

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
DOPRAVNÍ**



**DISERTAČNÍ
PRÁCE**

2020

**VOJTĚCH
RULC**

BEZPEČNOSTNÍ A ASISTENČNÍ SYSTÉMY VOZIDEL

**DISERTAČNÍ
PRÁCE**

2020

AUTOR

ING. VOJTĚCH RULC

ŠKOLITELÉ

PROF. ING. ZDENĚK VOTRUBA, CSC.

PROF. ING. JAN KOVANDA, CSC.

OBOR

**INŽENÝRSKÁ INFORMATIKA
V DOPRAVĚ A SPOJÍCH**

Poděkování

Dovolte mi na tomto místě poděkovat všem, kteří mi při tvorbě této práce byli nápomocni. V odborné oblasti především mým školitelům: prof. Zdeňku Votrubovi a prof. Janu Kovandovi nejenom za konzultace a cenné rady, ale i za jejich vstřícnost v průběhu celého studia. Dále kolegům v mém zaměstnání, ve společnosti Advanced Engineering, jmenovitě především dr. Hynku Puršovi, Ing. Martinu Kuklíkovi a Ing. Jiřímu Křižanovi, kteří mi dali prostor pro výzkumnou činnost a předali spoustu svých zkušeností v oblastech počítačových simulací a výpočtů.

V soukromé oblasti chci poděkovat především své manželce Haně, která měla s mým studiem trpělivost a při psaní této práce mi vytvořila ideální podmínky pro tvůrčí činnost. Ale poděkovat musím i našemu dítěti, které mě vybudilo k tomu, práci dopsat dříve, než se narodí.

Všem vám děkuji!

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

Beru na vědomí, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorského zákona, ve znění pozdějších předpisů, zejména skutečnost, že České vysoké učení technické v Praze má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 citovaného zákona.

V Praze dne 14. května 2020

Vojtěch Rulc v.r.

Abstrakt

Předmětem této práce je představení nové třívrstvé metodiky pro posuzování bezpečnosti asistenčních systémů. V 1. úrovni jsou funkce navrženy na základě realistických předpokladů týkajících se běžných dopravních situací a scénářů. Funkce jsou následně na 2. úrovni testovány podle katalogu testovacích scénářů s cílem určit hodnoty parametrů hraničních pro vznik nevyhnutelné nehody. Ve třetím kroku, nejzásadnějším z pohledu přínosu a inovativnosti této práce, se s ohledem na predikované následky pro zúčastněné pasažéry, provede analýza případů, u kterých nelze zabránit havárii.

Klíčová slova

Bezpečnost, metodika, asistenční systémy, následky dopravní nehody

Abstract

The subject of this thesis is a new three-layer methodology for assessing the safety of assistance systems. In level 1, the functions are designed on the basis of realistic assumptions concerning common traffic situations and scenarios. The functions are then tested at level 2 according to the catalog of test scenarios in order to determine the boundary values of the parameters for the occurrence of an unavoidable accident. In the third step, the most crucial in terms of the benefits and innovativeness of this work, with regard to the predicted consequences for the passengers involved, an analysis of cases in which an accident cannot be prevented will be performed.

Keywords

Safety, methodology, assistance systems, traffic accident consequences

Obsah

Poděkování	1
Prohlášení	1
Abstrakt.....	3
Klíčová slova.....	3
Abstract.....	3
Keywords.....	3
Obsah	5
Použité zkratky	7
Úvod	9
1 Testování bezpečnosti asistenčních systémů.....	11
1.1 Dosavadní postup	12
2 Návrh a výběr metodiky.....	14
2.1 Východiska navrhované metodiky.....	16
2.2 Víceúrovňové virtuální testování	17
2.3 Výběr metody pro BDBSA.....	19
2.3.1 Check List.....	20
2.3.2 What-If Analysis	20
2.3.3 Preliminary Hazard Analysis	22
2.3.4 HAZOP	22
2.3.5 Event Tree Analysis	23
2.3.6 Závěry řešerše a analýz.....	24
3 Popis navrhované metody BDBSA	26
3.1 Simulace přednehodového děje	27
3.2 Hodnocení následků	29
3.2.1 Korelační hodnocení	29
3.2.2 Matematicko-modelové hodnocení.....	36
3.2.3 Hodnocení konečně-prvkovou simulací.....	37
3.3 Výsledky hodnocení následků.....	39
4 Ukázka použití metodiky na příkladu.....	40
4.1 Řešerše softwaru.....	40
4.1.1 CarMaker	40
4.1.2 CarSim.....	41
4.1.3 DYNA4.....	41
4.1.4 HyperWorks a solidThinking.....	42
4.1.5 LMS Virtual.Lab Driving Dynamic.....	42
4.1.6 MathWorks Matlab a Simulink.....	42
4.1.7 MSC Software	43
4.1.8 Závěr řešerše.....	43
4.2 Definice kolizního scénáře	44
4.2.1 Konfigurace dopravní situace.....	46
4.2.2 Proměnné	50

4.3 Sestavení modelu jízdní dynamiky vozidla.....	52
4.3.1 MBD model ego vozidla.....	53
4.3.2 Jízdní modely vedoucího a agresivního vozidla.....	54
4.4 Sestavení řídicího systému ADAS	57
4.4.1 Softwarová realizace modelování ADAS.....	58
4.4.2 ABS	59
4.4.3 Radarové sensorové vybavení a zpracování signálu	63
4.4.4 Mířící strategie ADAS	71
4.4.5 Vyhýbací strategie ADAS.....	71
4.5 Sestavení modelu pro simulaci nárazu	72
4.5.1 Problematika konečně-prvkového modelování.....	72
4.5.2 Problematika explicitního řešiče	75
4.5.3 Sestavený model	79
4.6 Výsledky a porovnání systémů	80
4.6.1 Výsledky mířící strategie ADAS.....	80
4.6.2 Výsledky porovnání obou strategií ADAS	83
5 Diskuze.....	86
Závěr.....	88
Seznam obrázků.....	91
Seznam tabulek.....	93
Reference.....	95
Přílohy.....	101

Použité zkratky

ABS	Anti-lock Brake System (protiblokovací systém)
ACC	Adaptive Cruise Control (adaptivní tempomat)
ADAS	Advanced Driver-Assistance Systems (pokročilé asistenční systémy pro řidiče)
AIS	Abbreviated Injury Scale (zkrácená stupnice závažnosti úrazů)
BDBSA	Beyond-Design-Basis Safety Assessment (posouzení bezpečnosti nad rámec návrhu)
CAD	Computer Aided Design (počítačem podporované projektování)
CCA	Causes and Consequences Analysis (analýza příčin a dopadů)
ČSN	Česká soustava norem
ETA	Event Tree Analysis (analýza stromu událostí)
FEA	Finite Elements Analysis (analýza metodou konečných prvků)
FEM	Finite Elements Method (metoda konečných prvků)
FMEA	Failure Mode and Effect Analysis (analýza poruch a jejich dopadů)
FMECA	Failure Mode, Effect and Criticality Analysis (analýza selhání a jejich dopadů)
FMI	Functional Mock-up Interface (rozhraní pro simulaci funkčních modelů)
FTA	Fault Tree Analysis (analýza stromu poruch)
GFEM	Generalized Finite Elements Method (zobecněná metoda konečných prvků)
HAZOP	Hazard Operation Process (Analýza ohrožení a provozuschopnosti)
HIC	Head Injury Criterion (kritérium poranění hlavy)
HRA	Human Reliability Analysis (analýza lidské spolehlivosti)
LIDAR	Light Detection And Ranging („laserový radar“)
LRR	Long Range Radar (radar s dlouhým dosahem)
MAIS	Maximum AIS (maximální AIS, viz AIS)
MBD	Model-Based Design
MKP	Metoda konečných prvků
MRR	Middle Range Radar (radar se středním dosahem)
NCAP	New Car Assessment Programme
NIC	Neck Injury Criterion (kritérium poranění krku)
PHA	Preliminary Hazard Analysis (předběžná analýza ohrožení)
PSA	Probabilistic Safety Assessment (pravděpodobnostní analýza bezpečnosti)
QRA	Process Quantitative Risk Analysis (analýza kvantitativních rizik procesu)
RR	Relative Ranking (relativní hodnocení)
SID	Side Impact Dummy (figurína pro boční náraz)
SRR	Short Range Radar (radar s krátkým dosahem)
SWOT	Strengths, Weaknesses, Opportunities, Threats
TI	Tibia Injury criterion (kritérium poranění holeně)
TTI	Thoracic Trauma Index (kritérium poranění hrudníku)
VC	Viscous Criterion (kritérium poranění měkkých tkání)
XFEM	Extended Finite Element Method (rozšířená metoda konečných prvků)

Úvod

Význam asistenčních systémů v automobilech s časem stále roste a rozhodně se nedá očekávat, že by tomu mělo být v budoucnu jinak. Naopak se dá predikovat ještě rychlejší rozvoj těchto technologií a jejich transformace z asistenčních systémů na systémy řídicí, jimž bude naopak asistovat řidič.

Historie asistenčních systémů aktivní bezpečnosti v automobilech sahá do hlubší historie, než by se mohlo intuitivně zdát. Ač se například první asistenty brzdění ABS začaly v automobilech objevovat v průběhu 60. a 70. let 20. st., byl patent na tento systém úspěšně přihlášen již v roce 1928. Ačkoliv tehdy ještě pro brzdění letadel [1]! Ani historie pokročilých asistenčních systémů (ADAS), není nijak krátká. Za pokročilý asistenční systém řidiče se dá označit například Cruise Control System, který má udržovat stálou rychlost vozidla bez ohledu na jízdní odpory, které na automobil působí. A takový systém byl na automobilu představen dokonce už v prvních letech 20. st. [2].

Tehdy se jednalo o ojedinělé systémy, které se však časem propojovaly, až narostly do dnešní podoby komplexních celků, z nichž většina je mezi sebou úzce propojena a mají na sebe vzájemně významný vliv. A to nejenom ve vztahu asistenčních systémů (aktivní bezpečnosti) mezi sebou, ale i ve vztahu k prvkům integrované nebo dokonce pasivní bezpečnosti.

A právě komplexnost činí situaci v hodnocení jejich bezpečnosti poměrně složitou. Není příliš přesné a vypovídající, pokud se bezpečnost subsystému hodnotí bez zohlednění vlivu jeho chování na systémy sousední nebo nadřazené. Zároveň i hodnocení míry bezpečnosti systému podle schopnosti plnění cílové funkce, nikoliv podle velikosti následků v případě jeho selhání, je hodnocením značně omezeným. S oběma těmito problémy se však bezpečnostní analýzy asistenčních systémů v automobilech v dnešní době potýkají a jejich, snad alespoň částečné, řešení, si dává za cíl představit tato práce.

Následující kapitoly nabídnou metodiku, která posoudí bezpečnost asistenčních systémů s ohledem na následky jejich potenciálních selhání. Metodika bude brát ohled na skutečnost, že od hodnocení bezpečnosti pokročilých asistenčních systémů očekávají různí uživatelé různé výstupy a ke zpracování bezpečnostní analýzy mají

různé zdroje. A to jak zdroje znalostní, tak informační, finanční nebo časové. Podle možností a očekávání uživatele nabídne postup, který pro něj bude nejvhodnější.

