



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MODEL ŘIDIČE PRO SIMULAČNÍ ALGORITMY

DRIVER STEERING MODEL FOR SIMULATION ALGORITHMS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tereza Tmejová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Studentka:	Bc. Tereza Tmejová
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Model řidiče pro simulační algoritmy

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Jedním ze silných vývojových nástrojů pro zlepšování jízdních vlastností vozidel je výpočtový model simulující jízdní manévry. Pomocí simulací lze ohodnocovat vliv jednotlivých konstrukčních částí na chování vozidla, nicméně u tzv. closed-loop manévrů hraje zásadní roli samotný řidič a jeho reakce na pohyb vozidla. Aby bylo možné přiblížit výsledky simulací co nejvíce realitě, musí i model řidiče být dostatečně věrohodný. Model řidiče by mohl být využit i pro vývoj algoritmů řízení autonomních vozidel.

Cíle diplomové práce:

- Sestavení přehledu metod tvorby modelu řidiče.
- Vytvoření výpočtového nástroje pro testování modelu řidiče.
- Výběr vhodných manévrů pro testování.
- Tvorba samotných modelů řidiče.
- Srovnání a zhodnocení variant modelu řidiče.

Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

DROOGENDIJK, Cas. A new neuromuscular driver model for steering system development, Master Thesis Report. Delft: Delft University of Technology, 2010.

AHMED, Umair. Racing Driver Model in Dymola VDL, Degree Project. Karlstad: Karlstad University, 2012.

JIANYONG, Cao, HUI, Lu, KONGHUI, Guo, and JIANWEN, Zhang. A Driver Modeling Based on the Preview-Follower Theory and the Jerky Dynamics. Mathematical Problems in Engineering, vol. 2013, Article ID 952106, 2013.

DAY, Terry and METZ, L. Daniel. The Simulation of Driver Inputs Using a Vehicle Driver Model. Detroit: SAE Technical Paper 2000-01-1313, 2000.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá vytvořením výpočtového modelu řidiče. V první části je vytvořen přehled modelů řidiče pro podélné a příčné řízení vozidla. Dále jsou popsány jízdní manévry, které by mohly být vybrány pro testování modelu řidiče. V praktické části, je vytvořen výpočtový model řidiče, který má za úkol sledovat požadovanou dráhu. Výsledný vytvořený model je testován na třech jízdních manévrech – ustáleném zatáčení, vyhýbacím manévru a průjezdu slalomem. Na závěr je tento model testován na průjezdu reálné dráhy. Pro všechny tyto dráhy je provedeno srovnání výsledků a hodnocení úspěšnosti modelu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Model řidiče, jednostopý model, příčné řízení, podélné řízení, jízdní manévry, Matlab, predikce, losí test, ustálené zatáčení,

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the creation of a computation driver model. In the first part, there is an overview on driver models for longitudinal and lateral control. Next, driving manoeuvres that could be selected for testing of driver model are described. In the practical part, there is created a computational driver model, whose task is to follow required path. The resulting model is tested on three driving maneuvers - steady turning, moose test and slalom. Finally, this model is tested on the passage of a real track. For all these tracks, a comparison is made and the success of the model is evaluated.

KEYWORDS

Driver model, bicycle model, lateral control, longitudinal control, driving manoeuvres, Matlab, prediction, moose test, steady turn

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TMEJOVÁ, Tereza. *Model řidiče pro simulační algoritmy* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124191>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 89 s. Vedoucí práce Petr Hejtmánek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. června 2020

.....

Tereza Tmejová

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěla poděkovat mému vedoucímu diplomové práce Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky.

Mé největší díky patří rodině a přátelům, kteří mi jsou velkou oporou.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Výchozí stav poznání.....	12
1.1 Metody hodnocení jízdních vlastností	12
1.1.1 Subjektivní hodnocení	12
1.1.2 Objektivní hodnocení	12
1.1.3 Matematické simulace	15
1.1.4 Simulátory	15
2 Model řidiče.....	17
2.1 Vývoj modelů řidiče	18
2.2 Řidič a jeho úlohy	20
2.3 Modely řidiče pro podélné řízení.....	21
2.4 Modely řidiče pro příčné řízení	22
2.4.1 „Pursuit“ model	23
2.4.2 „Preview“ model.....	24
2.4.3 Prekognitivní/předběžné modely.....	26
2.5 Přenosové funkce.....	27
2.5.1 Přenosové funkce řidiče.....	27
2.5.2 Přenosová funkce vozidla.....	28
3 Jízdní zkoušky vozidel.....	29
3.1 Dvojitá změna jízdního směru ISO 3888-1.....	29
3.2 Ustálené zatáčení vozidla ISO 4138	30
3.3 Vyhýbací manévr ISO 3888-2	31
3.4 Skokové natočení volantu ISO 7401	31
4 Model vozidla	32
4.1 Základní kinematický model vozidla.....	32
4.1.1 Model pneumatiky	34
4.1.2 Popis podvozku vozidla.....	37
5 Vytvoření modelu a jeho optimalizace.....	41
5.1 Model vozidla a jeho vlastnosti	41
5.2 Model řidiče.....	42
5.2.1 Regulační člen modelu řidiče	42
5.2.2 Optimalizace koeficientů regulační funkce	48
6 Simulace a ověření modelu	55
6.1 Ustálené zatáčení	56
6.1.1 Popis testovací dráhy a podmínky	56
6.1.2 Predikovaná vzdálenost	56
6.1.3 Směrodatná odchylka a maximální odchylka.....	58
6.1.4 Porovnání výsledků testování.....	60
6.2 Vyhýbací manévr ISO 3888-2	63
6.2.1 Popis testovací dráhy a podmínky	63
6.2.2 Predikovaná vzdálenost	63
6.2.3 Hodnocení průjezdu vytyčené dráhy	64

6.2.4	Porovnání výsledků testování	65
6.3	Slalom.....	68
6.3.1	Popis testovací dráhy a podmínky	68
6.3.2	Předikovaná vzdálenost.....	68
6.3.3	Směrodatná odchylka a maximální odchylka	69
6.3.4	Porovnání výsledků testování	71
6.4	Závodní okruh Imola	75
6.4.1	Popis testovací dráhy a podmínky	75
6.4.2	Výsledek testování	76
Závěr		81
Seznam použitých zkratk a symbolů		85
Seznam příloh.....		89

ÚVOD

S rozvojem celosvětové dopravy dochází každý rok ke zvyšování počtu dopravních nehod. Ze statistik vyplývá, že více jak 90 % nehod je způsobeno chybou řidiče. Mezi nejčastější chyby řidiče, které vedou ke vzniku dopravní nehody patří – nevěnování se řízení, nesprávný druh jízdy, nedodržení bezpečné vzdálenosti mezi vozidly, nepřizpůsobení rychlosti stavu vozovky či nezvládnutí řízení vozidla [3]. Všechny tyto příčiny dopravních nehod by bylo možné eliminovat využitím prvků aktivní bezpečnosti a zavedením autonomních vozidel, která zcela vylučují chybu lidského faktoru. Z toho důvodu došlo z velkého rozšíření automobilového průmyslu o oblast elektronických řídicích systémů určeným k poskytování aktivní bezpečnosti. Výzkum na poli řídicích systémů zahrnuje systémy aktivního brždění (Front assist), rozdělování točivého momentu (ABS, ASP a 4WD), aktivní řízení a aktivní zavěšení. Začleňování těchto systémů do hardwaru je však drahé a časové náročné. Počítačové simulace, v tomto případě, mohou pomoci k odhadnutí výkonu těchto systémů a simulovat je na velkém množství rozdílných scénářů, při zachování stejných provozních podmínek.

Kromě vývoje prvků aktivní bezpečnosti je modelování a simulace důležité ve fázi návrhu vozidla. Umožňují ověření chování a výkonu vozidla při různých scénářích s reálnými podmínkami, ale také dovolují navodit podmínky, které by jinak nebylo možné dosáhnout, například kvůli tomu, že se vozidlo bude pohybovat na hranicích svých limit. Díky simulaci je možné odstranit případné nedostatky již ve fázi vývoje vozidla a zlepšovat tak jeho jízdní vlastnosti a výkon.

Nezbytnou částí těchto simulací je vhodně navržený model řidiče, který napodobuje chování lidského řidiče. Pro vytvoření tohoto modelu je důležité popsat chování řidiče v nejrůznějších situacích. Touto problematikou se již dlouho zabývají jak dopravní inženýři, tak psychologové a na základě jejich výzkumu bylo vytvořeno velké množství teorií a poznatků. V rámci simulace musí být model řidiče schopný následovat požadovanou dráhu bez předdefinovaných vstupů pro řízení, plyn či brždění. Musí být schopný rozhodnout, které informace pro řízení potřebuje a dále je zpracovat, reagovat na vzniklé situace a vybírat vhodné manévry.

Použití „closed-loop“ modelů řidiče je popsáno v řadě literatur a je použito i v komerčních vozidlech. Model je odpovědný za posouzení chyby mezi požadovanou a simulovanou drahou. Informace o poloze vozidla dostává řidič pomocí zpětné vazby v reálném čase. Na základě predikce dráhy před vozidlem je spočítána chybová hodnota (pozici, natočení), která je dále použita do řídicího systému řidiče. Podle spočítané chyby jsou upraveny ovládací parametry, tak aby vozidlo co nejlépe následovalo požadovanou dráhu.

Cílem této práce je vytvoření přehledu používaných modelů řidiče a vytvoření výpočtového nástroje, který bude během simulace plnit roli řidiče. Součástí řešení tohoto problému je nejen popis modelů řidiče, ale také popis dynamiky vozidla a jeho matematické vyjádření, které bude součástí výpočtového nástroje. Testování výpočtového nástroje pak proběhne na vhodně vybraných jízdních „closed-loop“ manévrech. Na závěr bude posouzena vhodnost použití vytvořeného modelu pro jednotlivé jízdní manévry.

1 VÝCHOZÍ STAV POZNÁNÍ

1.1 METODY HODNOCENÍ JÍZDNÍCH VLASTNOSTÍ

Existuje několik metod, kterými lze hodnotit jízdní vlastnosti vozidla. Výsledky hodnocení pomáhají při zlepšování jízdních vlastností vozidla. To za pomoci jízdních manévru

1.1.1 SUBJEKTIVNÍ HODNOCENÍ

Při metodě subjektivního hodnocení jsou jízdní vlastnosti vozidla posuzovány pouze dle pocitů řidiče. Tato metoda je prováděna profesionálními řidiči a není k ní potřeba žádná speciální měřicí technika. Poté, co řidiči absolvuje předepsaný jízdní manévr, provede hodnocení jednotlivých jízdních vlastností testovaného vozidla. Proto má metoda omezenou přesnost i opakovatelnost.

1.1.2 OBJEKTIVNÍ HODNOCENÍ

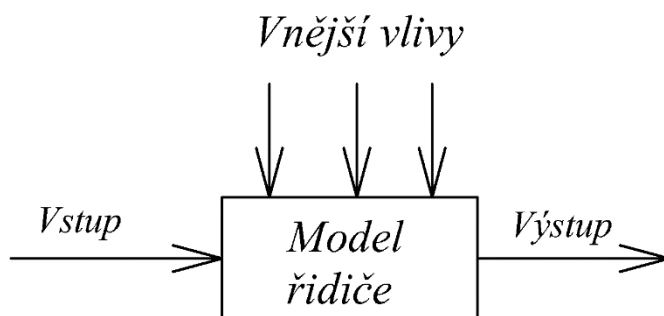
Základní princip metody objektivního hodnocení spočívá v měření jízdních parametrů vozidla během zkušebního manévru. Na rozdíl od subjektivního hodnocení, lze u této metody porovnávat odlišná vozidla testována různými řidiči. Průběh této metody a postup výpočtu kritérií je přesně definován normou. Nejčastěji se pro objektivní hodnocení využívají open-loop (s otevřenou smyčkou) či closed-loop (s uzavřenou smyčkou) manévry. Základním rozdílem mezi nimi je, že open-loop není závislý na odezvě vozidla [1],[2],[4].

OPEN-LOOP TEST

U open-loop testů je ovládání vozidla jednoznačně definováno konkrétními vstupy. Vozidlo se řídí těmito vstupy i v případě, že se změní chování vozidla. Tento přístup zároveň vylučuje vliv řidič při provádění manévru a zvyšuje objektivnost testů. Právě objektivizace je velkou výhodou těchto testů. Z důvodu absence zásahu řidiče je také tento test snazší porovnávat s numerickými modely. Při reálném testu se zásah řidiče eliminuje uzamčením volantu. Objektivizace přináší i nevýhody. Manévry jen částečně odpovídají reálným situacím, se kterými se řidiči v běžném provozu setkávají, a tím poskytují pouze omezené užitečné informace. Tyto zkoušky lze provádět pomocí robota pro řízení a rychlosti. Lze je tak provádět s vysokou opakovatelností.

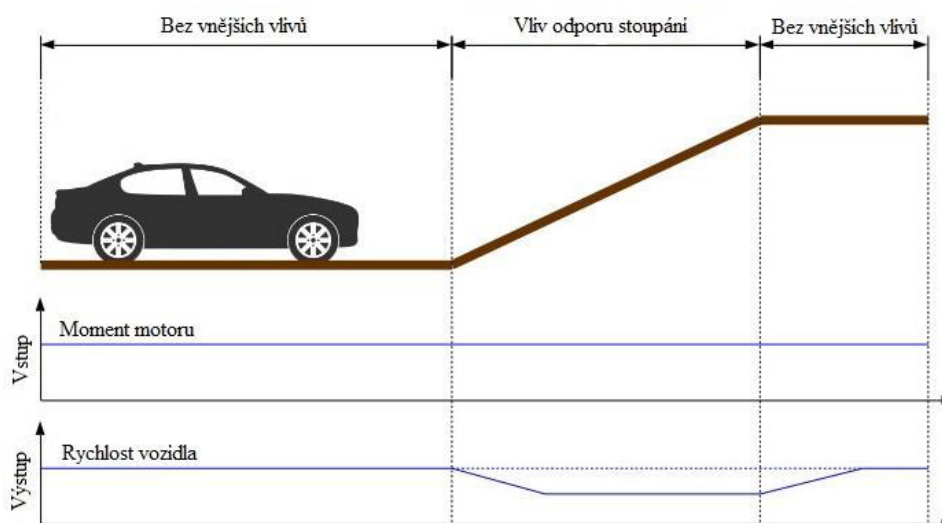
Pro provedení simulace uživatel přiřadí vozidlu počáteční polohu a rychlost. Dále je dodán soubor předpokládaných ovládacích prvků řidiče – řízení, brždění, plyn a výběr rychlostního stupně. Na základě těchto vstupů se provede simulace jízdy a výsledky simulace jsou porovnány se skutečnou dráhou. Je-li dosaženo požadované shody, jsou ovládací prvky řidiče považovány za přijatelné. Pokud ne, výchozí podmínky se opraví a celý test se zopakuje. Tento postup je časově náročný a není zaručena konvergence ke skutečné dráze [1].

Open-loop manévry mají přesně definovaný průběh natočení volantu, tím lze manévr jednoduše simulovat ve výpočtovém modelu, což je jejich výhodou. Mezi tyto manévry patří fish-hook (vyhýbají manévr), J-turn test (ustálené zatáčení)[1].



Obr. 1 Schéma open-loop modelu řidiče

Chování open-loop systému je znázorněno na Obr. 2. Zde je jako vstup uvažován moment motoru, jako výstup rychlost vozidla. Vozidlo jede po rovině, má požadovaný moment motoru, a tedy i požadovanou rychlost. Ve chvíli začne na působit rušení, v tomto případě jízda do kopce (vliv odporu stoupání), motor o tomto rušení nedostane zpětnou vazbu a dojde ke snížení rychlosti jízdy. Když vozidlo opět jede po rovině, rušení přestane a rychlost je opět konstantní [18].



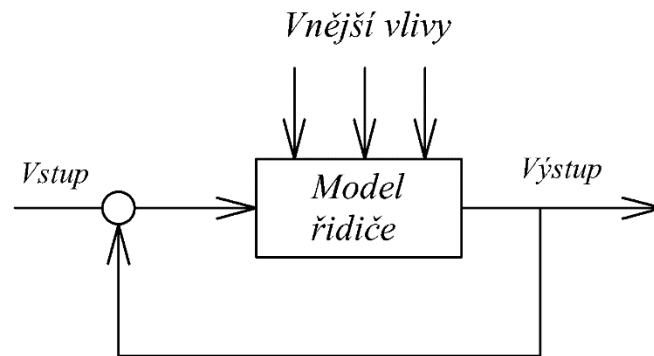
Obr. 2 Příklad využití open-loop systému [18]

CLOSED-LOOP TEST

Metoda closed-loop využívá matematický model řídicích úloh a metody, která definuje dráhu simulace, po níž se má vozidlo pohybovat. Model řidiče je odpovědný za posouzení chyb mezi simulovanou a požadovanou dráhou. Také provádí nezbytné opravy vstupů řidiče. Model dostává zpětnou vazbu v reálném čase, porovnává aktuální dráhu s požadovanou a na základě chyb upravuje ovládací parametry. Ovládací prvky řidiče upravovány během jízdy a vozidlo se snaží sledovat popsanou dráhu. Odpadá zde postup pokus-omyl, jako je tomu u otevřené smyčky. Tím dojde k významné úspoře času a vyšší produktivitě uživatele.

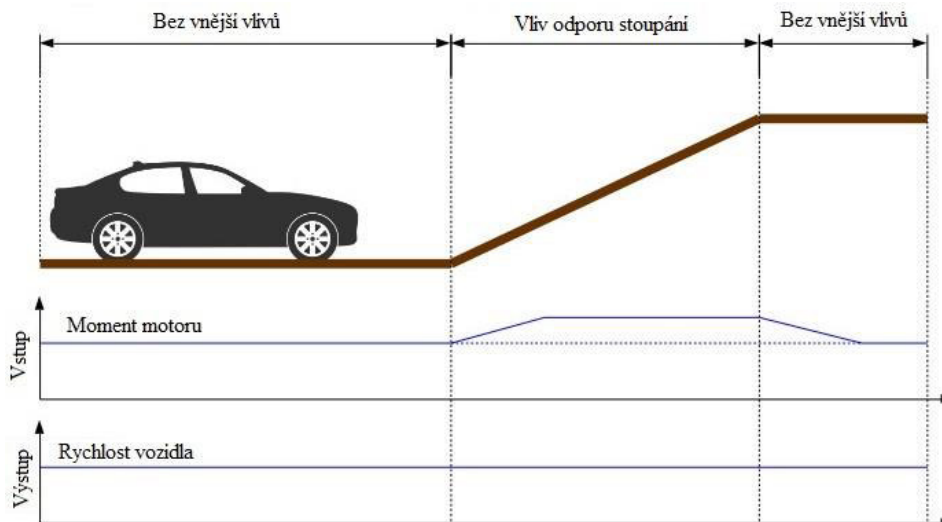
Tato metoda má významné nevýhody – vyžaduje uživatelské vstupy, které nejsou intuitivní a jsou obtížně určitelné. Další nevýhodou jsou problémy se stabilitou metody.

Teoreticky může být použit automatický robot řízení, ale tyto testy jsou většinou prováděny profesionálními řidiči na zkušební dráze určené oranžovými kužely. Aby bylo možné použít robota, je nutné použít spolehlivý systém snímání vozovky. Ten je však nákladný a jeho ovládací algoritmus musí jeho ovládací algoritmus musí při této vysoké laterální akceleraci aproximovat lidské působení scénáře [4].



Obr. 3 Schéma closed-loop modelu řidiče

Chování closed-loop systému je znázorněno na Obr. 4. Zde je jako vstup uvažován moment motoru, jako výstup rychlost vozidla. Vozidlo jede po rovině, má požadovaný moment motoru, a tedy i požadovanou rychlost. Ve chvíli začne na působit rušení, v tomto případě jízda do kopce (vliv odporu stoupání), motor dostane o tomto rušení zpětnou vazbu a dojde ke zvýšení momentu motoru tak, aby rychlost jízdy zůstala na požadované hodnotě. Když vozidlo opět jede po rovině, rušení přestane a moment na motoru se opět vrátí na požadovanou hodnotu [18].

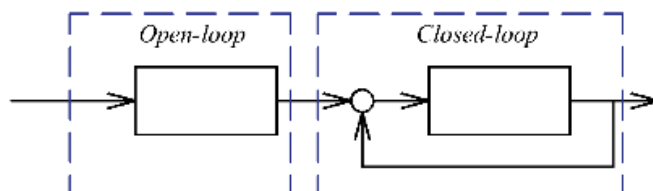


Obr. 4 Příklad využití closed-loop systému [18]

Vstupy a výstupy do open-loop a closed-loop mohou být různé – pozice vozidla, rychlost vozidla, zrychlení, úhel natočení volantu, otáčky motoru, otáčky na kolech a mnoho dalších.

Model řidiče má často jako vstup požadovanou polohu vozidla a výstupem je skutečná poloha vozidla.

Řada modelů řidiče v sobě spojuje open-loop a closed-loop test a tím využívá výhody obou z nich. Open-loop test bývá použit na získání náhledu budoucí dráhy, zatímco closed-loop se využívá jako kompenzační člen, který má za úkol minimalizovat chybu mezi požadovanou a skutečnou dráhou.



Obr. 5 Schéma modelu řidiče s kombinací open-loop a closed-loop testu

1.1.3 MATEMATICKÉ SIMULACE

Matematická simulace zkoumá chování vozidla pomocí výpočtového modelu, který simuluje reálnou jízdu. Jedná o soustavu rovnic, které popisují pohyb vozidla. Existuje velké množství matematických modelů lišících se počtem a typem faktorů. Tyto faktory pomáhají "ladit" rovnice tak, aby se výpočtový model co nejvíce podobal skutečnému vozidlu. Hodnoty těchto parametrů musí být dosazovány s vysokou přesností a jejich určování může být často obtížné.

Výhodou výpočtového modelu je jeho použitelnost v počáteční fázi vývoje vozidla. Dále tato metoda nevyžaduje zkušebního řidiče ani měřící techniku.

Tato metoda má však řadu nevýhod. Zjišťování vstupních parametrů může být složité a v některých případech jsou parametry v podstatě nezjistitelné. Na správném a dostatečně přesném určení parametrů závisí přesnost celé matematické simulace. V této metodě není zohledněno subjektivní hodnocení řidiče. Simulací dostaneme informace o limitách vozidla, ale nedostaneme informaci o tom, jak toto chování vozidla bude vnímáno řidičem.

1.1.4 SIMULÁTORY

Simulátory jsou rychle rozvíjející odvětví hodnocení jízdních vlastností vozidla, jelikož v podstatě spojují více přístupů v jedno. Řidiči dokážou navodit pocit, jako by řídil reálné auto. Tím našli své uplatnění i jako trenážery jízdy v oblasti motorsportu, bezpečnosti silniční dopravy nebo jako simulátor autoškoly.

Simulátor jízdy má několik částí – sedačku a ovládací prvky, zobrazovací jednotku, systém navozující pocit dynamického pohybu vozidla a počítačový software s výpočtním modelem.

Vstupy do výpočtního modelu jsou natočení volantu a sešlápnutí pedálu. Z těchto vstupů je dopočítán pohyb vozidla a jeho chování, které se promítne v pohybu plošiny a grafickém zobrazení na monitoru simulátoru.

Například v oblasti autoškol mají velké uplatnění při učení žáka autoškoly ještě předtím, než usedne do opravdového auta. Tím lze otestovat jeho znalost předpisu či chování v modelových situacích.

Použitím simulátoru v oblasti autoškoly se zabývá například firma JKZ spol. s.r.o., která dodává především mechanické části systému. Ty se skládají z přístrojové desky vozidla, která je napojena na senzory snímající natočení volantu a sešlápnutí pedálu, zpětných zrcátek, řadící páky, světelné a zvukové signalizace a sedačky. Vše komunikuje se softwarem, který pro tuto firmu dodává firma Presagis. Dopravní situace je promítána na plátno a je vidět i ve zpětných zrcátkách [34].
















Obr. 6 Simulátor autoškoly firmy JKZ spol. s.r.o. [34]







2 MODEL ŘIDIČE

Modelování a simulace chování řidiče je důležité pro současný počítačový vývoj vozidel. Svoje uplatnění našlo modelování řidiče například s oblastech aktivní bezpečnosti, snižování nehodovosti, zlepšování jízdních vlastností vozidla či zjišťování limitů vozidla pro použití motosportu. Další oblast, v které je nachází model řidiče svém uplatnění je vývoj autonomní vozidel.

V poslední letech kategorie autonomních vozidel zaznamenala veliký konstrukční vývoj. Tyto systémy umožňují eliminovat chybu lidského faktoru, která je zodpovědná za nešťastné statistiky dopravních nehod, a proto nyní řada automobilek investuje do vývoje autonomní vozidel. Norma SAE rozděluje šest stupňů automatizace vozidel ve škále od 0. do 5. stupně.

Tab. 1 Šest stupňů automatizace dle SAE [31]

	Úroveň podle SAE	Popis úrovně	Řízení vozidla	Sledování dopravní situace	Reakce na dynamickou dopravní situaci
Dopravní situace sledována řidičem	0	BEZ AUTOMATIZACE - vozidlo řídí výlučně řidič, který sleduje dopravní situace a reaguje na ní - systém vozidla řidiče pouze upozorní vizuální či akustickou výstrahou			
	1	ASSISTENCE ŘIDIČE - automat provádí úkony spojené buď s příčným nebo podélným pohybem (ne zároveň) - řidičovi základní úkony řízení jsou podpořeny pomocí adaptivního automatu, či parkovacích asistentů. - řidič musí být i při těchto činnostech připraven převzít kontrolu nad vozidlem	 		
	2	ČÁSTEČNÁ AUTOMATIZACE - řidič musí mít ruce na volantu a mít vozidlo pod kontrolou - je o něco pokročilejší než úroveň 1. - napomáhání řízení, které souvisí s činnostmi akcelerace, brždění a řízení			
Dopravní situace sledována vozidlem	3	PODMÍNĚNÁ AUTOMATIZACE - řidič může odvrátit pozornost od řízení - řidič musí být schopen zareagovat na určitou situaci v daném časovém intervalu, který upřesní výrobce - situace, kde je nutná okamžitá reakce (například při řízení na dálnici a následné brždění)			

	4	VYSOKÁ AUTOMATIZACE - podobná jako úroveň 3 - autonomní řízení je určeno do určitého prostředí či situace jako je například kongesce - při tomto režimu není nutná pozornost řidiče - během vypínání pomocného řízení je třeba, aby řidič opět převzal kontrolu nad vozidlem. Pokud by se to nestane, musí se vozidlo bezpečně odstavit			
	5	PLNÁ AUTOMATIZACE - plně autonomní řízení - vozidlo bezpečně přemístí cestující na zvolené místo bez zásahu do řízení			

Abychom byli schopni dosáhnout co možná nejvyšší spolehlivosti a bezpečnosti autonomní vozidel, je nutné stále zdokonalovat úroveň technologie, automatického řízení a senzorů. U plně autonomní vozidel definuje uživatel vstupy – cíl trasy, popř. trasu jízdy na mapě. Další vstupy do výpočetní jednotky autonomní vozidla jsou hodnoty ze senzorů. Z těchto dat si systém vymodeluje prostředí kolem sebe a následně dopočítá chování a pohyb vozidla. Vozidlo je řízeno z jednotky výpočtu pohybu a posílá příkazy do elektronického řízení vozidla. Důležitá součást řídicího algoritmu je i vhodně sestavený model řidiče. Systémy ve vozidle musí pracovat správně, být certifikovány a nesmí řidiči, pasažérům způsobit situace, která by ho mohla ohrozit na životě. Tato situace by mohla vzniknout při špatném vyhodnocení situace či nesprávném rozhodnutí na základě špatném vyhodnocení informací ze sběru dat ze senzorů.

Model řidiče by se měl co nejlépe napodobit lidské chování. Rozhodnout jaké informace řidič potřebuje a tyto informace zpracovat. Provádět výběr trasy, výběr vhodného manévru, reagovat na vzniklou situaci a mnoho dalších úkolů. Úlohami řidiče se již dlouho zabývají jak dopravní inženýři, tak psychologové a na základě jejich výzkumu bylo vytvořeno velké množství teorií a poznatků.

Vzhledem k tomu, že i po zavedení plně autonomních vozidel do běžného provozu, se tyto vozidla budou pohybovat mezi lidskými řidiči, je složité popsat „správné“ chování v některých situacích. Lidský řidič může reagovat nepředvídaně či iracionálně, a způsobit tak střet s autonomním vozidlem. Z toho důvodu je třeba řešit i etické otázky – jakým způsobem má autonomní vozidlo změnit směr jízdy a zda způsobí škodu majetku, zranění či úmrtí jiné osoby, nebo bude dále směřovat k překážce na dopravní komunikaci a způsobí kolizi [17].

Dnešní vozy používají autonomní technologie 2. stupně a nejsou uzpůsobeny k zcela samostatné jízdě. „Cesta k plně autonomním vozidlům bude ještě velice dlouhá.“ [14]. Objevují se i názory, že v dohledné době je plně autonomní vůz pouze utopie, případně použitelný jen v omezených oblastech [15].

2.1 VÝVOJ MODELŮ ŘIDIČE

Od roku 1950 se touto problematikou zabývala celá řada výzkumů, přičemž jedna z prvních se objevila v Japonsku (1953) a byla založena na jednostopém modelu vozidla pohybujícím se s konstantní rychlostí a bočním větrem [4].

V období kolem 2. světové válce se začala výzkum zaměřený na vliv dynamiky lidského operátora. Tyto výzkumy byly spíše zaměřené na oblast letectví a kosmonautiky. Avšak některé poznatky z této oblasti byly použity při zkoumání vlivu dynamiky řidiče vozidla.

V oblasti modelů řidiče lze rozlišit dvě základní kategorie – modely s kompenzačním řízením a modely s preview řízením. Jako preview lze označit náhled či schopnosti vidět dopředu na nadcházející cestu. Proto se v následující textu budou objevovat i pojmy náhled či náhledový pro označení této schopnosti.

Hodně dřívějších modelů bylo založeno na kompenzační činnosti. Zároveň docházelo k potlačení vnitřních lidských schopností a prekognitivního charakteru lidského myšlení. První modely, založené na těchto předpokladech vznikaly v 50. letech v oblasti letectví. Většina rutinních úkonů odpovídá charakteru kompenzačního řízení a není při nich nutno reagovat na rychle měnící se vstupní signál či nečekanou změnu. Mezi tyto úkony v případě letectví patří například naváděcí manévry, stabilizace polohy, udržování letadla při vlivu větru a další. Proto byly získané uspokojivé výsledky, a to i přesto, že se jedná o zjednodušenou úroveň situace. V této kategorii byl navržen např. PID kompenzační model či Cross-over kompenzační model [5]. Cross-over model navrhnul v sedmdesátých letech McRuer, který tvrdil, že řidičova reakce je určována celkovým přírůstkem, časovou konstantou reprezentující náhledovou dráhu a konstantami zpoždění, které odpovídají za zpoždění reakcí mozku a neuromuskulárnímu zpoždění. Parametry lidského operátora a regulovaného objektu jsou dávány do vzájemné souvislosti a umožňuje jejich validitu ve frekvenčním rozsahu, která ukazuje stabilitu uzavřeného systému. Stále v tomto modelu chybělo uvažování preview charakteristik řidiče. Mezi úkony, které by byly možné postihnout kompenzačním řízením patří např. jízdu, kdy řidič sleduje polohu vozidla vymezenou pruhy či krajnicí, sledování cíle, předem vytvořenou trajektorii.

