srážek molekul vzduchu s karoserií ( $vS$ ), jejich hybnosti ( $v\rho$ ), směru odrazení molekul vzduchu a vytváření turbulentních proudů ( $\frac{1}{2}C$ ). Konstanta  $C$  je často v literatuře již poloviční, proto je nutné ověřit, zda je určená pro tento vzorec, nebo pro vzorec bez násobení jednou polovinou.

Tyto dvě hlavní odporové síly se dle článku *Car physics for games (2008)* rovnají při rychlosti okolo  $30 \frac{m}{s}$ . Při vyšších rychlostech převládá třecí síla vzduchu a proto téměř kvadraticky roste spotřeba i u reálných automobilů.

Sílu působící na automobil můžeme tedy snadno zjistit jako  $F_v = F_{motoru} + F_{valivá} + F_{treci}$  Kdy síly motoru a dvojice sil odporových mají opačný vektor.

Z předchozích vzorců lze snadno vypočítat, že automobil přestává zrychlovat v okamžiku kdy se síla motoru a odporové síly vyrovnají. Tato rychlost se nazývá **maximální konstrukční rychlost**, a její řešení je průsečík upravené křivky točivého momentu motoru<sup>4</sup> a kvadratické křivky odporu vzduchu a valivého odporu pneumatik. Vzhledem k tomu, že křivka točivého momentu není zadána žádnou funkcí, ale je zjištěná experimentálně. Můžeme zjistit maximální rychlost jedině iterativním testováním po malých jednotkách rychlosti.

#### 4.4. Přenášení hmotnosti

Simulace přenášení hmotnosti, neboli naklánění vozidla je důležitá nejen k vizuálnímu efektu. Od této skutečnosti se odvíjí odlišné chování automobilu při jiném zrychlení.

Pro tuto kapitolu je nutné definovat pojem setrvačnick. **Setrvačnick** je zařízení pro akumulaci kinetické energie. Za setrvačnick lze považovat libovolné rotující těleso. Pro tento model budeme za setrvačnick považovat rotující automobil. Vzorec pro akumulovanou energii setrvačnicku je následující  $E_k = \frac{1}{2} J \omega^2$  kde  $\omega$  je úhlová rychlost automobilu a  $J$  je moment setrvačnosti.

**Moment setrvačnosti [J]** je míra setrvačnosti tělesa. Závisí na rozložení hmoty v tělese vzhledem k ose otáčení. Čím dále a čím hmotnější body rozmístíme od osy otáčení, tím vyšší je moment setrvačnosti. Momenty setrvačnosti se dají vypočítat pro spojité rozložení hmoty

<sup>4</sup> Křivku je nutné převést z jednotek otáček za minutu do  $ms^{-1}$  pomocí výše zmíněné idey přes koeficienty převodové skříně, diferenciálu a poloměr kola

v tělese a některé triviální tvary těles, nebo pro diskrétní rozložení hmoty v tělese jako  $\sum_{i=1}^n \frac{1}{2} m_i r_i^2 \omega^2$  kde  $m_i$  je hmotnost daného bodu  $r_i$  je jeho vzdálenost od osy otáčení a  $\omega$  je úhlová rychlost bodu. Vzhledem k tomu, že úhlová rychlost je pro všechny body stejná, pak platí  $\sum_{i=1}^n \frac{1}{2} m_i r_i^2 \omega^2 = \frac{1}{2} \omega^2 \sum_{i=1}^n m_i r_i^2$ . Pro automobil v dané ose je pak suma konstantní. Jelikož výrobci automobilů neuvádějí momenty setrvačnosti pro rotaci automobilu v různých osách, bylo nutné tento parametr aproximovat. Nahradil jsem proto konstantu  $J = \sum_{i=1}^n m_i r_i^2$  ideou hmotného bodu vzdáleného 1 metr od osy otáčení. Hmotnost tohoto bodu je možné parametrizovat pro každou z os otáčení.

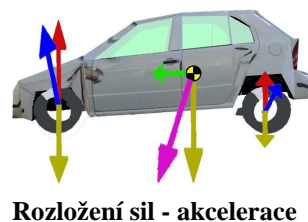
Automobil simulujeme jako hmotný bod. Je-li v klidu, vektor tíhového zrychlení (žlutá) směřuje kolmo dolů. Podle vzdálenosti od poloos se síla rozkládá na dvě nápravy a ty působí stejnou silou na automobil přes pružiny tlumičů (červená).



Pružiny tlumičů však nepůsobí přímo na těžiště, ale jejich síla se rozkládá na síly působící na ramena osy otáčení (modrá).

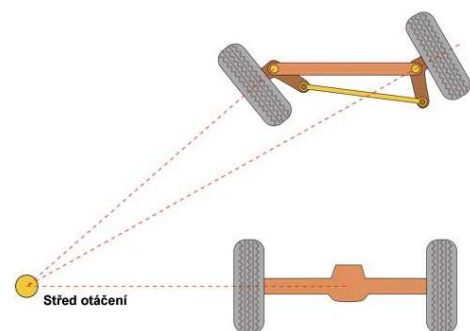


Pokud bude na automobil působit nějaké zrychlení (zelená), výslednice (fialová) způsobí přenesení více síly na jednu z náprav. V tomto důsledku vznikne nerovnováha sil na přední nápravě, žlutá tíhová síla působí na rameno otáčení automobilu v příčné ose a automobil se nakloní dopředu. Tím se zvýší síla pružiny působící na přední nápravu (červená) a (modrá) část této síly zastaví rotaci automobilu. V okamžiku, kdy přestane působit zrychlení, převládne opět síla pružiny a způsobí rotaci automobilu do původní polohy.



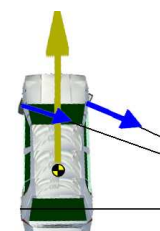
#### 4.5. Zatáčení v nízkých rychlostech

Ve většině dnešních automobilů se používá takzvaný Ackermanův řídicí mechanismus. Je reprezentován pákou, která natáčí přední kola tak, aby byla všechna na obvodu soustředných kružnic. Tento systém zabraňuje nadbytečnému sjíždění pneumatik, protože v opačném případě by byla kola v případě zatáčení ve smyku.



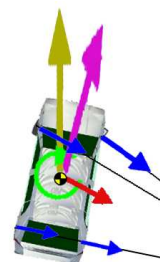
V okamžiku natočení kol začnou na kola působit boční síly, protože nesměřují souběžně se směrem pohybu automobilu. V podélném směru na kola působí pouze nízký valivý odpor. V bočním směru je však odpor značný a je způsoben statickým třením pneumatiky a vozovky. Proto na přední kola působí síly, které směřují do budoucího středu zatáčky automobilu. Tyto síly mají za následek rotaci automobilu, ale ještě výrazně neovlivňují změnu směru pohybu.