Použití navržené metodiky tato práce ilustruje na příkladu posuzování bezpečnosti adaptivního tempomatu se schopností automatického krizového zásahu do řízení vozidla. K čemuž využívá i vlastní výpočetní modely.

1 Testování bezpečnosti asistenčních systémů

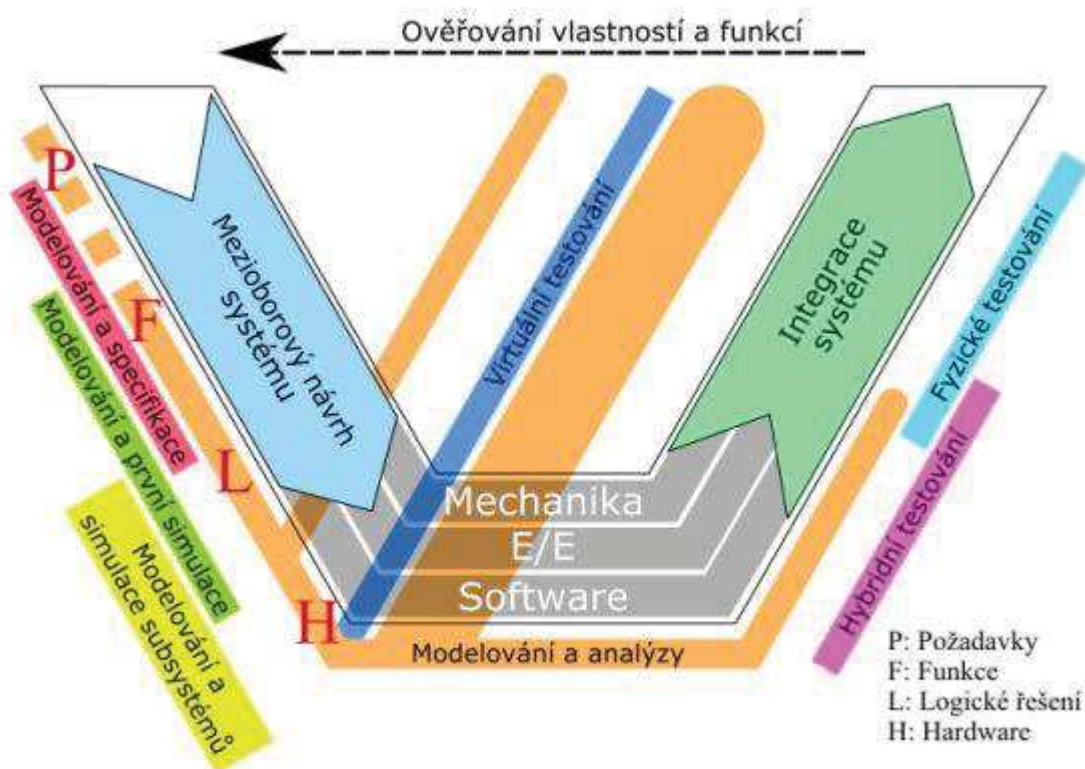
Fungování a bezpečnost pokročilých asistenčních systémů (ADAS – Advanced Driver Assistance Systems) je stejně, jako většina vyvíjených produktů dnes, především těch elektronických a mechatronických, založena na kombinaci virtuálních a reálných zkoušek. Je tomu tak hlavně ze dvou důvodů. Prvním z nich je určitě cena, protože při virtuálních testech prvních prototypů není nutné vynakládat finanční prostředky na zhotovení těchto prototypů, které se navíc během některých zkoušek mohou nebo musejí poničit. Druhým důvodem je čas – při využití dostatečně silného výpočetního výkonu lze simulované testy provádět výrazně rychleji než skutečné testy.

Kombinace virtuálního a fyzického testování bývá u elektronických a mechatronických systémů, jakými asistenční systémy ve vozidlech jsou, často založena na metodě Model-Based Design. Tato vývojová metoda stanovuje společný rámec pro komunikaci v průběhu návrhu dynamického systému. Vývoj je založen na následujících 4 krocích:

- Modelování produktu a okolního prostředí,
- analýza a sestavení regulátoru,
- simulace produktu a fungování regulátoru,
- spojení všech předchozích fází nasazením regulátoru.

Vyjmenované kroky mohou být uplatněny na různé metody projektového managementu. Jako příklad lze uvést rozšířený V-diagram, jenž je znázorněn na Obr. 1.1.

Z výše zmíněného je patrné, že kroky, které jsou procházeny, aniž by existoval fyzický prototyp produktu, výrazně převažují. Na fyzickém produktu by mělo dojít jen k závěrečnému ověření, že simulace neselhaly a produkt se chová přesně tak, jak má a jak ukázaly virtuální testy. Jinými slovy lze říci, že virtuální testování asistenčních systémů je naprosto převažující fází jejich ladění a testování v průběhu vývoje.



Obr. 1.1 – V-diagram metody Model-Based Design [3]

1.1 Dosavadní postup

Virtuální testování je založeno na deterministických [4], [5], [6] nebo stochastických [7] metodách modelování scénářů. I tak se ale scénáře zaměřují většinou jen na jmenovité a formální případy definované odbornou autoritou. Tento přístup pak ale nemůže dát úplný přehled o tom, jak se testovaný systém chová v kritických situacích reálného světa.

Aby toto omezení bylo, pokud možno, co nejvíce potlačeno, byl představen katalog testovacích případů odvozený z databáze dopravních nehod tak, aby byl efektivně omezen počet testovacích případů [8], [9] a zároveň byla navržena parametrizace testovacích případů, která umožňuje určit hranici vzniku dopravní nehody, oddělit bezpečné podmínky od nebezpečných a predikovat pravděpodobnost těchto podmínek v reálných dopravních situacích [10]. To umožňuje přesnější posouzení bezpečnosti fungování ACC.

Jenže všechny dosud běžné metodiky pro testování ADAS ověřovaly pouze to, zda při kritické situaci dojde nebo nedojde k nárazu (typicky ke střetu dvou

automobilů). Při vyslovení předchozí věty přirozeně vyvstane argument, že posuzováním fungování ADAS tímto binárním způsobem nemůžeme vůbec zohlednit, zda je vzniklý náraz pro posádku fatální nebo se jedná o náraz bez újmy na zdraví.

I z pohledu Analýzy rizik, jak ji známe z bezpečnostního inženýrství (pro lepší přehlednost přesně definovaných pojmů je nyní uvádějme na začátku s velkým písmenem), je tato metodika nedostatečná. Celý proces Řízení rizik se dle [11] a [12] dělí do dvou fází: Analýza rizik (Assessment) a Zacházení s riziky (Management). První z nich se dělí do dalších dvou kroků a druhý do kroků tří, a to následovně:

1. Analýza rizik
 - a. Identifikace rizik (Hazard Identification)
 - b. Vyhodnocení rizik (Assessment of Hazards)
2. Zacházení s riziky
 - c. Navržení úprav a přijetí rozhodnutí
 - d. Implementace úprav
 - e. Supervize a znovuprovedení posouzení rizik

Samotné posuzování bezpečnosti asistenčních systémů je pochopitelně jen Analýzou rizik a Zacházení s riziky již nechává stranou. Ovšem zmíněné doposud používané metody prováděly z Analýzy rizik vlastně pouze první část – jejich identifikaci (nastane nehoda / nenastane nehoda). Vyhodnocení rizik již však úplně opomíjely. Ambicí této práce je tedy představit metodiku, která je kompletní Analýzou rizik bezpečnostních asistenčních systémů v automobilu včetně nezbytného Vyhodnocení rizik.

2 Návrh a výběr metodiky

Ač se navrhovaná metodika bude týkat Analýzy rizik a Zacházení s nimi pak ponechává na podnikových procesech výrobců automobilů, nebo jejich subdodavatelů, je potřeba pro vhodný výběr metod porozumět správně všem důležitým pojmům bezpečnostního inženýrství a celému procesu Řízení rizik.

Jako první je třeba definovat pojmy Ohrožení a Riziko. Dle [13] jsou tyto pojmy definovány následovně: *„Ohrožení je velikost konkrétní pohromy určená podle stanovených pravidel, která působí na daný objekt. Riziko je pravděpodobná velikost nežádoucích dopadů způsobených pohromou o velikosti ohrožení na chráněné zájmy daného subjektu určená podle stanovených pravidel.“*

Převedu-li tento výklad na hodnocení závažnosti následků dopravní nehody, potažmo nárazové zkoušky automobilu, lze za ohrožení označit například zdravotní následky úrovně AIS2+. Riziko je pak např. 80% pravděpodobnost vzniku takových zranění.

Stane-li se nehoda, nebo dojde-li k poruše, která má negativní vliv na chráněné zájmy, způsobí narušení normálního života ať už člověka nebo společnosti, vzniká tzv. Nouzová situace. Pokud taková situace ohrožuje dokonce prioritní hodnoty, zájmy nebo cíle státu, označujeme ji jako Kritickou situaci.

„V závislosti na době trvání, intenzitě působení, velikosti zasažené oblasti a dle množství zasažených lidí se obvykle nouzové situace třídí do šesti kategorií takto:

0. Zanedbatelné z hlediska života občana
1. Nedůležité z hlediska občana
2. Důležité z hlediska občana
3. Závažné z hlediska společnosti
4. Velmi závažné z hlediska společnosti
5. Ohrožující existenci a podstatu společnosti“ [13]

Toto dělení dosud nemá oporu v české legislativě, ale ve vyspělejších zemích se stává běžným standardem. Tyto státy pak určují, že v oblasti územní bezpečnosti a organizace je občan schopen nouzové situace kategorie 1-2 řešit sám, na kategorie 2-4 má stát připraveno nouzové řízení, na kategorii 5 pak existuje krizové řízení.

Pokud toto třídění aplikujeme na klasifikaci nouzových situací vzniklých dopravní nehodou, mohlo by vypadat přibližně takto:

0. kategorie: porucha vozidla, nebo porušení dopravních předpisů, bez významného rizika vzniku srážky či jiných škod
1. kategorie: porucha vozidla nebo porušení dopravních předpisů s vyšším rizikem vzniku srážky, ale bez materiálních či jiných škod
2. kategorie: porucha nebo srážka vozidel, při které došlo ke škodám na majetku a lehkým poraněním osob
3. kategorie: porucha nebo srážka vozidel, při které došlo ke škodám na majetku nebo újmě na zdraví a životech osob
4. kategorie: porucha nebo srážka vozidel, při které došlo k újmě na životech a zdraví účastníků provozu, k materiálním škodám a ke škodám v životním prostředí. Je nutno aplikovat opatření na ochranu dalších dosud nezúčastněných osob a následně provést sanační práce
5. kategorie: porucha nebo srážka vozidel, při které došlo k újmě na životech a zdraví účastníků provozu, k materiálním škodám a ke škodám v životním prostředí. Významně ohroženy jsou i dosud nezúčastněné osoby a je nutné následně provést sanační práce

[13]

Výstupy celého procesu Řízení rizik by dle [13] měly obecně být:

- 1) *Seznam vyhodnocených rizik (Risk Assessment Document), který obsahuje veškeré informace o každém příslušném riziku*
- 2) *Seznam rizik vyžadujících nejvyšší pozornost (Top Risk List), který obsahuje seznam vybraných rizik, jejichž řešení má nejvyšší nároky, zdroje a čas*
- 3) *Seznam neaktuálních nebo vyřešených rizik (Retired Risk List), který slouží jako historický odkaz pro budoucí rozhodování*

Analýzy rizik se však již navrhovaná metodika zabývat nebude. Přenechá je v kompetenci firemních procesů.