Na základě preview modelů řidiče bylo během let vytvořeno poměrně velkým množstvím modelů řidiče. Obecně lze říct, že preview modely řidiče se vyvíjel s čtyřmi různými metodami – přenosovou funkcí, optimální řízení, fuzzy řízení a metody neurálních sítí [5]. Jak bylo zmíněno výše, v těchto modelech se řidič zaměřují schopnosti vidět dopředu na nadcházející cestu. Používají příčnou pozici vozidla v určité vzdálenosti či před vozidlem jako podmínku zpětné vazby.

Jedny z prvních preview modelů používaly přenosovou funkci pro náhled, dopřednou korekci a na zpětný k tomu. Tím napodobují náhled, výkon a vnímání řidiče. Parametry přenosové funkce nelze přímo dopočítat, což limituje její využití. Dosahuje dobré přesnosti při pomalém nárůstu zatáčení, ale není vhodný pro použití při výhybných manévrech [2],[5].

Pravděpodobně nejznámější optimální preview model řidiče navrhnul MacAdam. Tento model předpokládá, že se řidič chová jako optimální preview řízení se zpožděním – řidič odhaduje nadcházející podmínky na silnici a snaží se minimalizovat chybu mezi požadovanou a skutečnou dráhou vozidla [5]. Využívá optimální teorii řízení pro výpočet výsledného požadovaného úhlu řízení na základě váženého součtu náhledových laterálních chyb každého bodu náhledu. Tento model je široce používán a implementován v několika komerčních softwarových balíčcích. Jeho algoritmus však nepoužívá jako vstup chybu úhlu stáčení, což zhoršuje jeho použití na velmi zakřivených silnicích. Jako vstup modelu je použit úhel volantu vozidla a je udržován konstantní v průběhu následujícího odhadu vozidla [2].

Model řidiče uvažující metodu neurální sítě byl rozšířen s vývojem IT. Jejich účelem bylo napodobení chování řidiče, k čemuž ale potřebují velké množství experimentálních dat. Například Fujioka představil NN (Neural network) model řidiče, v kterém byl úhel řízení mapován jako funkce příčné odchylky a úhlu záběru. Tento model byl trénován lidským řidičem prostřednictvím simulátoru. Neusser také navrhl neurocontroller pro příčné řízení vozidla, který byl trénován měřenými daty lidského řidiče. V závislosti na tom navrhl MacAdam a Johnson model s dvouvrstvou nervovou sítí, která by představovala chování řidiče. Vzorková data, pro trénování sítě, byla sesbírána senzory na vozidle v provozu. Až Gue navrhl preview optimální umělou neurální síť (ANN) modelu řidiče, jehož trénovací vzorek byla ideální sledovaná trasa, místo experimentálních dat, jako tomu bylo v předchozím případě.

Výše zmíněné modely byly založené na vstupech z řidičových vizuálních sensorů. Například momentu řízení, příčné zrychlení, rychlost stáčení a úhel skluzu. [4].

2.2 ŘIDIČ A JEHO ÚLOHY

Úkolem řidiče je nejen ovládat dynamiku vozidla, ale zároveň vnímat okolí vozidla. Vykonává tedy komplexní činnost. Dle způsobu řízení vozidla bychom mohly modely řidiče rozdělit na podélné a příčné řízení vozidla. Z těchto modelů se vychází při stavbě komplexnějších modelů, které lépe popisují řidičovu činnost v požadované situaci.

Řidiče můžeme brát jako akční prvek, který má schopnost řídit vozidlo. Na základě vizuálního vnímání si uvědomuje aktuální situaci a je schopný předvídat budoucí vývoj jako následek svých akčních zásahů. Na základě tohoto předpokladu lze model řidiče rozdělit do různých vrstev, kde jsou zohledněna různá rozhodnutí a jednají na základě těchto rozhodnutí. Mezi tyto vrstvy patří – vnímání, plánování a sledování [1].

VNÍMÁNÍ

Tato vrstva shromažďuje a interpretuje vizuální, zvukové a hmatové informace, které jsou používané člověkem během řízení. Shromažďují informace z přístrojové desky, vnitřních sensorů polohy, rychlosti a zrychlení a z rozhledové vzdálenosti podél silnice. Tyto informace jsou interpretovány k vytvoření vnímání stavu vozidla včetně pohybu podvozku, provozu motoru, režimu přenosu, terénu a překážek. Informace jsou popsány v konstrukci vnímání, který je ekvivalentní s konstrukcí řidiče.

PLÁNOVÁNÍ

Zde jsou informace z vrstvy vnímání použity k vytvoření referenční trasy, kterou je třeba sledovat. Zároveň vytváří i řídicí a rychlostní profil podél trasy [8].

SLEDOVÁNÍ

Třetí vrstva popisuje chování řidiče podél referenční trasy. To zahrnuje i boční sledování, které řídí volant podle informací z plánovače. Sleduje profil řízení a rychlosti plánované trasy odpovídajícím způsobem.

V literatuře jsou úkoly řidiče rozdělovány do tří stupňů – strategickou, taktickou a operační [16].

Úroveň	Charakteristiky	Příklad	Modely
Strategická	Statické; abstraktní	- plánování trasy - odhad doby cesty - jsou dosaženy taktickou úrovní	Plánovací programy (umělá inteligence)
Taktická	Dynamické; fyzické	-určení správné cesty - míjení jiného vozidla	Lidský model řidiče
Operační	Zpětná vazba	- sledování čáry - následování vozidla - ovládání řízení a rychlosti	Robotický ovládací systém

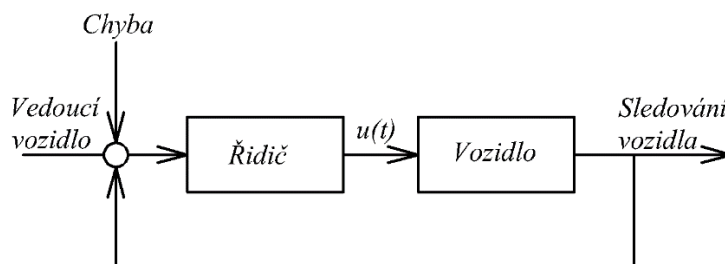
Obr. 7 Charakteristiky tří úrovní řízení [16]

2.3 MODEL Y ŘIDIČE PRO PODÉLNÉ ŘÍZENÍ

Tyto modely se zabývají úkony řidiče při řízení rychlosti a zrychlení vozidla v podélném směru. Také sem patří činnosti vznikající při sledování vozidla vpředu, což jsou základní a často vykonávané činnosti řidiče. Jsou prováděny v různorodých podmínkách a ovlivňují je interakce s ostatními vozidly. Řidičovo chování je odlišné v případě jízdy po rovné silnici a dálnici či v podmínkách městského provozu, ale pro jednoznačný popis jeho chování je snaha vlivy okolí minimalizovat.

Do podélného způsobu řízení vozidla se začleňují zejména činnosti řidiče:

- udržování konstantní rychlosti, v situaci, kdy řidič jede osamoceně a udržuje pouze konstantní rychlost v_1 svého vozidla, chová jako proporcionální regulátor,
- sledování odstupu ΔY od vozidla jedoucího vpředu, což je činnost prováděná zejména při jízdě v koloně či hustém provozu. Řidič se snaží udržovat bezpečnou vzdálenost od vozidla jedoucího před ním [11].



Obr. 8 Model řidiče pro podélné řízení [24]

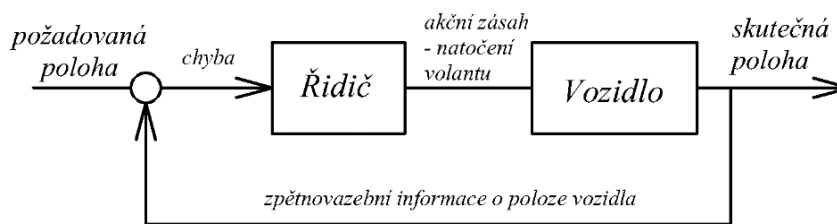
Na Obr. 8 je blokové schéma, které znázorňuje model řidiče pro podélní řízení, kdy má řidič za úkol sledovat vozidlo před ním. Řízení je výsledkem akčních zásahů $u(t)$, zde se jedná o řidičovu nohu, která sešlápně plynový/brzdový pedál. Akční zásah je realizován průběžně podle stavu z výstupního systému, přičemž řidič se při úkonu spoléhá na informace ze zpětné vazby.

Modely pro podélné řízení mají své využití v tzv. adaptivních tempomatech, které sledují situaci před vozidlem, identifikují překážku a udržují konstantní vzdálenost.

2.4 MODEL Y ŘIDIČE PRO PŘÍČNÉ ŘÍZENÍ

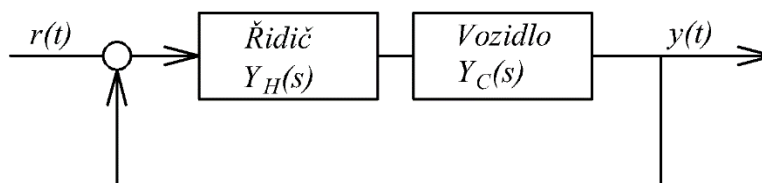
Příčné řízení v modelech řidiče souvisí s jeho činnostmi, které udržují vozidlo v požadovaném směru jízdy. Toho je dosaženo soustavnou kontrolou polohy vozidla vzhledem k dělicímu pruhu či okraji vozovky. Součástí tohoto řízení je i kompenzační složka řízení, která se snaží eliminovat chybu v trajektorii způsobenou změnami podmínek řízení. Kompenzační řízení se provádí v průběhu celé jízdy a je dále kombinováno s dalšími druhy řízení. Je to vlastně zpětná vazba řidiče, na změnu okolních podmínek. O těchto modelech bylo zmíněno již v kapitole 2.1. Používají se pro popis příčného řízení vozidla, kde je rozhodujícím parametrem poloha vozidla na vozovce vzhledem k podélné ose.

Nejjednodušší kompenzační model je znázorněn na Obr. 9.



Obr. 9 Schématický popis základního kompenzačního modelu[1]

Snahou řidiče je vykonání zpětnovazebního řízení okamžité příčné polohy vozidla $y(t)$, tak aby se rovnala požadované příčné poloze vozidla $r(t)$, která je na vstupu. Pokud se rovnají, že regulační odchylka $e(t)$ rovná nule. Blokové schéma obsahuje dvě přenosové funkce – $Y_C(s)$ a $Y_H(s)$, které popisují dynamiku vozidla a dynamiku řidiče. Tyto dva členy někdy bývají nahrazeny jednou funkcí $F_O(s)$, která je dána jejich součinem. Parametry přenosové funkce $Y_H(s)$ můžeme určit ze známých naměřených hodnot odchylky $e(t)$ a natočení volantu $\delta(t)$.



Obr. 10 Základní kompenzační model[1]

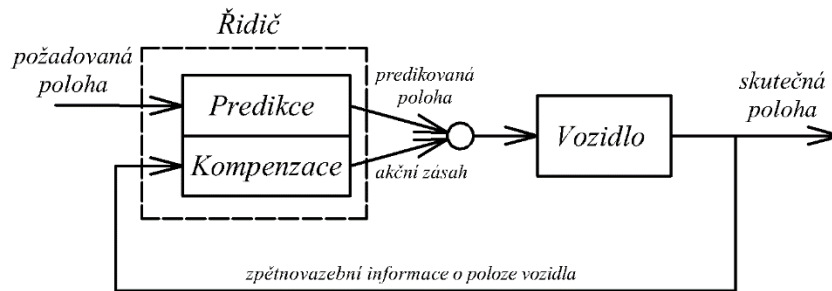
Reálné situace bohužel není tak jednoduché, jak je výše uvedeno, jelikož běžné situace jako je vybočení, předjíždění či změna pruhu jsou komplexní činnosti. Dalším problémem nastává při určení přenosových funkcí, jelikož pro každé vozidlo a řidiče jsou tyto funkce odlišné.

Na principu kompenzačního řízení je založen i Cross-over model. Ten ukazuje, že přenosová funkce smyčky stabilního closed-loop systému se projevuje sklonem – 20 dB kolem cross-over frekvence. Tuto charakteristiku lze použít při odhadu stability řídicího systému s uzavřenou smyčkou a jako vodítko při návrhu modelu řidiče. Ale nelze je použít pro případ rychlé jízdy [1],[5].

Dále bylo použito dělení modelů řidiče, které je uváděno v řadě literatur [1],[2],[8].

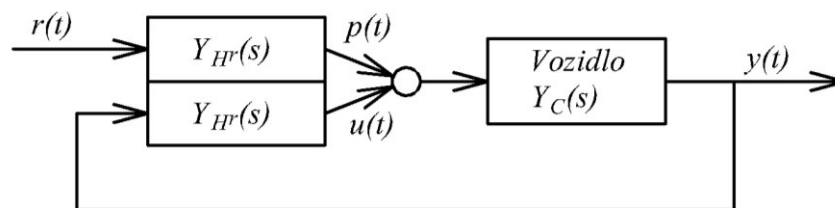
2.4.1 „PURSUIT“ MODEL

V anglické literatuře se tento model nazývá jako „pursuit“ model řidiče. Jedná se o model řidiče složený z prediktivní a kompenzační části, v kterém se okamžitý referenční vstup $r(t)$ a procesní výstup $y(t)$ řidiči zobrazí samostatně a nezávisle. Řidič tak může rozlišovat vlastnosti těchto dvou signálů přímým pozorováním [1].



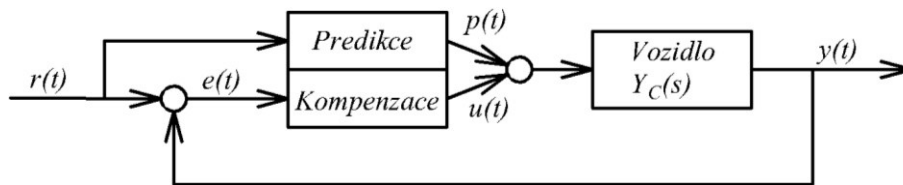
Obr. 11 Schématický popis „pursuit“ modelu řidiče[1]

Do predikční části přichází jako vstup požadovaná poloha $r(t)$ a výstupem je predikovaná poloha $p(t)$. Vstup do kompenzace je skutečná dráha a výstupem zkompenzovaný akční zásah $u(t)$. Oba výstupy z řidiče jsou dále použity do modelu vozidla.



Obr. 12 Pursuit“ model řidiče s nezávislými vstupy [1]

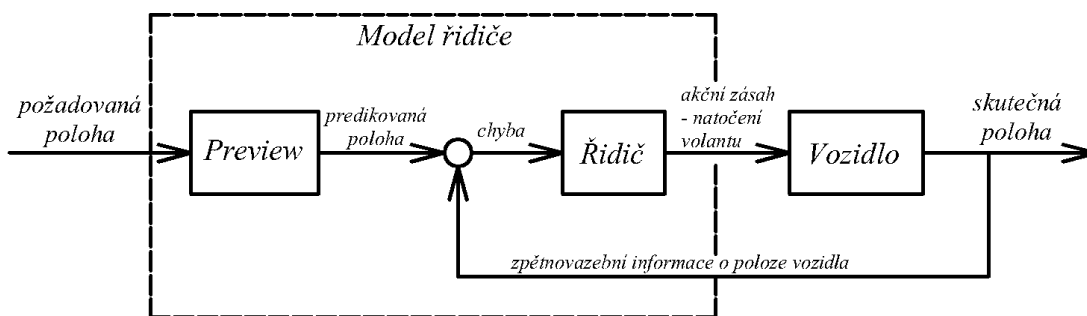
V tomto modelu se spojují dvě základní schopnosti člověka – predikce a korekce, která se snaží ztotožnit s cílem. Schéma „pursuit“ modelu řidiče může být znázorněn jiným způsobem Obr. 13.



Obr. 13 „Pursuit“ model řidiče [13]

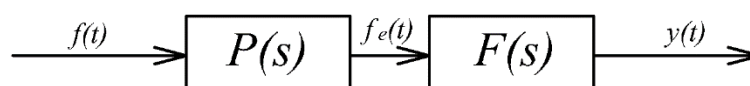
2.4.2 „PREVIEW“ MODEL

„Preview“ model řidiče je podobný „pursuit“ modelu, ale řidič má vždy k dispozici skutečnou hodnotu $r(t)$ od aktuálního času do určitého budoucího t . „Preview“ je v podstatě náhled či schopnosti vidět dopředu na nadcházející cestu. Tyto modely jsou charakteristické tím, že akční zásah $u(t)$ (natočení volantu-kol $\delta(t)$) je závislý právě na této schopnosti představit si budoucí, predikovanou dráhu vozidla $p(t)$. Budoucí dráha je jedním ze vstupů. Další informace pro řidiče pocházejí ze zpětné vazby o aktuální trajektorii $y(t)$. Předpokládáme, že řidičovo chování je založeno na teorii sledování dráhy, v které řidičovi úkony vždy směřují k minimalizování chyby mezi žádoucí a skutečnou trajektorií vozidla [1],[4].



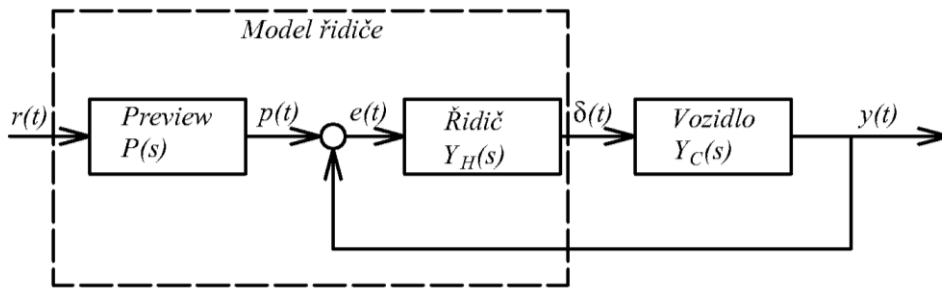
Obr. 14 „Preview“ model řidiče [1]

Na Obr. 15 je zobrazen diagram zjednodušené struktury s „preview“ členem. Takto vytvořený model bývá v literatuře označován jako preview-follower. Většina modelů řidiče však bývá rozšířena o kompenzační člen. „Preview“ člen je popsán přenosovou funkcí $P(s)$ a „follower“ je přenosová funkce, která obsahuje řidičovo chování a odezvy vozidla. Toto schéma používá odlišné označení než na Obr. 14, kde f je absolutní příčná pozice vozidla, f_e je příčná pozice vozidla vztažená k souřadnému systému vozidla a y je skutečné pozice vozidla. [4].



Obr. 15 Diagram struktury Preview-follower [4]

Model zahrnující přenosovou funkci $P(s)$ i kompenzační řízení je na Obr. 16.



Obr. 16 „Preview“ model řidiče [1]

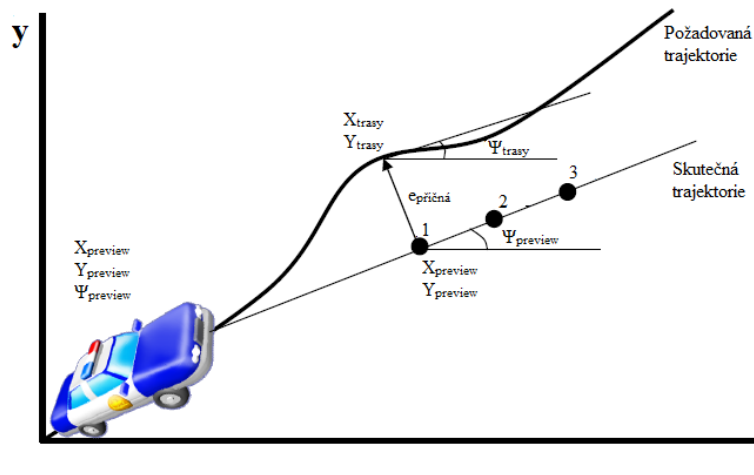
Přenosová funkce bývá ve tvaru (1), kde t_p je „preview“ doba (řidičův náhledový čas pro sledování dráhy) [4].

$$P(s) = e^{t_p s}, \quad (1)$$

Doba náhledu t_p je možné určit jako negativní dobu zpoždění. Tedy tak, aby kompenzovala zpoždění způsobené řidičem a vozidlem, což není vhodné řešení v případě komplikovaných provozních stavů. Dále je možné dobu náhledu nastavit jako konstantu. Její hodnota je většinou pohybuje v rozmezí 0.5 až 2 s. Konstantní doba dává dobré výsledky při nízké rychlosti a malé poloměru zatáčení. Pokud dojde zvýšení rychlosti či projetí zatáčkou s velký poloměrem, je vhodné dobu náhledu definovat vzorcem (2), který zahrnuje hodnoty podélné rychlosti v_x , poloměru zatáčky ρ a hodnotu ofsetu τ . Ofset je vzdálenost mezi předpovězenou dráhou vozidla a středem cesty [4].

$$t_p = \frac{\sqrt{\frac{2\tau}{\rho} + \tau^2}}{v_x} \quad (2)$$

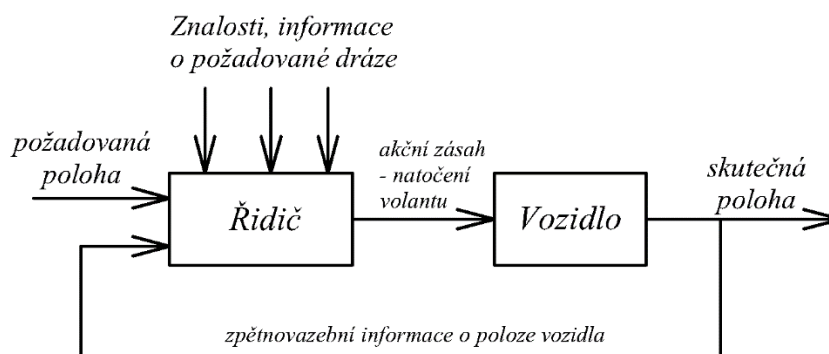
Na základě „preview“ řízení bylo vytvořeno řada modelů [1],[4],[5],[10]. Kromě pojmu „preview“ se také objevuje označení „predictive“. Jak bylo zmíněno výše, pojem „preview“ vyjadřuje schopnost řidiče vidět dopředu na nadcházející cestu, zatímco „predictive“ označuje schopnost řidiče předpovědět budoucí reakce vozidla. Tyto modely jsou vhodné pro činnosti, při kterých vzniká velká boční zrychlení, jako je průjezd ostrou zatáčkou, změna jízdního pruhu či předjíždění [1].



Obr. 17 Schématické znázornění „preview“ řízení [7]

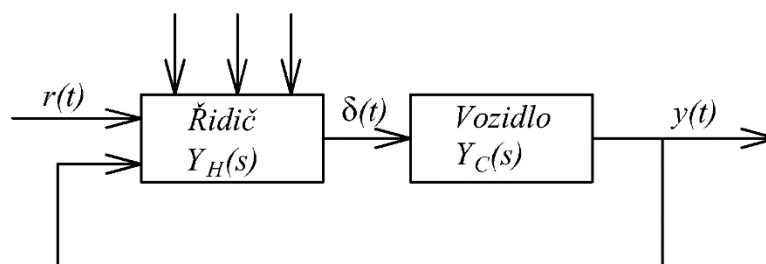
2.4.3 PREKOGNITIVNÍ/PŘEDBĚŽNÉ MODELY

Poslední druh modelu dle dělení z [1] zahrnuje kromě regulační úrovně i kognitivní úroveň. Informace řidiče nepocházejí jen z vizuální scény, ale je zde zapojeno i jeho myšlení. Řidič při projíždění trasy používá svoje vědomosti a informace o vstupní veličině k dosažení požadovaného cíle [1].



Obr. 18 Prekognitivní model řidiče [1]

Pro vyhodnocení vstupní požadované polohy vozidla $r(t)$, používá řidič i další informace a svoje znalosti. Z nich vykoná akční zásah (natočení volantu $\delta(t)$). Skutečná poloha vozidla $y(t)$ je zde opět porovnávána s požadovanou a je snaha o minimalizaci jejich odchylky.



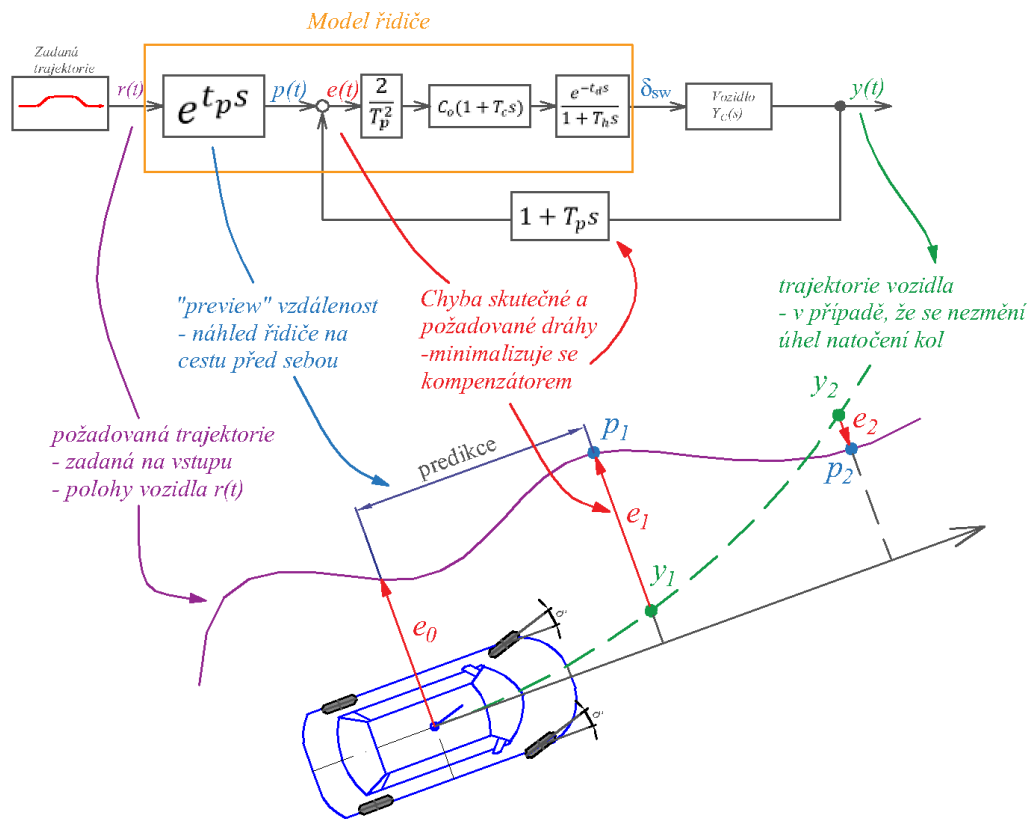
Obr. 19 Prekognitivní model řidiče [1]

2.5 PŘENOSOVÉ FUNKCE

2.5.1 PŘENOSOVÉ FUNKCE ŘIDIČE

Model řidiče obsahuje zpravidla celou řadu přenosových funkcí, a to pro vyjádření chování řidiče či kompenzačního členu. Tyto přenosové funkce mají v literatuře různou podobu.

Řidič dostává jediný vstup, kterým je chyba mezi aktuální polohou vozidla na vozovce $y(t)$ a požadovanou polohou $r(t)$. Řidičův úkol spočívá v minimalizování okamžité výchylky chybového signálu $e(t)$. Na Obr. 20 je znázorněno schéma modelu řidiče [25] s vysvětleným významem jeho jednotlivých částí. V modelu jsou vidět možné varianty přenosových funkcí.



Obr. 20 Schématické znázornění modelu řidiče

Přenosové funkce řidiče mají pro tento typ řízení vozidla $Y_H(s)$ různou podobu. Často se setkáváme se základním a universálním tvarem PID regulátoru. Řidič k řízení vozidla, podle aktuální situace, může využívat proporcionální, derivační i integrační regulátor [6],[19]. Vztah pro PID (3):

$$Y_{PID}(s) = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s \tag{3}$$

kde $Y_{PID}(s)$ je přenosová funkce řidiče a k_p , k_i a k_d jsou proporcionální, integrační a derivační konstanty [19]. Tato přenosová funkce je sice universální, ale nevýhodou je obtížné hledání konstant a jejich vyhodnocování. Další nevýhodou je absence řidičova zpoždění a doby reakce na podnět.

Vhodnější je například použití kompenzačního modelu řidiče, který má integrační charakter zahrnuje dopravní zpoždění $e^{-t_d s}$, kde t_d je reakční doba tedy čas, který je potřeba na přijmutí informace a ovládání volantu.

Jednoduchá varianta přenosové funkce, která obsahuje i dopravní zpoždění, a kterou uvádí literatura pro kompenzační řízení má vztah (4)

$$Y_H(s) = \frac{K}{s} e^{-t_d s}, \quad (4)$$

kde je K je zesílení řidiče.

Další varianta, která se často objevuje je tvar přenosové funkce při kompenzačním řízení. Tuto variantu realizoval například Mc.Ruer a Ashkens ve své práci pro modely autopilotů. Zabývali se v ní fyziologickým rozborem časových konstant v přenosové funkce lidského regulátoru [20].

$$Y_H(s) = \frac{K e^{-t_d s} (T_L s + 1)}{(t_h s + 1)(T_I s + 1)}, \quad (5)$$

kde t_d je konstanta zpoždění řidičovy odezvy mozku (obvykle $t_d=0.2s$), t_h je zpoždění řidičovy akce dané neuromuskulárním systémem ($t_h=0.1s$), T_L je přední (prediktivní) časová konstanta související se zkušenostmi řidiče, T_I je konstanta zpoždění, které souvisí s prováděním naučených stereo typů a rutinních postupů, a K je zesílení reprezentující řidičovy zvyklosti. Konstanty T_L, T_I a K jsou závislé na charakteristikách vozidla a zkušenostech řidiče [21].

Výše zmíněny tvar přenosové funkce se dá aplikovat v případech, kdy se řidič chová jako lineární člen, ale v reálném regulačním obvodu se vyskytují nelineární prvky. Složitější tvary přenosových funkcí zcela určitě popisují věrněji skutečné chování řidiče, ale identifikace jejich parametrů je však obtížná, nejednoznačná a problematická.










2.5.2 PŘENOSOVÁ FUNKCE VOZIDLA

Vozidlo je regulační soustava s přenosovou funkcí $Y_C(s)$. Sestavení této přenosové funkce je možné na základě matematického popisu fyzikálních jevů spojených s jízdou diferenciálními rovnicemi. Tyto rovnice jsou dále převedeny do stavového popisu, aby bylo možné získat zjednodušený tvar vozidla. Pro popis dynamiky vozidla vznikla řada modelů. Nejjednodušším z nich je jednostopý model vozidla, který uvažuje pohyb vozidla po trase s nulovou výškovou změnou a předpokládá nulový rozchod kol. Tento model má dva stupně volnosti, je tedy zanedbán vliv klopení a klopení.