Ackermanův model



Síly v ackermanově modelu

Ovlivnění směru přichází až v zápětí, kdy se i zadní kola vinou rotace dostanou do nerovnoběžné polohy se směrem pohybu. V tu chvíli působí boční síly zadních kol proti rotačnímu zrychlení automobilu, otáčení karoserie se ustálí a výslednice všech bočních sil působících na kola (červená) mění směr pohybu automobilu (fialová).

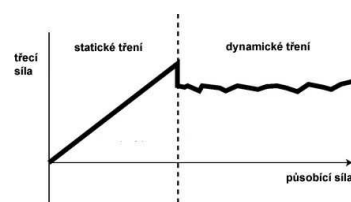


Zatáčení - síly

V případě, kdy automobil zatáčí a kola se srovnávají je situace opačná. Přední kola se dostanou do rovnoběžné polohy se směrem pohybu a proto na ně přestanou působit boční síly. Zadní kola ale ještě ve směru pohybu natočená nejsou, proto boční síly zadních kol způsobují zpomalování až zastavení rotace.

#### 4.6. Statické a dynamické tření pneumatik

Koeficienty statického a dynamického tření závisí na struktuře a materiálu obou ploch. Na přiloženém grafu můžeme vidět, že pro překonání hladiny maximální hodnoty statického tření potřebujeme větší sílu, než pro následné udržování dynamického tření (zabránění zastavení). Důležité

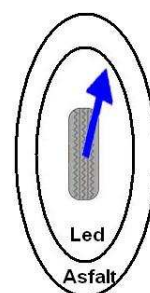


Průběh tření

vlastnosti křivky jsou zejména výška „schodu“ který odděluje oblast statického a dynamického tření. Ta je dána zejména strukturou materiálu. Čím hrubší materiál, tím větší je tento rozdíl. Tento jev je způsoben „zaklesnutím“ hrubých materiálů do sebe. Při dynamickém tření už pak nedochází k tak dokonalému zaklesnutí a dynamické tření je výrazně nižší.

Dynamické tření je také závislé na relativní rychlosti obou povrchů. Zejména u hrubých povrchů hodnota síly dynamického tření klesá s rychlostí se stejným, výše zmíněného důvodu. Pro použití ve fyzikálním modelu je důležité uvědomit si strukturu pneumatiky, která je často v podélném směru hladká a v příčném směru hrubá.

Při konstrukci reálných pneumatik se užívá zejména příčných lamel, které ovlivňují statické tření ke zvýšení koeficientu statického tření pouze v podélném směru. Toto opatření deformuje pomyslnou kružnici prahu statického tření na elipsu. Je-li vektor síly uvnitř této pomyslné elipsy, pak jde o tření dynamické. V okamžiku, kdy vektor přeroste meze elipsy, nastává utržení a tření se stává dynamickým. Tato technologie je aplikována u všech běžně používaných pneumatik a preferuje možnost podélného zrychlení oproti bočnímu, kterému je přizpůsobené i lidské tělo. Dalším konstrukčním mechanismem je nesouměrný tvar lamel a tedy posouvání této elipsy dopředu či dozadu. Této vlastnosti se využívá zejména, pokud jsou poháněna zadní kola<sup>5</sup>. Pro různé koeficienty statického tření se tato pomyslná elipsa zvětšuje přímoúměrně lineárně.



Hranice smyku

<sup>5</sup> V tomto případě je vhodné dát na zadní kola pneumatiky preferující kladné zrychlení (akceleraci) a na přední kola pneumatiky, preferující záporné zrychlení (brzdění).

## 4.7. Zatačení ve vysokých rychlostech

Oproti zatačení v nízkých rychlostech předpokládáme takové boční síly, působící na styčnou plochu pneumatiky a vozovky, že dojde ke smyku na některé z náprav.

V případě, kdy nedochází ke smyku a automobil opisuje kružnici kolem pomyslného středu otáčení se automobil za každou ujetou dráhu kružnice otočí jednou kolem své osy. Úhlová rychlost rotace automobilu a úhlová rychlost průjezdu kružnicí jsou tedy stejné.

Smyky rozdělujeme na dva typy, podle rozdílu výše zmíněných úhlových rychlostí. Je-li úhlová rychlost rotace menší, než úhlová rychlost průjezdu zatáčkou, jedná se o **nedotáčivý smyk**. V opačném případě se jedná o **přetáčivý smyk**.

**Nedotáčivý smyk** nastává v okamžiku, kdy ve vysoké rychlosti řidič prudce zatočí volantem. Přední kola tudíž dostanou velmi rychle nenulový úhel vůči směru pohybu a působí na ně velké síly. V závislosti na koeficientu statického tření pak může dojít ke smyku předních kol, když vektor boční síly překoná meze stanovené koeficientem statického tření pro boční směr působení síly. Na předních kolech tedy dochází ke kombinaci statického a dynamického tření<sup>6</sup>. Dynamické tření pak působí pouze proti směru pohybu a tudíž nijak neovlivňuje rotaci automobilu, která by byla žádoucí. Větší natočení volantu situaci ještě zhoršuje, protože kola se odvalují čím dál tím méně. Stejně tak stisknutí brzd způsobující smyk a naprosto dynamický smyk je v tomto případě nežádoucí.



Nedotáčivý smyk

Nedotáčivý smyk nastává také v případě, kdy automobil projíždějící zatáčkou plynule zvyšuje dostředivou sílu zvyšováním rychlosti při zachování poloměru zatáčky, nebo zmenšuje poloměr zatáčky a tím zvyšuje svou úhlovou rychlost. Pokud v této situaci nastane smyk předních kol je jeho důsledkem pokles dostředivé síly. Vzhledem k tomu, že zadní pneumatiky si dostředivou sílu zachovávají, dochází ke snížení úhlové rychlosti rotace automobilu a tím ke zvětšení poloměru zatáčky.

**Přetáčivý smyk** nastává v situaci, kdy se při průjezdu zatáčkou dostávají do smyku zadní kola. Smyk na zadních kolech způsobuje pokles dostředivé síly. Převládne tedy dostředivá síla předních kol, která způsobuje zrychlení rotace automobilu. Nastává tedy roztočení automobilu, jedinou možností jak tuto rotaci zastavit pak je zmenšení natočení předních kol. Tím opět převládne dostředivá síla zadních kol, která způsobí zastavení rotace. Špatným řešením je v tomto případě brzdění, které přenesou váhu na přední kola a ještě více zadní kola, která jsou ve smyku odlehčí.



Přetáčivý smyk

## 4.8. Elektronické systémy – ABS

<sup>6</sup> Toto je způsobeno zbytkovým odvalováním pneumatiky, proto nemůžeme toto tření prohlásit za jednoznačně dynamické.