2.1 Východiska navrhované metodiky

Na rozdíl od doposud používaných metod hodnocení asistenčních systémů, by navrhovaná metodika měla do vývoje přinést víceúrovňový přístup, který je inspirován myšlenkovým základem „defence in depth“ používanou například v jaderných elektrárnách [14]: Často se vyskytující scénáře (běžný provoz a tzv. skoro-nehody) by měly být brány do úvahy během návrhové fáze tak, aby citlivost systému a úroveň bezpečnosti byly v přiměřené rovnováze. Pro méně často se vyskytující scénáře by měly být nalezeny bezpečnostní limity fungování systému a v následném virtuálním testování být rozhodnuto, které situace je možno zvládnout, a které vedou k nevyhnutelné dopravní nehodě. Právě pro tyto situace je pak potřeba provést další zkoumání a zjistit, jak vážné následky bude nehoda mít, zejména s ohledem na poranění posádky vozu.

Vzhledem k tomu, že tyto scénáře nevyhnutelné havárie obvykle odpovídají spíše nepravděpodobným událostem, na které ADAS nejsou navrhovány, bude hodnocení takových případů označováno jako "posouzení bezpečnosti nad rámec návrhu" (beyond-design-basis safety assessment – BDBSA).

Další nevýhodou dosavadních binárních hodnocení fungování asistenčních systémů byla skutečnost, že nehodnotily fungování automobilu jako systémového celku, ale pouze fungování jeho dílčího subsystému. Přírozenější a v rámci spotřebitelských testů (např. NCAP) prováděné je hodnocení bezpečnosti automobilu jako celku. Tomu by měla odpovídat i metodika hodnocení bezpečnosti ADAS – měla by zohledňovat, jak přesně asistenční systém ovlivňuje následky dopravní nehody.

Například adaptivní tempomat ve spolupráci s jinými jízdními asistenty může zasahovat do řízení takovým způsobem, aby se nevyužil pouze brzdový potenciál automobilu, ale i jeho boční manévrovatelnost. Zjednodušeně řečeno, může se snažit srážce zabránit tím způsobem, že se koliznímu vozidlu bude snažit vyhnout. Toto však může být velmi problematický manévr, pokud se nepodaří dokončit, protože čelní náraz s plným přesahem mívá zpravidla menší následky než čelní náraz s menším přesahem.

Při mnoha kritických situacích, které vykazují znaky nevyhnutelné dopravní nehody, může být tedy výhodou orientovat automobil v posledních okamžicích před

srážkou tak, aby náraz probíhal, pokud možno, čelně (z hlediska funkčnosti prvků pasivní bezpečnosti se jedná o nejbezpečnější konfiguraci) a bez přesahu.

Obecně lze říci, že tento přístup by zapadal přesně do principu integrované bezpečnosti: pokud systémy aktivní bezpečnosti již nedokáží nehodě zabránit, je potřeba vytvořit prvkům pasivní bezpečnosti takové podmínky, aby byl potenciál těchto prvků využit v co největší míře.

A právě metoda „posouzení bezpečnosti nad rámec návrhu“ (BDBSA) výše zmíněný jev díky svému přesahu až do dopadů nárazu velmi dobře zohledňuje.

2.2 Víceúrovňové virtuální testování

Jak již bylo zmíněno, vývoj a testování ADAS by mělo být prováděno na několika úrovních:

První úroveň se týká vývoje základního fungování. Typicky se ADAS dnes vyvíjí tak, aby se zabránilo kritickým scénářům při zohlednění (možných) pohybů okolních účastníků provozu. Toto je obvykle prováděno robustním [15] nebo stochastickým způsobem [16]. V každém případě je výsledná funkčnost bezpečná pouze pro podmínky, pro které byla vytvořena – bezpečnost ADAS tedy závisí na implicitních a explicitních předpokladech, které byly stanoveny během jeho vývoje. Typicky existuje určitý konzervatismus, protože kritické scénáře ve fázi vývoje často neodpovídají nehodám, ale pouze porušení jistého bezpečnostního koridoru kolem účastníků provozu (viz např. [16]).

Samozřejmě, že čím více scénářů je během fáze návrhu zohledněno, tím lépe bude systém fungovat při složitějších podmínkách. Z praktických důvodů (výpočetní čas) však musí být počet případů ve fázi návrhu ADAS omezený. Navíc při zohlednění málo pravděpodobných situací může ve výsledku dojít k výraznému zhoršení celkových schopností systému. Proto se zdá být vhodnější zaměřit se na nominální a často se vyskytující situace v blízkosti havárie.

Ve druhé úrovni je možné získat komplexnější obraz o bezpečnosti nově vyvinutého systému ADAS v následném ověřovacím kroku, ve kterém jsou nově vyvinuté funkce podrobně virtuálně testovány. Jedním ze způsobů je hledání testovacích případů v katalogu scénářů a následná parametrizace zkušebního případu, která by adekvátním zásahem [8], [9], [10] ještě umožnila vozidlu zabránit nehodě. Výsledná

parametrizace testovacího případu, tj. hraničních podmínek vzniku nehody, pomáhá identifikovat případy, jež by vedly k nehodám, kterým už nelze zabránit. Porovnáním rozložení pravděpodobnosti parametrů testovacího scénáře (např. ze zaznamenaných skutečných jízdních dat) s parametrizací hranice havárie lze vypočítat pravděpodobnost srážky pro konkrétní zkušební scénář (pokud hraniční podmínky vzniku nehody byly pro tento případ zanalyzovány) nebo celkovou pravděpodobnost srážky (na základě celého katalogu). Při použití prahových hodnot pro přijatelné pravděpodobnosti kolize (určených např. národními autoritami, nebo významnými uživatelskými testy – typicky NCAP) lze analyzovat, zda nově vyvinutý ADAS splňuje tato kritéria. V případě, že tyto požadavky nejsou splněny, musí být zaveden další bezpečnostní prvek nebo musí být ADAS upraven ve fázi návrhu.

Určení přijatelného rizika je komplexním tématem samo o sobě. Autor si zde dovolu jen velmi stručně uvést, že tento problém má nejenom bezpečnostní, ale i psychologický a politický rozměr [13]. To je třeba mít při určování přijatelnosti na paměti a řídit se přitom i třemi s tím souvisejícími kritérii [13]:

- kritérium přijatelnosti pro jednotlivce;
- kritérium přijatelnosti pro společnost;
- ekonomické kritérium.

Případy za hraničními podmínkami vzniku nehody odpovídají situacím, u kterých ADAS nedokáže nehodě zabránit. Obecně platí, že pokud je ADAS navržen správně, měl by být schopen vyhnout se nárazům ve scénářích s vysokou pravděpodobností výskytu a velmi nepravděpodobné scénáře by měly vést k nevyhnutelným kolizím. Vzhledem k velmi nízké pravděpodobnosti se tyto případy ve fázi návrhu neuvažují, a proto se s nimi pracuje jako s „případy nad rámec návrhu“ (analogicky ke stejnému termínu v přístupu "defence-in-depth" v inženýrství jaderných zařízení [14]). Pro analýzu dopadu na cestující a příslušné subjekty vozidel takovýchto případů nad rámec návrhu použijeme v této práci již jednou zmíněný termín BDBSA.

BDBSA odpovídá třetí úrovni navrhovaného víceúrovňového bezpečnostního přístupu. Jak lze očekávat, ne všechny nevyhnutelné nehody mají stejné následky. Proto je doporučeno provést další analýzy těchto kolizních scénářů, aby bylo možné odhadnout jejich dopad, zejména pokud jde o zranění zúčastněných osob. V

následujících kapitolách bude jako koncept BDBSA uveden jednoduchý a snadno implementovatelný přístup, který bude analyzovat důsledky takových nevyhnutelných dopravních nehod, kdy asistenčními systémy řízený automobil narazí do před ním jedoucího automobilu. Metodiku lze však snadno rozšířit pro úplně jiné scénáře srážky.

Výsledky BDBSA mohou být použity k určení toho, zda jsou důsledky nevyhnutelné havárie považovány za přijatelné nebo ne. V případě, že jsou považovány za nepřijatelné, měly by být následky havárie zmírněny přidáním dodatečných systémů pasivní bezpečnosti ve vozidle nebo posunutím hraničních podmínek nárazu pomocí dodatečné bezpečnostní vrstvy pro ADAS nebo úpravou funkčnosti systému zpět ve fázi návrhu.

2.3 Výběr metody pro BDBSA

Metodu, která bude schopna vhodně analyzovat rizika asistenčního systému, není pochopitelně vhodné vyvíjet od nuly. Byl by to z pohledu aplikovaného výzkumu velmi nesprávný postup. Pro její sestavení je nutné najít vhodnou metodu, která je bezpečnostním inženýrstvím již úspěšně používána v jiných oborech a transformovat ji tak, aby vyhověla našim potřebám, nebo několik takových metod vhodně zkombinovat.

Mezi tradiční metody analýzy a hodnocení rizik dle [13] a [17] patří:

- 1) Check List (kontrolní seznam)
- 2) Safety Audit (bezpečnostní kontrola)
- 3) What – If Analysis (analýza toho, co se stane, když)
- 4) Preliminary Hazard Analysis – PHA (předběžná analýza ohrožení)
- 5) Process Quantitative Risk Analysis – QRA (analýza kvantitativních rizik procesu)
- 6) Hazard Operation Process – HAZOP (analýza ohrožení a provozuschopnosti)
- 7) Event Tree Analysis – ETA (analýza stromu událostí)
- 8) Failure Mode and Effect Analysis – FMEA (analýza poruch a jejich dopadů)
- 9) Fault Tree Analysis – FTA (analýza stromu poruch)
- 10) Human Reliability Analysis – HRA (analýza lidské spolehlivosti)
- 11) Fuzzy Set Method (metoda fuzzy logiky a verbálních výroků FL-VV)
- 12) Relative Ranking – RR (relativní klasifikace)

- 13) Causes and Consequences Analysis – CCA (analýza příčin a dopadů)
- 14) Probabilistic Safety Assessment – PSA (metoda PSA)
- 15) Failure Mode, Effect and Criticality Analysis – FMECA (analýza dopadů selhání a jejich kritičnosti).

Ty, které jsou pro řešený případ relevantní, budou v následujících odstavcích stručně popsány. K jejich popisu budou připojeny i SWOT analýzy souvztažnosti dané metody k problému řešenému touto prací.

2.3.1 Check List

První z popisovaných metod je Check List, česky se překládá jako kontrolní seznam. Jedná se o soubor otázek či rizik, pokud možno seřazený podle chronologie jejich možného výskytu nebo chronologie práce. Má za cíl předem identifikovat všechna obecně potenciální rizika, a pak jednomu po druhém přiřazuje binárně hodnotu podle toho, zda se riziko vyskytuje, nebo nikoliv. Každé riziko může mít přiřazenu jinou váhu (přepočtový koeficient) podle své závažnosti.