Model vozidla a odvození rovnic popisující jeho pohyb bude více přiblížen v kap. 4. Přenosová funkce vozidla je odlišná pro vozidla s různými jízdními vlastnostmi a typ model, z kterého je přenosová funkce vytvořena.

3 JÍZDNÍ ZKOUŠKY VOZIDEL

Testování modelu řidiče se provádí na vhodně zvoleném jízdním manévru. Již v kapitole 1.1.2 byly některé tyto manévry zmíněny – např. double-line test (dvojitá změna směru), fish-hook test (vyhýbací test) nebo J-turn test (ustálené zatáčení). Další manévry, které spadají do kategorie hodnotící ovladatelnost vozidla jsou na Obr. 21.

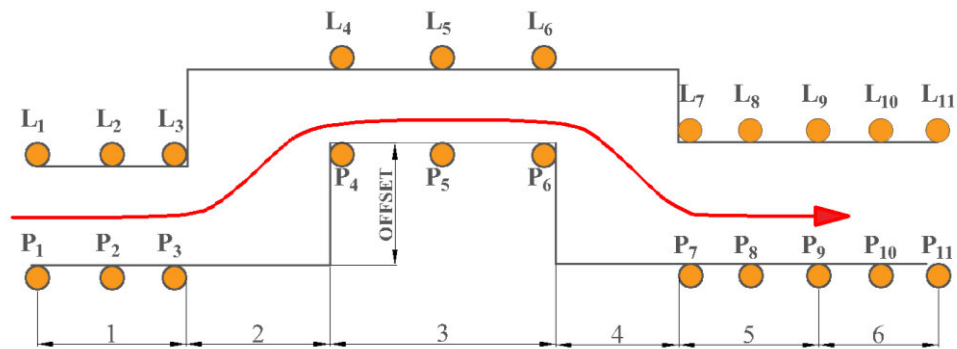
Číslo metody	Zkouška	Směr jízdy
1	Brždění při přímé jízdě	
2	Ustálená jízda po kruhové dráze s konstantním natočením volantu	
3	Přejezd nerovnosti při ustálené jízdě po kruhové dráze	
4	Skokové natočení volantu	
5	Impulsové natočení volantu	
6	Harmonické natočení volantu	
7	Změna hnací síly při zatáčení	
8	Brždění při zatáčení	
9	Citlivost na boční vítr při zafixovaném volantu	

Obr. 21 Základní jízdni zkoušky [22]

Z tohoto seznamu byly vybrány čtyři zkušební manévry, které se také nejčastěji objevují v literatuře, a to dvojitá změna jízdniho směru, ustálené zatáčení, vyhýbací manévr a skoková změna natočení volantu.

3.1 DVOJITÁ ZMĚNA JÍZDNÍHO SMĚRU ISO 3888-1

Tato jízdni zkouška je použita ve velkém množství literatury [4],[6],[19], [25]. Tento test spočívá k rychlé změně z jednoho jízdniho pruhu do druhého (paralelního) a zpět do původního pruhu. Během testu nesmí vozidlo překročit hranice vytyčené dráhy. Test byl vytvořen pro testování boční dynamiky vozidla. Původně byl hodnocen pouze jeden parametr – čas potřebný na projetí dráhy. Později byly zahrnuty i další parametry a subjektivní hodnocení řidiče. Existují různé modifikace testu s rozdílnými pro hodnocení. Ve zprávě vždy musí být uvedeny konkrétní podmínky testu. V normě jsou přesně stanoveny rozměry zkušební dráhy a její průběh. Tato zkouška je použitelná pro vozidla do 3,5 tuny. Zkouška je znázorněna na Obr. 22. Vozidlo jede předem stanovenou rychlostí 80 km/h. Na začátku zkušební trati může být akcelerační pedál uvolněn nebo udržován v konstantní poloze. Zvolená rychlost i poloha škrtkic klapky musí být uvedeny v protokolu. Řidič musí projet vytyčenou trať dlouhou 125 metrů. Šířka jednotlivých sekcí je závislá na šířce testovaného vozidla. Vyhodnocuje se čas, řidičova kontrola nad vozidlem a jeho subjektivní hodnocení [26].



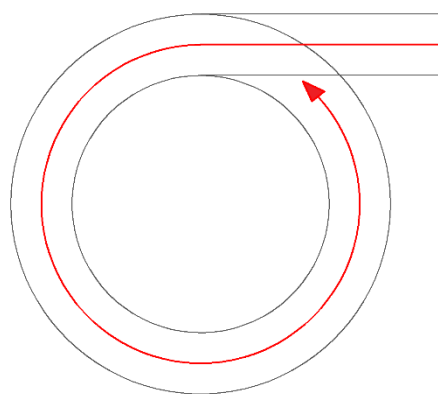
Obr. 22 Schématický náčrt testu dvojité změny pruhu

3.2 USTÁLENÉ ZATÁČENÍ VOZIDLA ISO 4138

Úkolem této zkoušky je posouzení statické říditelnosti vozidla (neutrálnost, přetáčivost, nedotáčivost), hranici mezních stavů (překlopení, smyk) a přechodový stav mezi nimi. Měřenými veličinami jsou poloměr zatáčení R , rychlost vozidla v , úhly směrových úchylek β a jejich změny, úhel natočení volantu δ a příčné zrychlení vozidla a_y .

Metodika ISO 4138 definuje průběh zkoušky ve třech variantách:

- S konstantním poloměrem zatáčení – zjištění závislosti úhlu natočení volantu na rychlosti vozidla,
- S konstantním úhlem natočení volantu – zjištění poloměru zatáčení vozidla v závislosti na rychlosti,
- S konstantní rychlostí – zjištění směrové charakteristiky vozidla v závislosti na bočním zrychlení. Vozidlo jede konstantní rychlostí po kruhových drahách o různém poloměru [28].



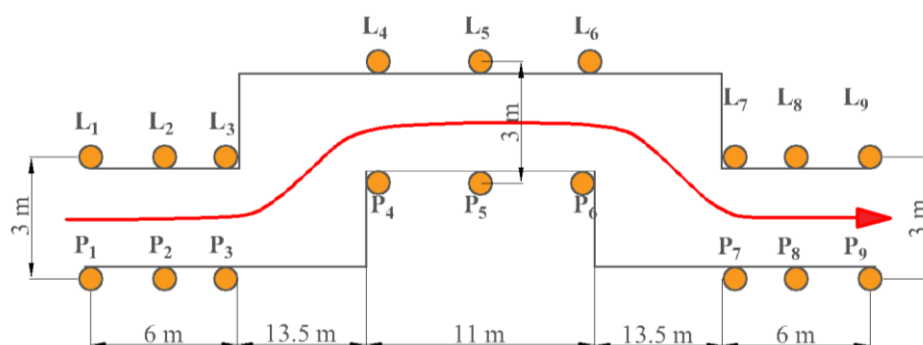
Obr. 23 Ustálené zatáčení vozidla

[1]

3.3 VYHÝBACÍ MANÉVR ISO 3888-2

Tento test se v anglické literatuře někdy nazývá jako „moose test“ neboli losí test [2]. Simuluje náhlé vyhnutí překážce („losovi“) a slouží k hodnocení ovladatelnosti vozidla. Během zkoušky by se vozidlo nemělo dotknout kužele, řidič nesmí dotknout brzdového či plynového pedálu a rychlost vozidla musí být větší než 60 km/h. Tento test někdy bývá kritizován kvůli velké, nerealistické, rychlosti úhlu natočení volantu. Se splnění tohoto jízdního testu mívají problémy především vozidla typu SUV, pickup, minivany, a to kvůli jejich vysoké poloze těžiště [32].

Koridor průjezdu je přesně definován normou (Obr. 24) a rychlost vozidla na počátku by se měla pohybovat v rozmezí 60–65 km/h. Samotný průběh zkoušky je v normě formulován pouze v doporučujícím znění: během průjezdu zkušebním koridorem by měl být pedál akcelérátoru uvolněn a měl by být zařazen nejvyšší rychlostní stupeň. Otáčky motoru by neměly klesnout pod 2000 min⁻¹. Tento test je vhodné provádět řídicím robotem, aby se eliminoval vliv řidiče [27].



Obr. 24 Schématický nákres „losího testu“

3.4 SKOKOVÉ NATOČENÍ VOLANTU ISO 7401

V normě ISO 7401 je definováno několik manévru, například skokové, impulzní a harmonické natáčení volantu (viz. Obr. 21). Cílem je popis chování a odezvy vozidla na předem definovaný vstup, zjištění časové prodlevy reakce vozidla na dané povel.

Za začátku testu se vozidlo rozjede konstantní rychlostí (obvykle 100 km/h, ale může být i 60, 80, 120 km/h), kterou musí udržovat v rozmezí ± 2 km/h, aby byl test platný. Vozidlo se pohybuje v přímém směru a po ujetí několika dojde k prudkému natočení volantu na předem určený maximální úhel. Tento úhel se udržuje po dobu několika sekund, tak aby došlo k udržování konstantní rychlosti. Podmínkou je, že doba natočení volantu z 10 od 90% maximální hodnoty nesmí přesáhnout 0.15 s, a každý test by měl být proveden alespoň 3krát. Mezi nejdůležitější výstupy z testu jsou průběhu veličin popisující rychlost stáčení, úhel natočení volantu a boční zrychlení. K vyhodnocení můžeme použít různá kritéria – hodnota rychlosti stáčení, čas reakce na boční zrychlení či čas reakce rychlosti stáčení [29].

4 MODEL VOZIDLA

Trajektorie vozidla je souhrnem interakce mezi lidským řidičem a vozidlem. Řidič na základě vnějších podmětů vykoná akční, regulační zásah – natočení volantu $\delta(t)$ – a tím udrží vozidlo na požadované trajektorii dráhy. Vozidlo v tomto případě představuje regulační soustavu. Model vozidla slouží k tvorbě modelu řidiče a je jeho nedílnou součástí. Pomocí modelu vozidla je možné vyhodnotit vliv různých parametrů na chování vozidla při closed-loop manévrech.

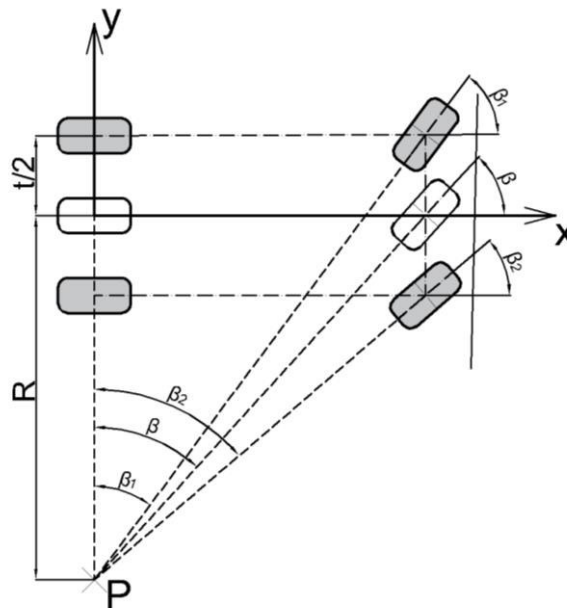
V kapitole 2.5.2 bylo zmíněno, že model vozidla je možné popsat přenosovou funkcí, která je vytvořená z vybraného modelu vozidla. Pro simulaci směrové dynamiky vozidla byla vytvořena řada modelů. Často se jako model vozidla používá jednostopý model vozidla, který je nejjednodušším model popisujícím dynamiku vozidla. [24],[30].

4.1 ZÁKLADNÍ KINEMATICKÝ MODEL VOZIDLA

Základem pro jednostopý model vozidla je Ackermanův model vozidla. Tento model je tvořen dvěma osami:

- Zadní osa – na ní jsou ve vzdálenosti t_z dvě pevná kola
- Přední osa – na ní jsou ve vzdálenosti t_p umístěna dvě řiditelná kola

Aby nedocházelo při pohybu ke smyku či prokluzu, musí všechny osy otáčení kol protínat ve společném bodu, středu otáčení, P. Jak je vidět na Obr. 25, osy mají společný bod v případě, že úhly natočení předních kol jsou různé. Otáčivá rychlost všech kol kolem bodu P je stejná.



Obr. 25 Ackermanova podmínka (teorie řízení)

Dynamické chování vozidla je ovlivňováno řadou faktorů, které je nutné při sestavování modelu brát v potaz. Mezi faktory tyto faktory patří:

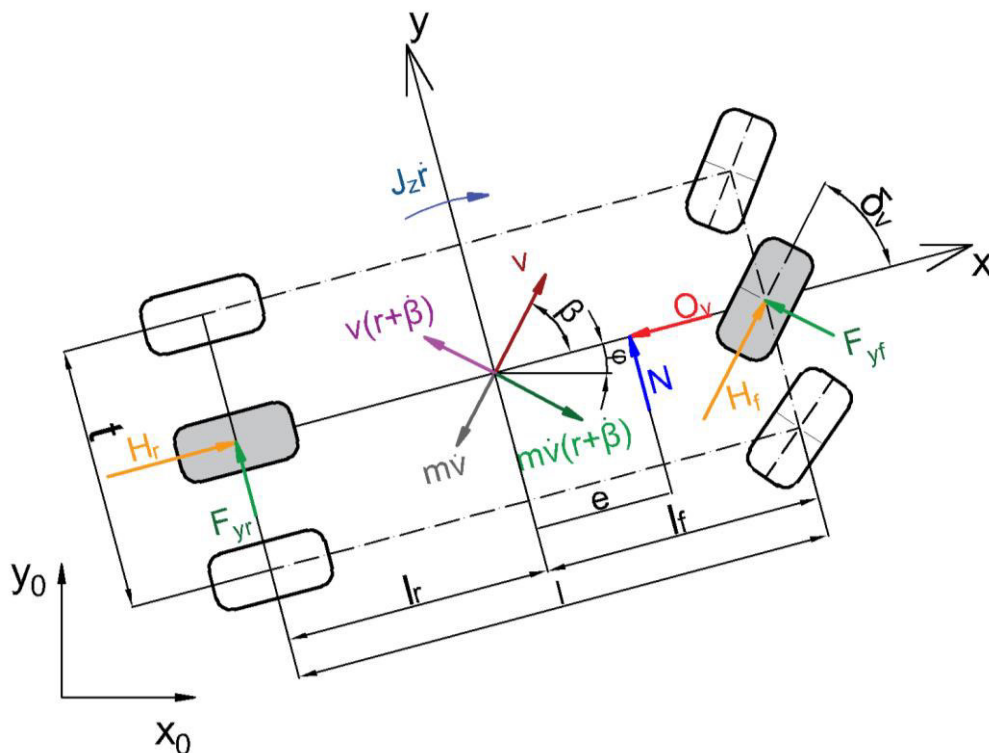
- Okolní vlivy – stav vozovky a poryvy větru
- Aktuální rychlost vozidla
- Rozložení hmotnosti vozidla, poloha těžiště vůči jeho geometrickému středu

- Směrová tuhost každé pneumatiky C_F , která ovlivňuje charakter interakce mezi vozovkou a pneumatikou

Pro krátký časový interval, kdy se rychlost vozidla, ani ostatní výše zmíněné faktory, nebudou měnit, lze vozidlo považovat za lineární systém, u kterého odezva na současně působící vstupní signály vyvolá součet odezev na samostatně působící signály.

Model zjednodušíme tak, že bude uvažována nulová vzdálenost mezi pravým a levým kolem t_z a t_p . Dále budeme pracovat s jednostopý model vozidla. U tohoto modelu nedochází vlivem bočního zrychlení k naklápění vozidla a následkem toho k přesunu polohy těžiště, což způsobuje změnu chování kol. Boční a hnací síly působí přímo na nápravu a předpokládáme, že řízení je naprosto tuhé a směrové výchylky pravého i levého kola jsou stejné. Vozidlo jede s konstantní rychlostí a bez vlivu větru, směrová tuhost pneumatik tedy nebude nijak ovlivňována. Těmito úpravami se sníží počet parametru a zjednoduší výpočet. Pro malé výchylky úhlu natočení kol lze tento model linearizovat.

Při dalším odvozování a zjednodušování bylo vycházeno také z anglické literatury [19],[25] a z toho se označování některých parametrů odlišné od označování používaném panem profesorem Vlčkem v Dynamice motorových vozidel [30]. Konkrétně se jedná o úhel (rychlost) stáčení ε ($\dot{\varepsilon}$) a úhel skluzu α . Zde je úhel natočení vozidla vůči globálnímu souřadnému systému vozidla označen φ , rychlost úhlu stáčení r a úhel směrové úchylny v těžišti vozidla β . Jedním z důvodů změny označování byla přehlednost, jelikož dále označení α je použit jako úhel směrové úchylny.



Obr. 26 Jednostopý model

4.1.1 MODEL PNEUMATIKY

Prostřednictvím kol, resp. pneumatik se vozidla pohybují po vozovce a při tomto pohybu jsou vystaveny působením různých sil závislých na rychlosti vozidla, tvaru trajektorie a úhlu natočení kol. Na pneumatiku působí tři síly – podélná síla F_x , boční síla F_y a svislá síla F_z .

Aby byla prostřednictvím pneumatiky generována síla, která umožňuje pohyb vozidla, musí pneumatika mít směrovou úchytku. Obecně jsou definovány směrové charakteristiky pneumatiky ve všech směrech souřadnicového systému:

- Podélný skluz kola κ se vyskytuje pouze v případě, že na pneumatiku působí hnací či brzdící síla a je dána vztahem (6), kde u je podélná rychlost, r_e je efektivní poloměr kola a ω je úhlová rychlost otáčení kola.

$$\kappa = \frac{u - r_e \omega}{u}, \quad (6)$$

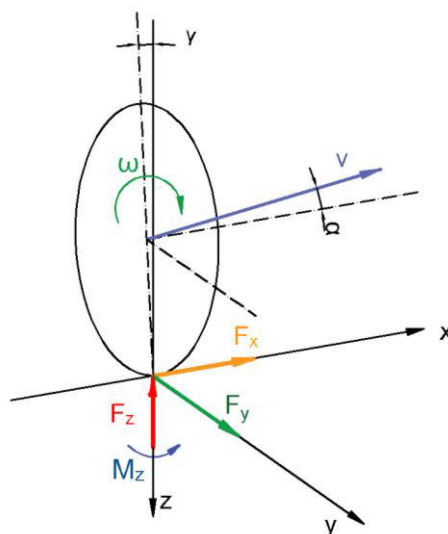
Podélný skluz nebude v našem případě uvažována, jelikož se vozidlo bude pohybovat s konstantní rychlostí.

- Úhel směrové úchytky kola α , v anglické literatuře pod pojmem slip angle, je dána poměrem rychlostí kola ve směrech osy x a y

$$\operatorname{tg}(\alpha) = -\frac{v_y}{v_x}, \quad (7)$$

Podle hodnoty úhlu směrové úchytky je možné určit chování vozidla v zatáčce, tedy zda se bude chovat přetáčivě či nedotáčivě. V případě, že je úhel směrové úchytky zadních kol nepoměrně větší než předních kol, jedná se o přetáčivé vozidlo a v zatáčkách jeho zadní část bude vybočovat ven ze zatáčky. Když je úhel směrové úchytky předních kol nepoměrně větší než zadních kol, jedná se o nedotáčivé vozidlo a v zatáčkách jeho přední část bude směřovat do zatáčky.

- Poslední směrovou charakteristikou je spin, která představuje rotaci kolem osy z . Na spin má vliv odklon kol γ .



Obr. 27 Silové a momentové působení

Vlivem směrových charakteristik působí na pneumatiku síly ve směru osy x, osy y a moment ve směru osy z. Při výpočtu se používají tyto vztahy:

$$F_x = C_{Fk}\kappa$$

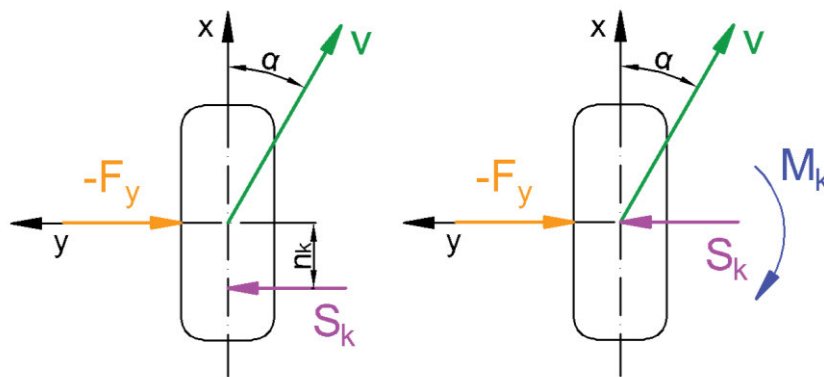
$$F_y = C_{Fa}\alpha + C_{F\gamma}\gamma \quad (8)$$

$$M_z = C_{M\gamma}\gamma - C_{M\alpha}\alpha$$

kde C_{Fk} je tuhost podélného skluzu, C_{Fa} je směrová tuhost pneumatiky, $C_{F\gamma}$ je klopná tuhost, $C_{M\alpha}$ je vratná tuhost a pro odklon kola je $C_{M\gamma}$. Hodnoty tuhostí pneumatiky jsou ovlivněny teplotou, rychlostí vozidla, tlakem v pneumatikách, velikostí směrových úchylek pro daný směr, velikostí zátěžné síly ve směru vertikální osy.

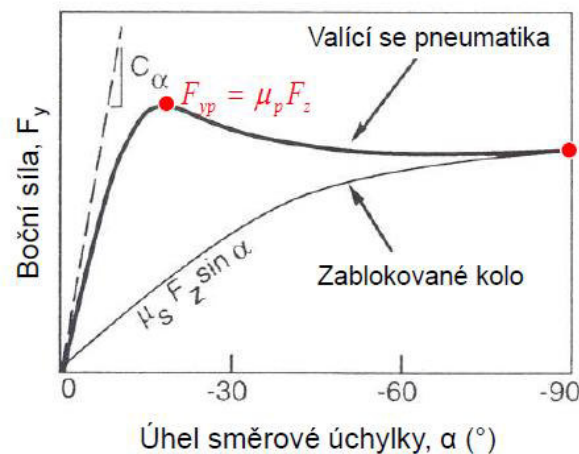
Vlivem působení boční síly F_y v ose otáčení kola y vzniká opačná reakční síla S_k , která způsobuje vychýlení osy stopy vzhledem k podélné ose o úhel směrové úchylky α . U otáčejícího se kola s úhlem směrové úchylky α vznikají ve stopě další síly, které se zvětšují směrem k zadní části stopy a tím vzniká závlek n_k . Působíště síly S_k se tedy posune od osy otáčení do vzdálenosti závleku. Z toho důvodu musí být přidán vratný moment M_k , který na kolo do skutečného směru pohybu – směru rychlosti v (Obr. 28). Vratný moment je dán vztahem (9).

$$M_k = S_k n_k \quad (9)$$



Obr. 28 Vratný moment a závlek [30]

Na je znázorněn vliv úhlu směrové úchylky α na boční síle F_y . V případě malých úhlů směrových úchylek (většinou jsou uváděny hodnoty menší než 3°), platí pro boční sílu F_y a tedy i sílu S_k vztah (10). Při větších hodnotách je závislost boční vodící síly na úhlu α nelineární a tím je nelineární i závlek pneumatiky.



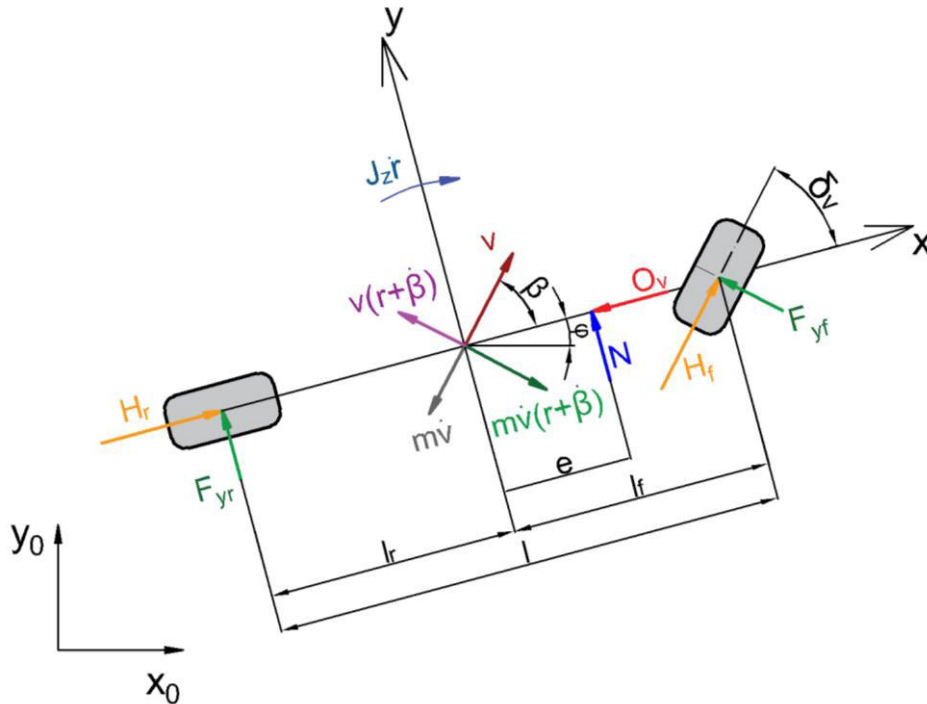
Obr. 29 Boční síla v závislosti na úhlu směrové úchylky [33]

$$S_k = C_\alpha \alpha \quad (10)$$

Na hodnotu směrové tuhosti pneumatiky má vliv řada faktorů. Zásadní vliv má huštění pneumatiky. Čím vyšší je tlak v pneumatice, tím stoupá i její směrová tuhost a zároveň klesá vratný moment pneumatiky. Při určitých hodnotách zatížení může dojít vlivem zvýšení tlaku v pneumatice ke snížení směrové tuhosti. Vliv na směrovou tuhost má také konstrukce pneumatiky. Radiální pneumatika má větší směrovou tuhost, než diagonální, tudíž pro stejnou boční sílu vznikne na radiální pneumatice menší směrová úchylka než na diagonální. Dále směrovou tuhost ovlivňuje například přilnavost vozovky a povětrnostní podmínky [30].

4.1.2 POPIS PODVOZKU VOZIDLA

Při sestavování rovnic vyjdeme z předpokladů pro jednostopý model vozidla. Dále použité pohybové rovnice popisující tento model jsou převzaty z knihy pana profesora Vlka *Dynamika motorových vozidel* [30]. Tento model lze popsat třemi pohybovými rovnicemi.

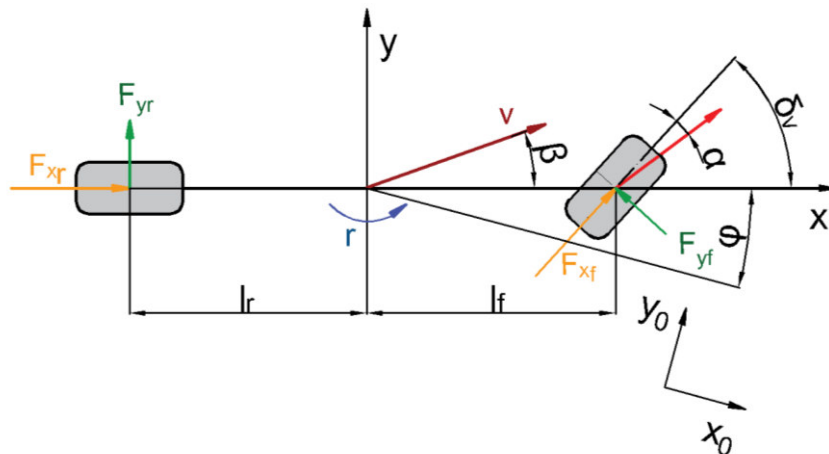


Obr. 30 Dynamický model jednostopého vozidla pro vyjádření pohybových rovnic

$$\begin{aligned}
 -m\dot{v}\cos\beta + mv(\dot{\beta} + r)\sin\beta - F_{yf}\sin\delta_v + H_f\cos\delta + H_r - O_v &= 0 \\
 -m\dot{v}\sin\beta + mv(\dot{\beta} + r)\cos\beta - F_{yf}\cos\delta_v + H_f\sin\delta + F_{yr} + N &= 0 \\
 -J_z\dot{r} + F_{yf}l_f\cos\delta - F_{yr}l_r + H_f l_f \sin\delta_v + Ne &= 0
 \end{aligned} \tag{11}$$

Na nápravu působí hnací síly H_r (rear – zadní), H_f (front – přední) a boční síly F_{yr} a F_{yf} . Tyto síly působí ve vzdálenosti l_r (l_f), což je vzdálenost těžiště vozidla od zadní (přední) nápravy. Hmotnost vozidla je označena m a rychlost vozidla v . Vzhledem k tomu, že neuvažujeme aerodynamický vliv, budeme považovat hodnoty vzdušné síly N a vzdušného odporu O_v za nulové. V těžišti vozidla působí setrvačné síly $m\dot{v}$ a $mv(\dot{\beta} + r)$. Proti natočení vozidla z přímého směru působí setrvačný moment $J_z\dot{r}$, kde J_z je moment setrvačnosti vozidla vzhledem k ose z . Úhel natočení podélné osy vozidla (úhel směrové úchyvky) je označen β , β je pohybu vozidla oproti jeho podélné ose a δ_v je úhel natočení kol vozidla.

Pro malé směrové úchyvky těžiště β můžeme provést linearizace rovnic dosazením $\sin(\beta)=0$ a $\cos(\beta)=1$. Jednostopý model byl dále úpraven do varianty, která je na Obr. 31 [19],[25].



Obr. 31 Dynamický model jednostopého vozidla

Základní souřadnicový systém x_0, y_0 je upevněn na zemi a je to referenční systém, v kterém se pohybuje vozidlo. Osy souřadnicového systému vozidla (podvozku) x, y se protínají v těžišti vozidla. Tento systém je vůči základnímu rotován o úhel natočení vozidla φ (yaw angle).

Na Obr. 31, znázorněna rychlost stáčení vozidla r (yaw rate). Rychlost těžiště vozidla v je směruje pod úhlem směrové úchylky β (slip angle). Směrová úchylka α je v tomto případě příčná směrová úchylka kola. J_z je moment setrvačnosti vozidla vůči ose z , m je hmotnost vozidla, l_r a l_f jsou vzdálenosti těžiště vozidla od zadní a přední nápravy.