První z elektronických systémů, který se objevuje u automobilů už od roku 1978 je ABS (Anti blocking system). Tento systém prodlužuje brzdou dráhu tím, že přerušovaně odbrzdí kola. Jeho výhodou je však možnost průběžně ovládat automobil, protože dynamické tření pneumatik je prokládáno krátkými intervaly statického odvalování. Je tedy možné při plně stisknuté brzdě na kluzkém povrchu zatáčet. Kola však musí být alespoň částečně ve směru pohybu, aby se po odbrzdění znovu roztočila.

#### **4.9. Elektronické systémy - ESP**

Tato zkratka zastupuje Electronic Stability Programme. Na rozdíl od ABS si však tento systém jednotliví výrobci uzpůsobují a jinak pojmenovávají. V principu však zůstává systém u většiny výrobců podobný. Jeho úkolem je zabránit smykům, jak přetáčivým, tak nedotáčivým.

**Gyroskop** je roztočený setrvačnick. Vlastností roztočeného setrvačnicku je, že si zahcává svou orientaci a také své otáčky vůči inerciální soustavě, v našem případě vůči zemi.

Gyroskop se užívá i v systému ESP. Vzhledem k vlastnosti zachování otáček vůči inerciální soustavě, zaznamenává rychlost rotace automobilu kolem svislé osy. Z rychlosti a natočení kol snadno spočítáme úhlovou rychlost průjezdu zatáčkou. Z těchto dvou dat můžeme určit o který typ smyku se jedná.

V případě, kdy se jedná o smyk neotáčivý, užívá se v praxi přibrzdění vnitřního zadního kola. Tato akce se blíží systému řízení pásových vozidel, kdy zpomalujeme pás na straně, na kterou chceme zatáčet. Výsledkem je mírné zpomalení vozidla a zejména požadované natočení automobilu, které způsobí vznik dostředivých sil na všech kolech.

Přetáčivý smyk se řeší zejména natočením volantu blíže k výchozí poloze. Tím se sice zvýší poloměr zatáčky, ale zabrání se přetáčivému smyku. Dále se užívá přibrzdění předního vnějšího kola, které opět na bázi pásového vozidla brání v roztočení automobilu a snižuje rychlost.

## 5. Implementace

Tento model jsme navrhli tak, aby simuloval automobil a aby jeho chování odpovídalo chování skutečného automobilu. Jedná se zejména o triviální jevy jako naklánění automobilu v zatáčkách, velikost zrychlení automobilu a ovladatelnost v různých rychlostech. Model je také určen k ověření použitelnosti a užitečnosti elektronických technologií a pozorování rozdílů v chování, které přináší.

Naopak model pouze aproximuje některé jevy, jakými je například aerodynamika karoserie.

### 5.1. Použité technologie

Pro implementační část jsem využil jazyk C++ v prostředí Visual Studio 8. Dále jsem pro grafické znázornění simulovaného modelu využil knihovnu OpenGL zejména pro zachování přenositelnosti a snadné API. Využil jsem také abstraktní vrstvu SDL (Simple Directmedia Layer), protože poskytuje abstraktnější programátorské rozhraní, než Win32 API. Rovněž SDL umožňuje zachovat ve velké míře přenositelnost, proto jsem se také snažil přenositelnost dále zachovávat používáním pouze standardních funkcí.

### 5.2. Rychlost běhu simulace

Simulace probíhá diskrétně, avšak vysokou hustotou simulačních kroků jsem se snažil dosáhnout dobré simulace i pro spojitě děje.

Po inicializaci následuje skok do smyčky která obsluhuje jednotlivé kroky simulace. Pomocí vrstvy SDL je inicializováno úvodní časové razítko. Po každém kroku simulace je nově získané časové razítko porovnáno s předchozím. Tím získáme dobu běhu výpočtu minulého kroku. Za předpokladu, že všechny kroky simulace budou podobně dlouhé můžeme předpokládat, že i následující krok bude trvat stejně dlouho, jako krok stávající. Proto je další simulační okno tvořeno s výhledem na tuto časovou vzdálenost. Tímto efektem dosáhneme real-time simulace na různě rychlých počítačích.

V případě, kdy je běh simulace přerušen například breakpointem, nebo dlouhodobým odstavením od procesoru, bylo by výhledové okno simulace často i několik sekund. Data by v takovém případě byla nesmyslná a proto je nastavena ochrana, kdy maximální délka okna smí být 50ms. Pokud počítač není schopen vykonat ani 20 simulačních kroků za sekundu je stále výhledové okno nastavováno na 50ms avšak simulace už není real-time.

### 5.3. Krok simulace

Každý krok simulace je složen z výpočtů modelu z času a vstupů, jeho zobrazení a případného zapsání dat do výstupního souboru.



## 5.4. Ovládání simulace

Simulaci je možné ovládat klávesnicí, nebo dávkovým souborem. V případě ovládání dávkovým souborem musí být syntaxe příkazové řádky následující.

AutoGL.exe [options]

```
--infile          Vstupní dávkový soubor, následuje
název souboru
--outfile         Výstupní soubor, následuje název
souboru
--abs            Zapnutí systému ABS
--esp            Zapnutí systému ESP
--friction       Koeficient tření, následuje reálné číslo
z intervalu (0;2), defaultně 0.5
```



Ukázka dávkového vstupu

Vstupní dávkový soubor je složen z příkazů, které jsou od sebe odděleny znakem pro ukončení řádky `\n`. Každý příkaz má 4 atributy, které jsou od sebe odděleny mezerou. Prvním atributem je čas v milisekundách od začátku simulace, příkazy musí být setříděné podle tohoto prvního atributu. Druhým atributem je jednopísmenný kód příslušné hodnoty, která má být měněna nebo ovlivněna. Kódy jsou vypsány v tabulce v příloze. Třetím atributem je cílová hodnota dané proměnné, která má být měněna. Čtvrtým argumentem je čas v milisekundách po který se má daná hodnota lineárně měnit. V případě, kdy je čtvrtý argument 0 se hodnota mění skokově.

Druhou možností ovládání simulace je ovládání pomocí klávesnice. Tabulka významů jednotlivých kláves je v příloze.

## 5.5. Grafický interface

Pro přehled o základních veličinách simulace je použit grafický interface se čtyřmi ukazateli. První zleva je zařazený převodový stupeň. Druhý ukazatel zleva značí míru sepnutí spojky. Jsou-li dva obdélníky daleko od sebe je spojka plně rozepnutá, v opačném případě je spojka plně sepnutá. Třetí ukazatel značí otáčky motoru, čtvrtý ukazatel značí rychlost vozidla.



Interface

## 5.6. Implementace modelu – Motor

Křivku točivého momentu jsem v tomto modelu implementoval polem hodnot s intervalem  $500 \text{ s}^{-1}$ . Pro každou hodnotu otáček jsem dosadil točivý moment pro motor. Výsledná hodnota je pak vypočtena interpolací dvou krajních hodnot.