Princip spočívá v hodnocení systému dle toho, zda splňuje předem daná (bezpečnostní) kritéria.

Tab. 2.1 – SWOT analýza k metodě Check List

<p>Silné stránky</p> <ul style="list-style-type: none"> • Robustní • Jednoduchá • Uživatelsky přívětivá 	<p>Slabé stránky</p> <ul style="list-style-type: none"> • Silný sklon k binárnímu hodnocení • Spíše procesně zaměřená • Hůře využitelná ke klasifikaci
<p>Příležitosti</p> <ul style="list-style-type: none"> • Snadné využití metody i ne odborníky 	<p>Hrozby</p> <ul style="list-style-type: none"> • Při nevhodném použití získáme opět pouze binární hodnocení • Při změně procesu vývoje ADAS by bylo nutné výrazně upravit tuto metodu

2.3.2 What-If Analysis

Jedná se o velmi flexibilní metodu, která však na druhou stranu vyžaduje od jejích zpracovatelů zkušenosti s danou situací nebo problematikou. Nejzákladnější podobou této metody je seznam otázek typu „Co se stane, když...“ a odpovědí na ně.

Sestavení tohoto seznamu by se mělo odvíjet od toho, jaký aspekt přesně se snažíme zkoumat a brainstormingového rozvoje tvorby hrozeb.

Metodu lze využít k preventivním i reaktivním účelům. Preventivní využití zvyšuje bezpečnost systému ještě před jeho spuštěním a jeho součástí může být například i citlivostní analýza změn parametrů systému. Zatímco reaktivní přístup se využívá v případě zjištění kritických podmínek působících uvnitř nebo vně systému a při snaze, co nejrychleji ale zároveň bezpečně se těmto kritickým podmínkám vzdálit.

Důkladné zpracování What-If analýzy se pak skládá z následujících 5 kroků [18] :

- 1) Definice rozsahu analýzy
- 2) Identifikace důležitých a podstatných problémů a určení chráněných zájmů
- 3) Generování otázek „Co se stane, když...“
- 4) Zodpovězení otázek
- 5) Využití výsledků v rozhodování o riziku

Pro přehlednost analýzy je dobrou praxí rozdělit dopady dle jednotlivých zájmů.

Podle [19] je pak standardní dělení následovné:

- 1) Možné dopady na životy a zdraví lidí
- 2) Možné dopady na bezpečí lidí
- 3) Možné dopady na majetek
- 4) Možné dopady na veřejné blaho
- 5) Možné dopady na životní prostředí
- 6) Možné dopady na infrastruktury a technologie

Tab. 2.2 - SWOT analýza k metodě What-If

<p>Silné stránky</p> <ul style="list-style-type: none"> • Flexibilní • Dokáže zohlednit vnější i vnitřní faktory • Přehledná 	<p>Slabé stránky</p> <ul style="list-style-type: none"> • Vyžaduje zpracovatele se zkušenostmi v oboru • Zpravidla nekvantifikované, pouze slovní výstupy
<p>Příležitosti</p> <ul style="list-style-type: none"> • Možnost zavedení kvantifikace • Rozšíření o citlivostní analýzu • Možnost maticového zpracování 	<p>Hrozby</p> <ul style="list-style-type: none"> • Nepodchycení všech iniciací rizik

2.3.3 Preliminary Hazard Analysis

Spíše než o samostatnou metodu, se jedná o soubor technik a jiných metod pro kvantifikaci zdrojů rizik a vyhledávání nouzových stavů vyvolaných všemi myslitelnými zdroji včetně poruch nebo selhání. PHA běžně obsahuje výše i níže popsané metody jakými jsou What-If analysis, Check List, HAZOP, FMEA nebo Fault Tree Analysis.

Tato metoda pochází z vojenského standardu Spojených států amerických, díky čemuž je často využívána pro posuzování rizika u systémů, s jejichž narušením lze předpokládat vznik následně nekontrolovatelných důsledkových dějů velkých rozsahů. Zároveň se využívá v koncepčních nebo raných fázích vývoje systému, kdy potenciální rizika nejsou ještě plně známa nebo s nimi není žádná zkušenost.

Princip spočívá v tom, že jeden nebo více analytiků řadí zdroje rizik různých charakteristik podle jejich významnosti pro každou jednotlivou situaci. Vzhledem k tomu, že tento přístup vyžaduje výraznou tvůrčí činnost, může se stát, že nezkušení analytici nebudou schopni vytvořit dostatečně obsáhlou studii.

Tab. 2.3 – SWOT analýza k metodě Preliminary Hazard Analysis

Silné stránky <ul style="list-style-type: none">• Komplexní• Využití v návrhových stádiích vývoje	Slabé stránky <ul style="list-style-type: none">• Obtížněji uchopitelná• Náročné na schopnosti a zkušenosti analytiků
Příležitosti <ul style="list-style-type: none">• Vytvoření ideální skladby použitých podmetod	Hrozby <ul style="list-style-type: none">• Nezkušenost analytiků• Nevhodný návrh složení podmetod

2.3.4 HAZOP

Tato expertní multioborová metoda má za cíl určit pravděpodobnosti ohrožení způsobených jednotlivými pohromami a definici z nich vyplývajících rizik. Jedná se o metodu, na jejíž realizaci se musí podílet tým odborníků různých oborů spjatých s řešenou problematikou. Pokud nejsou rovnou mezi těmito odborníky, je nezbytné, aby byl tým doplněn ještě o osoby mající detailní přehled o fungování toho kterého konkrétního posuzovaného procesu, podniku, oblasti apod.

Při realizaci této metody se pak postupně prochází a kombinují tzv. klíčová slova a procesní parametry. Příkladem klíčového slova může být „vysoká“ a procesním

parametrem „teplota“. Po jejich kombinaci pak odborníci zkoumají možná důsledky pro případ, že v systému nebo hodnoceném systémovém uzlu bude vysoká teplota, a následně buď hledají opatření, jak tomuto zabránit, jak na toto reagovat, nebo pokud závěry nejsou jednoznačné nebo nemají dostatek informací, tuto situaci prozkoumají podrobněji.

Tab. 2.4 – SWOT analýza k metodě HAZOP

<p>Silné stránky</p> <ul style="list-style-type: none"> • Komplexní • Strukturované 	<p>Slabé stránky</p> <ul style="list-style-type: none"> • Personálně náročné • Náročné na expertní znalosti
<p>Příležitosti</p> <ul style="list-style-type: none"> • Možnost zkoumat více aspektů než jen bezpečnost posádky 	<p>Hrozby</p> <ul style="list-style-type: none"> • Nerelevantní výsledky v případě nedodržení všech požadavků metody

2.3.5 Event Tree Analysis

Ze všech zde zmiňovaných metod je tato nejvíce postavená na grafickém znázornění. Její princip spočívá ve větvení děje podle klíčových uzlů (představující situace nebo otázky) a pozitivní nebo negativní odpovědi nebo reakce na ně.

Uživatel získává rozvětvený graf, jehož počátek leží v iniciační události a jehož složitost je závislá na počtu událostí, které se v systému mohou vyskytnout. Při hodnocení rizik pak každý uzel odpovídá reakci systému nebo bezpečnostních složek na nastalou situaci.

Výsledkem provedené analýzy je „soubor poruch nebo chyb, které vedou k nehodě.“ [18] Kromě konečného stavu věcí je díky této metody zaznamenán i celý sled událostí, který k tomuto stavu vedl.

Tab. 2.5 – SWOT analýza k metodě Event Tree Analysis

<p>Silné stránky</p> <ul style="list-style-type: none"> • Zobrazuje i nejen konečný stav, ale i sled událostí • Snadné použití 	<p>Slabé stránky</p> <ul style="list-style-type: none"> • Nezaměřuje se na ošetření rizik
<p>Příležitosti</p> <ul style="list-style-type: none"> • Potenciál k využití pro dílčí část celé analýzy 	<p>Hrozby</p> <ul style="list-style-type: none"> • S rostoucím počtem událostí se může stávat nepřehlednou

2.3.6 Závěry rešerše a analýz

Na základě provedených SWOT analýz jednotlivých metod se pro účel nové metodiky jeví nejlepší využití přístupu What-If analýzy s kvantifikovanou formou odpovědi transformované do maticové podoby citlivostní analýzy tak, aby odpovídala na otázku: „Jaké budou následky uvažovaného scénáře při *těchto a těchto* jeho parametrech?“

Uvažovaný scénář

Tato práce se při ověřovacím zpracování BDBSA bude zaměřovat na jeden konkrétní scénář. Scénář analyzovaný v této práci odpovídá (možným) nárazům řízeného („ego“) automobilu do zadní části vpředu jedoucího vozidla. Přenesení na jiné scénáře z testovacího katalogu je jednoduché a analogické. Přesné sestavené tohoto scénáře je popsáno v kapitole 4.2.

Identifikace bezpečnostně kritických případů

V závislosti na tom, jak prudký je brzdňý manévr předního vozidla a jak je naladěn algoritmus ADAS, nemůže být v některých případech zabráněno nehodě mezi těmito dvěma vozidly. K nalezení hraničních podmínek nehody, které oddělují situace, jež může ADAS řešit a těch, které nevyhnutelně vedou k nehodě, je možné použít různé cesty. Nejjednodušší možností je vytvořit tabulku parametrů zkušební scénáře a provést simulace pro každou kombinaci parametrů ve virtuálním testovacím rámci [8]. Velikost prostoru přirozeně odpovídá počtu zvolených proměnných parametrů. Pro komplexnější testovací scénáře o vyšší dimenzi může být výpočet hraničních podmínek nehody z výpočetního hlediska velmi nákladný. Účinná metoda, jak mohou být hraniční podmínky nehody vypočteny v relativně krátkém výpočetním čase, je uvedena v [10].

Analýza vážnosti následků dopravní nehody

Parametrizace zkušebních případů, které leží za hranicí podmínek nehody, odpovídají nevyhnutelným nárazům. Stupeň závažnosti havárie závisí na počátečních podmínkách havárie. Hlavní parametry, které závažnost ovlivňují, jsou:

- Nárazová rychlost určená relativní rychlostí mezi vozidly,
- přednehodová dynamika,
- geometrie nárazu,
- typ a kategorie vozidel,
- vybavení zádržnými systémy,
- použití zádržných systémů pasažéry
- a mnoho dalších externích podmínek (kontakt pneumatika – vozovka, aktivní odpružení vozidla, typ a tvar karoserie apod.).

V této práci je studován jednoduchý scénář nehody: předozadní náraz s určitými odchylkami vzájemného natočení kolizních partnerů. Předpokládá se, že kategorie vozidel představují podobné vozy střední třídy s typickými parametry výbavy.

3 Popis navrhované metody BDBSA

Dříve, než započne proces samotného řešení, je nejprve nutné vytipovat, jaké potenciálně kolizní situace mohou být pro posuzovaný asistenční systém kritické, ale ten podle jejich scénáře nebyl vyvíjen. Zpravidla se bude jednat o méně pravděpodobné, nikoliv však ojedinělé, situace.

Když jsou tyto situace vybrány, je nutné vytvořit jejich podrobný scénář, časové souslednosti jednotlivých událostí scénáře, a identifikovat parametry, jejichž hodnoty se musí následně určit.