Vzhledem k tomu, že předpokládána konstantní rychlost vozidla, stačí pro popis jeho pohybu dvě rovnice, nezajímá nás vliv větru, tudíž hnací a odporové síly na kolem se rovnají a pohyb vozidla je možné popsat dvěma rovnicemi:

$$F_{yf} \cos \delta + F_{yr} = m a_y \quad (12)$$

$$F_{yf} l_f \cos \delta - F_{yr} l_r = J_z \dot{r}$$

Pro řešení rovnic je nutné odvodit vztah pro zrychlení v příčném směru a_y . Je nutné uvažovat obecný rovinný pohyb dle vztahu:

$$\vec{a} = \frac{d\vec{v}}{dt} + \vec{r} \times \vec{v} \quad (13)$$

Vektory definující rychlost stáčení vozidla \vec{r} a rychlost vozidla v těžišti \vec{v} mají pro rovinný model a kartézský souřadný systém tento tvar:

$$\vec{r} = (0, 0, r)$$

$$\vec{v} = (v_x, v_y, 0)$$

Po dosazení do vztahu (13) dostaneme vektor zrychlení:

$$\vec{a} = (\dot{v}_x - r v_y, \dot{v}_y + r v_x)$$

Složky rychlostí těžiště vozidla jsou dány vztahy:

$$\begin{aligned} v_x &= v \cos \beta \\ v_y &= v \sin \beta \end{aligned} \quad (14)$$

Derivací složek rychlosti byl získán vztah pro zrychlení vozidla v příčném směru a_y :

$$a_y = \dot{v} \sin \beta + v \cos \beta (\dot{\beta} + r) \quad (15)$$

Jak již bylo zmíněno, předpokládám konstantní rychlost vozidla, a tudíž složka zrychlení $\dot{v} \sin \beta$ bude nulová. Tento vztah dosadím do rovnice (12) a získám následující tvar rovnic:

$$\begin{aligned} F_{yf} \cos \delta + F_{yr} &= m v \cos \beta (\dot{\beta} + r) \\ F_{yf} l_f \cos \delta - F_{yr} l_r &= J_z \dot{r} \end{aligned} \quad (16)$$

V kapitole 4.1.1 byl vyjádřen vztah (8) pro velikosti boční síly F_y . Tento vztah obsahuje úhel směrové úchyly α . V dalším kroku je potřeba vyjádřit úhel směrové úchyly pro přední α_f i zadní α_r kolo, jelikož vztah pro velikosti bočních sil na přední F_{yf} a zadní F_{yr} jsou dány takto:

$$\begin{aligned} F_{yf} &= C_{Far} \alpha_f \\ F_{yr} &= C_{Faf} \alpha_r \end{aligned} \quad (17)$$

Pro případ malého úhlu skluzu β je možné na úhel směrové úchyly zapsat těmito vztahy [25]:

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \delta_v - \beta - \frac{l_f}{v} r \\ \alpha_r &= -\beta + \frac{l_r}{v} r \end{aligned} \quad (18)$$

Pro případ velkého úhlu směrové úchyly β je možné na úhel směrové úchyly zapsat těmito vztahy:

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \arctan \left(\frac{v \sin \beta + r l_f}{v \cos \beta} \right) - \delta_v \\ \alpha_r &= \arctan \left(\frac{v \sin \beta - r l_r}{v \cos \beta} \right) \end{aligned} \quad (19)$$

Pro dvoustopá vozidla se musí zaimplementovat do vztahů silová působení na další přední a zadní kolo podvozku. Z toho důvodu jsou hodnoty F_{yf} a F_{yr} vynásobeny dvěma. A výsledná soustava diferenciálních rovnic je dána těmito vztahy:

$$\dot{\beta} = \frac{2C_{ar} \left[-\arctan \left(\frac{v \sin \beta - r l_r}{v \cos \beta} \right) \right] + 2C_{af} \cos \delta \left[-\arctan \left(\frac{v \sin \beta - r l_f}{v \cos \beta} + \delta_v \right) \right]}{m v \cos \beta} - r \quad (20)$$

$$\dot{r} = \frac{-2C_{ar} \left[-\arctan \left(\frac{v \sin \beta - r l_r}{v \cos \beta} \right) \right] + 2C_{af} \cos \delta l_f \left[-\arctan \left(\frac{v \sin \beta - r l_f}{v \cos \beta} + \delta_v \right) \right]}{J_z}$$

V modelu jsou použity také rovnice popisující rychlost vozidla vůči základnímu souřadnicovému systému:

$$\begin{aligned} v_{x0} &= v \cos(\beta + \varphi) \\ v_{y0} &= v \sin(\beta + \varphi) \end{aligned} \quad (21)$$

Vstupem do výpočtu pro popis chování řidiče může být úhel natočení kol δ_v či úhel natočení volantu δ . Vzájemný závislost mezi těmito dvěma natočeními je dán vztahem (22).

$$\delta = \delta_v \cdot i_r, \quad (22)$$

kde i_r je převod řízení.

Dynamické chování vozidla je možné také popsat stavovými rovnicemi (23), které obsahují stavový vektor $x(t)$, vstupní vektor $u(t)$ a výstupní vektor $y(t)$. Stavový vektor většinou obsahuje měřitelnou veličinu, např. polohu vozidla $y(t)$ vzhledem k osám souřadného systému, podélnou rychlost $v(t)$, úhlovou rychlost $r(t)$ či úhlové zrychlení $\dot{r}(t)$.

Vstupním vektorem do regulované soustavy $u(t)$ bývá pouze akční zásah řidiče, kterým je natočení volantu $\delta(t)$ a výstupním vektorem systému může být poloha vozidla $y(t)$, podélná rychlost $v(t)$, úhlová rychlost $r(t)$ či úhlové zrychlení $\dot{r}(t)$, úhel natočení vozidla $\beta(t)$.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (23)$$

kde stavový vektor $x = [\beta \ r]^T$, vstupní vektor $u = [\delta_v]$ a výstupní vektor $y = [\beta \ r]^T$. Matice A, B a C obsahují tyto hodnoty. Stavové rovnice jsou sestaveny pro případ malých úhlů β a pro malou změnu rychlosti v [25].

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{2(C_{af} + C_{ar})}{mv} & -\frac{2(l_f C_{af} + C_{ar} l_r)}{mv^2} - 1 \\ -\frac{2(l_f C_{af} + C_{ar} l_r)}{J_z} & -\frac{2(l_f^2 C_{af} + l_r^2 C_{ar})}{J_z v} \end{bmatrix} \quad (24)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{2C_{af}}{mv} \\ \frac{2C_{af}}{J_z} \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Tato stavová rovnice je vhodná pro popis jízdy po rovné nebo málo zakřivené vozovce. V případě, že je uvažována dráha s větším zakřivením zatáček, je místo vstupního vektoru v podobě úhlu natočení kol $\delta_v(t)$, použita rychlost natočení volantu $\dot{\delta}_v(t)$ [24].

V literárních zdrojích [5],[19],[25] lze nalézt různé varianty rovnic pro různé modely vozidel. Většinou jsou přizpůsobeny a zjednodušeny pro dané použití a druhu jízdního test.

5 VYTVOŘENÍ MODELU A JEHO OPTIMALIZACE

Úkolem této práce bylo vytvoření výpočtové nástroje pro testování modelu řidiči. Tento výpočtový algoritmus je dán soustavou řídič-vozdilo-trajektorie. Jednotlivé části této soustavy budou dále blíže popsány.

5.1 MODEL VOZIDLA A JEHO VLASTNOSTI

V kapitole 4 bylo popsáno odvození modelu jednostopého vozidla. Při vytváření modelu vozidla byly použity vztahy z tohoto odvození. Stavový vektor modelu, popisující dynamické chování vozidla, obsahuje pět složek (25).

$$x(t) = \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ \varphi \\ x_a \\ y_a \end{bmatrix}, \quad (25)$$

kde je β je úhel směrové úchylky v těžišti vozidla, r je rychlost stáčení vozidla, φ je úhel natočení vozidla vůči globálnímu souřadnému systému, x_a je aktuální poloha vozidla v ose x a y_a je aktuální poloha vozidla v ose y .

Úhel natočení kol $\delta_v(t)$ do tohoto modelu vstupuje pouze jako vektor předem daných hodnot či jedné hodnoty. Tento model je vhodný zkoumání dynamických vlastností vozidla.

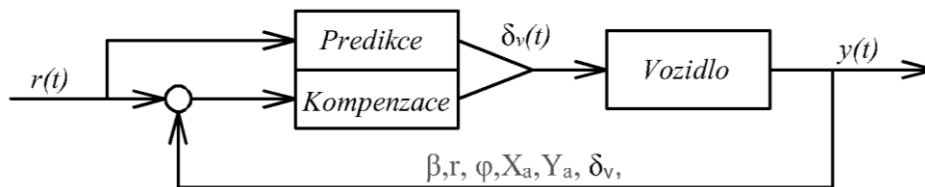
Pro ověření modelu je nutné znát konstrukční údaje vozidla. Námi uvažovaný model měl následující parametry Tab. 2

Tab. 2 Tabulka vstupních veličin

Název	Veličina	Jednotka
Směrová tuhost přední nápravy	$C_{\alpha F}=70000$	[N/rad]
Směrová tuhost zadní nápravy	$C_{\alpha R}=90000$	N/rad]
Hmotnost vozidla	$m=1250$	[kg]
Zatížení přední nápravy	$m_F=750$	[kg]
Zatížení zadní nápravy	$m_R=500$	[kg]
Vzdálenost přední nápravy od těžiště	$l_F=1,04$	[m]
Vzdálenost zadní nápravy od těžiště	$l_R=1,56$	[m]
Maximální koeficient tření přední nápravy	$\mu_F=1$	[-]
Maximální koeficient tření zadní nápravy	$\mu_R=1,1$	[-]
Moment setrvačnosti vozidla	$I_z=2200$	[kg.m ²]
Rozvor náprav	$l=2,600$	[m]
Šířka vozidla	$s_v=1,700$	[m]

5.2 MODEL ŘIDIČE

Soustavu řidič-vozdlo-trajektorie je možné graficky znázornit blokovým schématem v uzavřené smyčce (Obr. 32). Řidič v sobě zahrnuje jak úlohu predikce dráhy, tak kompenzační funkci, kdy na základě znalosti aktuální hodnot o poloze, natočení vozidla, může regulovat regulační člen tak, aby bylo dosaženo nejvyšší přesnosti průjezdu. Parametry vozidla zůstanou stejné, jako jsou uvedené v Tab. 2.



Obr. 32 Model řidiče v uzavřené smyčce

Stavový vektor byl rozšířen o natočení kol δ_v .

$$x(t) = \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ \varphi \\ x_a \\ y_a \\ \delta_v \end{bmatrix}, \quad (26)$$

5.2.1 REGULAČNÍ ČLEN MODELU ŘIDIČE

Pro simulaci průjezdu vozidla po dané trajektorii je však stále nutné navrhnout regulační člen. Zde nebude jako regulační člen uvažováno natočení volantu, ale natočení kol. Tyto dvě veličiny jsou na sobě závislé a z toho důvodu je, pro zjednodušení, možné použít přímo natočení kol. Tento regulační člen upravuje výchylku natočení kol (volantu) takovým způsobem, aby vozidlo následovalo požadovanou trajektorii s dostatečnou přesností. Během řízení člověk vyhodnocuje situaci nejen dle aktuální polohy vozidla, ale také se snaží předvídat polohu, v které se během krátkého ocitne. Stejně tomu je i u naše regulační členu, který zohledňuje aktuální i ale polohu, do které se vozidlo v následující chvíli dostane. To, za jak dlouho se do tohoto bodu vozidlo dostane samozřejmě závisí na rychlosti vozidla. Délku predikce také ovlivňuje tvar trajektorie. Dráhy s větší křivostí, pro dosažení požadované přesnosti průjezdu, potřebují kratší predikovanou vzdálenost, než s malé či téměř žádnou křivostí.

Při výběru vhodného regulačního členu bylo vycházeno z konceptu použitého v [8]. Zde řízení natočení kol zahrnuje výpočet různých chyb. Může to být rozdíl mezi natočením vozidla (úhel natočení vozidla vůči globálnímu souřadnému systému φ) a tečným úhlem ideální trajektorie, vzdálenost mezi aktuální polohou a ideální polohou dráhy nebo tyto dva rozdíly určené v predikovaném bodě (v bodě v určité vzdálenosti před vozidlem). Tento ovládací orgán řízení v sobě zahrnuje, kromě dopočítání úhlu natočení volantu, další nezbytné úlohy. Vypočítá dříve zmíněné chyby, této chybovosti přidá určitého zesílení a tyto hodnoty poskytne pro výpočet natočení kol tak, aby řidič upravil svoji polohu blíže k ideální dráze. Takto strukturovaný model vychází z teorie lineárního optimálního diskrétního náhledu [8].

Délka predikce vychází ze vzorce (27), kdy čas náhledu t se používá jako funkce rychlosti vozidla v a tím je získána vzdálenost S na dráze před námi.

$$S = v \cdot t = \text{predikce} \quad (27)$$

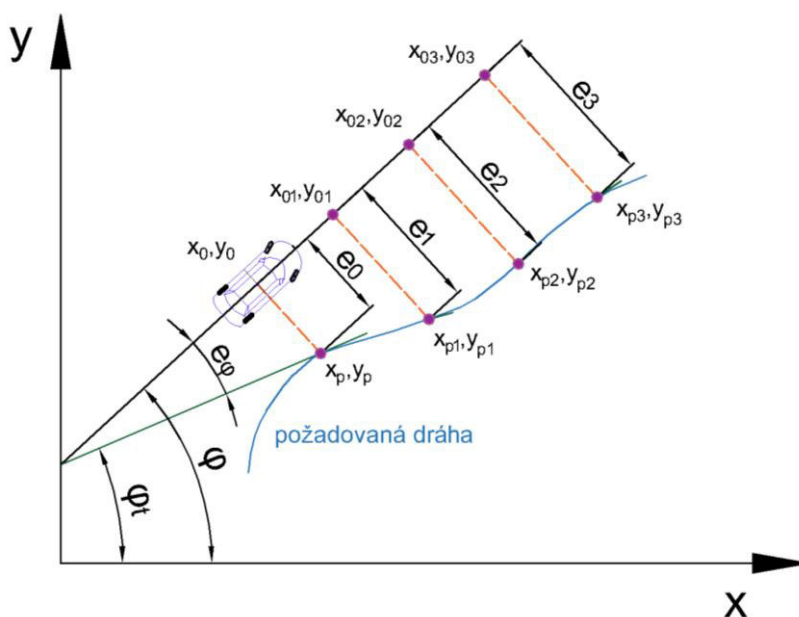
Tato vzdálenost je vždy na přímce ve směru jízdy vozidla, a proto jsou hodnoty predikované vzdálenosti ve směru osy x a $y - x_p$ a y_p vyjádřeny těmito vztahy:

$$\begin{aligned} X_p &= \text{predikce} \cdot \cos(\varphi), \\ Y_p &= \text{predikce} \cdot \sin(\varphi), \end{aligned} \quad (28)$$

kde φ je aktuální úhel natočení vozidla vůči globálnímu souřadnému systému.

Pro zjištění jednotlivých chyb použitých pro výpočet úhlu natočení volantu je nutné znát tyto informace o vozidle:

- Úhel tečny v bodě na trajektorii dráhy φ_t
- Úhel natočení vozidla φ
- Aktuální pozice vozidla x_E, y_E
- Aktuální pozice na trajektorii
- Pozice predikovaného bodu x_P, y_P



Obr. 33 Schéma znázorňující veličiny použité při výpočtu natočení volantu [8].

CHYBA NATOČENÍ VOZIDLA

Chyba natočení vozidla e_φ je v rozdíle mezi tečným úhlem ideální trajektorie a úhel natočení vozidla v aktuálním bodě φ . Tečný úhel φ_t je počítán v bodě, který je na požadované trajektorii nejbližší k aktuální poloze vozidla.

$$e_\varphi = \varphi - \varphi_t \quad (29)$$

CHYBA POZICE VOZIDLA

Další chybou je rozdíl pozice vozidla e_o . Může to být boční odchylka mezi pozicí na požadované dráze a aktuální pozicí.

$$e_o = (y_p - y_o) \cdot \cos\varphi - (x_p - x_o) \cdot \sin\varphi \quad (30)$$

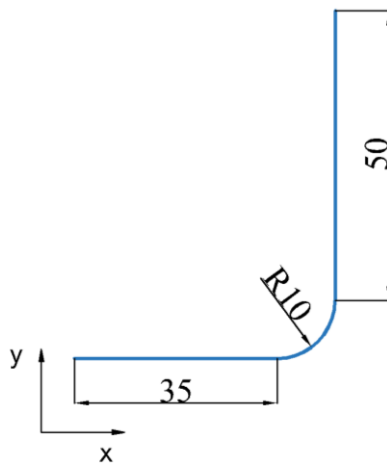
Analogicky je výpočet pro hodnoty chyb pozice a natočení vozidla v predikované vzdálenosti.

Regulační funkce na natočení volantu δ je pak dána součtem třech chyb. Jednotlivé chyby e_1 , e_2 , e_3 jsou násobeny příslušnými zesíleními K_y , K_v , K_p .

$$\delta = K_y e_1 + K_p e_2 + K_v e_3 \quad (31)$$

V průběhu byly testovány dvě verze regulační funkce, které používají ve funkci rozdílné chyby. Pro každou regulační funkci byly stanoveny tři varianty kombinací zesílení K_y , K_v , K_p , pro které vykazoval průjezd trajektorie nejvyšší přesnost.

Testování variant regulačních funkcí probíhalo na trajektorii s obloukem o poloměru $r = 10$ m, jejíž rozměry v metrech jsou zobrazeny na Obr. 34. Rychlost pro testování byla zvolena $v = 40$ km/h.



Obr. 34 Rozměry testovací dráhy s obloukem (v metrech)

Bylo nutné určit kritérium srovnávající vliv hodnot jednotlivých koeficientů a určení přesnosti následování požadované trajektorie. Pro posouzení vhodnosti hodnot koeficientů, tedy odchylky mezi požadovanou a skutečnou dráhou, byla použita hodnota této maximální odchylky a statistická veličina směrodatná odchylka σ (32).

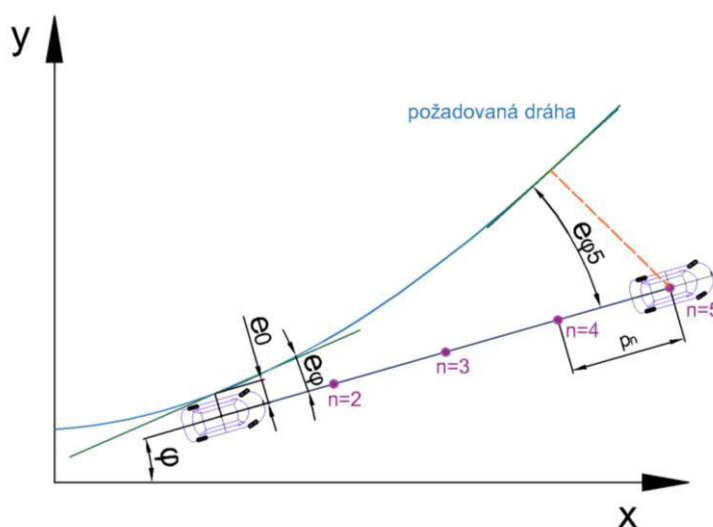
$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2}, \quad (32)$$

kde y_i je aktuální odchylka vozidla od požadované dráhy, \bar{y} průměrná hodnoty odchylky vozidla od požadované dráhy, N je rozsah soubor hodnot [24].

REGULAČNÍ FUNKCE 1

První testovaný tvar (33) zahrnuje chybu aktuálního natočení a polohy vozidla s polohou a natočením na trajektorii, které by vozidlo mělo ideálně mít. Tyto chyby obsahují první dvě proměnné. Jsou označeny e_φ a e_0 . Poslední člen obsahuje chyby natočení vozidla v určitých pravidelných predikovaných vzdálenostech. Chyba natočení je i zde počítána jako rozdíl mezi tečným úhlem v predikovaných bodech ideální trajektorie a úhel natočení vozidla v aktuálním bodě φ . V tomto případě je e_{prev} dán aritmetickým průměrem těchto chyb natočení v predikovaných bodech a natočení v nejbližších bodech na trajektorii Obr. 35.

$$\delta_v = K_y e_\varphi + K_p e_0 + K_v e_{prev} \quad (33)$$



Obr. 35 Schéma znázorňující veličiny použité při výpočtu natočení volantu

Predikovaná vzdálenost je rozdělena na $(n-1)$ stejně dlouhých úseků p_n . Chyba natočení je tedy počítána v n bodech.

$$predikce = p_n n, \quad (34)$$

Délka úseku p_n je závislá na rychlosti vozidla v , časovém kroku výpočtu dt a koeficientu délky predikce k .

$$p_n = v \cdot dt \cdot k, \quad (35)$$

Jak bylo zmíněno výše e_{prev} dán aritmetickým průměrem chyb natočení $e_{\varphi i}$ v jednotlivých bodech.

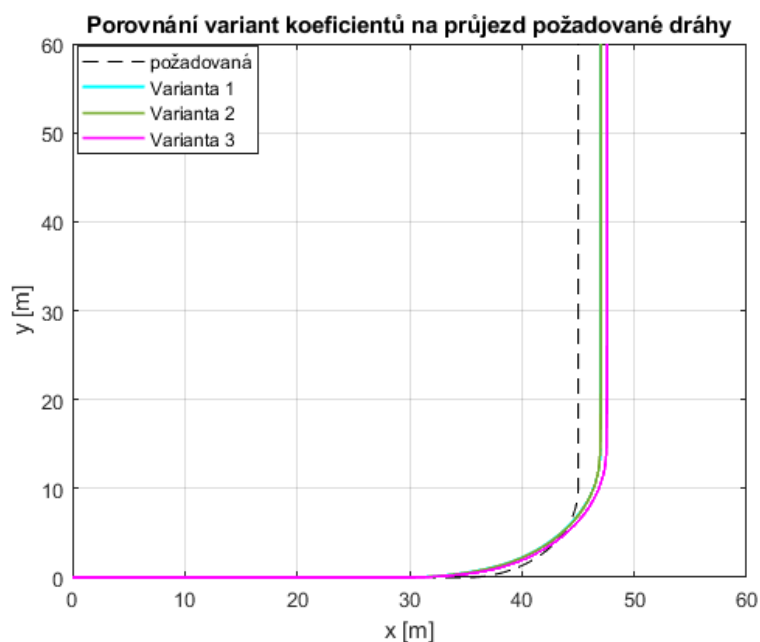
$$e_{prev1} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n e_{\varphi i} \quad (36)$$

Dále byly stanoveny tři varianty kombinací zesílení K_y , K_v , K_p , pro které vykazoval průjezd trajektorie nejvyšší přesnost. Tyto kombinace koeficientů zesílení jsou zapsány v Tab. 3.

Tab. 3 Tabulka vybraných variant testovaných koeficientů

	K_y	K_p	K_v	Predikce [m]	Maximální odchylka [m]	Směrodatná odchylka [m]
Varianta 1	0,21	0,75	2,40	7,2	1,9817	0,9796
Varianta 2	0,18	0,59	1,92	7,2	2,0184	0,9817
Varianta 3	0,79	0,50	1,47	7,2	2,5513	1,2440

Z tabulky můžeme vyčíst, že maximální odchylka vzdáleností mezi požadovanou a reálnou trajektorií je kolem 2 m, což je poměrně velká nepřesnost, když vezmeme v potaz, že šířka vozidla je 1,7 m. Na Obr. 36 je vidět, že takto velké chyby jsou v oblasti průjezdu obloukem.

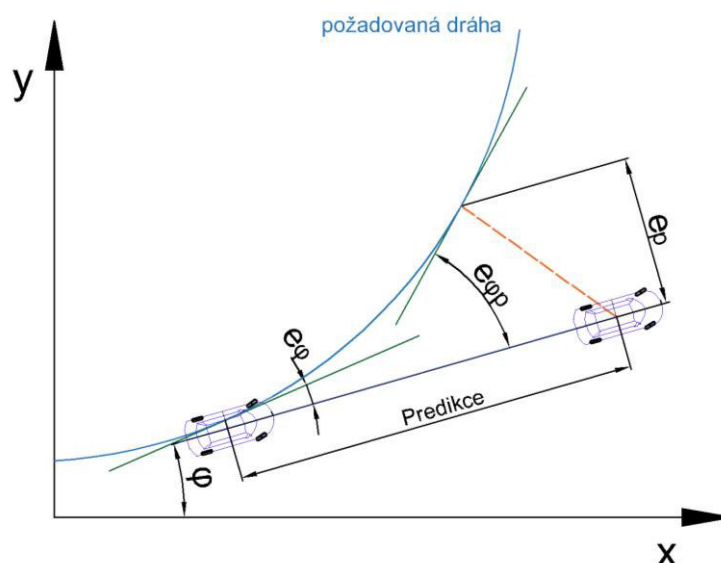


Obr. 36 Porovnání trajektorií s použitím regulační funkce 1

REGULAČNÍ FUNKCE 2

V druhé variantě regulační funkce je více brán v úvahu vliv informací o vozidle v predikované vzdálenosti. První člen $e_{\phi p}$ je chyba natočení vozidla v predikované vzdálenosti. Hodnota této chyby natočení je brána jako rozdíl aktuálního úhlu stáčení vozidla ϕ a tečného úhlu v bodě na trajektorii, který je nejbližší poloze vozidla v predikované vzdálenosti. Proměnná e_p nám říká, jak daleko se vozidlo v predikované vzdálenosti nachází od nejbližší bodu na trajektorii. Poslední proměnná je odchylkou aktuálním natočením vozidla a natočením, které by v této poloze mělo vozidlo ideální mít. Vlastně se jedná o chybu aktuálního natočení. Tyto proměnné jsou graficky znázorněny na Obr. 37.

$$\delta_v = K_y e_{\phi p} + K_p e_p - K_v e_\phi \quad (37)$$



Obr. 37 Schéma znázorňující veličiny použité při výpočtu natočení volantu

Délka predikce je opět závislá na rychlosti v a čase t . Je vyjádřena rovnicí následující rovnicí (38).

$$\text{predikce} = p \cdot v \cdot dt, \quad (38)$$

kde p je koeficient délky predikce, v je rychlost vozidla a dt je časový krok výpočtu.

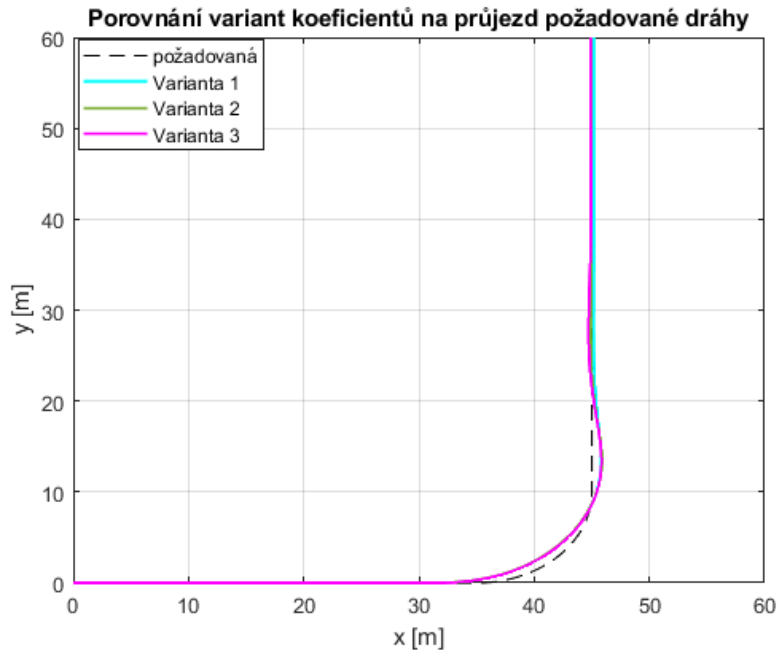
Hodnota časového kroku výpočtu je vždy $dt = 0,001\text{s}$, což by při uvažované rychlosti $v = 40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ byla délka predikce $0,011 \text{ m}$. Z toho důvodu je použit koeficient p , který zvětšuje délku predikce na hodnotu, při které je požadovaná dráha projetá s nejvyšší přesností. Koeficient p má velikost v řádu stovek a je rozdílný pro každou rychlosti vozidla při stejné požadované trajektorii.

Při dalším testování a získání dostatečného množství hodnot, je možné vyjádřit závislost predikce na rychlosti vozidla. Po proložení dat přímkou je možné získat regresní rovnici, vyjadřující přímo závislost rychlosti vozidla a predikce. Tato regresní rovnici má pro každou trajektorii unikátní tvar a většinou je platná v určitém rozmezí rychlostí. Při vyšší rychlostech přestává být délka predikce lineárně závislá na rychlosti vozidla, hranice linearity je pro každou trajektorii též odlišná.

Z testovaných kombinací koeficientů byly, na základě hodnot maximální a směrodatné odchylky, vybrány pro další hodnocení tři varianty kombinací, které jsou zapsány v Tab. 4.

Tab. 4 Tabulka vybraných variant testovaných koeficientů

	K_y	K_p	K_v	Predikce [m]	Maximální odchylka [m]	Směrodatná odchylka [m]
Varianta 1	0,43	0,22	0,37	4,88	0,8807	0,2351
Varianta 2	0,35	0,25	0,37	5,05	0,8901	0,2229
Varianta 3	0,75	0,19	0,78	4,23	0,8386	0,2218



Obr. 38 Porovnání trajektorií s použitím koeficientů z Tab. 4

Rozdíl mezi požadovanou a skutečnou trajektorií při použití těchto variant koeficientů je znázorněn na Obr. 38. Zde je možné vidět v úseku s obloukem se dráhy téměř překrývají, rozdíl nastává až v přechodu na rovný úsek. Maximální odchylka vzdáleností mezi požadovanou a reálnou trajektorií je kolem v rozmezí 0,83 až 0,9 m.

Po porovnání obou regulačních funkcí bylo rozhodnu, že pro další výpočet bude použita Regulační funkce 2. Důvodů pro tuto volbu je několik. Druhá funkce má o více jak polovinu lepší přesnost projetí požadované dráhy. Také má o jeden parametr méně. V případě první funkce bylo potřeba ladit tři koeficienty zesílení, délku úseku p_n a počet bodů n . U druhé funkce je přesnost výpočtu ovlivněna třemi koeficienty zesílení a koeficientem délky predikce p .

V dalším kroku bude vyhodnoceno, jaká varianty koeficientů, zapsaných v Tab. 4, bude použita po testování.