Motor má implementovaný volnoběh, který se aktivuje, pokud otáčky motoru klesnou pod konstantu, která je symbolizována proměnnou, která je ve zdrojovém kódu reprezentována proměnnou `Engine::Low_rpm`. Pro benzínový motor jsou volnoběžné otáčky nastaveny



na 1000 ot./s, pro dieselový motor jsou zvoleny na 900 ot./s. Volnoběh jsem simuloval přidáváním plynu podle rozdílu aktuálních otáček symbolizovaných proměnnou  $Engine::rpm$ . Klesnou-li otáčky pod minimální konstrukční otáčky motoru symbolizované proměnnou  $Engine::Min\_rpm$  dochází k zastavení motoru v důsledku přetížení. Zvolené hodnoty proměnných se ukázaly jako vhodné, protože automobil se rozjede na volnoběh ještě z druhého převodového stupně, což je reálné chování předlohy. Výrobce neuvádí původní nastavení volnoběžných otáček, proto jsem konstanty navrhl dle reálných předloh.

Brzdění motorem jsem simuloval transformací intervalu sešlápnutého plynu z  $\langle 0;1 \rangle$  na  $\langle -E_{Br};1 \rangle$  Kde  $E_{Br}$  je parametrizovaná hodnota brzdění motoru. Proto pokud plyn není sešlápnutý, je výkon motoru záporný. Záporný výkon se pak počítá lineárně z otáček, protože je způsoben stlačováním prázdných válců a pro každé stlačení je potřeba stejné množství energie.

Vzhledem k tomu, že rychlost motoru a rychlost automobilu jsou při sepnuté spojce svázané, byl by výpočet zrychlení vzhledem k setrvačníku motoru a setrvačnosti auta netriviální. Zejména v případě, kdy se rychlost motoru a rychlost vozidla velmi liší (při spínání spojky) bylo tedy nutné promítnout energii setrvačníku motoru do zrychlení vozidla. Výpočet přenášeného točivého momentu od motoru tedy probíhá stejně, avšak poté, co se z kol vrací informace o aktuálních otáčkách motoru vzniká rozdíl oproti stávající rychlosti motoru. Tento rozdíl energií setrvačníku jsem tedy uložil do proměnné a přičetl k předávanému točivému momentu v příštím výpočetním kole.

## 5.7. Implementace modelu – Spojka

Zajímavostí konstrukce spojky byla nutnost nelineárního průběhu přenášení točivého momentu. Při lineárním průběhu spínání spojky a tedy při lineárním průběhu zvyšování procenta přeneseného točivého momentu se motor rychle přetížil a zastavil. Při podrobném zkoumání funkce lamelové spojky jsem ale zjistil, že při spínání se nejprve dotýkají střední části spojky a teprve následně styčná plocha kvadraticky roste. Proto jsem došel k závěru, že i průběh předaného točivého momentu by měl být druhou mocninou intervalu  $\langle 0;1 \rangle$  a výsledný předaný točivý moment je tedy

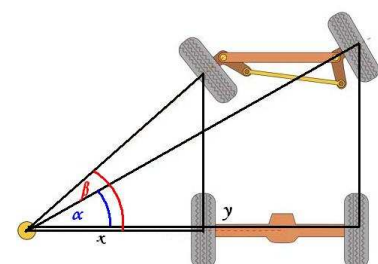
$M_d = M_m^2$  kde  $M_m$  je točivý moment vystupující z motoru a  $M_d$  je točivý moment vycházející ze spojky směrem k diferenciálu.



Lamelová spojka

## 5.8. Implementace modelu – Zatáčení

Implementoval jsem model Ackermanova řízení, kdy jsou běhouny všech kol na tečnách soustředných kružnic, viz výše. Dle oficiálních stránek Škoda je minimální průměr zatáčky modelu Škoda Fabia 10,4 metrů. Tímto je dané maximální natočení vnitřního kola  $27^{\circ}65'$ . Zatáčení je lineární a počítá se vždy pro vnitřní kolo. Vnější kolo je dopočítáno dle trigonometrických funkcí.



Ackermanův model

Pro výpočet zatočení vnějšího kola ( $\alpha$ ) z natočení vnitřního kola ( $\beta$ ) nejprve zjistíme, jak daleko je střed otáčení od vnitřního kola zadní nápravy ( $x$ )  $x = \frac{r_v}{\text{tg}(\beta)}$  kde  $r_v$  je délka rozvoru

náprav.  $y = x + r_{ch}$  kde  $r_{ch}$  je velikost rozchodu zadních kol. Následně  $\alpha = \text{arctg}\left(\frac{r_v}{y}\right)$ .

## 5.9. Rozložení hmotnosti

Pro správné chování zejména při smyku je nutné znát zatížení jednotlivých kol, které je ovlivněno rozložením hmotnosti a zejména zrychlením působícím na automobil. Pozice nulového bodu automobilu vůči těžišti je definována trojrozměrným vektorem, ve zdrojovém kódu reprezentovaným proměnnou `Car::Zero_point`. Tato proměnná je naplněna hodnotami  $x = -2,02$   $y = -0,4$   $z = 0$ . Inverzně vůči nulovému bodu automobilu je možné získat pozici těžiště. V ose  $x$  je tedy pozice těžiště 2,02 metru před zadním nárazníkem.



Při zahrnutí zrychlení je nutné promítnout výslednici tíhového, bočního a podélného zrychlení do plochy kol. Poté už se zatížení jednotlivých kol počítá jako dvouramenná páka se zohledněním hmotnosti automobilu.

**Důležité body**

## 5.10. Rotace automobilu v podélné a příčné a ose

Z rozložení tíhové síly a výslednice zrychlení na jednotlivá kola vzniká nerovnováha sil působící na rameno otáčení okolo podélné a příčné osy. Tuto vlastnost obsluhuje funkce reprezentovaná ve zdrojovém kódu metodou `Car::Calc_load`. Výsledkem této metody je nastavení zatížení jednotlivých kol.

Nerovnováha zatížení kol a v opačném směru působící síly pružiny má v metodě, označené ve zdrojovém kódu názvem `Car::Calc_rot` za následek rotaci automobilu podle některé z os. Toto je výsledkem například akcelerace, kdy přední a zadní kola mají různé zatížení.

Pouhým natočením automobilu by se některá kola ocitla nad povrchem a jiná pod povrchem. Metoda, označená v kódu názvem `Car::On_ground` poté změni úhel pružení kola, čímž změni i délku pružiny a pro další výpočetní krok změni poměr působících sil na všech kolech.