Část těchto parametrů bude mít pevně stanovené hodnoty a nebudou v průběhu citlivostní analýzy variovat (takovým parametrem může být například šířka jízdního pruhu). Druhá část parametrů naopak bude volena jako množina proměnných, jejichž hodnoty budou citlivostní analýzou variovány (zde si lze typicky představit počáteční jízdní rychlost).

Množství takto vybraných proměnných je potřeba volit s rozvahou, protože jejich množství výrazně ovlivní náročnost analýzy a přehlednost jejích výsledků.

Dalším krokem při přípravě scénáře je volba intervalů, v nichž budou proměnné variovat. Zde je vhodné mezní hodnoty volit tak, aby jedna mez představovala buď technické nebo fyzikální omezení (typicky například maximální brzdná síla, nebo maximální výkon motoru) a druhá mez intervalu představovala takovou hodnotu u níž se dá dle expertního odhadu předpokládat, že leží již v bezpečné oblasti a při volbě této hodnoty nehoda nenastane.

Po této volbě zbývá poslední část přípravy popisu scénáře. Tím je rozdělení zvolených intervalů vhodně zvoleným krokem tak, aby byl interval rozdělen dostatečně podrobně a zároveň zbytečně nezvyšoval rozsah analýzy.

Výsledkem výše popisovaného postupu by pak měl být slovní popis řešeného scénáře, volba parametrů pevných a proměnných, volba hodnot, kterých proměnné mohou nabývat (ideálně doplněné o vysvětlení na jakých základech je jejich expertní odhad postaven) a šablona pro zápis výsledků (příklad viz Tab. 3.1)

Tab. 3.1 – Příklad scénářové šablony pro zápis výsledků

Počáteční rychlost 50 km/h		Vzdálenost objektu				Počáteční rychlost 100 km/h		Vzdálenost objektu			
		10 m	40 m	70 m	100 m			10 m	40 m	70 m	100 m
Intenzita brzdění	40 %					Intenzita brzdění	40 %				
	60 %						60 %				
	80 %						80 %				
	100 %						100 %				

3.1 Simulace přednehodového děje

Po stanovení parametrů řešeného scénáře je potřeba provést simulace přednehodového děje, tedy výchozí situace, kterou ADAS řeší, reaguje na ni a zpětnovazebně zasahuje do řízení vozidla. K tomu lze použít kterýkoliv nástroj pro modelování jízdní dynamiky automobilu, jež lze oboustranně propojit (co-simulovat) s řídicím softwarem asistenčního systému, případně i s nástrojem který řídí scénář konkrétního děje (pohyb ostatních účastníků provozu, rušení senzorů apod.), pokud tato funkce není obsažena přímo v prvním zmiňovaném nástroji.

Přehled nejvýznamnějších softwarů, které lze pro tento účel použít je popsán v kapitole 4.1.

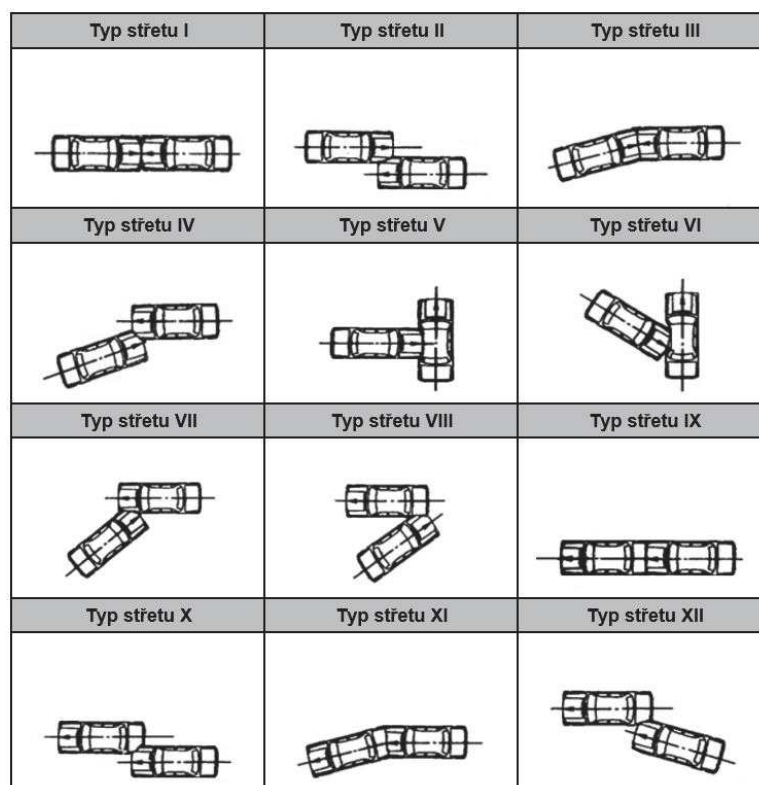
Simulací je pochopitelně nutné provést tolik, kolik existuje kombinací hodnot ve zvolených intervalech jednotlivých parametrů a výstupem těchto analýz by měla být v první řadě informace, zda při konkrétně zvolených parametrech dojde k nehodě, nebo dokáže asistenční systém nehodě zabránit.

Sekundární informací, která je ovšem neméně důležitá, jsou pak počáteční hodnoty parametrů samotné nehody. Mělo by se jednat o hodnoty takových veličin, které jsou podstatné pro vyhodnocení následků kolize.

Šíře počtu takových veličin se může lišit v závislosti na tom, jakým způsobem bude následné hodnocení provedeno a jaké všechny detaily při něm budou zohledněny. Nejpodstatnější veličinou, přítomnou při všech typech hodnocení následků, ovšem budou rychlosti kolidujících automobilů v okamžiku vzájemného dotyku. Mezi další může patřit jejich poloha v prostoru, případně jejich vzájemné otočení, aby bylo možné identifikovat kolizní konfiguraci ve smyslu geometrického uspořádání podle [20] (viz Obr. 3.1).

Dalšími podstatnými veličinami mohou například být:

- zrychlení automobilu,
- úhel natočení kol,
- aktuální skluz kola,
- stav asistenčních systémů,
- stav prvků aktivní bezpečnosti,
- stav prvků integrované bezpečnosti,
- stav prvků pasivní bezpečnosti.



Obr. 3.1 - Typy střetů automobilů

Tyto předávané hodnoty je vhodné vyznačit do šablony pro zaznamenávání výsledků podobně jako v Tab. 3.2.

Tab. 3.2 – Příklad výsledků simulace přednehodového děje

Počáteční rychlost 50 km/h		Vzdálenost objektu			
		10 m	40 m	70 m	100 m
Intenzita brzdění	40 %	v ₁ = 40 km/h v ₂ = 20 km/h	v ₁ = 25 km/h v ₂ = 5 km/h	v ₁ = 15 km/h v ₂ = 0 km/h	v ₁ = 5 km/h v ₂ = 0 km/h
	60 %	v ₁ = 30 km/h v ₂ = 15 km/h	v ₁ = 15 km/h v ₂ = 5 km/h	v ₁ = 5 km/h v ₂ = 0 km/h	
	80 %	v ₁ = 10 km/h v ₂ = 10 km/h	v ₁ = 5 km/h v ₂ = 0 km/h		
	100 %				

3.2 Hodnocení následků

Další fází BDBSA je hodnocení následků (se zaměřením na poranění posádky) podle parametrů nastalého střetu (získaných z předchozí fáze). V této části se navrhaná metoda větví a její uživatel si může v závislosti na svých potřebách vybrat cestu pro něj nejvhodnější.

Všechny tři navrhané způsoby jsou podrobněji popsány v následujících podkapitolách, a proto je na tomto místě uveden pouze jejich stručný přehled:

- 1. Korelační hodnocení** – založené na korelaci mezi nárazovou rychlostí a vzniklými poraněními
- 2. Matematicko-modelové hodnocení** – založené na poměrně jednoduchém matematickém popisu nehodového děje
- 3. Hodnocení konečně-prvkovou simulací** – založené na detailní simulaci nehodového děje

3.2.1 Korelační hodnocení

Závažnost následků nehody je hodnocena na základě metodiky Abbreviated Injury Scale (AIS) [21]. Hodnoty biomechanických kritérií poranění, běžně užívaných při vyhodnocování výsledků nárazových zkoušek, jsou pro většinu odborníků napříč obory naprosto imaginární hodnoty, za kterými si závažnost a druh poranění nedokáží představit. Vypovídají sice o tom, jakému zatížení byl vybraný biologický subsystém vystaven, ale z pohledu traumatologie mají poměrně nízkou informační hodnotu.

Právě AIS je jakýmsi standardizovaným prostředníkem mezi oborově specifickými stupnicemi a hodnotami na stupnici obecně světově známou, uznávanou a snadno pochopitelnou. Tato metodika definuje šestiúrovňovou stupnici poranění (0 až 6),

plus stupeň 9 vyhrazený pro poranění u nichž nelze určit jejich závažnost. Celá stupnice je popsána v Tab. 3.3.

Tab. 3.3 – Stupnice AIS [22]

Závažnost poranění	Stupeň AIS
žádné poranění (no injury)	0
lehké poranění (minor injury)	1
středně těžké poranění (moderate injury)	2
vážné poranění (serious injury)	3
těžké poranění (severe injury)	4
kritické poranění (critical injury)	5
smrtné poranění (fatal injury)	6
neznámé poranění (unknown injury)	9

Úrovně AIS korelují s parametry nárazu a jsou spojeny s kritérii poranění [23]. Základní kritéria poranění použitá při hodnocení bezpečnosti vozidel během schvalovacího testovacího postupu jsou kritéria poranění hlavy, poranění krku, hrudníku, pánve, končetin a mnoho dalších.

Korelace mezi zmíněnými jevy jsou převzaty z dostupných zdrojů [24], [25], [26], [27], [28], [29], [30]. Získané údaje umožňují přijmout korelační vazbu na předem definované podmínky.

Základním nástrojem pro hodnocení závažnosti nárazu je korelační závislost mezi změnou rychlosti při nárazu jako nezávislé proměnné (zkracována jako $\Delta v_{contact}$) a úrovní AIS jako hodnotou funkce (viz Obr. 3.3). Důležitou vlastností je, že tyto odvozené křivky se u různých vozidel liší, a proto zveřejněné vyhodnocení odhadované závažnosti nárazu platí pouze pro konkrétní scénář a definované vozy. Korelační funkce mezi AIS a $\Delta v_{contact}$ jsou inspirovány především [27], [29] a přizpůsobeny poskytnutými experimenty a vlastními počítačovými simulacemi, zejména pro hodnocení nárazu zezadu. Stupeň závažnosti havárie je vyhodnocen jako pravděpodobnost úrovně rizika vzniku poranění úrovně MAIS 2+. Tento postup byl již publikován v [31], [32], ale tato práce přináší další rozšíření této metody. S pravděpodobností vzniku poranění MAIS 2+ se nadále pracuje (postup popsán na následujících řádcích), až do odvození výsledné hodnoty stupně AIS.

Pokud pro řešený scénář není stupnice AIS dostatečně jemná (např. všechny nárazy vykazují závažnost následků v rozmezí dvou stupňů AIS), je vhodné tento výsledek doplnit ještě o specifitější biomechanické kritérium s podrobnější škálou výsledků. Takovým kritériem může být například HIC, NIC, VC, TTI, TI a celá řada dalších.