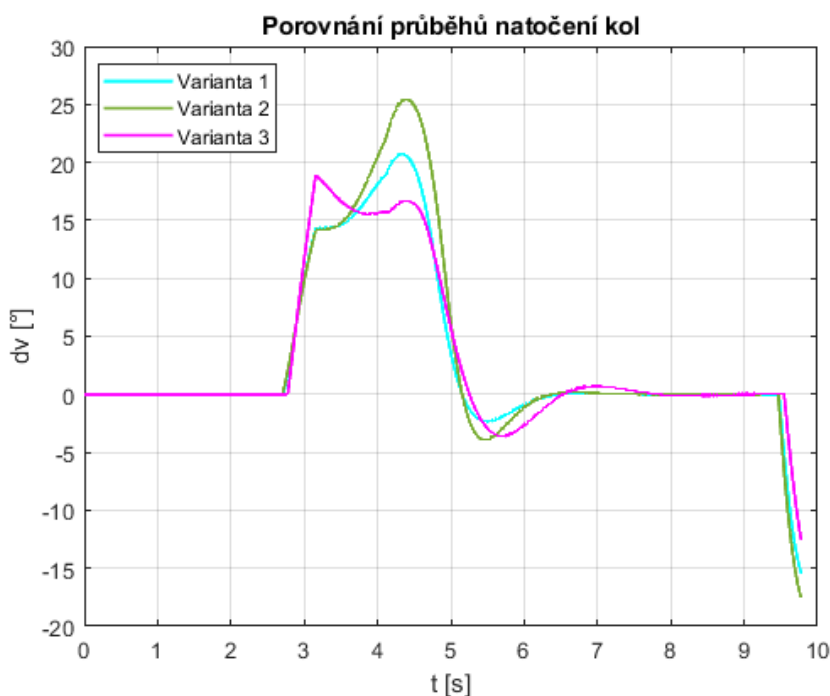
5.2.2 OPTIMALIZACE KOEFICIENTŮ REGULAČNÍ FUNKCE

Předtím, než započalo hodnocení variant koeficientů, bylo zkontrolováno, zda je splněna podmínka maximálního úhlu natočení kol (39) a maximální rychlosti natočení kol (40) [9].

$$\delta_v \leq 40 \text{ deg}^\circ, \quad (39)$$

$$\left(\frac{d\delta_v}{dt}\right) \leq 50 \text{ deg}^\circ/\text{s}, \quad (40)$$

Kontrola podmínky (39) byla vyhodnocena pouze vizuálně ze zobrazení průběhu natočení kol δ_v v závislosti na čase. Pro všechny tři varianty byla tato podmínka splněna.

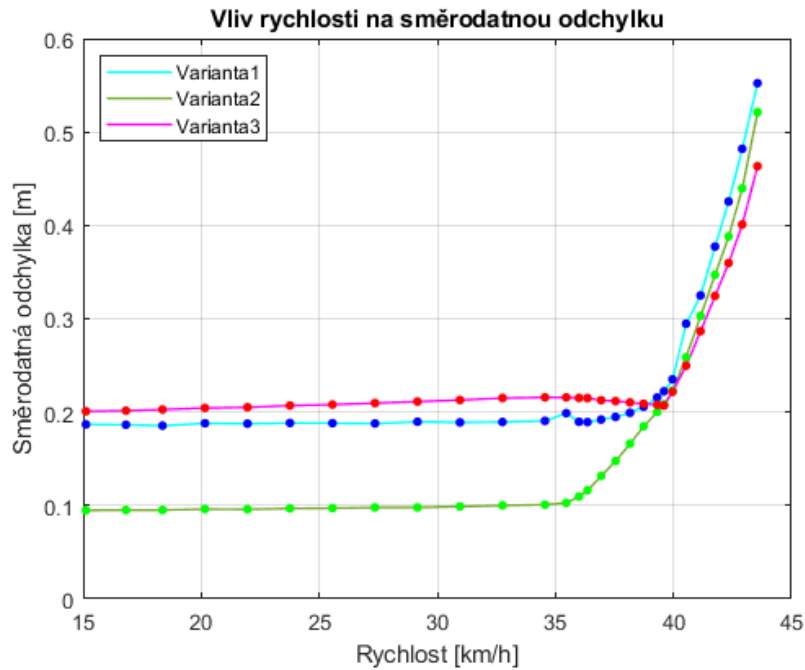


Obr. 39 Porovnání průběhu natočení kol v závislosti na čase

Druhá podmínka (40) byla kontrolována již během výpočtu zavedením této podmínky do výpočtu. Tato podmínka byla ve všech třech případech také splněna.

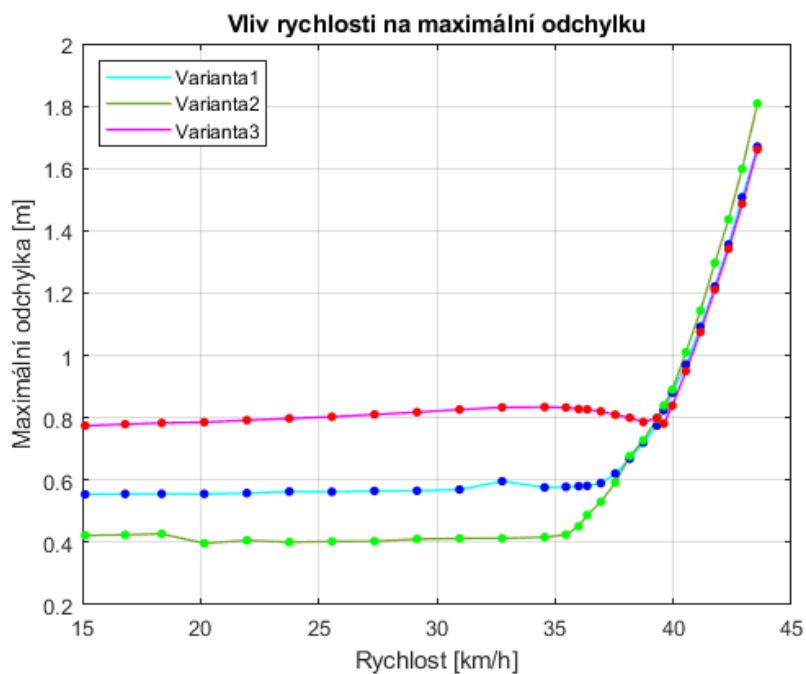
Rozdíly v maximálních a směrodatných úchylnkách jsou pro jednotlivé varianty poměrně malé v řádu setin. A z toho důvodu bylo, pro výběr konečné varianty, určeno další kritérium. Dále bylo zkoumáno, jak se měnila maximální a směrodatná odchylka, při změně rychlosti vozidla. Za začátku byla pro testování zvolena rychlost $v = 40 \text{ km/h}$, některé jízdní manévry jsou však prováděny při jiných rychlostech. Zároveň byla snaha zjistit příčinu toho, proč již nelze zlepšit přesnost výpočtu. Z toho důvodu byly pro všechny tři varianty stanoveny závislosti rychlosti na směrodatné odchylce, maximální odchylce a na délce predikce.

Na Obr. 40 na zobrazena závislost směrodatné odchylky na rychlosti vozidla. Na první pohled je možné vidět, že v oblasti právě kolem rychlosti 40 km/h se nachází kritické místo, v kterém dochází k prudkému zhoršení přesnosti výpočtu. Nejmenší hodnoty směrodatné odchylky dosahuje Varianta 2 a to přibližně 0,1 m.



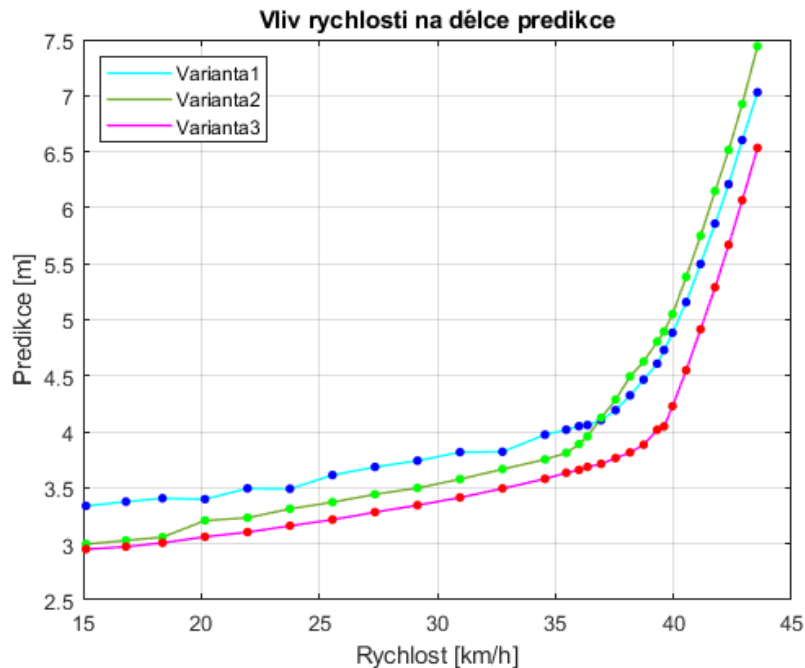
Obr. 40 Vliv rychlosti vozidla na velikost směrodatné odchylky

Na dalším grafu je zobrazena závislost maximální odchyly na rychlosti vozidla, a i zde je možné vidět prudké zhoršení přesnosti výpočtu v oblasti kolem rychlosti 40 km/h. Nejmenší hodnotu maximální odchyly má Varianta 2 a to kolem 0,4 m.



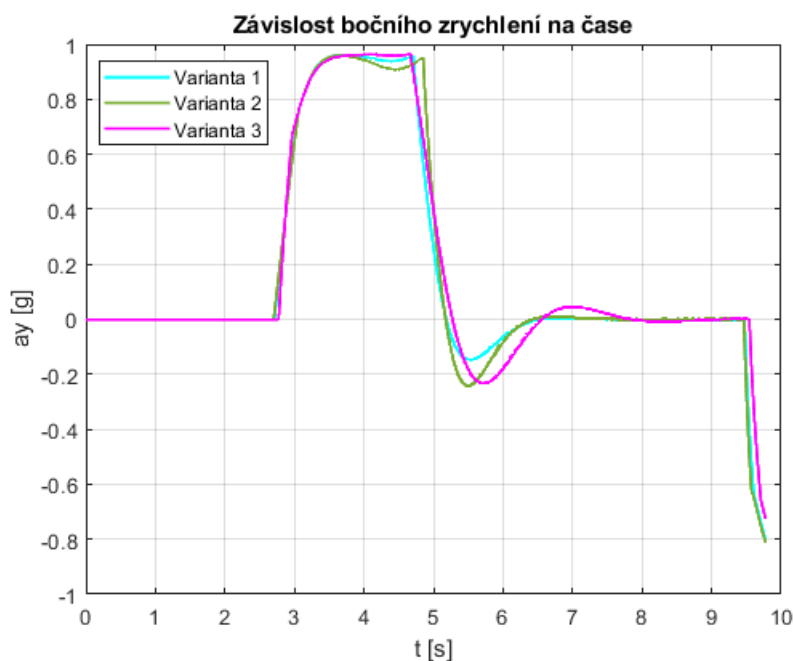
Obr. 41 Vliv rychlosti vozidla na velikost maximální odchyly

Na Obr. 42 je pak závislost délky predikce na rychlosti pro jednotlivé varianty koeficientů. Se zhoršením přesnosti souvisí prodloužení délky predikované vzdálenosti. Nárůst na rozdíl rychlostí necelých 10 km/h je až dvojnásobný. Velikost predikce je v rozmezí 3 až 7,5 m. Do rychlostí 36 km/h je možné body proložit regresní přímkou a dostat tak přímou závislost mezi rychlostí vozidla a délkou predikce.



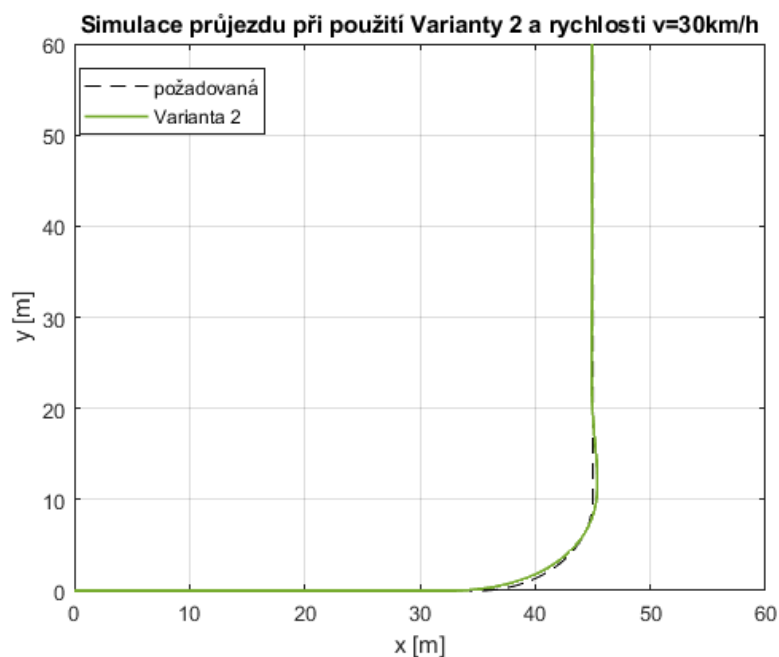
Obr. 42 Vliv rychlosti vozidla na velikost predikce

Ze závislostí v Obr. 40, Obr. 41, Obr. 42 je možné vyvodit dva závěry. Zaprvé se ukázalo, že na počátku byla nevhodně zvolená rychlost pro výběr hodnot jednotlivých koeficientů. Zvolená rychlost $v = 40$ km/h byla na průjezd trajektorie s takto malým poloměrem příliš vysoká. I reálně situaci, by průjezd vozidla zatáčkou s takto malým poloměrem byl na hranici limitů vozidla. To je vidět též na Obr. 43. Při rychlosti $v = 40$ km/h jsou pro jednotlivé varianty hodnoty maximálních bočních zrychlení $a_{y1} = 0,9615g$, $a_{y2} = 0,9591g$, $a_{y3} = 0,9648g$. V případě, že dojde k dalšímu zvýšení rychlosti, zvyšuje se boční zrychlení a_y nad $1g$ a vozidlo se dostává za hranici stability, a to je také příčinou vysokých odchylek. Z toho důvodu bude vhodnost použití jednotlivých variant koeficientů hodnocena v nižších rychlostech, a to konkrétně v rozmezí rychlostí 15 až 35 km/h.



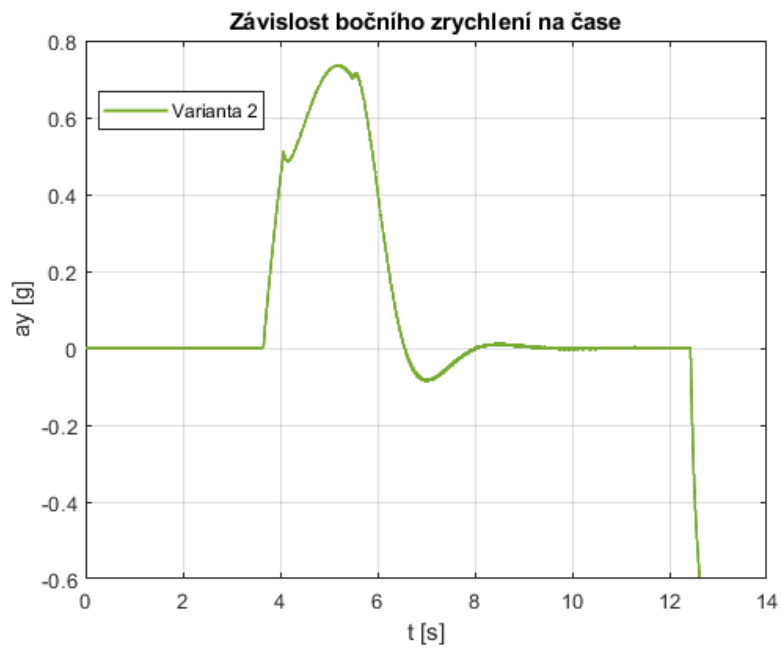
Obr. 43 Průběh bočního zrychlení v průběhu testování

Z výše uvedeného předpokladu plyne druhý závěr. V případě, že budeme uvažovat pouze rychlosti v rozmezí rychlostí 15 až 35 km/h, je z grafů zřejmé, že nejvyšší přesnost dosahuje Varianta 2 (Obr. 44). Tato varianta tedy bude použita pro další testovací manévry.



Obr. 44 Testování Varianty 2 při rychlosti $v=30$ km/h

Při snížení rychlosti také dojde ke snížení bočního zrychlení vozidla při průjezdu. Z původních $a_{y2} = 0,9591g$ na $a_y = 0,7377g$.



Obr. 45 Průběh bočního zrychlení vozidla při rychlosti $v=30$ km/h

6 SIMULACE A OVĚŘENÍ MODELU

V dalším kroku byl vytvořený model popsany v kapitole 5.2.1 použit pro různé trajektorie a za různých podmínek. Pro některé jízdní manévry byla hodnocena přesnost průjezdu požadované dráhy (maximální a směrodatná odchylka), v některých případech pouze fakt, zda vozidlo dráhu projelo či ne.

Tab. 5 Tabulka koeficientů zesílení

	K_y	K_p	K_v
Varianta 2	0,35	0,25	0,37

KRITÉRIA HODNOCENÍ:

- 1. Maximální použitelná rychlost pro daný jízdní manévr** – rychlost, při které dochází ke ztrátě stability či rychlost při které došlo k výraznému odchýlení od požadované trasy.
- 2. Schopnost následovat požadovanou dráhu** – určení na základě směrodatné odchylky, maximální odchylky požadované a skutečné dráhy nebo je hodnocena, zde se vozidlo pohybuje za hranicemi vytyčující dráhu.
- 3. Maximální úhel natočení kol** – hodnota úhlu natočení kol je kontrolována dle podmínky (39), tedy nesmí být větší než 40° .
- 4. Maximální boční zrychlení vozidla** – je to míra bočního posouvání vozidla vzhledem k referenční trajektorii. Boční zrychlení způsobuje naklápění vozidla a může měnit jízdní chování vozidla. Jako limitní hodnota bočního zrychlení bude bráno 1 g.

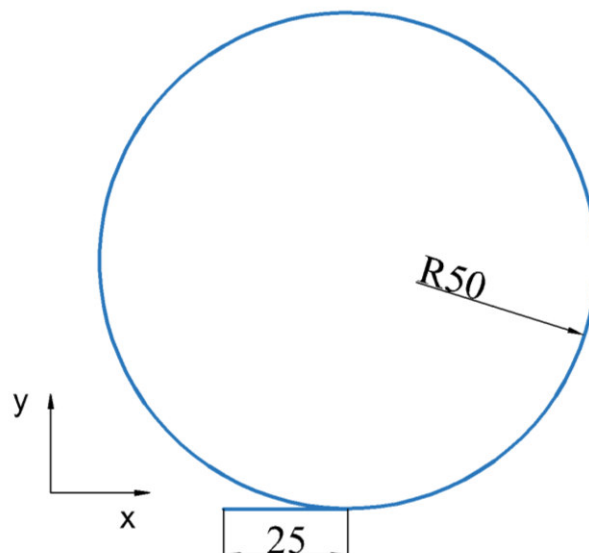
6.1 USTÁLENÉ ZATÁČENÍ

6.1.1 POPIS TESTOVACÍ DRÁHY A PODMÍNKY

Manévr ustáleného zatáčení byl již popsán v kapitole 3.2. Je to manévr, při kterém vozidlo během jízdy opisuje kruh. Často je využívám k hodnocení ustáleného chování vozidla – hodnocení, zda se vozidlo chová přetáčivě, neutrálně či nedotáčivě.

Test ustáleného zatáčení byl prováděn na kruhu o poloměru 50 m. Dráha obsahuje také rozjezdovou rovinku, která má délku 25 m. Vozidlo se rozjíždí ze začátku rozjezdové rovinky vlevo a pokračuje na kruhovou část. Test končí ve chvíli, kdy vozidlo projede celý kruh.

Testovací rychlosti se pohybovaly v rozmezí 5 km/h až 80 km/h. Ke každé testované rychlosti byla stanovena délka predikce, při které je průjezd dráhy nejpresnější – hodnoty směrodatné a maximální odchylky jsou nejmenší.

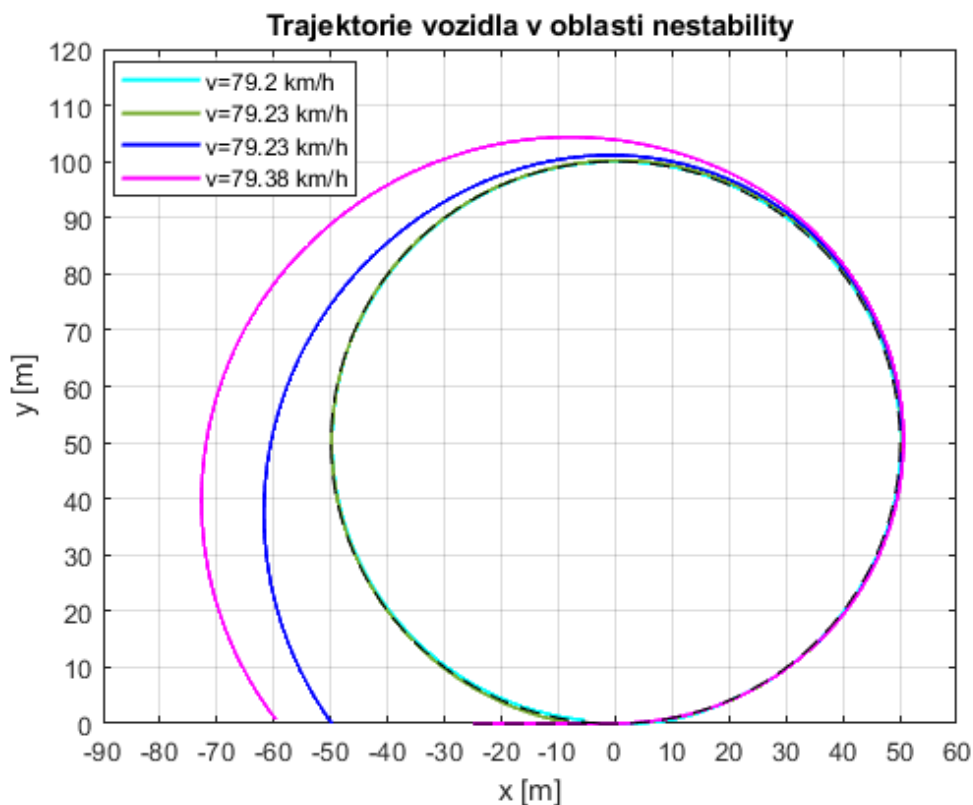


Obr. 46 Testovací dráha pro ustálené zatáčení (rozměry v metrech)

6.1.2 PREDIKOVANÁ VZDÁLENOST

V rámci testování byla stanovena závislost rychlosti a predikované vzdálenosti. Rozdíl rychlosti Δv byl stanoven konstantně na 3,6 km/h. Tato konstantní diferenci byla použita pouze do rychlosti 75,9 km/h, pak bylo nutné rozdíl zmenšit, jelikož se od této rychlosti začínala zhoršovat přesnost výpočtu a bylo očekáváno, že se nad touto rychlostí objeví oblast nestability. Tato oblast se objevila až nad rychlostí 79,2 km/h a vyznačuje se tím, že se v této oblasti stává model citlivý na změnu rychlosti vozidla a délku predikce. Při rychlosti 79,2 km/h vozidlo projede kruhovou dráhu s přijatelnou přesností, pokud zvýšíme rychlost o 0,03 km/h, dojde k čtyřnásobnému zvětšení maximální odchylky. Zároveň pro rychlost 79,23 km/h platí, že stáčí pouze malá změna délky v řádu desetin metrů a vozidlo se stává nestabilní a maximální odchylka se desetkrát zvětší. Při dalším zvýšení rychlosti je vozidlo nestabilní při jakékoliv délce predikce. Porovnání skutečných trajektorií vozidla pro tuto oblast je zobrazeno na Obr. 47. Pro rychlost 79,23 km/h jsou zde zobrazeny dvě, výše zmíněné varianty. První (zelená) je pro délku predikce 5,54 m, druhá (tmavě modrá) pro délku predikce 5,76 m.

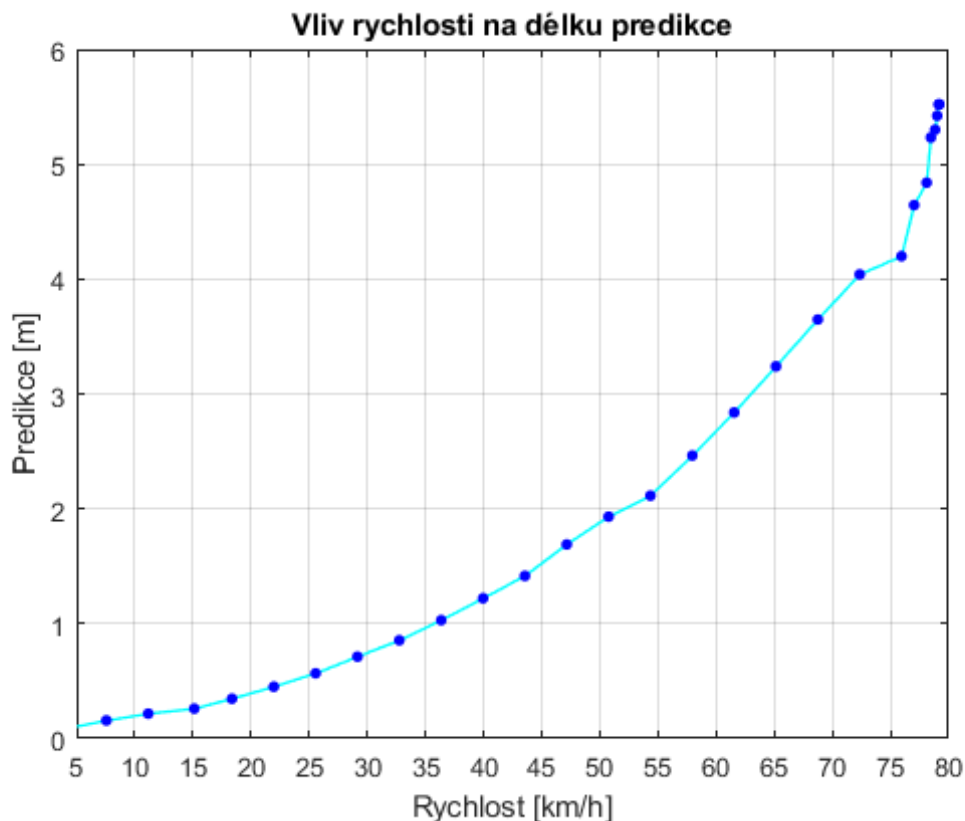
Toto jsou jevy, které se u menší rychlostech neobjevují. Při takto malých rozdílech v predikci a rychlosti vozidla dojde pouze k zhoršení přesnosti v průjezdu, nikoliv však k úplné ztrátě stability.



Obr. 47 Trajektorie vozidla v oblasti nestability

Hledání rovnice přímé závislosti délky predikce a rychlosti vozidla bylo určeno pouze pro hodnoty do oblasti nestability. Pro případ ustáleného zatáčení by bylo proložení dat přímkou značně nepřesné, a proto je pro získání regresní rovnice v tomto případě použit polynom druhém stupně. Tato rovnice vyjadřuje přímou závislost rychlosti vozidla a predikce. Regresní rovnice, pro kruhovou dráhu má tvar (41), kde rychlost v je v km/h a *predikce* v m.

$$\text{predikce} = 0,0122 \cdot v^2 - 0,053 \cdot v + 0,2606 \quad (41)$$

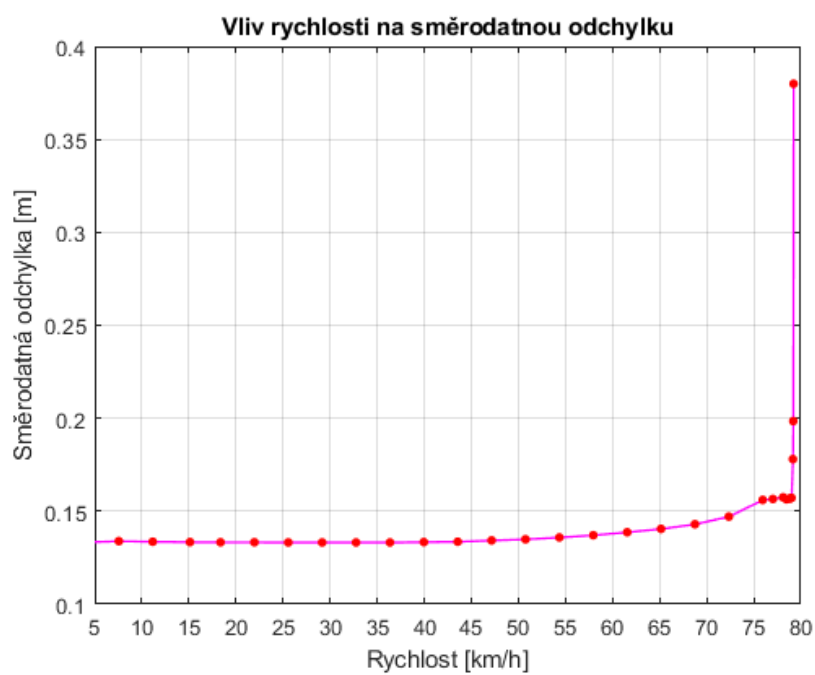


Obr. 48 Vliv rychlosti na délku predikované vzdálenosti

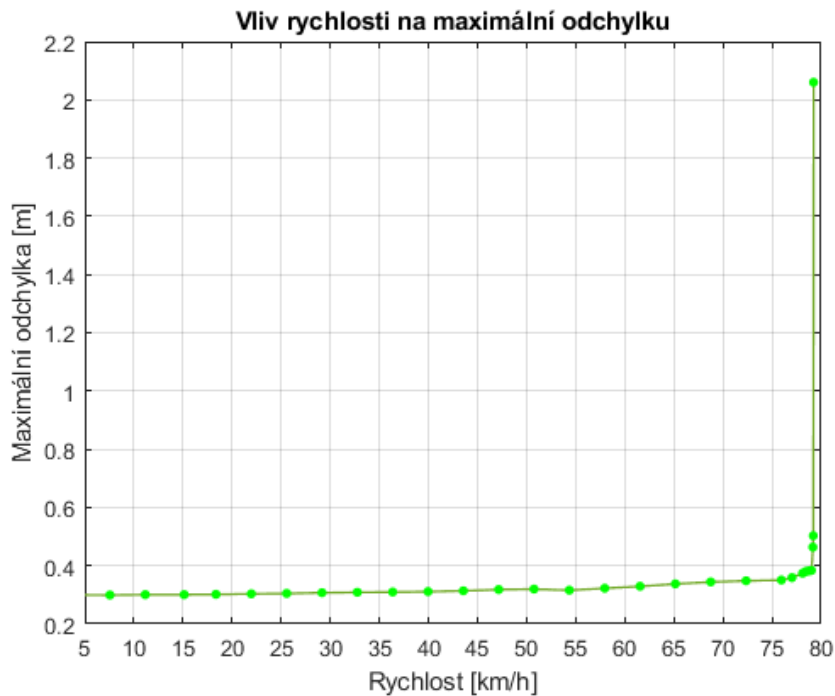
6.1.3 SMĚRODATNÁ ODCHYLKA A MAXIMÁLNÍ ODCHYLKA

Směrodatná odchylka a maximální odchylka byly stanoveny pro stejné rychlosti jako ty, které byly použity pro stanovení závislosti rychlosti a predikované vzdálenosti. V grafech jsou zobrazeny pouze hodnoty do 79,23 km/h, která je těsně na hranici stability. Její směrodatná odchylka je oproti ostatním hodnotám téměř třináásobná a maximální odchylka je 6,7krát větší. Při dalším zvyšování rychlosti tyto odchylky dále prudce rostou.