## 5.11. Zatáčení automobilu, rotace ve svislé ose

Zatáčení automobilu obsluhuje metoda, označená ve zdrojovém kódu názvem `Car::Calc_Drive`. V první části metody si dle idey z *Car physics demo* převedu pozici kol ze soustavy relativní k automobilu do absolutní soustavy. V absolutní soustavě jsem totiž sledoval simulaci snazší pro ladění a celkově přehlednější.

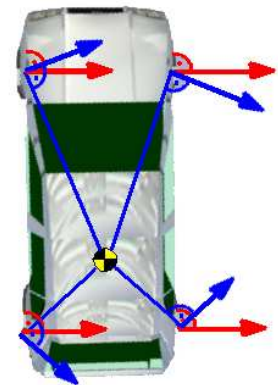
Absolutní souřadnice  $x$  a  $z$  každého kola získám  $x = \cos(\alpha) \cdot x_{rel} + \sin(\alpha) \cdot z_{rel} + x_{abs}$  respektive  $z = \cos(\alpha) \cdot z_{rel} - \sin(\alpha) \cdot x_{rel} + z_{abs}$  kde  $\alpha$  je natočení automobilu v prostoru  $x_{rel}$  a  $z_{rel}$  jsou relativní pozice kol vůči těžišti automobilu a nakonec  $x_{abs}$  a  $z_{abs}$  jsou souřadnice automobilu v prostoru.

Po převedení do absolutní soustavy uchovávám souřadnice pozic všech kol Abych znázornil směr pohybu kol simuloval jsem také pozici kol po konci stávajícího simulačního kroku přičtením ujeté vzdálenosti podle stávající rychlosti automobilu. Výsledkem je tedy rozdíl pozic pro každé z kol a tedy posun kola za daný simulační krok.

Již na začátku metody jsem si do absolutní soustavy souřadnic převedl natočení kol. V případě zadních kol se jedná pouze o natočení automobilu v soustavě, v případě předních kol se přičítá i možné zatočení předních kol. Nyní jsem pomocí směru pohybu kol mohl určit jejich úhlovou odchylku od jejich zatočení. Dle modelu je pak rozdíl těchto úhlů určující prvek pro výpočet velikosti boční síly působící na dané kolo.

Nyní je nutné **oddělit** síly, které způsobují **rotaci** automobilu od **dostředivého zrychlení** automobilu. Zjednodušeně lze říci, že působí-li síly všech kol na stejnou stranu automobilu jedná se spíše o dostředivé zrychlení, působí-li však síly předních a zadních kol na odlišné strany automobilu, jedná se spíše o změnu rychlosti rotace automobilu.

Pro výpočet sil ovlivňujících rotaci je nutné si uvědomit že boční síly působící na kola (červené) působí vždy kolmo k běhounu kola. Zatímco část této síly ovlivňující rotaci (modré šipky) musí působit kolmo k rameni síly vycházejícího z těžiště automobilu. Výslednici získáme jako  $\sum_{i=1}^4 d_i F_i$  kde  $d$  je délka osy a  $F$  je působící síla (modrá).



Rozložení sil

## 5.12. ABS

Pro simulaci funkce ABS bylo nutné, aby kola brzdila rozdílnou rychlostí. Pokud by se všechna kola v jeden okamžik zastavila, nebylo by možné ve skutečné situaci zjistit, zda se automobil pohybuje, nebo již ne. V případě, kdy by se automobil nepohybuje, je nutné nechat kola zabrzděná, v případě, kdy se automobil pohybuje, bylo by žádoucí kola odbrzdit.

V reálné situaci se nepřímou využívá nestejná adheze na různých kolech. Kola tedy brzdí různou rychlostí a jedno z nich se pravděpodobně zastaví dříve než jiné. Tuto vlastnost jsem simuloval pomocí náhodné konstanty, která reprezentuje náhodný *mikroterén* pod daným běhounem.

Náhodně generovaná konstanta *mikroterénu* se projevuje v situaci, kdy probíhá kontrola brzdění. Jak je popsáno v kapitole 4.6, pro každý terén je jistá maximální hranice přenosu síly při statickém tření. K této maximální hranici je přičtena drobná náhodná konstanta a tím vzniká efekt nestejného brzdění na různých kolech.

Druhá skutečnost, díky níž se kola v reálné situaci zataví v různé chvíli, je různé zatížení kol a tím pádem i různý výsledný koeficient, při kterém dojde k začátku smyku a tedy zastavení kola.

Zajímavostí při programování systému ABS byla nutnost částečně odstavit uživatele od možnosti aktivně brzdit. V praxi se skutečně užívá píst, který přerušovaně tlačí brzdový pedál směrem vzhůru.

Při brzdění nejprve proběhne kontrola, zda je alespoň jedno kolo zablokováno současně je alespoň jedno odblokováno. Pokud tato situace nastane, pak se na 100 milisekund všechna kola odbrzdí a je umožněn vliv bočních sil na odvalující se kola. Dále nastává fáze brzdění, kdy je na 100 milisekund umožněno brzdit dle aktuálního sešlápnutí brzdového pedálu. Ve třetí fázi jsou krátce odblokována přední kola a roztočí-li se je opět splněna podmínka pro první fázi

### 5.13. ESP

Metoda ESP simuluje chování elektronických stabilizačních systémů v automobilu. Srovnává rotaci automobilu ve svislé ose reprezentovanou proměnnou, označenou v kódu proměnnou `Car::Car_rots.z` s vypočtenou rychlostí, která vychází z natočení předních kol a z rychlosti.

V případě, kdy je očekávaná rychlost rotace různá alespoň o minimální rozdíl, symbolizovaný konstantou, symbolizovanou proměnnou označenou v kódu proměnnou `threshold` systém rozlišuje dvě situace, podle toho, zda je předpokládaná rychlost větší či menší.

Je-li předpokládaná rychlost rotace větší, dochází zřejmě k nedotáčivému smyku a je nutné srovnat přední kola po směru jízdy, aby nepokračovala ve smyku a bylo možné opět naplno využít jejich adhezi při statickém tření.

Je-li předpokládaná rychlost rotace menší, je opět nutné srovnat kola po směru jízdy tentokrát z důvodu přetáčivého smyku. V důsledku by se měla kola dokonce zatočit na opačnou stranu vozu, aby byl smyk ukončen co nejdříve, v případě elektronického systému je však tento problém zachycen dříve a stačí pouze drobná korekce.

Zajímavostí při implementaci systému ESP byla zejména nutnost škálovat míru srovnání volantu. Nejlépe se mi osvědčila funkce  $\alpha = \alpha_0 - (|\beta - \alpha_0| \cdot v) / konst$  kde  $\alpha_0$  je původní natočení volantu,  $\beta$  je úhel natočení volantu, který by odpovídal nesmykovému projíždění zatáčkou,  $v$  je rychlost a  $konst$  je konstanta, která vyjadřuje míru efektivity srovnávání smyku.