Vzhledem k tomu, že pro v této práci řešený předozadní náraz je vhodným doplňujícím biomechanickým kritériem HIC, zaslouží si na několika řádcích toto kritérium popsat.

Používá se pro identifikaci vážnosti poranění hlavy a vychází z předpokladu, že pro nejčastější poranění hlavy je kritické působení zrychlení. Neplatí však, že by se dalo říci, že čím větší zrychlení na hlavu působí, tím vážnější zranění vzniknou. Vážnost zranění je závislá i na době působení těchto zrychlení. HIC proto zavádí vztah, který zohledňuje jak velikost zrychlení, tak i dobu jeho působení.

$$HIC = \left\{ (t_2 - t_1) \left[\frac{1}{(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right]^{2,5} \right\}_{max} \quad (1)$$

kde: a..... magnituda podélných zrychlení,

t1..... počátek sledovaného děje,

t2..... konec sledovaného děje.

Za kritickou hodnotu velikosti HIC se běžně udává $HIC = 1000$. Výsledky nárazových zkoušek by neměly tuto hranici překročit. [33]

Odvození určení změny rychlosti při nárazu

Pro určení změny rychlosti při nárazu $\Delta v_{contact}$ s přijatelnou přesností je nutné přijmout zjednodušující předpoklad, že ta část děje, která má na výsledná poranění největší vliv představuje srážku dvou ideálně plastických těles.

Pak můžeme vycházet z jednoduchého vztahu pro zachování hybnosti:

$$m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 = (m_1 + m_2) \cdot v, \quad (2)$$

kde: $m_{1,2}$.. hmotnost prvního, resp. druhého automobilu,

$v_{1,2}$... rychlost prvního, resp. druhého automobilu,

v společná rychlost automobilů po srážce.

Pokud se budeme držet předpokladu, že srážející se automobily jsou k sobě srážkově kompatibilní a mají tedy i stejnou hmotnost, můžeme pak říci, že $m_1 + m_2 = m$. Pak tedy platí, že:

$$m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 = 2m \cdot v. \quad (3)$$

Pokrácením m a dalšími úpravami vztahu získáme rovnici:

$$v = \frac{v_1 + v_2}{2}. \quad (4)$$

Pro změnu rychlosti $\Delta v_{contact}$ platí, že je rozdílem rychlosti před srážkou a po srážce, tedy:

$$\Delta v_{impact} = v_1 - v. \quad (5)$$

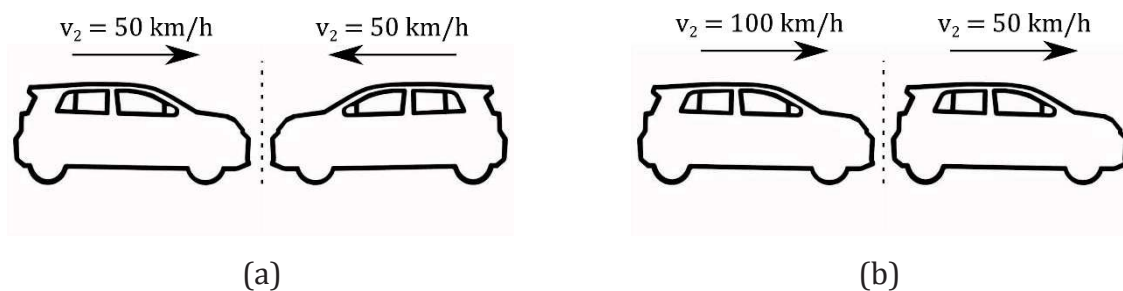
Dosazením v z rovnice (4) pak získáme následující vztah:

$$\Delta v_{impact} = v_1 - \frac{v_1 + v_2}{2}. \quad (6)$$

Dalšími úpravami se dostaneme ke konečné podobě vztahu pro výpočet změny rychlosti v závislosti na počátečních rychlostech vozidel:

$$\Delta v_{impact} = \frac{v_1 - v_2}{2}. \quad (7)$$

Fungování tohoto vzorce lze dokladovat na příkladu čelní srážky dvou vozidel (Obr. 3.2 (a)) a předo-zadní srážky (Obr. 3.2 (b))



Obr. 3.2 - Čelní a předo-zadní srážka vozidel

Pokud dosadíme hodnoty do vztahu (7), potvrdí se nám předpoklad, že změna rychlosti vozidel je rovna 50 km/h:

$$\Delta v_{impact} = \frac{v_1 - v_2}{2} = \frac{50 - (-50)}{2} = 50 \text{ km/h}. \quad (8)$$

Pokud pak stejný výpočet provedeme pro předozadní srážku, získáme $\Delta v_{impact} = 25 \text{ km/h}$

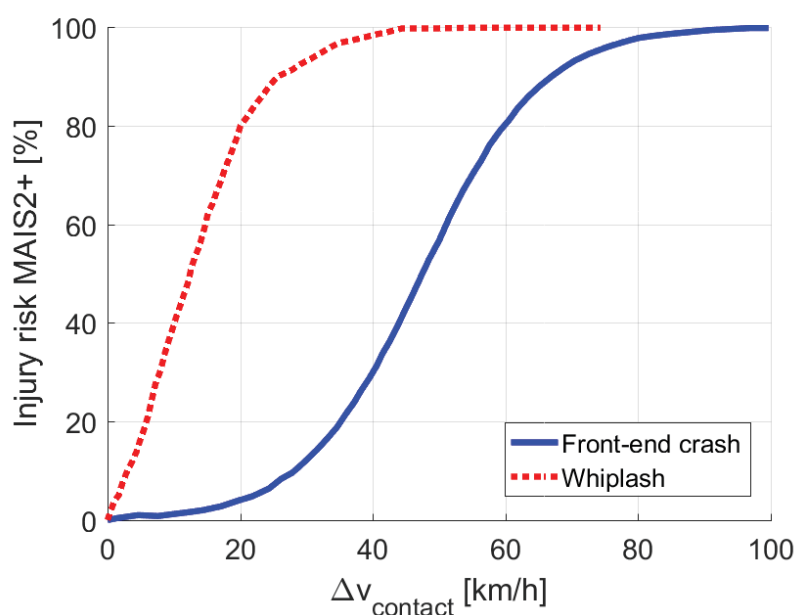
$$\Delta v_{impact} = \frac{v_1 - v_2}{2} = \frac{100 - 50}{2} = 25 \text{ km/h.} \quad (9)$$

Čelní náraz

Závažnost čelního nárazu se hodnotí na základě zveřejněné korelační funkce (modrá křivka Obr. 3.3), tj. dle grafu, který udává pravděpodobnost vzniku poranění úrovně MAIS2+ v závislosti na rychlosti nárazu.

Náraz zezadu

Náraz zezadu, tedy následky pro kolizního partnera, je vyhodnocován podle pravděpodobnosti vzniku whiplash zranění úrovně MAIS2+ na základě korelace dle červené křivky na Obr. 3.3.

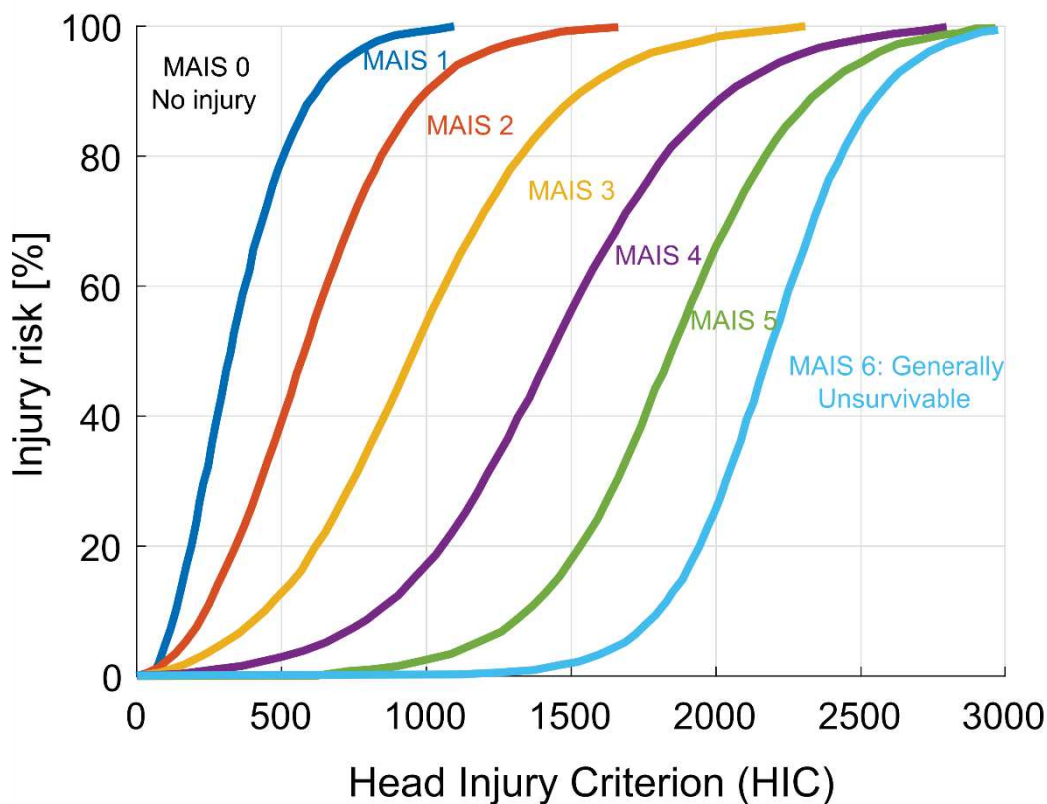


Obr. 3.3 – Korelační křivky rychlosti a MAIS2+ pro čelní náraz a náraz zezadu (syntéza z [27], [29])

Převod pravděpodobnosti MAIS2+ na HIC

Na základě grafu podle [30] (viz Obr. 3.4) jsou získány odpovídající hodnoty kritéria poranění hlavy HIC podle vypočítané úrovně pravděpodobnosti zranění MAIS2+ pro konkrétní scénář nehody (z Obr. 3.3). Na Obr. 3.3 je uvedeno riziko poškození pro MAIS2 a větší, zatímco na Obr. 3.4 je vykresleno HIC v závislosti na riziku poranění

MAIS2. Nicméně riziko poranění MAIS2+ je zpravidla pokryto zraněními úrovně MAIS2. Tyto dvě křivky pro MAIS2+ a MAIS2 tedy můžeme kombinovat.