Do rychlosti 61,56 km/h má směrodatná odchylka konstantní hodnotu přibližně 0,13 m a maximální odchylka od požadované dráhy je kolem 0,31 m, poté obě odchylky pozvolna rostou až do hranice stability.



Obr. 49 Vliv rychlosti na směrodatnou odchylku



Obr. 50 Vliv rychlosti na maximální odchylku

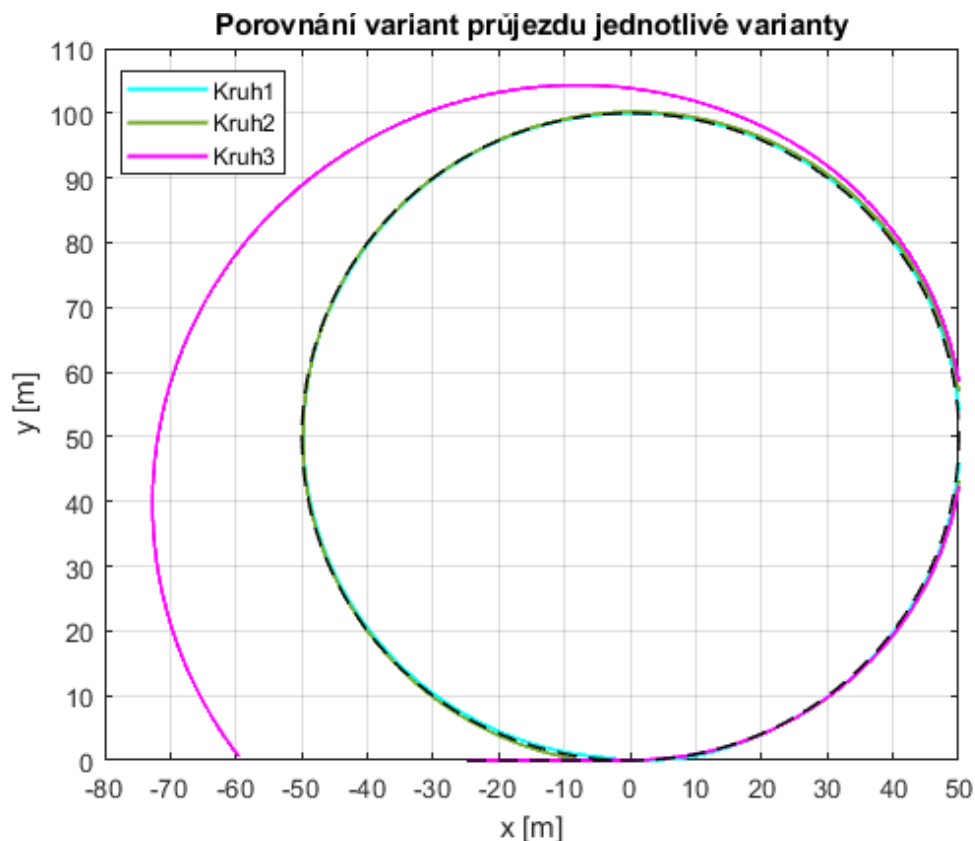
6.1.4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ TESTOVÁNÍ

Na závěr budou vyhodnoceny výsledky tří variant. Pro tyto tři rychlosti bude posuzováno, jaké jsou průběhy natočení kol a bočního zrychlení vozidla během testu. Z těchto průběhů bude určeno, jestli nepřekračují maximální hodnoty stanovené v úvodu této kapitoly.

V prvním případě se jedná o rychlost 40 km/h, která byla použita při optimalizaci regulační funkce. Nyní bylo zjišťováno, jak se bude vozidlo chovat, když dojde k zvětšení poloměru trajektorii. Dalším důvodem zvolení této rychlosti vychází z Obr. 49 a Obr. 50, kde je možné vidět, že v oblasti kolem této rychlosti jsou výsledky téměř konstantní. Dále bude hodnocena limitní oblast vozidla kolem rychlosti 79 km/h. První z nich je rychlost 79,2 km/h a druhá 79,38 km/h – první z nich je stabilní, druhá nestabilní. Porovnání těchto tří variant je zobrazeno na Obr. 51.

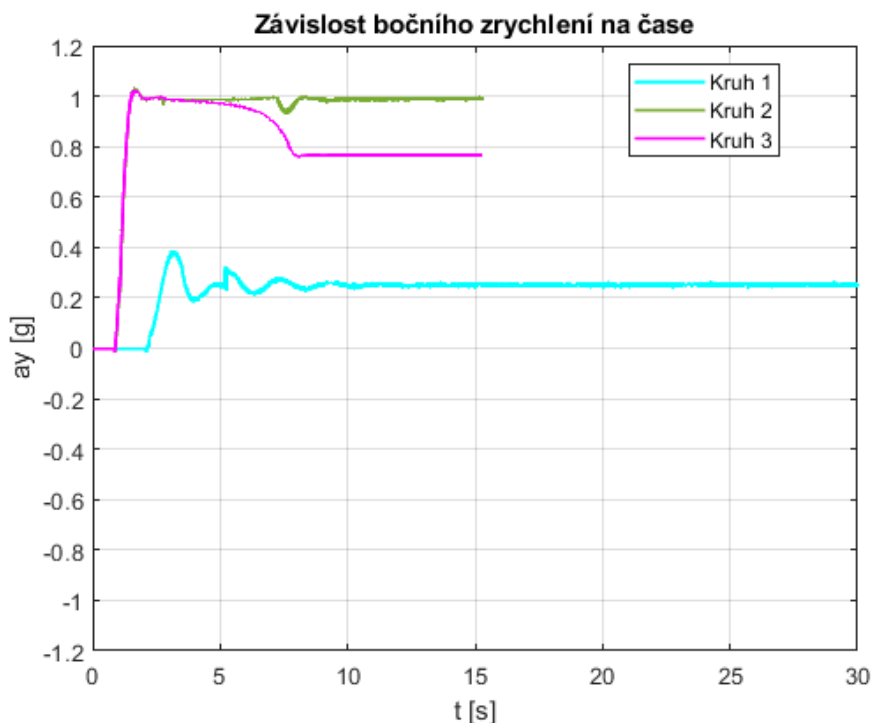
Tab. 6 Tabulka vybraných testovaných variant

	Rychlost [km/h]	Predikce [m]	Maximální odchylka [m]	Směrodatná odchylka [m]	Doba průjezdu dráhy [s]
Kruh 1	40	1,22	0,3111	0,1334	30,36
Kruh 2	79,2	5,52	0,5029	0,1985	15,31
Kruh 3	79,38	5,73	27,2661	8,7235	15,28



Obr. 51 Porovnání variant z Tab. 6

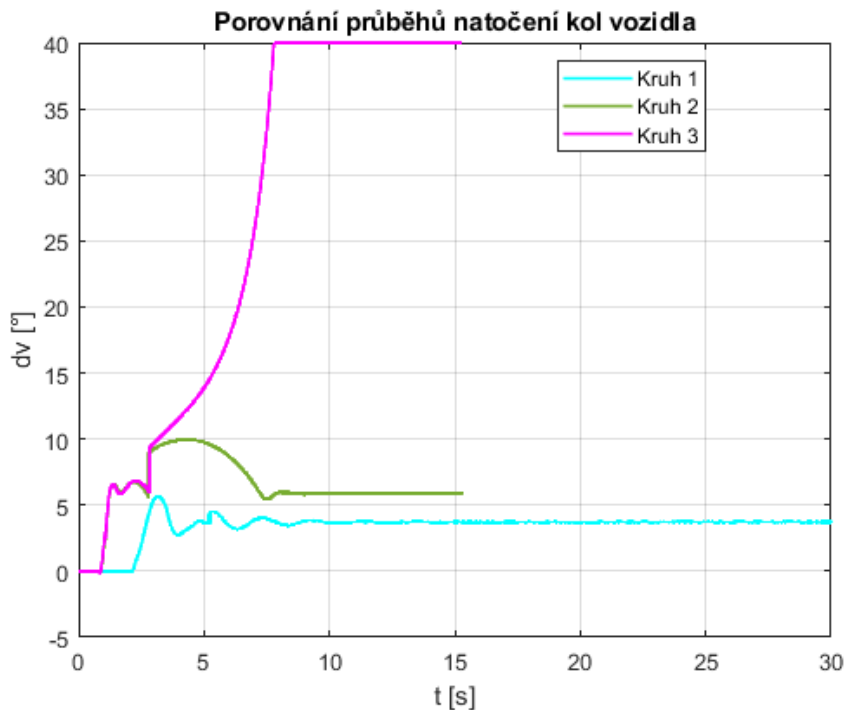
Pro tři uvedené rychlosti bylo znázorněno, jak se měnilo boční rychlost a_y a úhel natočení kol δ_v v průběhu testu. Tyto veličiny byly vykresleny v závislosti na čase. U kruhové dráhy by závislost na aktuální poloze byla značně nepřehledná.



Obr. 52 Porovnání průběhu bočního zrychlení v závislosti na čase

Na Obr. 52 je graf průběh bočního zrychlení. Při rychlosti 40 km/h je maximální boční zrychlení na hodnotách pro běžný režim jízdy v zatáčce, a to na hodnotě $a_{y1} = 0,3898$ g. Pro další varianty dosahuje zrychlení limitních hodnot. Pro stabilní i nestabilní variantu se hodnoty bočního zrychlení překračují hodnoty stanovené v podmínce pro maximální boční zrychlení – $a_{y2} = 1,0293$ g $a_{y3} = 1,0250$ g. Podmínka pro maximální boční zrychlení je splněna pouze pro rychlost 40 km/h.

V grafu pod textem je zobrazen průběh natočení kol δ_v závislosti na čase. Pro rychlost 40 km/h (Kruh 1) je vidět, jak vozidlo dosáhne ustáleného stavu – natočení kol na konstantní hodnotě. K ustálenému stavu dojde i u varianty Kruh 2. Dále byla vyhodnocena podmínka maximálního natočení kol. Pro jednotlivé varianty jsou hodnoty natočení $\delta_{v1}=5,8030^\circ$, $\delta_{v2}=10,0733^\circ$, $\delta_{v3}=40^\circ$. Tato podmínka byla splněna pro varianty Kruh 1 a Kruh 2. V třetí případě dojde, při snaze se udržet vozidlo v požadovaném směru, k natočení kol do plného rejdu. Podmínka natočení kol je stanovena již ve výpočtu, aby nemohlo dojít k jejich natočení do nereálných úhlů.



Obr. 53 Porovnání průběhu natočení kol v závislosti na čase

SHRNUTÍ:

Tab. 7 Shrnutí výsledků pro testované varianty

	Rychlost [km/h]	Predikce [m]	Maximální odchylka [m]	Směrodatná odchylka [m]	Maximální boční zrychlení [g]	Maximální úhel natočení kol [°]
Kruh 1	40	1,22	0,3111	0,1334	0,3898	5,8030
Kruh 2	79,2	5,54	0,5029	0,1985	1,0293	10,0733
Kruh 3	79,38	5,73	27,2661	8,7235	1,0250	40,0000

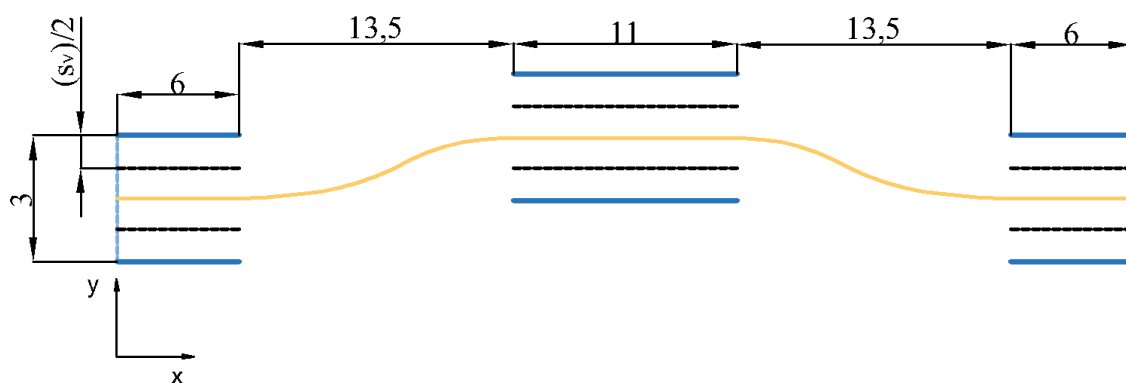
Při průjezdové rychlosti 40 km/h je splněna podmínka na přesnost průjezdu, maximální boční zrychlení i maximální úhel natočení kol. Maximální rychlostí pro průjezd kruhovou dráhou o poloměru 50 m je 75,2 km/h.

6.2 VYHÝBACÍ MANÉVR ISO 3888-2

6.2.1 POPIS TESTOVACÍ DRÁHY A PODMÍNKY

Vyhýbací manévr byl již popsán v kapitole 3.3. Je to manévr, který simuluje náhlé vyhnutí se překážce na silnici. Je využívám k hodnocení ovladatelnosti a stability vozidla. Tento manévr je v anglické literatuře někdy označován „moose test“ [2].

V rámci tohoto jízdního testu je kritériem hodnocení, zda vozidlo projede vytyčenou dráhu, aniž by se dotklo či srazilo kužel, který tuto dráhu ohraničuje. Tato dráha je shodná vytvořená dle normy ISO 3888-2. Z toho důvodu nebude hodnocena směrodatná či maximální odchylka od požadované trajektorie, ale zda vozidlo při dané rychlosti projede dráhu, aniž by se dostal mezi vytyčené hranice. Šířka jízdního pruhu byla z původních tří metrů zúžená z každé strany o polovinu šířky vozidla s_v . Tak bylo možné hodnotit, zda se na vozidlo dostalo za vytyčené hranice, jelikož dráha průjezdu je zobrazením polohy těžiště vozidla. Na Obr. 54 je vyznačena plánovaná trajektorie pro průjezd, která byla použita jako vstup pro simulaci. Vozidlo mělo v celém průběhu test konstantní rychlost.

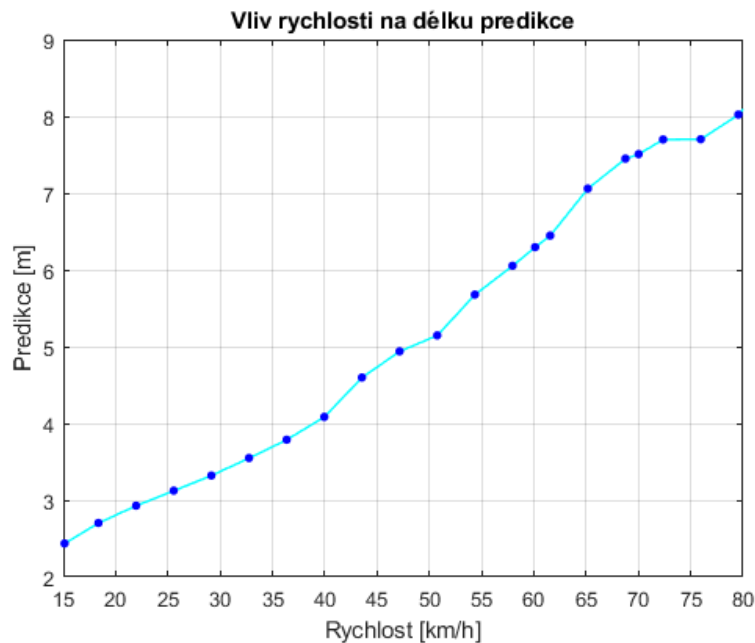


Obr. 54 Testovací dráha pro vyhýbací manévr (rozměry v metrech)

6.2.2 PREDIKOVANÁ VZDÁLENOST

Pro testování a získání závislosti rychlosti a predikce byla diference rychlosti Δv stanovena konstantně na 3,6 km/h. Od rychlosti 70 km/h bylo nutné tento krok zmenšit, aby bylo možné přesněji určit, která rychlost vozidla je maximální pro průjezd dráhy. Průběh závislosti má lineární charakter a po proložení dat přímkou byla získána regresní rovnice, vyjadřující přímou závislost rychlosti vozidla a predikce. Regresní rovnice, pro kruhovou dráhu do rychlosti 70 km/h, má tvar (42), kde rychlost v je v km/h a *predikce* v m.

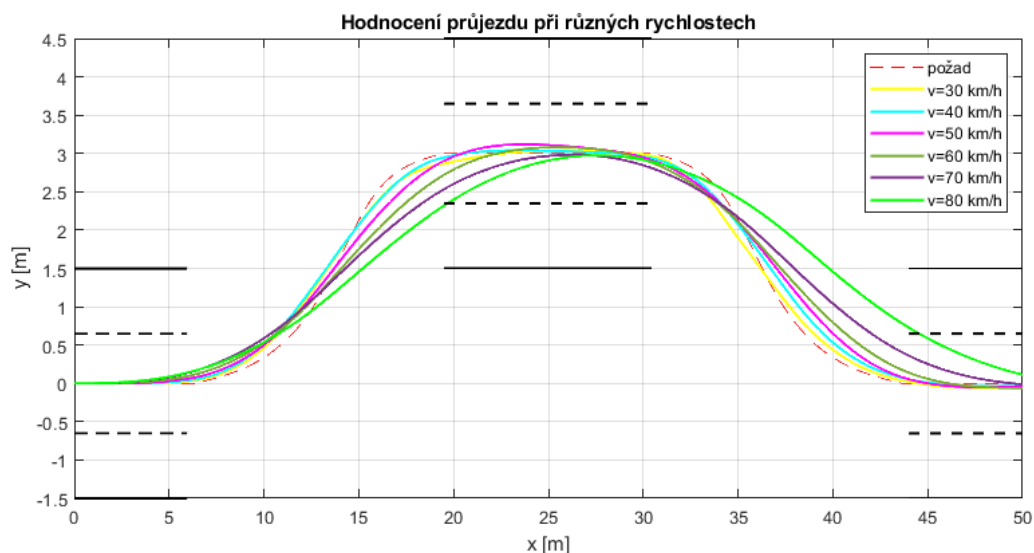
$$\text{predikce} = 0,0943 \cdot v + 1,2251 \quad (42)$$



Obr. 55 Vliv rychlosti na délku predikované vzdálenosti

6.2.3 HODNOCENÍ PRŮJEZDU VYTYČENÉ DRÁHY

Pro případ vyhýbacího manévru nebyla hodnocena směrodatná a maximální odchylka, ale pouze, jestli řidič projel dráhu, aniž by se dostal na hranice, značená v Obr. 56 čerchovanou čarou. Pokud se vozidlo během testu pohybuje rychlostí do 70 km/h, s rezervami dokáže projet vytyčenou trať. Při průjezdové rychlosti 80 km/h se vozidlo dostává mimo stanovenou trať, a proto byla dále hledána hraniční rychlost, při které vozidlo dráhu projede. Dalším testování byla jako hraniční rychlosti určena $v=78$ km/h.



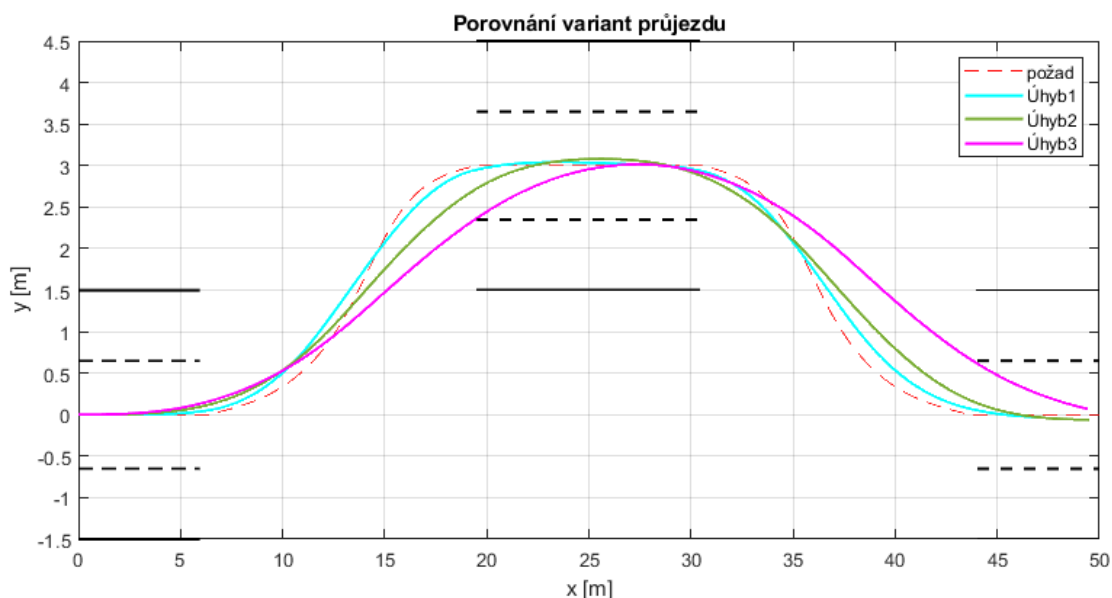
Obr. 56 Schopnost projet dráhu při různých rychlostech

6.2.4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ TESTOVÁNÍ

V další části budou vyhodnoceny výsledky pro tři rychlosti. V prvním případě se bude jednat o rychlosti 40 km/h, a to ze stejného důvodu jako tomu bylo v předchozí kapitole. Rychlost 60 km/h byla zvolena proto, že během zkoušky dle ISO 3888-2 je stanoveno, že vozidlo musí mít na začátku testu minimálně tuto rychlost. Poslední testovanou variantou bude hraniční rychlost 78 km/h. Tato rychlost byla stanovena v předchozí kapitole.

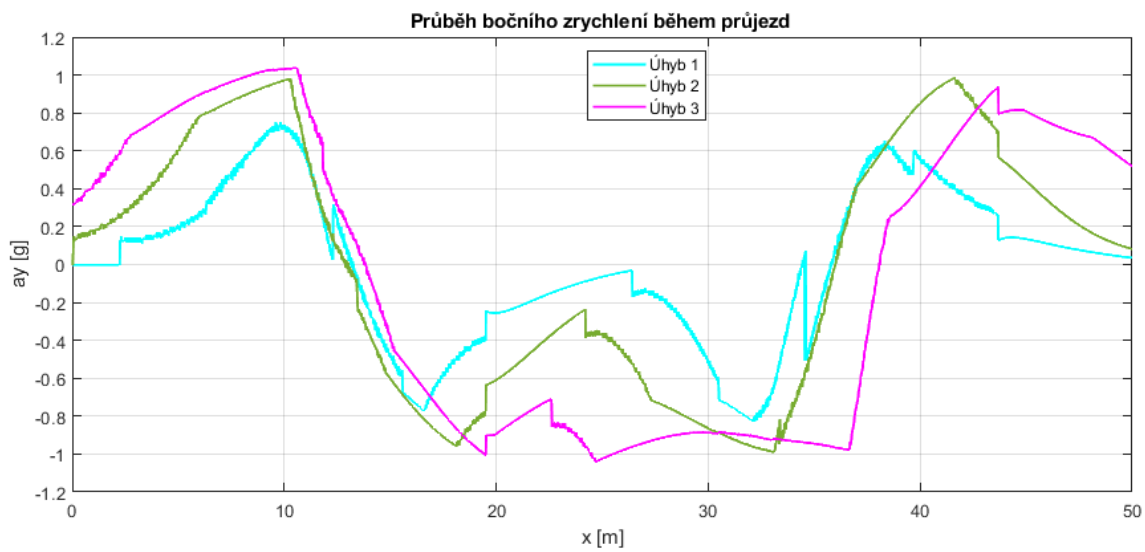
Tab. 8 Tabulka vybraných testovaných variant

	Rychlost [km/h]	Predikce [m]	Doba průjezdu dráhy [s]
Úhyb 1	40	4,08	4,62
Úhyb 2	60	6,29	3,07
Úhyb 3	78	7,89	2,36



Obr. 57 Porovnání variant z Tab. 8

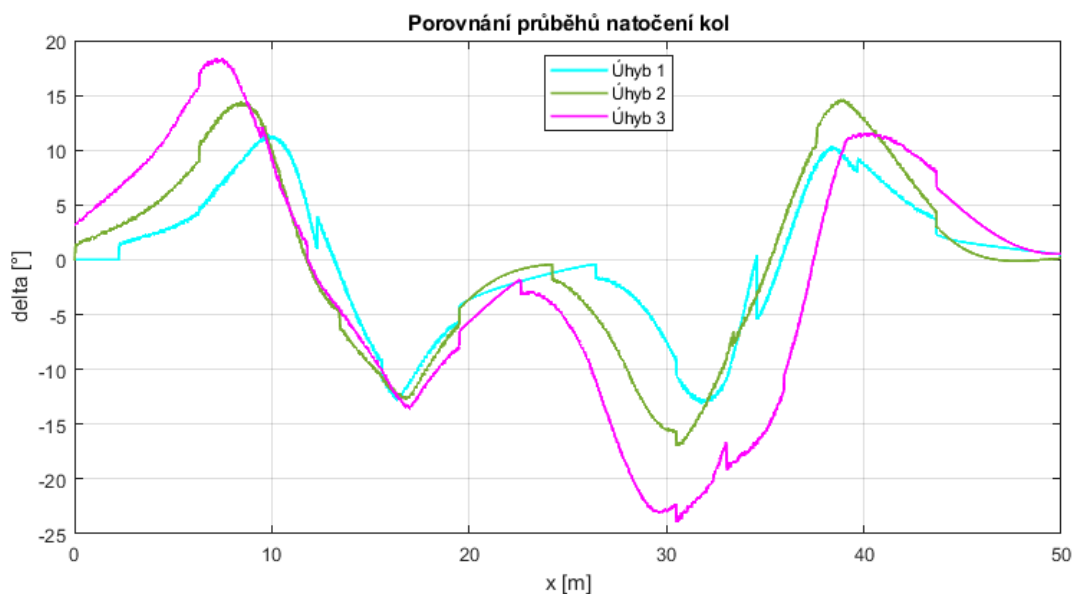
Pro tři uvedené rychlosti bylo znázorněno, jak se měnila boční rychlost a_y a úhel natočení kol δ_v v průběhu testu. U vyhýbacího manévru je možné vykreslit tyto veličiny v závislosti na podélné poloze vozidla, což by u kruhové dráhy bylo značně nepřehledné. Tím byla získána představa o tom, jak se vozidlo v daném místě dráhy chovalo.



Obr. 58 Porovnání průběhu bočního zrychlení

Na výše uvedeném grafu je vidět, že pro všechny rychlosti má průběh bočních zrychlení podobný tvar. Jednotlivé maximální hodnoty se však s rychlostí průjezdu mění, konkrétně se se zvyšující rychlostí, zvyšuje i hodnota bočního zrychlení. Podmínku maximálního bočního zrychlení 1 g je splněna pouze pro rychlost 40 km/h, kdy dosahuje velikosti 0,8282 g. Při rychlosti 60 km/h je to pak 0,9889 g a pro hraniční průjezdovou rychlost je maximální boční zrychlení 1,0374 g.

Také průběh natočení kol δ_v byl stanoven v závislosti na podélné poloze vozidla. Pro všechny testované rychlosti byla podmínka maximálního úhlu natočení kol dodržena. Pro jednotlivé varianty jsou maximální hodnoty – $\delta_{v1} = 13,1227^\circ$, $\delta_{v2} = 17,0149^\circ$, $\delta_{v3} = 23,9462^\circ$.



Obr. 59 Porovnání průběhu natočení volantu

SHRNUTÍ:

Tab. 9 Shrnutí výsledků pro testované varianty

	Rychlost [km/h]	Predikce [m]	Maximální boční zrychlení [g]	Maximální úhel natočení kol [°]
Úhyb 1	40	4,085	0,8282	13,1227
Úhyb 2	60	6,296	0,9889	17,0149
Úhyb 3	78	7,899	1,0374	23,9462

Pouze pro rychlost 40 km/h je splněna podmínka na přesnost průjezdu, maximální boční zrychlení i maximální úhel natočení kol vozidla. Pro variantu Úhyb 3 je sice splněna podmínka přesnosti průjezdu a maximálního úhlu natočení, ale na vozidlo působí boční zrychlení, které je za hranicí limitu, a vozidlo se tak nachází v mezním stavu.

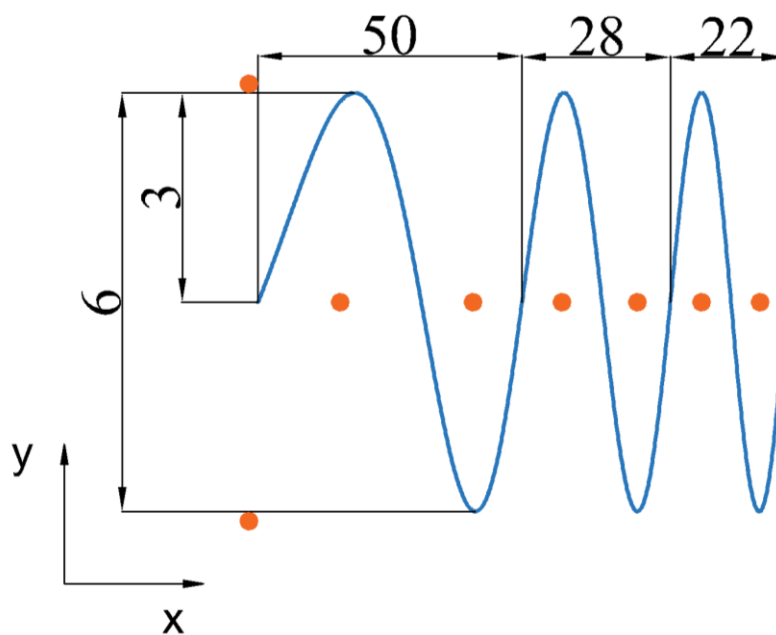
6.3 SLALOM

6.3.1 POPIS TESTOVACÍ DRÁHY A PODMÍNKY

Třetí dráhou, použitou pro testování modelu řidiče, byl slalom. Při reálné testu je trať slalomu vytyčená kužely umístěnými na jedné přímce v určité vzdálenosti od sebe. V tomto případě nebude trať určena kužely, ale trajektorií, která má tvar sinusovky s amplitudou 3 m a periodou, která se postupně zmenšuje. To umožňuje zjišťovat jak by se vozidlo při testu s různými vzdálenostmi kuželů – jaká vzdálenost kuželů (perioda) je pro vozidlo zvládnutelná. U této trajektorie není brána v potaz rozjezdová a dojezdová dráha.

Tento jízdní manévr nebyl popsán v kapitole 3.3. Je to manévr, který simuluje mnohačetné vyhýbaní se a střídavé natáčení kol na obě strany.

V rámci tohoto jízdního test je kritériem hodnocení co nejpřesnější průjezd požadovanou trajektorií. V průběhu testu byla tedy sledována směrodatná a maximální odchylka. Ke každé testované rychlosti, byla opět stanovena délka predikce, pro kterou je průjezd dráhou nejpřesnější.