Pokud by byla konstanta příliš nízká, automobil by měl problém zatočit, jelikož každý smyk přirozeně vznikající v začátku zatáčení by byl eliminován srovnáním volantu. Pokud by naopak byla konstanta příliš vysoká, umožňoval by systém smykům příliš se rozvinout, což by nebylo žádoucí pro plynulý průjezd zatáčkou.

Vzhledem ke skutečnosti, že odstředivá síla závisí na druhé mocnině rychlosti, je logické přemýšlet i o druhé mocnině rychlosti ve vzorci pro srovnání volantu. Vyšší než první mocniny rychlosti však ve vysokých rychlostech vykazovaly zbytečně veliký poloměr

zatáčky. Proto jsem použil rychlost pouze v první mocnině.

Dále pak bylo nutné ošetřit moment, kdy funkce ESP již není potřebná a míra přetáčení je v normě. Pokud by systém v tuto chvíli umožnil natočit volant do nastavené pozice nastalo by prudké trnutí vozidlem a opět náběh přetáčivého smyku. Proto jsem v tomto případě zvyšoval natočení volantu postupně do té doby, než dosáhl požadovaného zatočení, nebo do doby, kdy se systém ESP znovu aktivoval.

## 6. Testy chování

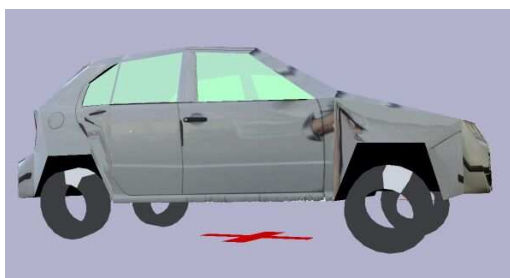
V této kapitole se zaměříme na ověření správnosti navrženého modelu v reálných situacích. Pokusíme se prověřit účinnost systémů ABS a ESP. Pozornost budeme věnovat shodě výsledných simulací s realitou.

### 6.1. Akcelerační 0-100 km/h

#### Testovací nastavení

Vstup:                   input-test-1.txt  
                          input-test-2.txt  
Kontrolní výstup:   output-test-1.csv  
                          output-test-2.csv  
Nastavení:            Motor 1.4 / 1.9

Prvním testem byla simulace zrychlení z 0 na 100km/h. Použil jsem nejprve motor benzínový motor 1.4 jehož křivku točivého momentu jsem našel na oficiálních stránkách firmy Škoda. Křivku jsem převedl do výše zmíněné datové struktury a použil toto nastavení k určení parametrů odporu vzduchu a valivého odporu pneumatik.



Odlehčení předních kol při akceleraci

Jak je zmíněno v kapitole 4.3 odpor vzduchu se vypočítá pomocí  $F = \frac{1}{2} C \rho S v^2$  Kde  $C \rho S$  je konstantní, počítáme-li stále stejnou hustotu vzduchu a uvažujeme-li pouze pohyb automobilu v jedné ose.

Valivý odpor pneumatik je opět experimentálně zjištěná veličina o které můžeme tvrdit, že její konstanta je asi 30x větší než konstanta odporu vzduchu. Je to tak proto, že zhruba při rychlosti  $30ms^{-1}$  se odpor vzduchu a valivý odpor vyrovná. Jelikož je v odporu vzduchu rychlost zastoupená ve druhé mocnině, je nutné, aby byla konstanta valivého odporu o velikost této rychlosti větší.

Nejprve jsem si pro benzínový motor o objemu 1,4 litru našel křivku točivého momentu a experimentálně zjištěnou dobu zrychlování z klidu do rychlosti 100km/h, tedy 13,8s. Nastavil jsem konstanty pro valivý odpor a odpor vzduchu tak, aby odpovídaly nejen vzájemnému vztahu, ale i hodnotě doby zrychlování.

Poté jsem vyhledal data pro vznětový motor o objemu 1,9 litru, křivku převedl do datové struktury popsané v kapitole 5.6 a upravil hmotnost automobilu tak, aby odpovídala katalogové hmotnosti. Experimentálně zjištěná doba zrychlování je pro tento případ 10,8s.



Vstupní soubory

Nakonec jsem upravil vstupní soubor, neboť bylo nutné změnit časy řazení, vzhledem k vyššímu výkonu motoru.

Výsledkem testu byla hodnota 10,55s. **Rozdíl 0,24 sekundy** mohl být způsoben zejména nutností 2x změnit převodový stupeň a tedy zřejmě rozdílnou rychlostí řazení, popřípadě řazením v jiných otáčkách.

Tento test potvrdil dobrou shodu s reálnou předlohou při testu zrychlení automobilu.

## 6.2. Zatočení v nízké rychlosti

### Testovací nastavení

Vstup: input-test-3.txt  
Kontrolní výstup: output-test-3.csv  
Nastavení: Motor 1.9 Diesel

Druhým testem chování bylo zatočení ve velmi nízké rychlosti. Cílem testu bylo ověřit, zda je při nastavené geometrii zachován poloměr minimální zatáčky.

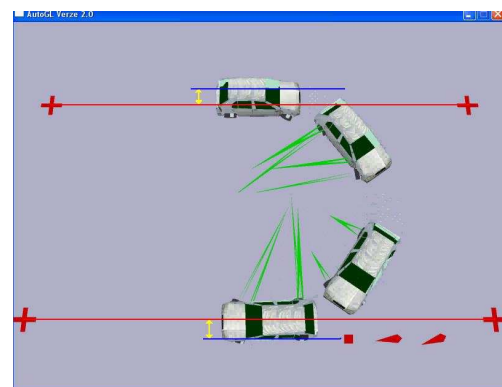
Jak je uvedeno v kapitole 5.8, nejmenší konstrukční průměr zatáčky pro automobil Škoda Fabia je 10,4 metru. V simulaci jsou červené kříže nastavené na vzdálenost 10 metru. V nastavení vozu zůstaly všechny parametry dle původního nastavení.



Vstupní soubor

Na výše zobrazené sérii zachycených stavů simulace si můžeme všimnout plynulého průběhu zatáčky. V okamžiku, kdy auto opíše 180° obrat udával logovací soubor maximální hloubku pohybu 10,07 metru.

Jelikož se však nejčastěji udává průměr zatáčky jako obrysový nebo stopový obvod, je ještě nutné, přičíst k naměřenému obvodu rozchod kol, tedy 1,42 metru. Tím se dostáváme na hodnotu 11,49 metru



Průběh zatočení

**Rozdíl 1,49 metru** mohl být způsoben nepřesností v geometrickém modelu zatáčení, vzhledem k nejvyššímu zatočení volantů můžeme vyloučit odlišné chování řidiče v reálném světě.