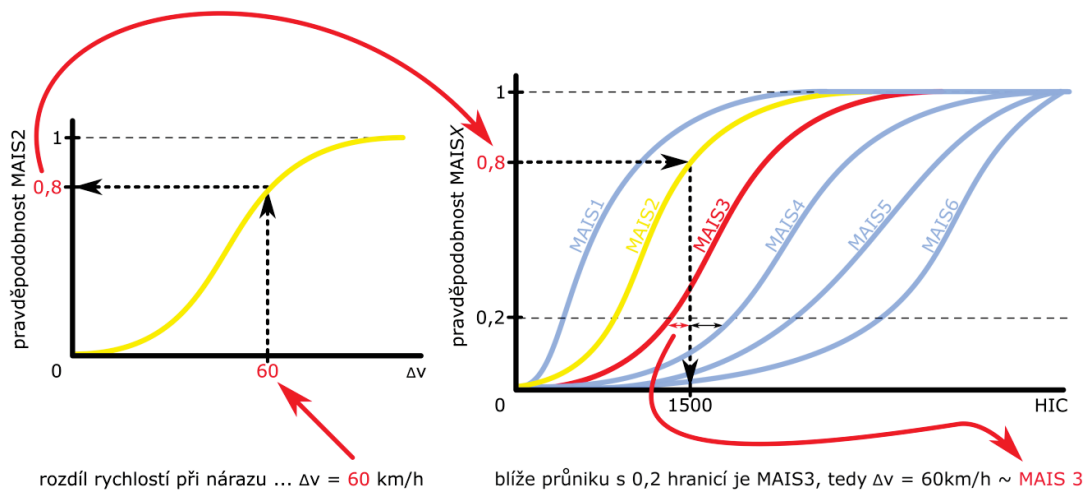
Obr. 3.4 – Korelační křivky HIC a pravděpodobností MAISx [30]

Převod HIC na nejpravděpodobnější MAIS

Stejný diagram (Obr. 3.4) se použije k převodu hodnoty HIC na riziko poranění pro různé úrovně MAIS. Úroveň MAIS pro danou hodnotu HIC se získá najitím příslušné křivky, která je pro tuto hodnotu HIC nejbližší 20% pravděpodobnosti, což je v biomechanice často používaná prahová hodnota pro přijatelnost rizika.

Pro lepší názornost celého procesu necht' je uveden konkrétní příklad: Rychlost nárazu $\Delta v = 60$ km/h, se nachází na ose x grafu pravděpodobnosti vzniku poranění MAIS2+ v závislosti na nárazové rychlosti. Díky pravděpodobnostní funkci lze zjistit odpovídající riziko poranění MAIS2+. V tomto případě je $p = 0,8$. Tuto hodnotu lze pak nalézt na ose y grafu, který vyjadřuje závislost pravděpodobnosti rizika všech úrovní MAIS na HIC. Nejprve se k nalezení odpovídajícího HIC použije křivka pro MAIS2. V našem případě je to $HIC = 1500$. V tomto okamžiku je nutné najít průsečík úrovně $HIC = 1500$ a úrovně pravděpodobnosti $0,2 (=20\%)$, tedy předem stanovené

mezní hodnoty. V posledním kroku pak rozhodneme, která úroveň MAIS je nejbližší k průsečíku právě na úrovni 0,2. V našem případě je to MAIS3.



Obr. 3.5 – Schéma korelačního postupu

Nevýhodou předložené metody je to, že MAIS se odvozuje od 3 nezávažnějších poranění a předložená metoda vyhodnocuje pouze HIC. Proto předkládaná metoda zahrnuje implicitní předpoklad, že poranění hlavy je pro všechny případy srážky nejzávažnějším zraněním, které cestující utrpěli. Vzhledem k typu srážky (čelní náraz a náraz zezadu) je však možné tento předpoklad přijmout. Například [34] uvádí, že při čelním nárazu je celých 80 % fatálních následků způsobeno právě poraněními hlavy.

Klady a limity

Výhodou této metody je, že při jejím tabulkovém zpracování a znalosti nárazových rychlostí je její použití už velice snadné a rychlé, prakticky bez jakýchkoliv nároků na výpočetní výkon nebo výpočetní čas.

Další výhodou může být skutečnost, že vychází ze statistických dat reálného světa, a tedy výsledky nejsou zkresleny optimalizací prvků pasivní (i aktivní) bezpečnosti na standardizované nárazové zkoušky.

Původ korelačních křivek je však dvojsečný a může být zároveň limitem této metody. Míchá totiž do jednoho nehodového scénáře data z nehod automobilů s různou úrovní bezpečnosti, s různými kolizními partnery, s mírně rozdílnou konfigurací střetu (ve smyslu Obr. 3.1).

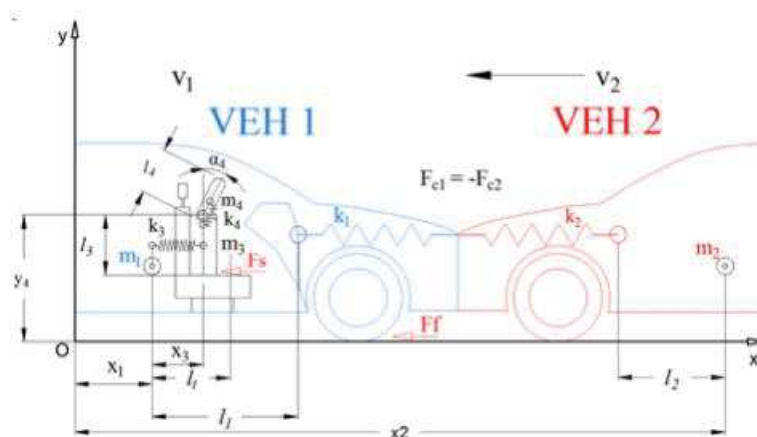
Vyjmenované proměnné ovšem na principu statistického Zákona velkých čísel zároveň přispívají k robustnosti této metody a k vhodnosti jejího použití i v případech, kdy právě tyto proměnné mírně variují – např. se lehce liší nárazový úhel.

Pochopitelně zmíněná variace musí být v určitých mezích. Lze totiž předpokládat, že pokud se například přesah mezi srážejícími vozidly změní z předpokládaného plného přesahu na 50%, výsledná poranění se budou od reality již značně lišit.

3.2.2 Matematicko-modelové hodnocení

Pro hodnocení následků kolize je možné využít i zjednodušený matematický model nárazu automobilů. Pro využití této cesty je však nutné znát běžné charakteristiky hodnoceného vozidla (a ideálně i kolizního partnera), doplněné o jeho deformační charakteristiky a vlastnosti bezpečnostních systémů (především zádržných).

Takové modely již existují a jsou zpravidla založeny na zachování kinetické energie a její přeměně v energii deformační. Jako příklad takových modelů pro čelní srážku lze uvést [34], [35] nebo [36].



Obr. 3.1 – Schéma přístupu k matematickému modelu čelního nárazu [34]

Klady a limity

Tento přístup je velmi zajímavý poměrem náročnost výpočtu / přesnost výsledků, ale zároveň je obtížné zaručit, že výsledky konkrétního modelu budou dostatečně přesné i při malých změnách konfigurací nárazu. Pokud například model [27] uvažuje, že se nehodový děj odehrává čistě rovinně, lze předpokládat, že v případě,

kdy k nárazu dojde s přesahem, a kolizní partneři se kolem sebe roztočí, nebudou výsledky takového modelu vůbec validní.

Oproti korelačnímu postupu, navrhovanému v kapitole 3.2.1, nelze tedy u této metody předpokládat vhodnost při variabilitě parametrů kolizního scénáře.

Na druhou stranu, při znalosti parametrů řešeného vozidla a kolizního partnera je u této metody možné přizpůsobit ji přímo konkrétnímu řešenému automobilu. Z tohoto pohledu by tento postup mohl být vhodný především pro výrobce automobilů.

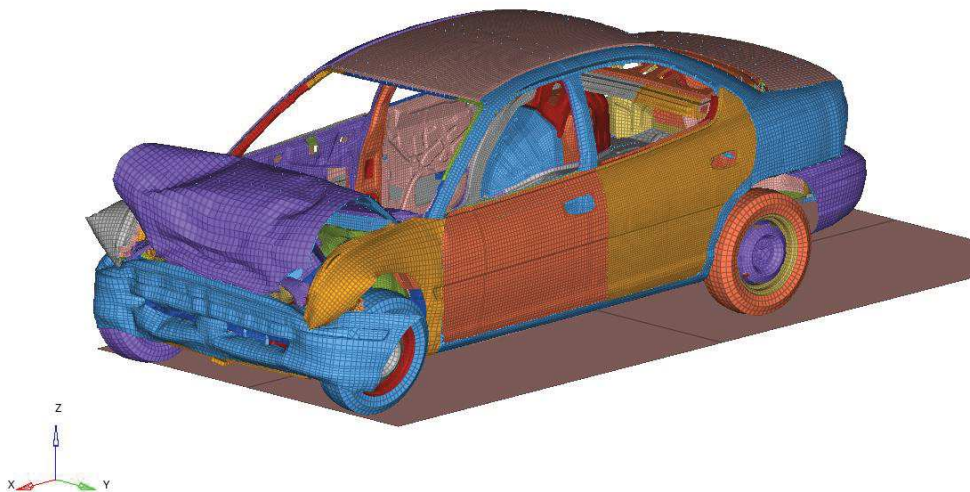
3.2.3 Hodnocení konečně-prvkovou simulací

Modelování a simulace metodou konečných prvků je nejběžnějším způsobem počítačových simulací nárazových zkoušek automobilů. Při vývoji pasivní bezpečnosti automobilů umožňuje detailní ověřování fungování jednotlivých prvků pasivní bezpečnosti bez nutnosti opakované destrukční zkoušky, která je pochopitelně drahá.

Tento způsob modelování vychází ze sestavení modelů jednotlivých částí vozu, jejich validace na základě několika málo destrukčních zkoušek, a nakonec vytvoření sestavy všech těchto subsystémů do jednoho celku – kompletního automobilu a provádění virtuálních zkoušek s ním.

Při následných virtuálních crash testech je vozidlo zpravidla osazeno figurínou osazenou virtuálními senzory různých fyzikálních veličin, jež jsou při vyhodnocování výsledků využity pro výpočty hodnot biomechanických kritérií poranění. Jako figuríny jsou využívány buď konečně-prvkové modely standardizovaných v reálném světě používaných figurín (Hybrid III Family, SID, BioSID, BioRID, THOR...), nebo přímo modely lidského těla. Jejich vývoj je výrazně náročnější a je předmětem výzkumu mnoha vědeckých skupin [37–39] (a celá řada dalších). Tyto modely mají nabízet a zpravidla nabízejí větší přesnost následků poranění lidských tkání než samotné modely figurín, které slouží především ke korelaci s měřením na standardizovaných figurínách a výsledkům standardizovaných zkoušek se všemi výhodami a nevýhodami tohoto řešení.

Při vhodně vytvořeném modelu lze jako vstupní okrajové podmínky zadat prakticky libovolné parametry vzešlé ze simulace kolizního scénáře



Obr. 3.6 – Konečně-prvkový model pro simulaci nárazu

Klady a limity

Vyhodnocení následků nehody tímto způsobem je ze všech navrhovaných metod jednoznačně nejpřesnější, ale zároveň nejnáročnější na zpracování. A to jak z pohledu časových zdrojů, výpočetních zdrojů, tak i z pohledu lidských zdrojů. Vytvoření dostatečně kvalitního konečně-prvkového modelu pro simulaci nárazu automobilu tak, aby hodnověrně simuloval chování reálného vozidla, vyžaduje práci důkladně zaškoleného odborníka – výpočtáře.

V případě použití této metody výrobci automobilů by nemělo být sestavení takového modelu výraznou překážkou. Automobiloví výrobci tyto modely již běžně sestavují z důvodu simulací homologačních, zákaznických a jiných nárazových zkoušek, a mohli by tedy takový model rovnou použít. V případě využití této metody například soudními znalci, znamenalo by to pro ně vytvoření celého modelu prakticky od nuly, což je v praxi neúměrný požadavek na jejich práci. Ti by měli použít spíše postup popsáný v kapitole 3.2.1.