Obr. 60 Testovací dráha pro slalom (rozměry v metrech)

6.3.2 PREDIKOVANÁ VZDÁLENOST

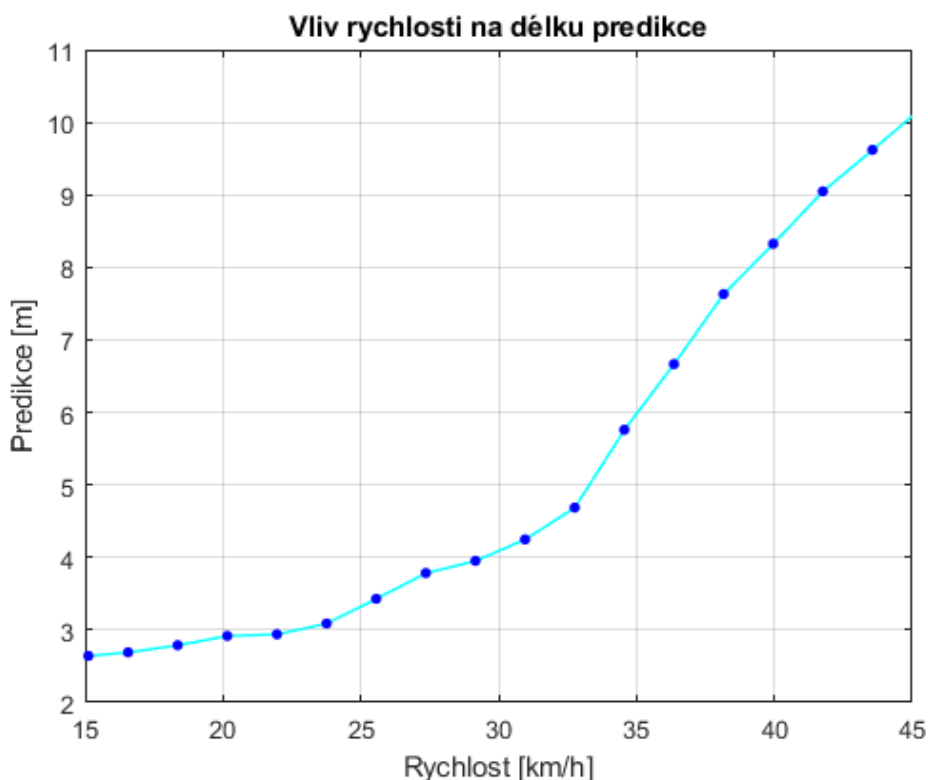
Během testování byla získána závislost rychlosti a predikované vzdálenosti. Diference rychlostí Δv byla stanovena konstantně na 1,8 km/h. Slalom byl testován v rozmezí 5 km/h až 45 km/h.

Nad rychlostí 32,7 km/h pravděpodobně začíná oblast nestability. To je možné vidět na průběhu predikce (Obr. 61), kdy v této oblasti dochází k strmému růstu predikované vzdálenosti.

Hledání rovnice přímé závislosti délky predikce a rychlosti vozidla bylo určeno pouze pro hodnoty do oblasti nestability. Délka predikce má v určené oblasti (5 až 27,3 km/h) přibližně lineární charakter. Po proložení dat přímkou bylo možná získat regresní rovnici, vyjadřující přímou závislost rychlosti vozidla a predikce. Regresní rovnice, pro kruhovou dráhu má tvar

(43), kde rychlost v je v km/h a *predikce* v m. Na určení této rovnice je použito, oproti předchozím testům, poměrně málo vzorků, z toho důvodu není určení této rovnice tak přesné.

$$\text{predikce} = 0,0851 \cdot v + 1,2385 \quad (43)$$

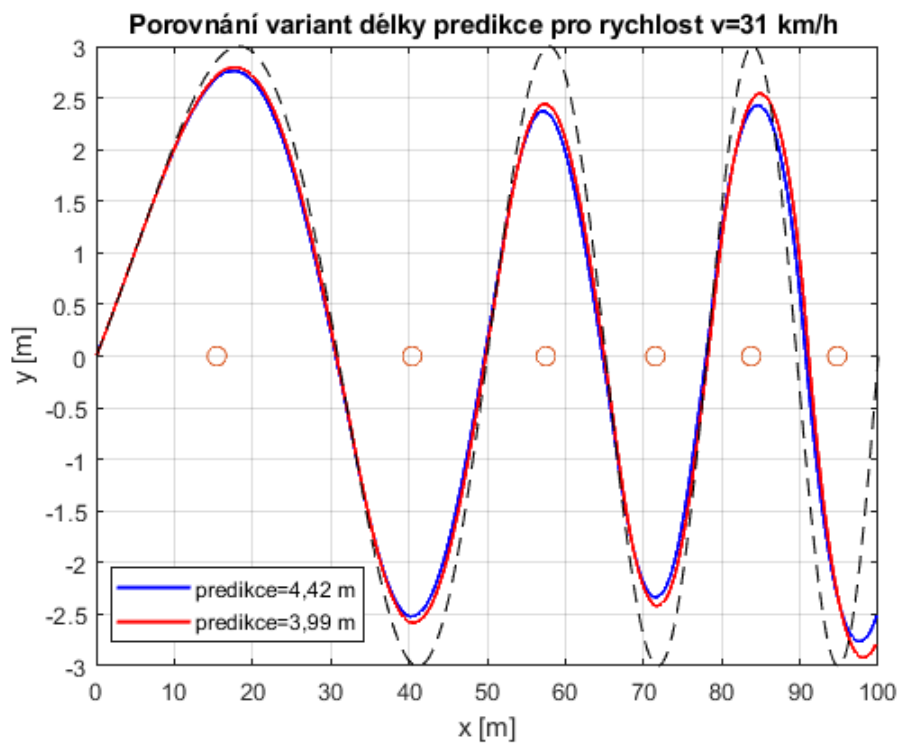


Obr. 61 Vliv rychlosti na délku predikované vzdálenosti

6.3.3 SMĚRODATNÁ ODCHYLKA A MAXIMÁLNÍ ODCHYLKA

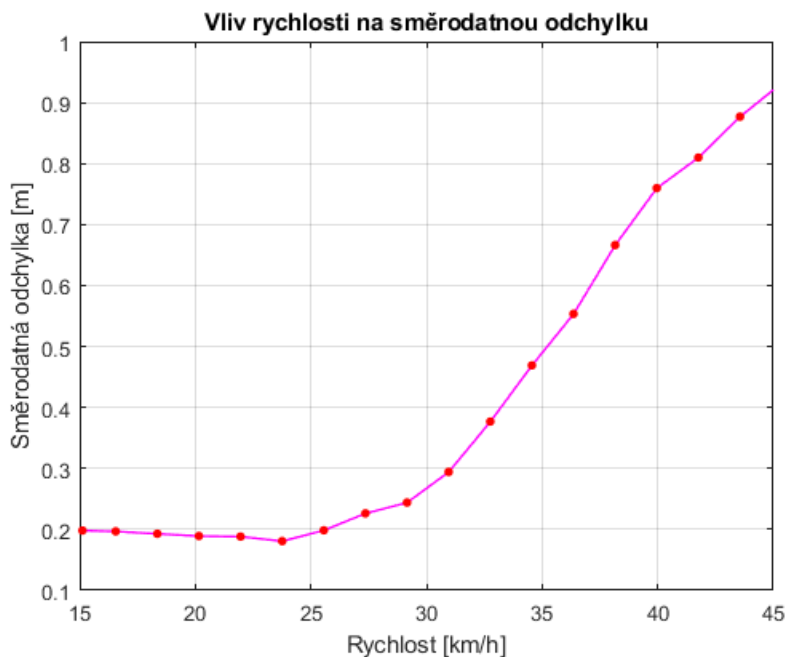
Směrodatná odchylka a maximální odchylka byly stanoveny pro stejné rychlosti jako ty, které byly použity pro určení závislosti rychlosti a predikované vzdálenosti.

Při sledování grafu maximální odchylky by se mohla zdát, že pro některé hodnoty při zvýšení rychlosti dojde k zmenšení této odchylky. U těchto případů bylo složité nalezení hodnoty predikce pro co nejpřesnější průjezd. Důvodem je, že odchylky jsou počítané z celé trajektorie a u vyšších rychlostí je hodnota odchylky velmi ovlivněna odchylením od požadované trajektorie v závěru. Pokud by byla snaha tuto hodnotu v závěru zmenšit, došlo by k tomu na úkor zmenšení průjezdové amplitudy, a tím by se zvětšila hodnota směrodatné odchylky. Na Obr. 62 je zobrazen výše zmíněný problém, kdy při menší délce predikce (3,99 m) je průjezd všech oblouků, kromě poslední, přesnější. V posledním oblouku je však větší odchylka od nejbližších bodů, a to zhoršuje konečný výsledek. Tento problém by mohl být vyřešen přidáním dojezdové dráhy.

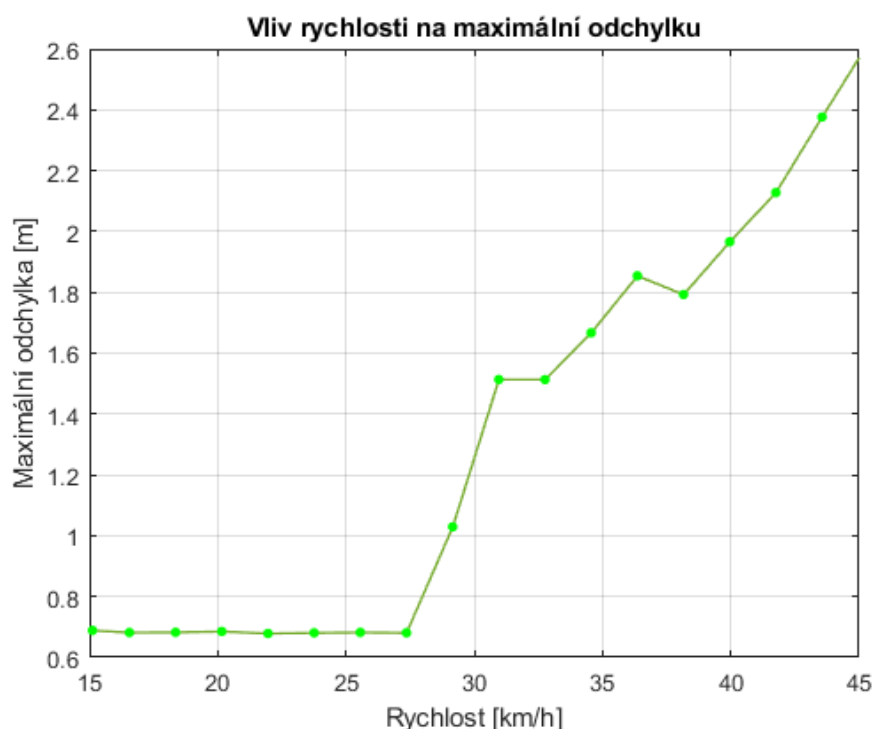


Obr. 62 Vliv amplitudy průjezdu a odchylky na konci dráhy

Do rychlosti 27,3 km/h je směrodatná odchylka ustálená na hodnotě 0,19 m a maximální odchylka od požadované dráhy je 0,68 m. V oblasti nestability nastává prudké zhoršení přesnosti průjezdu. Tento prudký nárůst je možné vidět v Obr. 63 a Obr. 64.



Obr. 63 Vliv rychlosti na směrodatnou odchylku



Obr. 64 Vliv rychlosti na maximální odchylku

6.3.4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ TESTOVÁNÍ

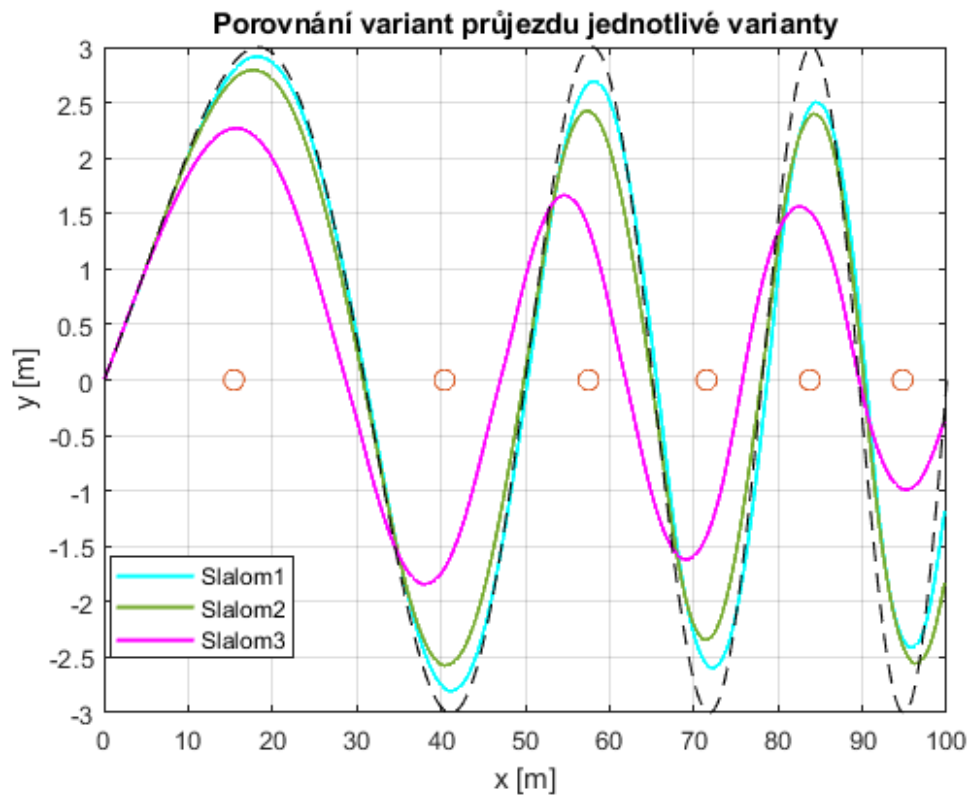
Na závěr budou vyhodnoceny výsledky tří variant. V první případě se jednalo o rychlost 20,1 km/h, které je v rozmezí hodnot rychlostí s nejmenší směrodatnou a maximální odchylkou. Dále byla vybrána rychlost 29,1 km/h, jelikož se nachází v přechodové oblasti, kdy se postupně začíná zhoršovat schopnost následovat požadovanou trajektorii. Jako třetí varianta byla vybrána rychlost 40 km/h, která byla použita při optimalizaci regulační funkce a v předchozích testovaných jízdách manévrech.

Pro tyto tři rychlosti bude i nyní posuzováno, jaké jsou průběhy natočení volantu a bočního zrychlení vozidla během testu, a nich bude určeno, jestli nepřekračují maximální hodnoty stanovené v úvodu kapitoly.

Tab. 10 Tabulka vybraných testovaných variant

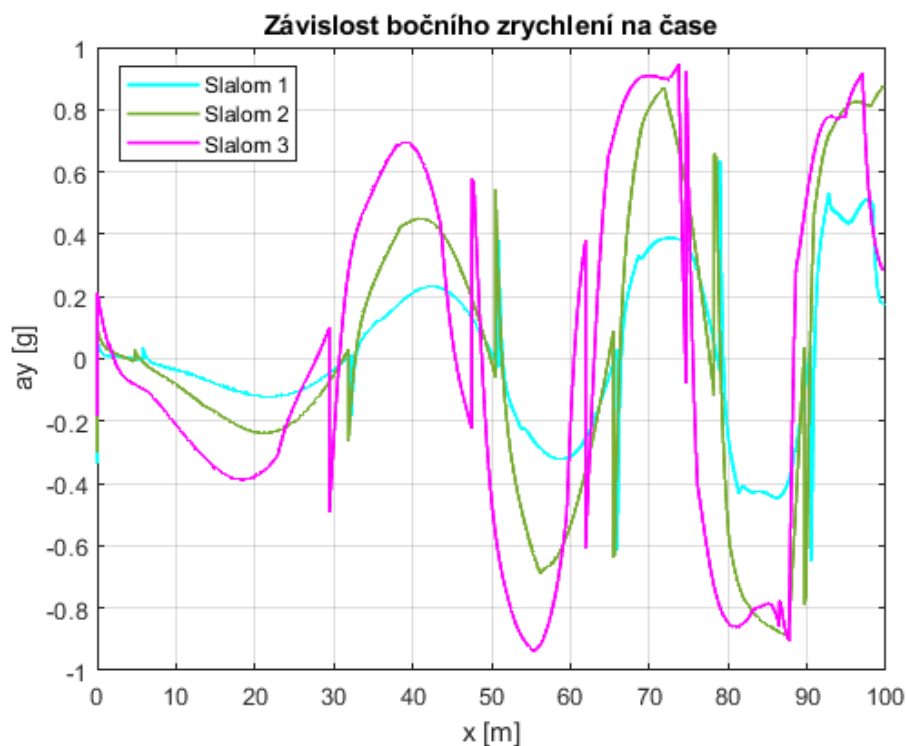
	Rychlost [km/h]	Předikce [m]	Maximální odchylka [m]	Směrodatná odchylka [m]	Doba průjezdu dráhy [s]
Slalom 1	20,1	2,91	0,6854	0,1892	18,92
Slalom 2	29,1	3,95	1,0293	0,2451	12,96
Slalom 3	40	8,325	1,9662	0,7597	8,23

Na Obr. 65 je zobrazeno porovnání trajektorií pro varianty z Tab. 10. V grafu je vyznačeno také možné umístění kuželů, kterými v reálném testu bývá vytyčena dráha. Pokud by bylo hodnoceno také projetí dráhy určené kužely, byla tato podmínka splněna pro všechny tři varianty.



Obr. 65 Porovnání variant z Tab. 10

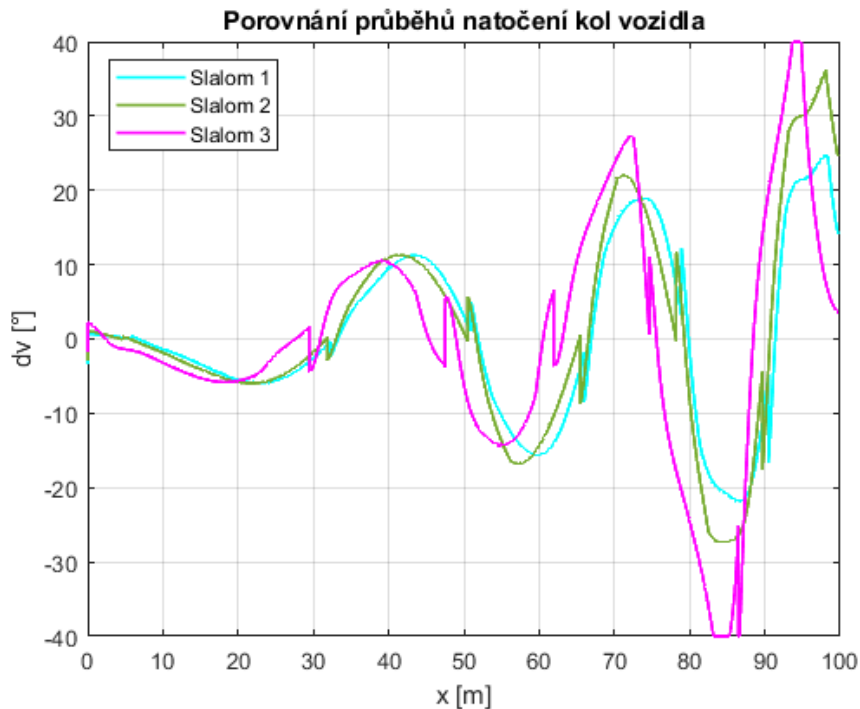
Pro tři uvedené rychlosti bylo znázorněno, jak se měnila boční rychlost a_y a úhel natočení volantu δ v průběhu testu. Tyto veličiny byly stejně jako u vyhýbacího manévru, vykresleny v závislosti na podélné poloze a tím bylo možné zhodnotit, jak se vozidlo chovalo v daném místě dráhy.



Obr. 66 Porovnání průběhu bočního zrychlení v závislosti na podélné poloze

Na Obr. 66 je graf průběh bočního zrychlení, kde je možné vidět, že pro ani jednu variantu její boční zrychlení vyšší než 1 g. Pro rychlost 40 km/h se k limitní hranici začíná blížit, jelikož $a_{y,3} = 0,9449$ g. Poměrně vysoké boční zrychlení má i Slalom 2, kdy jeho maximální hodnota je $a_{y,2} = 0,8995$ g. Pouze pro rychlost 20,1 km/h je boční zrychlení v běžných hodnotách $a_{y,1} = 0,6469$ g. Podmínka pro maximální boční zrychlení je splněna pro všechny varianty.

V grafu (Obr. 67) je zobrazen průběh natočení kol δ_v závislosti poloze vozidla. Při průjezdu prvních dvou půlvln jsou průběhy a hodnoty natočení kol pro jednotlivé varianty velmi podobné. Se zmenšující periodou se začínají průběhy natočení kol pro jednotlivé varianty odlišovat. Aby vozidlo s rychlostí 40 km/h zvládlo projet poslední dvě půlvlny, musí být jeho kola v plném natočení. Hodnoty maximálních natočení pro rychlost 20,1 km/h a 29,1 km/h jsou $\delta_{v1} = 24,6521^\circ$ a $\delta_{v2} = 36,1611^\circ$.



Obr. 67 Porovnání průběhu natočení volantu v závislosti na podélné poloze

SHRNUTÍ:

Tab. 11 Shrnutí výsledků pro testované varianty

	Rychlost [km/h]	Predikce [m]	Maximální odchylna [m]	Směrodatná odchylna [m]	Maximální boční zrychlení [g]	Maximální úhel natočení volantu [°]
Slalom 1	20,1	2,91	0,6854	0,1892	0,6469	24,6521
Slalom 2	29,1	3,95	1,0293	0,2451	0,8995	36,1611
Slalom 3	40	8,325	1,9662	0,7597	0,9449	40

Pro rychlosti vozidla menší než 40 km/h jsou stanovené podmínky splněny. Při rychlosti 29,1 km/h a 40 km/h jsou však poměrně vysoké hodnoty bočního zrychlení.

Na začátku zvolenou dráhu by bylo vhodné rozšířit o rozjezdovou a dojezdovou dráhu, která mohly zlepšit přesnost v počátku i závěru dráhy a vytvořit lepší představu o chování vozidla po skončení slalomu.

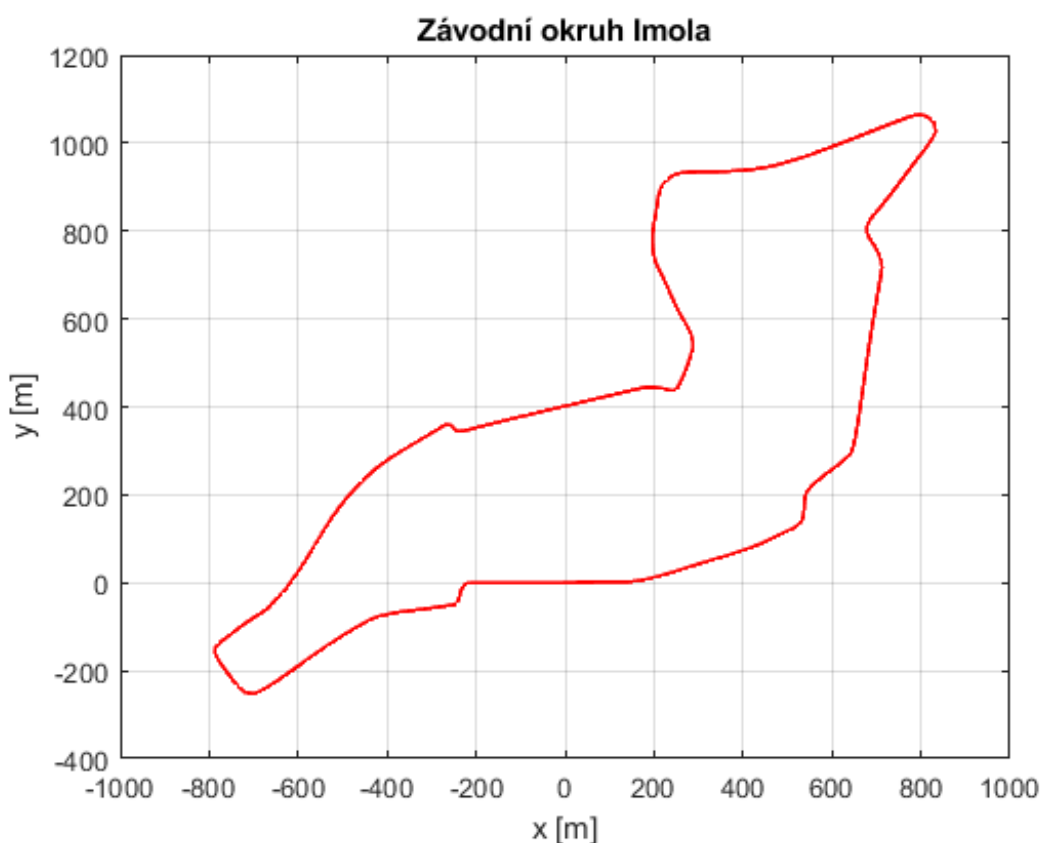
6.4 ZÁVODNÍ OKRUH IMOLA

6.4.1 POPIS TESTOVACÍ DRÁHY A PODMÍNKY

Na závěr byl model řidiče testován na reálném závodním okruhu. Závodní okruh umožnil sledovat, jak se vozidlo bude chovat na trajektorii, která má nepravidelný tvar a obsahuje zatáčky různého poloměru. Pro tento test byl vybrán závodní okruh Imola.

Tento test nebyl posuzován stejně jako předchozí jízdni manévry – nebyla sestavena závislost rychlosti na predikci, ani nebyla hodnocena směrodatná a maximální odchylka. V tomto případě budu pouze sledováno, jak vozidlo dráhu projelo. Navržený model obsahuje pouze příčné řízení vozidla, v tomto případě by bylo užitečné mít možnost v průběhu simulace měnit rychlost vozidla.

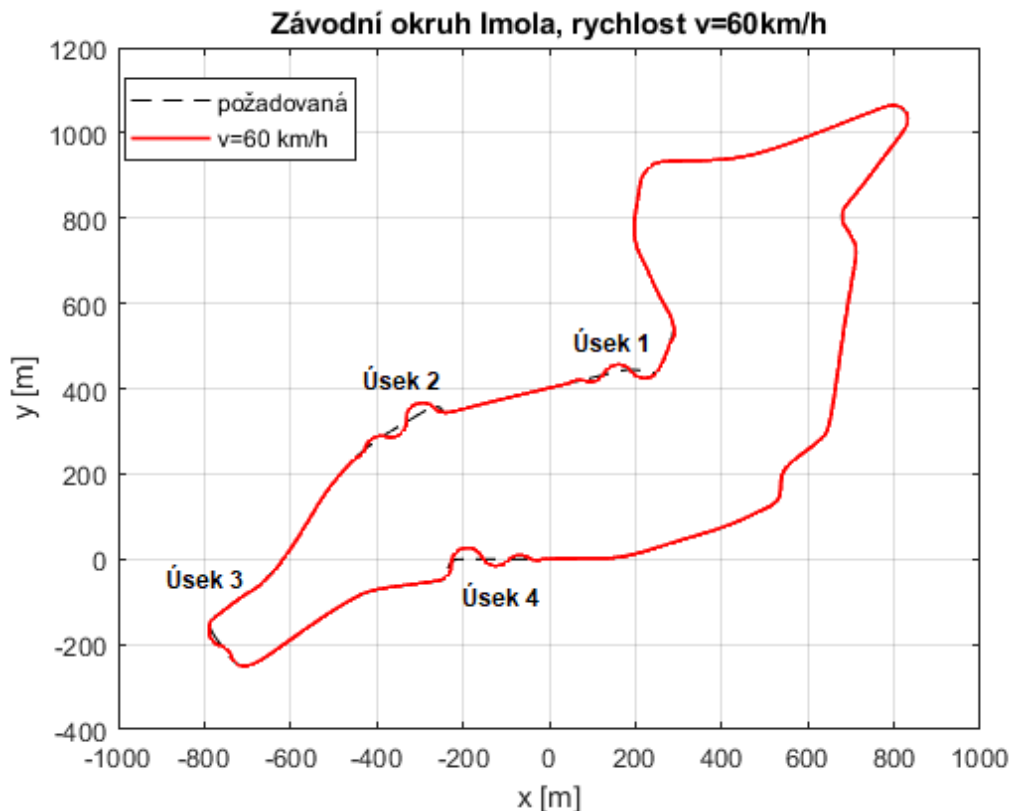
Jako testovací rychlost byla zvolena $v = 60$ km/h. Délka predikce byla převzata z vyhybacího manévru (kapitola 6.2.2). Její hodnota tedy byla 6,26 m.



Obr. 68 Závodní okruh Imola (rozměry v metrech)

6.4.2 VÝSLEDEK TESTOVÁNÍ

Na Obr. 69 je možné vidět, že ve čtyřech úsecích se skutečná dráha výrazně odchyluje od požadované. Předem bylo očekáváno, že určité úseky budou při této zvolené rychlosti problematické a vozidlo se zde bude dostávat na své limity. Konkrétně se jedná o čtyři úseky, které jsou na tomto obrázku popsány. Tyto úseky se nacházejí vždy v místech s náhlou změnou směru a reálně by bylo vhodné při průjezdu těchto míst snížit rychlost. Z toho důvodu bylo dále zjišťováno, jak se změní skutečná dráha v případě, že snížíme rychlost průjezdu.

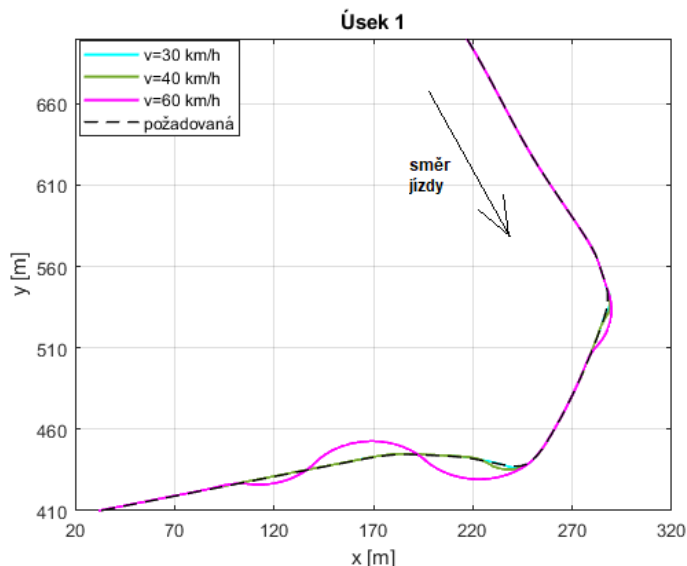


Obr. 69 Průjezd okruhem při rychlosti $v = 60 \text{ km/h}$

Úseky vyznačené na obrázku výše, byly testovány při rychlostech 30 km/h a 40 km/h. Dále byly porovnávány s výsledky při použití testování rychlosti (60 km/h). Stejně jako u rychlosti 60 km/h byly i zde hodnoty délky predikce převzaty z vyhýbacího manévru. Pro rychlost 30 km/h byla délka predikce 3,32 m a pro rychlost 40 km/h to bylo 4,08 m. Přesnost průjezdu nebyla hodnocena pomocí směrodatné a maximální odchylky, ale pouze vizuálním porovnáním z grafu. Pro jednotlivé úseky a rychlosti vozidla byly porovnávány průběhy bočního zrychlení a natočení kol.