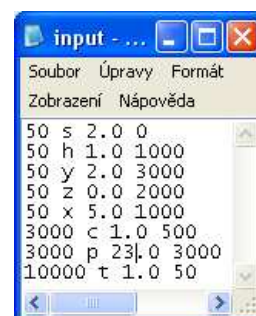
### 6.3. Nedotáčivý smyk

#### Testovací nastavení

Vstup: input-test-4.txt  
Kontrolní výstup: output-test-4.csv  
Nastavení: Motor 1.9 Diesel

Tento test měl potvrdit správné chování automobilu na kluzkém povrchu.

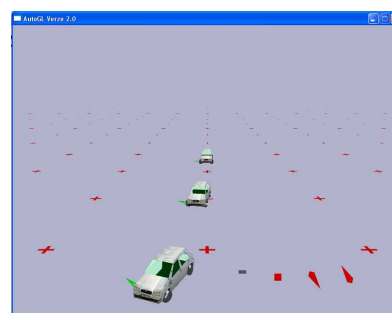
Zvolil jsem modelovou situaci rychle jedoucího automobilu, který se pohybuje po uježděném sněhu. Řidič automobilu musí nyní nouzově změnit směr jízdy a vyhnout se překážce v cestě. Koeficient statického tření jsem zvolil 0,1. Tento koeficient odpovídá uježděnému sněhu, nebo námraze.



Vstupní soubor

Průběh testu je možné sledovat na kolekci obrázků níže.

Nejprve bylo nutné automobil rozjet na vysokou rychlost. Pro zjednodušení jsem zařadil druhý převodový stupeň a po dobu 7 sekund jsem plně akceleroval. Poté nastal prudký obrat volantem až do krajní polohy. Dle očekávání nastal téměř okamžitě smyk a kola přešla ze statického do dynamického tření. Tím ještě více poklesl koeficient tření. Jelikož nebyla přední kola sto otočit vozidlem nevznikaly na zadních kolech žádné příčné síly a z tohoto důvodu automobil stále pokračoval téměř rovně. Po půl vteřině zatáčení automobil stále nebyl natočený ani o jeden stupeň.



Nedotáčivý smyk

Teprve po 1,68 sekundy se automobil odchýlil o 2 metry ze svého původního směru a lze předpokládat že v tuto chvíli by se vyhnul protijedoucímu vozidlu, nebo jiné překážce. Od okamžiku změny směru jízdy do okamžiku výše zmíněného odchýlení ujel automobil téměř 43 metrů.

Data testu nelze objektivně hodnotit, protože výrobci automobilů nezveřejňují výsledky podobných měření. Rovněž porovnání s videem podobné situace nepovažují za vhodné zejména z důvodu nestejných podmínek pokusu.

Výsledné chování automobilu v testu však dopadlo dle předpokladů.



## 6.4. Přetáčivý smyk

Test má simulovat automobil v přetáčivém smyku, tedy ve smyku. Tento druh smyku nastává během zvyšování rychlosti v zatáčce, popřípadě při zmenšování poloměru zatáčky při konstantním poloměru zatáčky.

### Testovací nastavení

Vstup: `input-test-5.txt`  
Kontrolní výstup: `output-test-5.csv`  
Nastavení: `Motor 1.9 Diesel`

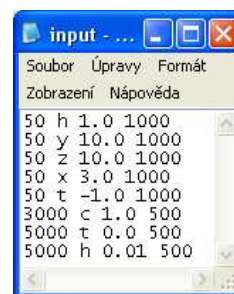
Během výše zmíněné situace nastává jev, kdy na přední kola díky jejich zatočení nepůsobí tak veliké síly, jako na kola přední. Boční síla působící na automobil se rozloží do všech kol. Na rozdíl od kol zadních se však v případě předních kol část síly rozloží do podélného směru běhounu. Tím dochází dříve ke smyku zadních kol.

Testovací scénář je nastaven tak, že automobil prudce akceleruje do ostré zatáčky. Nastává tedy situace zrychlování v zatáčce s konstantním poloměrem a následně očekávám smyk na zadní nápravě.

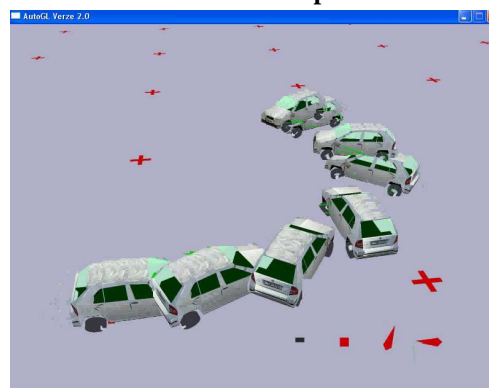
Pro tento scénář jsem zvolil koeficient statického tření 0,3 který odpovídá kyprému sněhu. Tento koeficient jsem zvolil pro snazší akceleraci, která by byla na povrchu s nižším koeficientem problematická.

Na obrázku můžeme pozorovat, jak se už v případě třetího záběru zadní náprava viditelně sune jiným směrem a nenásleduje stopu předních kol. Během dalších záběrů dochází k rotaci automobilu, až nakonec dochází k jeho zatavení. Veškerá energie byla v tomto případě spotřebována konečnou jízdou bokem.

Stejně jako v předchozím testu i zde nejsou k dispozici taková data, kterými by se dal úspěch testu prokázat, výsledné chování automobilu však alespoň vizuálně dopadlo dle předpokladů.



Vstupní soubor



Záběry průběhu

## 6.5. ABS

Test simuluje chování automobilu nejdříve bez systému ABS a později se systémem ABS. Při pevně stisknuté brzdě dochází na kluzkém povrchu k zabrzdění všech kol. Automobil si poté ponechává svůj původní směr a rotaci. Použitím systému ABS se automobil stává ovladatelným.

### Testovací nastavení

Vstup: input-test-6.txt  
Kontrolní výstup: output-test-6.csv  
Nastavení: Motor 1.9 Diesel - bez ABS / s ABS

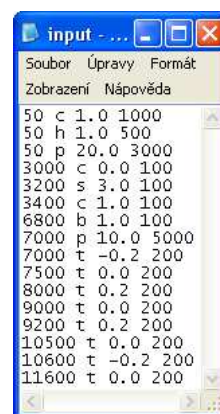
Testovací scénář je pro tento test zvolen následovně: Automobil zrychluje na třetí rychlostní stupeň. Poté se před řidičem objeví překážka, které se musí vyhnout sešlápne proto brzdu a dále se snaží řídit pouze volantem. Vyhýbací manévr provede na levou stranu. Nejprve začneme odbočením vlevo, po srovnání jízdy a minutí virtuální překážky se zařadíme zpět do původního jízdního pruhu. Po celou dobu intenzivně brzdíme

Tento testovací scénář nejprve pustíme na automobilu s ABS a následně na stejném automobilu s vypnutým modulem ABS.