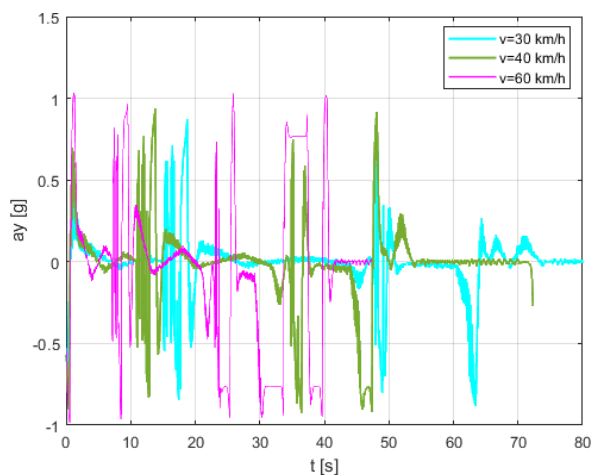
ÚSEK 1

První hodnocený úsek se skládá z dvou, po sobě jdoucích levotočivých zatáček. První zatáčku projede vozidlo a druhé už však ztrácí stabilitu. Tato část se nazývá Acque Mineralli.

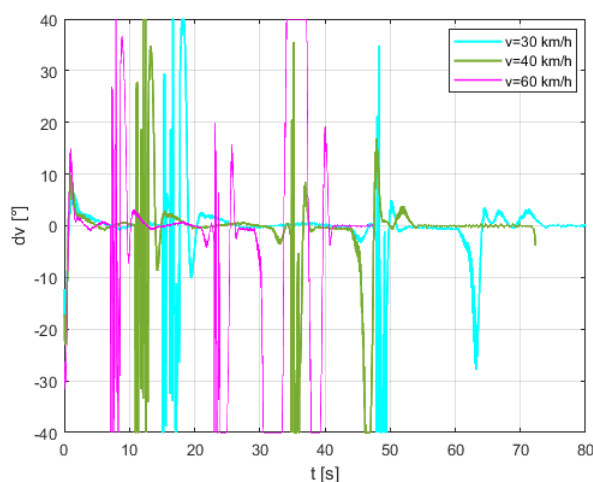


Obr. 70 Průjezd Úseku 1 při různých rychlostech

Na grafu závislosti bočního zrychlení na čase je možné vidět, že při snížení rychlosti průjezdu se sníží boční zrychlení působící na vozidlo. Stále však musí být kola vozidla, při průjezdu první zatáčkou, plně natočena.



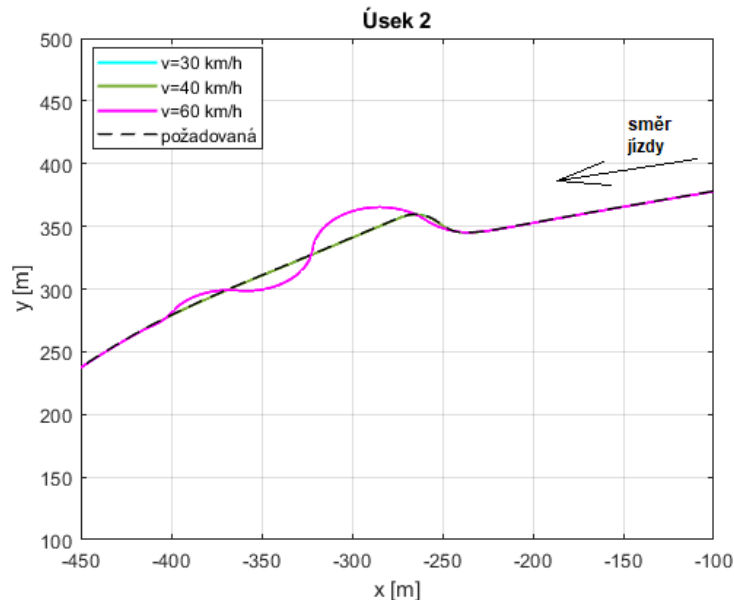
Obr. 71 Průběh bočního zrychlení pro Úseku 1



Obr. 72 Průběh natočení kol pro Úseku 1

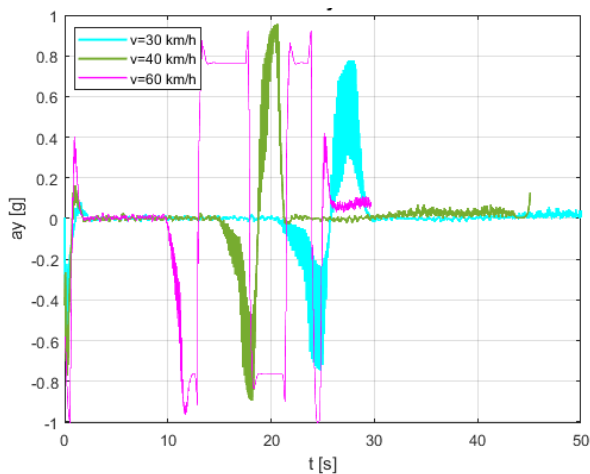
ÚSEK 2

V druhém úseku se první zatáčku vozidlu daří opět projet s relativně dobrou přesností. Ve snaze projet druhou se však dostává při dané rychlosti na hranice svých limitů. Tento úsek se nazývá Variante Alta.

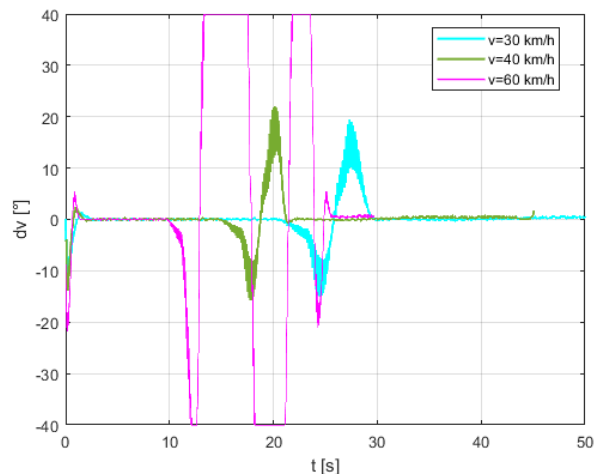


Obr. 73 Průjezd Úseku 2 při různých rychlostech

Z grafu je možné vyčíst, že při snížení rychlosti průjezdu se sníží boční zrychlení pod limitní hodnotu 1 g pouze pro rychlosti 30 km/h. Na grafu natočení kol, je vidět, jak se řidič snažil vrátit vozidlo do požadovaného směru střídavým natačením kol do krajních poloh. Při snížení rychlosti hodnota maximálního natočení klesla.



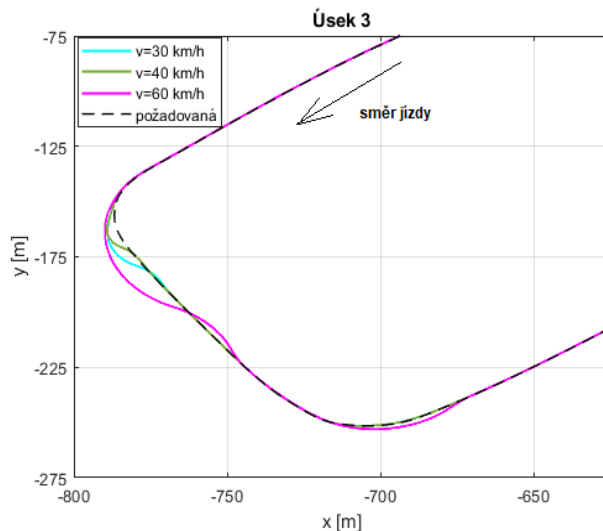
Obr. 74 Průběh bočního zrychlení pro Úseku 2



Obr. 75 Průběh natočení kol pro Úseku 2

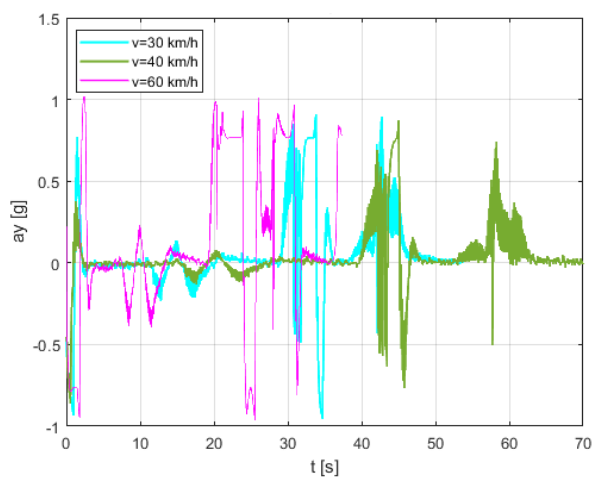
ÚSEK 3

Třetí problematický úsek je Rivazza. Zde má vozidlo v první zatáčce při všech testovaných rychlostech poměrně velkou odchylku od požadované dráhy.

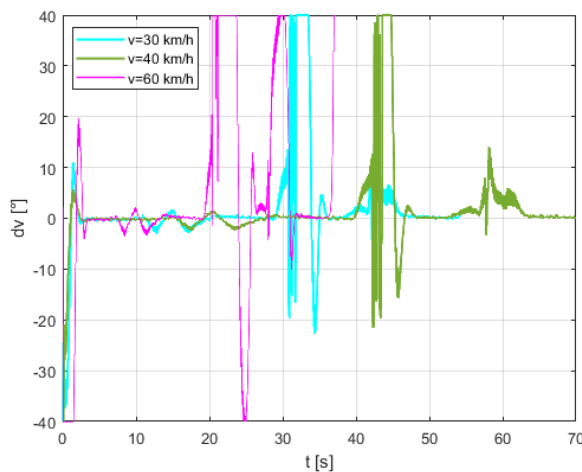


Obr. 76 Průjezd Úseku 3 při různých rychlostech

Na níže umístěných grafech je možné vidět, že při snížení rychlosti průjezdu se sníží boční zrychlení působící na vozidlo. I při průjezdu třetího úseku musí být kola vozidla natočena do plného rejdu.



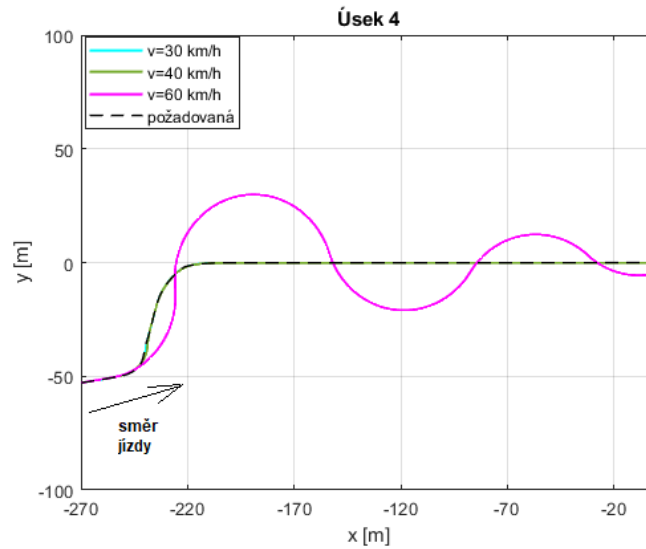
Obr. 77 Průběh bočního zrychlení pro Úseku 3



Obr. 78 Průběh natočení kol pro Úseku 3

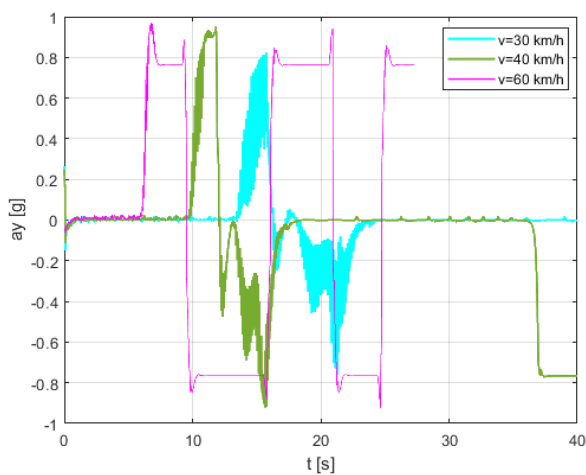
ÚSEK 4

Poslední hodnocený úsek se nachází na konci okruhu a nazývá se Variante Bassa. Při rychlosti 60 km/h se zde vozidlo dostává do smyku.

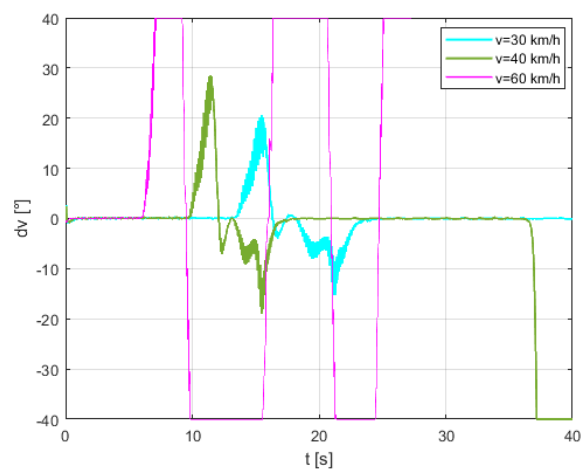


Obr. 79 Průjezd Úseku 4 při různých rychlostech

Na umístěných grafech je možné vidět, že při snížení rychlosti průjezdu se sníží boční zrychlení působící na vozidlo a také natočení kol vozidla kleslo pod mezní hodnotu.



Obr. 80 Průběh bočního zrychlení pro Úseku 4



Obr. 81 Průběh natočení kol pro Úseku 4

ZÁVĚR

Záměrem této diplomové práce bylo zkoumání problematiky výpočtových nástrojů modelu řidiče pro simulační procesy. V úvodní části práce jsou uvedeny a popsány základní metody na zkoumání jízdní vlastností vozidla. Jednou z těchto metod je i objektivní hodnocení jízdní vlastností vozidla, pro níž se nejčastěji používají „open-loop“ a „closed-loop“ manévry. V případě „closed-loop“ manévru hraje zásadní roli samotný řidič a jeho reakce na pohyb vozidla. Právě modely řidiče pro testování „closed-loop“ manévru se zabývala další část práce.

Teoretická část práce je podána jako souhrn poznatků o soustavě trajektorie-řidič-vozdlo. V této části byl vytvořen přehled modelů řidiče používaných na podélné a příčné řízení vozidla a nástrojů, kterými lze chování řidiče popsat. Dále je uveden přehled jízdních manévru pro testování, tedy popis trajektorie, po které se vozidlo bude pohybovat. Na závěr byl navržen jednoduchý jednoduší model vozidla, který popisuje směrovou dynamiku chování vozidla.

V praktické části byly vytvořeny dvě verze výpočtového modelu v programu Matlab. Tyto verze se liší volbou regulačního členu – zásahu řidiče. Tímto regulačním zásahem bylo natočení kol vozidla. Obě regulační funkce hodnotí chyby natočení vozidla a chyby polohy vozidla vůči požadované trajektorii. Tyto chyby jsou určeny buď v aktuální poloze vozidla, či poloze, kde se vozidlo ocitne za určitý časový okamžik, pokud jeho směr pohybu zůstane nezměněný. Tato poloha je označována jako predikovaná. K těmto hodnotám chyb byly přikládány různé koeficienty zesílení a na základě toho je dopočítáno natočení kol. Koeficienty zesílení byly hledány testováním jednotlivých variant a porovnáváním hodnot směrodatné odchylky a maximální odchylky od požadované dráhy.

Ze dvou vytvořených modelů byl vybrán jeden, který byl testován na třech jízdních manévrech – ustálené zatáčení, vyhýbací manévr a průjezd slalomem. U těchto tří testů byla hodnocena přesnost následování požadované dráhy, splnění podmínek pro maximální natočení kol a maximální boční zrychlení. Také byla sestavena závislost predikované vzdálenosti na rychlosti vozidla a tím určeno. Na základě těchto kritérií byla vyhodnocena maximální použitelná rychlost pro jednotlivé manévry. Limitní rychlost se jsou pro každou testovací dráhu odlišné a souvisí s limitami vozidla. Se zvětšujícím se poloměrem zatáčení klesá boční zrychlení působící na vozidlo a je možné na průjezd použít vyšší rychlost. V případě průjezdu obloukem s rádiusem 10 m byla maximální rychlost 35 km/h. Když byl rádius zvětšen na 50 m, zvýšila se limitní rychlost na 75 km/h. Na maximální rychlost vozidla tedy ovlivněna především limitami vozidla, nikoliv samotného řidiče. V závěru byl tento model otestován na reálné dráze. Pro tento test byl vybrán závodní okruh Imola. Simulace byla prováděna při konstantní rychlosti 60 km/h. Kromě čtyř úseků, kde na vozidlo působilo vysoké boční zrychlení a vozidlo tak ztrácelo stabilitu, byl průjezd touto dráhou poměrně přesný. Ve čtyřech zmíněných úsecích by bylo vhodné na průjezd použít nižší rychlost.

Celkově můžeme konstatovat, že vytvořený model je vhodný na testování jízdních vlastností v případech, kdy není potřebné v průběhu měnit rychlost vozidla. Umožňuje odhadnout, pro jaké rychlosti se vozidlo při průjezdu požadované dráhy bude dostávat do limitního režimu. Tato maximální průjezdová rychlost se pro jednotlivé jízdní manévry liší. V určitém rozmezí rychlostí dosahuje vytvořený model dobrý přesností výpočtu, ale pouze v případech, kdy trajektorie dráhy vykazuje určitou pravidelnost či je málo členitá. V průběhu výpočtu není možné měnit délku predikce, což zhoršuje přesnost při testování na dráhách, které nemají pravidelný tvar, a vozidlo nemůže přizpůsobit svoji jízdu aktuálním podmínkám.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DAY, Terry and METZ, L. Daniel. The Simulation of Driver Inputs Using a Vehicle Driver Model. Detroit: SAE Technical Paper 2000-01-1313, 2000.
- [2] UNGOREN, Al. Y. a Huei PENG. An Adaptive Lateral Preview Driver Model.
- [3] *Dopravní nehody 2018: Statistika nehodovosti – rok 2018* [online]. In: . 2018, s. 10 [cit. 2020-06-18]. Dostupné z: https://www.cspds.cz/storage/files/nehody_2018.pdf
- [4] JIANYONG, Cao, HUI, Lu, KONGHUI, Guo, and JIANWEN, Zhang. A Driver Modeling Based on the Preview-Follower Theory and the Jerky Dynamics. *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2013, Article ID 952106, 2013.
- [5] JIANG, Wenjuan, Carlos CANUDAS-DE-WIT a Jonathan DUMON. *A new mathematical model for car drivers with spatial preview*. Italy, 2015. 18 th IFAC World Congress.
- [6] ZHUANG, D-J., F. YU a Y. LIN. Evaluation of vehicle directional control with a fractional order PD controller. *International Journal of Automotive Technology*. 2008, **9**.(6.), 679-685.
- [7] DROOGENDIJK, Cas. *A new neuromuscular driver model for steering system development*. Netherlands, 2010. Master Thesis Report. Delft University of Technology, Faculty of Mechanical, Maritime and Materials Engineering.
- [8] AHMED, Umair. Racing Driver Model in Dymola VDL, Degree Project. Karlstad: Karlstad University, 2012.
- [9] CHATZIKOMIS, C.I. a K.N. SPENTZAS. *A path-following driver model with longitudinal and lateral control of vehicle's motion*. Athens, 2009. National Technical University of Athens.
- [10] MacADAM, C. C. Application of an Optimal Preview Control for Simulation of Closed-Loop Automobile Driving, *IEE Transaction on Systems, Man and Cybernetics*, Vol. 11, No. 6 June 1981, p. 393-39.
- [11] Mac ADAM, C.C., JONSON, G.E.: Application of Elementary Neutral Networks and Preview Sensors fir Representing Driver Steering. *Control Behavior, Vehicle System Dynamics* 25 (1996), p. 3-30.
- [12] BENGSTON, J.: Closed- Loop Control of HCCI Engine Dynamics, *PhD thesis* ISRN LUTFD2/TFRT- 1070- SE, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Lund University, Sweden, 2004.
- [13] SHERIDIAN, T.B.: *Telerobotics, Automation and Human Supervisory Control*, The MIT Pres, Cambridge, 1992.
- [14] Autonomní řízení – vzdálená budoucnost nebo otázka několika let? [online]. In: . 2019 [cit. 2020-06-18]. Dostupné z: <https://www.skoda-kariera.cz/blog/2019-06-05-autonomni-řízení-vzdalena-budoucnost-nebo-otazka-nekolika-let>



- [15] PŘIBYL, Martin. Plně autonomní auto je utopie, říká šéf firmy, která v jejich vývoji pokročila nejdál. In: *Aktuálně.cz* [online]. 2019 [cit. 2020-06-18]. Dostupné z: <https://zpravy.aktualne.cz/ekonomika/auto/plne-autonomni-auto-je-utopie-rika-sef-firmy-ktera-v-jejich/r~47ca921c13eb11e9a67dac1f6b220ee8/>
- [16] REECE, Douglas A. a Steven SHAFER. *A Computational Model of Driving for Autonomous Vehicles* [online]. Pittsburgh, 1991, , 47 [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: https://www.ri.cmu.edu/pub_files/pub2/reece_douglas_1991_2/reece_douglas_1991_2.pdf
- [17] Akční plán autonomního řízení. *Ministerstvo dopravy* [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: http://amsp.cz/wp-content/uploads/2019/02/Ak%C4%8Dn%C3%AD-pl%C3%A1n-autonomn%C3%ADho-%C5%99%C3%ADzen%C3%ADma_KORNB8UGXNR8.pdf
- [18] *Open loop vs. closed loop control systems (with Xcos simulations)*. In: *X-engineer* [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/graduate-engineering/signals-systems/control-systems/open-loop-vs-closed-loop-control-systems-xcos/>
- [19] MASHADI, Behrooz, Mehdi MAHMOUDI-KALEYBAR, Pouyan AHMADIZADEH a Atta OVEISI. A path-following driver/vehicle model with optimized lateral dynamic controller. In: *Latin American Journal of Solid and Structures* [online]. [cit. 2020-02-23]. Dostupné z: www.lajss.org
- [20] ASHKENAS, I. L. and McRUER, D.T. A theory of handling qualities derived from pilot/vehicle system consideration, *Aerospace Engineering*, No.2 1962, p. 60-102.
- [21] Guo, K.H., Guan, H. (1993). Modeling of driver/ vehicle directional control system. *Vehicle System Dynamics*, vol. 22, no. 3, p. 141-184.
- [22] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [23] VANČURA, J. *Citlivost vozidel na boční vítr*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 102 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [24] HAVLÍKOVÁ, Marie. *Diagnostika systémů s lidským operátorem*. Brno, 2009. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií. Vedoucí práce Doc. Ing. Zdeněk Malec, CSc.
- [25] LV, Hongming, LIU, Shaona. (2013). *Closed-Loop Handling Stability of 4WS Vehicle with Yaw Rate Control*. *Strojnicki Vestnik*. 10. 595-603. 10.5545/sv-jme.2013.1097.
- [26] ISO 3888-1. *Passenger cars – Test track for a severe lane-change manoeuvre: Part 1: Double lane-change*. Geneva (Švýcarsko): ISO copyright office, 1999.
- [27] ISO 3888-2. *Passenger cars – Test track for a severe lane_change manoeuvre: Part 2: Obstacle avoidance*. Geneva (Švýcarsko): ISO copyright office, 2002.

- [28] ISO 4138:2004. *Passenger cars – Steady-state circular driving behaviour – Open-loop test methods*. Third edition.
- [29] ISO 7401:2003. *Road vehicles – Lateral transient response test methods – Open-loop test methods*. Second edition.
- [30] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. Brno: VLK, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [31] SAE J3016. SAE International, 2014
- [32] The moose test (or VDA test). In: Car engineer [online]. 2014 [cit. 2020-05-28]. Dostupné z: <https://www.car-engineer.com/the-moose-test-or-vda-test/>
- [33] PORTEŠ, P. Přednášky předmětu Dynamika vozidel P-04. FSI VUT v Brně. 2011
- [34] JKZ s.r.o [online]. 2008 [cit. 2020-02-03]. Dostupný z WWW: <http://www.jkzsim.cz/cz/ridiciske-trenazery/>.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m.s ⁻²]	zrychlení vozidla
a_x	[m.s ⁻²]	podélné zrychlení vozidla
a_y	[m.s ⁻²]	boční (příčné) zrychlení vozidla
C_α	[N/rad]	směrová tuhost pneumatiky
$C_{\alpha F}$	[N/rad]	směrová tuhost přední nápravy
$C_{\alpha R}$	[N/rad]	směrová tuhost zadního nápravy
$C_{F\alpha}$	[N/rad]	směrová tuhost pneumatiky
$C_{F\kappa}$	[N/rad]	tuhost podélného skluzu
$C_{F\gamma}$	[N/rad]	klopná tuhost
$C_{M\alpha}$	[N/rad]	vratná tuhost
dt	[s]	časový krok výpočtu
$e(t)$	[m]	regulační odchylka
e	[m]	vzdálenost působení vzdušné síly od těžiště vozidla
e_φ	[rad]	chyba natočení vozidla
e_o	[m]	chyba pozice vozidla
e_{prev}	[rad]	aritmetickým průměrem těchto chyb natočení v predikovaných bodech
$e_{\varphi p}$	[rad]	chyba natočení v predikovaném bodě
e_p	[m]	chyby pozice vozidla v predikovaném bodě
$F_o(s)$	[-]	součin přenosových funkcí řidiče a vozidla
$F(s)$	[-]	přenosová funkce „Follower“
f	[m]	absolutní příčná pozice vozidla
f_e	[m]	příčná pozice vozidla vztažená k souřadnému systému vozidla
F_{yf}	[N]	boční síla na přední nápravu
F_{yr}	[N]	boční síla na zadní nápravu
F_x	[N]	podélná síla
F_y	[N]	příčná síla
F_z	[N]	svislá síla
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
H_f	[N]	hnací síla působící na přední nápravu
H_r	[N]	hnací síla působící na zadní nápravu
J_z	[kg.m ²]	setrvačný moment

K_y	[-]	koeficient zesílení prvního členu
K_v	[-]	koeficient zesílení druhého členu
K_p	[-]	koeficient zesílení třetího členu
k_p	[-]	proporcionální konstanta
k_i	[-]	integrační konstanta
k_d	[-]	derivační konstanta
K	[-]	zesílení řidiče
l_f	[m]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
l_r	[m]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
l	[m]	rozvor
m_f	[kg]	zatížení přední nápravy
m_r	[kg]	zatížení zadní nápravy
m	[kg]	hmotnost vozidla
M_k	[N.m]	vratný moment
n_k	[m]	závlek
N	[N]	vzdušná síla
O_v	[N]	vzdušný odpor
p	[-]	koeficient délky predikce
p_n	[m]	délka predikovaného úseku
<i>predikce</i>	[m]	délka predikce
$P(s)$	[-]	přenosová funkce „Preview“
$p(t)$	[m]	predikovaná poloha vozidla
P	[-]	střed otáčení vozidla
R	[m]	poloměr zatáčení
r_e	[m]	efektivní poloměr kolo
$r(t)$	[m]	požadovaná poloha vozidla
r	[rad.s ⁻¹]	rychlost stáčení vozidla
\dot{r}	[rad.s ⁻²]	zrychlení stáčení vozidla
S_k	[N]	reakční síla
s_v	[m]	šířka vozidla
S	[m]	délka predikce
t	[s]	čas

t_p	[s]	řidičův náhledový čas pro sledování dráhy
t_d	[s]	reakční doba řidiče
t_h	[s]	zpoždění řidičovy akce dané neuromuskulárním systémem
T_L	[-]	přední (prediktivní) časová konstanta související se zkušenostmi řidiče
T_I	[-]	konstanta zpoždění související s prováděním naučených stereo typů a rutinních postupů
t_z	[m]	vzdálenost zadních kol
t_p	[m]	vzdálenost zadních kol
t	[m]	rozchod
$u(t)$	[rad]	akční zásah, vstupní vektor
u	[m.s ⁻¹]	podélná rychlost
v	[m.s ⁻¹]	rychlost vozidla
\dot{v}	[m.s ⁻²]	zrychlení vozidla
v_x	[m.s ⁻¹]	podélná rychlost
v_y	[m.s ⁻¹]	příčná rychlost
x	[m]	podélná poloha vozidla
x_0	[-]	osa x základního souřadného systému
$x(t)$	[m]	stavový vektor
x_a	[m]	aktuální poloha vozidla v ose x
x_p	[m]	predikovaná vzdálenost ve směru osy x
y_a	[m]	aktuální poloha vozidla v ose y
y_p	[m]	predikovaná vzdálenost ve směru osy y
y_0	[-]	osa y základního souřadného systému
$Y_{PID}(s)$	[-]	přenosová funkce řidiče – model PID regulátoru
$y(t)$	[m]	okamžitá poloha vozidla
y	[m]	příčná poloha vozidla
ΔY	[m]	odstup vozidel
$Y_C(s)$	[-]	přenosová funkce vozidla
$Y_H(s)$	[-]	přenosová funkce řidiče
α	[rad]	úhel směrové úchylky
β	[rad]	úhel směrové úchylky
β_l	[rad]	úhel natočení předního levého kola

β_2	[rad]	úhel natočení zadního levého kola
ε	[rad]	úhel stáčení vozidla
$\dot{\varepsilon}$	[rad.s ⁻¹]	rychlost stáčení vozidla
$\dot{\delta}(t)$	[rad.s ⁻¹]	rychlost natočení volantu
δ	[rad]	úhel natočení volantu
δ_v	[rad]	úhel natočení kol
κ	[%]	podélný skluz kola
φ_t	[rad]	úhel tečny v bodě na trajektorii dráhy
φ	[rad]	úhel natočení vozidla vůči globálnímu souřadnému systému (úhel stáčení vozidla)
ρ	[m]	poloměru zatáčky
γ	[rad]	odklon kol
μ_F	[-]	maximální koeficient tření přední nápravy
μ_R	[-]	maximální koeficient tření zadní nápravy
σ	[-]	směrodatná odchylka
τ	[m]	hodnota ofsetu
ω	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení kola
<i>ANN</i>	[-]	artificial neural network
<i>ABS</i>	[-]	anti-lock Brake System
<i>ESP</i>	[-]	electronic stability program
<i>4WD</i>	[-]	four-wheel drive
<i>NN</i>	[-]	neural network



SEZNAM PŘÍLOH

2020_DP_Tmejová_Tereza_170375-Prilohy.zip