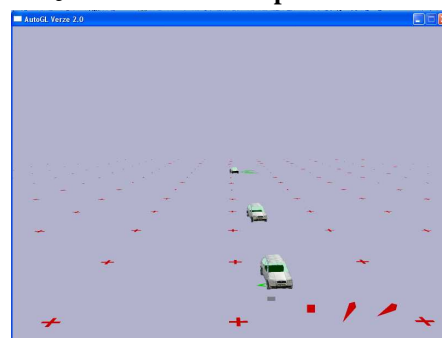
Test pro automobil s modulem ABS dopadl úspěšně. Automobil díky přerušovanému brzdění dokázal sledovat zamýšlenou trajektorii s úspěchem. Zatáčení sice nebylo zdaleka tak efektivní jako u nezablokovaných kol, avšak vyhýbací manévr se zdařil.

Pro automobil bez modulu ABS dopadl test očekávaným neúspěchem. Automobil vlivem brzdění postupně dostal všechna kola do smyku a následně se stal neovladatelným. Zablokovaná kola, která se neodvalují působí totiž silou pouze proti směru svého pohybu, avšak nezáleží přitom na jejich natočení.

Výsledky testu dopadly dle očekávání, automobil se systémem ABS je možné i při smyku kontrolovat, automobil bez systému ABS se stává neovladatelným. Proto jsme vyhodnotili tento test jako úspěšný.



Vstupní data



Postupný průběh vyhýbacího manévru

## 6.6. ESP

Test simuluje chování automobilu bez systému ESP v situaci přetáčivého smyku a následně se zapnutým systémem ESP. Očekávaným chováním je obejít smykové situace a pouze zvětšení poloměru zatáčky.

### Testovací nastavení

Vstup: input-test-7.txt  
Kontrolní výstup: output-test-7.csv  
Nastavení: Motor 1.9 Diesel - bez ESP / s ESP

Testovacím scénářem byla tentokrát prudké strhnutí volantu v rychlosti okolo 90km/h. Zejména těmto nebezpečným situacím má předcházet systém ESP a má udržet vozidlo ovladatelné zvětšením poloměru zatáčky a neumožněním vozidlu dostat náhle smyk.

Nejprve jsem testoval vozidlo s vypnutým modulem ESP. Dle očekávání vozidlo dostalo záhy po prudké změně směru smyk, který skončil nekontrolovatelnou rotací automobilu.

Při druhém běhu byl systém ESP aktivní. Ihned po zaznamenání odlišnosti očekávané a skutečné rotace se kola srovnala a pouze zvětšila poloměr zatáčky. Dle záběrů ze simulace je možné pozorovat poloměr zatáčky, který má 60 metrů, který je přiměřený pro danou nájezdovou rychlost.

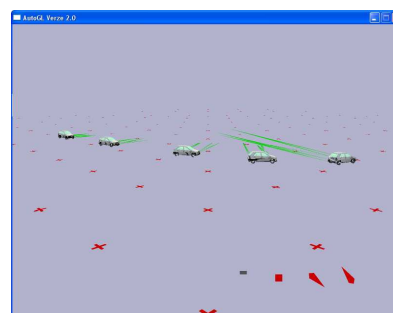
Výsledky testů hodnotíme jako pozitivní vzhledem k tomu, že se objektivně prokázal smysl systému ESP.



Vstup



Průběh zatáčky bez systému ESP



Průběh zatáčky se systémem ESP

## 7. Závěr

Podařilo se mi implementovat model, který umožňuje realistické chování automobilu v nastavených podmínkách. Dále se ověřila účinnost a smysluplnost systémů ABS a ESP. Model je dobrý základ pro experimentování s trakcí automobilů a sledování základních jevů, které se na ploché vozovce mohou vyskytnout.

Jako rozšiřující práci na tomto modelu navrhuji implementaci nejnovějších typů systému ESP s vlastnostmi přibrzdování jednotlivých kol a ještě lepšími výsledky.

Druhou oblastí možného navázání na práci je implementace nerovného terénu, experimentování s různými typy tlumení pružení, studium závislosti nerovností na stylu jízdy a dále pozorování změny již zkoumaných jevů při jízdě do kopce a z kopce.

## 8. Přílohy

### 8.1. Tabulka řízení dávkovým souborem

Kód atributu, proměnná	Hodnoty atributů
c – Spojka	$\langle 0;1 \rangle$ 0 = plně sešlápnutá
t – Zatočení volantu	$\langle -1;1 \rangle$ -1 = doleva
h – Sešlápnutí plynu	$\langle 0;1 \rangle$ 1 = plně sešlápnutý
b – Brzda	$\langle 0;1 \rangle$ 1 = plně sešlápnutá
g – Řazení o 1 stupeň	$\{-1,1\}$
s – Zařazení lib. Stupně	$\{-1,0,1,2,3,4,5\}$
x – Přesun kamery v ose x	$(-\infty; \infty)$
y – Přesun kamery v ose y	$(-\infty; \infty)$
z – Přesun kamery v ose z	$(-\infty; \infty)$
p – Rychlost kamery v ose x	$(-\infty; \infty)$
o – Rychlost kamery v ose y	$(-\infty; \infty)$
l – Rychlost kamery v ose z	$(-\infty; \infty)$
q – Ukončení simulace	bez parametrů

### 8.2. Tabulka řízení pomocí klávesnice

Klávesa	Význam
Šipka nahoru	Plyn
Šipka dolů	Brzda
Šipka doprava	Zatočení doprava
Šipka doleva	Zatočení doleva
C	Sepnout spojku (povolit pedál)
D	Rozepnout spojku (sešlápnout pedál)
A	Zařadit vyšší převodový stupeň
Z	Zařadit nižší převodový stupeň
9,0,1,2,3,4,5,6	Zařadit konkrétní převodový stupeň (9 = zpátečka)
Q	Ukončit program

## 9. Literatura

- [1] Marco Monster - Marco Monster's Car physics for games  
<http://physics.hardwire.cz/mirror/Car%20Physics.html> (2008)
- [2] D.Halliday a kol. – Vysokoškolská učebnice fyziky - Prometheus (2001)
- [3] Wikipedia – Přehled automobilových simulátorů -  
[http://en.wikipedia.org/wiki/Comparison\\_of\\_racing\\_simulators](http://en.wikipedia.org/wiki/Comparison_of_racing_simulators) (2008)
- [4] Wikipedia – Funkce a konstrukce spojky - <http://en.wikipedia.org/wiki/Clutch> (2008)
- [5] Marco Monster's Car Physics Demo version 0.8 (3.06.2001)
- [6] Škoda auto - Oficiální stránky firmy Škoda - <http://www.skoda-auto.cz> (2008)
- [7] Youtube – Video server - <http://www.youtube.com/watch?v=Dbge-y9jMJg> (2008)