Obrovskou výhodou tohoto přístupu je jeho adaptivita na libovolnou variaci kolizního scénáře. Velká přesnost výsledků je u dobrého výpočetního modelu zajištěna pro prakticky jakoukoliv kolizní konfiguraci.

3.3 Výsledky hodnocení následků

Po použití kterékoliv z představovaných metod hodnocení následků zbývá ještě získané výsledky prezentovat ve formě výsledkové matice, opět založené na šabloně pro zápis výsledků. Její příklad je představen jako Tab. 3.4.

Samotné hodnoty AIS, případně MAIS je vhodné doplnit ještě o podmíněné formátování podbarvení jednotlivých buněk tabulky, což napomáhá rychlé orientaci ve výsledcích a snadnějšímu porovnávání bezpečnosti více asistenčních systémů, nebo více řídicích strategií pro stejný asistenční systém.

Jak bylo zmíněno již v kapitole 3.2.1, pokud by výsledné stupně AIS nebyly dostatečně široké, je možné výslednou tabulku doplnit ještě o hodnoty biomechanického kritéria poranění a podmíněné formátování přizpůsobit jemu. Tím se škála hodnocení zjemní a nabídne více detailů.

Tab. 3.4 - Příklad prezentování výsledků analýzy

Počáteční rychlost 50 km/h		Vzdálenost objektu			
		10 m	40 m	70 m	100 m
Intenzita brzdění	40 %	5	4	2	1
	60 %	3	3	1	0
	80 %	1	2	0	0
	100 %	0	0	0	0

4 Ukázka použití metodiky na příkladu

Aby byla předkládaná metodika hodnocení ADAS ověřena a zároveň pro čtenáře snáze pochopitelná, byla aplikována na konkrétní příklad scénáře, který testuje schopnosti adaptivního tempomatu se schopností převzít v krizových situacích kontrolu nad volantem.

Než bylo možné se do zpracování příkladu pustit, bylo nejprve nutné vybrat vhodný softwarový nástroj, ve kterém je možné celou úlohu zpracovat.

4.1 Rešerše softwaru

Tato podkapitola popisuje několik nejvýznamnějších softwarových nástrojů, které byly před zahájením ukázkového řešení brány v potaz, jako potenciálně vhodné. Jedná se především o nástroje pro zkoumání jízdní dynamiky automobilů, jejich interakci s okolím, a pro návrh řídicího systému, který bude do řízení vozidla v průběhu simulací aktivně zasahovat a reagovat na nastalé situace principem zpětné vazby.

Pro spojení těchto tří fenoménů je nutné využít buď jeden softwarový nástroj, který by všechny pokrýval, nebo sadu interně kompatibilních nástrojů od jednoho výrobce, nebo nástroje, které podporují FMI.

Functional Mock-up Interface (FMI) je nezávislý standard pro snadnou výměnu a kompatibilitu modelů určených pro co-simulaci. Softwary, které tímto standardem disponují, mohou v simulacích využít pomoci dalších nástrojů, které se na danou problematiku specializují více, a tím mohou ušetřit spoustu času a práce, která by musela být věnována rozšíření modelu o další (fyzikální) popis, případně by taková simulace nebyla vůbec možná.

Popisované softwarové nástroje jsou seřazeny abecedně.

4.1.1 CarMaker

Jedná se o software společnosti IPG Automotive. Zaměřuje se na virtuální jízdní zkoušky vozidel. Je vyvinut tak, že v něm lze simulovat osobní a lehké užitkové vozy. Pro motocykly nebo nákladní automobily je pak potřeba využít jeho klony MotorcycleMaker, potažmo TruckMaker. [40]

Výhodou je, že simulace probíhá v reálném čase a lze do ní tedy zasahovat i lidským prvkem. Umožňuje to i testování metodou ViL (Vehicle in the Loop). [40]

CarMaker disponuje i rozhraním FMI, a lze ho tedy případně kombinovat i s dalšími simulačními softwary. Kromě modelu samotného vozidla lze modelovat i okolní prostředí, řidiče a ostatní účastníky provozu. [40]

4.1.2 CarSim

Patrně nejznámější nástroj pro simulaci jízdní dynamiky. Jeho proslulost vychází patrně z dlouhé tradice, jejíž kořeny sahají až do 60. let 20. století, kdy se na University of Michigan Transportation Research Institute začala zkoumat jízdní dynamika vozidel a jeden z výzkumníků (Dr. Sayers) pak v 80. letech vytvořil první generátor kódu, který byl předchůdcem CarSim. V současnosti ho údajně využívá 7 z 10 největších výrobců automobilů na světě.[41]

Podobně jako CarMaker popsány v kapitole 4.1.1, i CarSim nabízí simulaci pouze pro osobní a lehké užitkové automobily, a pro ostatní silniční prostředky je potřeba pracovat v příslušném klonu tohoto nástroje (BikeSim, TruckSim).[41]

Z pohledu metody softwarového testování umožňuje SiL, MiL, HiL, DiL, čímž pokrývá všechny používané metody. Podporuje simulaci senzorů pro V2V a ADAS, která je pro řešení mého zadání důležitá. Umožňuje vytvářet okolní prostředí, okolní provoz a umožňuje pomocí co-simulace ovládat i více vozidel najednou. I toho by autor s výhodou využil.[41]

Z pohledu co-simulace pak nabízí rozhraní pro Matlab, Simulink, LabView, ETAS ASCET a FMI. Případně lze simulaci rozšířit o vlastní (řídící) program v jazyce C/C++.[42]

4.1.3 DYNA4

Jedná se o modulární simulační software od společnosti TESIS. Zaměřuje se na vývoj produktů v automobilovém průmyslu. Nabízí podporu pro Model-Based Design, různé druhy simulací a testování, parametrické optimalizace a analýzu výsledků. Jednotlivé moduly pak zajišťují vývoj pohonu a management energií (v případě hybridního a elektrického pohonu), návrh motoru a ovládání, zjišťování jízdních vlastností a zkoušení jízdních testů, vývoj asistenčních systémů, a dalších částí.[43]

4.1.4 HyperWorks a solidThinking

Balík simulačních nástrojů HyperWorks od společnosti Altair slouží k simulaci celé řady fyzikálních fenoménů. Z celého balíku jsou pro řešenou problematiku relevantní nástroje sloužící k analýze MBD – MotionView (preprocessing), MotionSolve (solver) a HyperWorks Desktop (postprocessing).

Se stejnou licencí, se kterou má uživatel přístup k nástrojům HyperWorks, má zároveň přístup k nástrojům solidThinking. Ty slouží jako softwarová podpora pro celý vývojový proces Model-Based Design. Z této řady nástrojů jsou pro zadání relevantní nástroje Compose a Activate. První z nich slouží pro skriptování a matematické modelování v řádkovém kódu. Ve druhém může uživatel díky grafickému programování vytvářet 1-D modely dynamických systémů. Tyto nástroje se dají přirovnat k známějším nástrojům Matlab a Simulink (kapitola 4.1.6). Podstatné je, že Activate nabízí podporu FMI a zároveň přímý interface pro co-simulaci s MotionSolve.

Důležité je ještě zmínit, že díky Altair Partner Alliance je možné se stále stejnou licencí za určitých podmínek využívat i programy z partnerského programu, do kterého patří i výše zmíněný CarSim. [44]

4.1.5 LMS Virtual.Lab Driving Dynamic

Tento nástroj společnosti Siemens je součástí širší sady nástrojů LMS Virtual.Lab, která se zabývá FEA a simulacemi multi-body systémů. Modul Driving Dynamic poskytuje prostředí pro snadnou simulaci jízdních testů. Umožňuje snadnou úpravu parametrických údajů i změnu konceptu (změnu zavěšení kol). Zároveň je možné libovolně měnit detailnost simulace jednotlivých částí modelu od ideálně tuhých těles až po nelineární pevnostní analýzu. Model je možné doplnit i o aktivní prvky a co-simulací i o 1D model. [45]

4.1.6 MathWorks Matlab a Simulink

Nástroje Matlab a Simulink jsou v technickém akademickém prostředí velice dobře známy a netřeba je nějak podrobně představovat. Matlab je jednak vývojové prostředí, které slouží pro skriptování a pro matematickou analýzu, a jednak jazyk, kterým se v tomto prostředí skriptuje. Původně tento nástroj sloužil především k

matematickým účelům, ale s vývojem se postupně masivně rozrostl o nové funkce a zásuvné moduly, díky čemuž má velmi široké praktické využití napříč obory. [46]

K disertační práci by byl užitečný především jeho zásuvný modul Simulink, který slouží k modelování dynamických systémů. Programování v něm je tzv. grafické, tedy uživatel vytváří diagram vzájemně logicky propojených funkčních bloků. Důležité je, že Simulink je kompatibilní s FMI a zároveň se jedná o natolik rozšířený nástroj, že spousta jiných nástrojů má pro co-simulaci s ním přímo speciální interface.[47]

4.1.7 MSC Software

MSC Software je společnost nabízející balík nástrojů, který lze využít k simulacím nejrůznějších fenoménů od proudění kapalin po únavové lomy. Balík nástrojů je známý hlavně díky nástroji Adams, který je proslulý především svými schopnostmi v oblasti dynamiky těles (MBD). [48]

Jeho modul Adams Car je určený pro návrh a testování automobilů vzhledem k jejich jízdním vlastnostem. S ním lze snadno analyzovat chování zavěšení kol a ovladatelnost, lze do vozidla integrovat řídicí systémy, importovat vlastní geometrii vozidla, přesně definovat vlastnosti mechanických kloubů, pohonů a řízení, a mnoho dalších věcí. [48]

Tento nástroj by se pro mohl stát užitečným ve chvíli, kdy bych ho zkombinoval s dalším softwarem od MSC, s Virtual Test Drive. VTD je sada nástrojů pro tvorbu, konfiguraci, prezentaci a vyhodnocování virtuálních prostředí v rámci nejenom silničních simulací. Používá se mimo jiné pro vývoj automatizovaných pohonných systémů. Pokrývá celý rozsah od vytváření 3D obsahu až po simulaci složitých scénářů a nakonec i simulaci senzorů. Používá se v aplikacích SiL, DiL, ViL a HiL. [49]

4.1.8 Závěr řešerše

Na základě průzkumu možností jednotlivých softwarů, vlastní zkušenosti z předchozí práce s některými z nich a přístupu k licencím těchto nástrojů bylo rozhodnuto využít pro tuto práci kombinaci několika nástrojů, ale všech od jednoho výrobce – od společnosti Altair. Pro vývoj řídicího systému je použit solidThinking Activate, pro simulaci jízdní dynamiky vozidla a získávání dat ze senzorů preprocessor MotionView, solver MotionSolve a postprocessor HyperWorks

Desktop. Touto volbou byla zároveň vyřešena i volba nástroje pro navazující vyhodnocení následků nehody pomocí konečně-prvkového explicitního řešiče. Pro tuto část hodnocení je vhodný solver Radioss, který je součástí stejného licenčního systému.

4.2 Definice kolizního scénáře

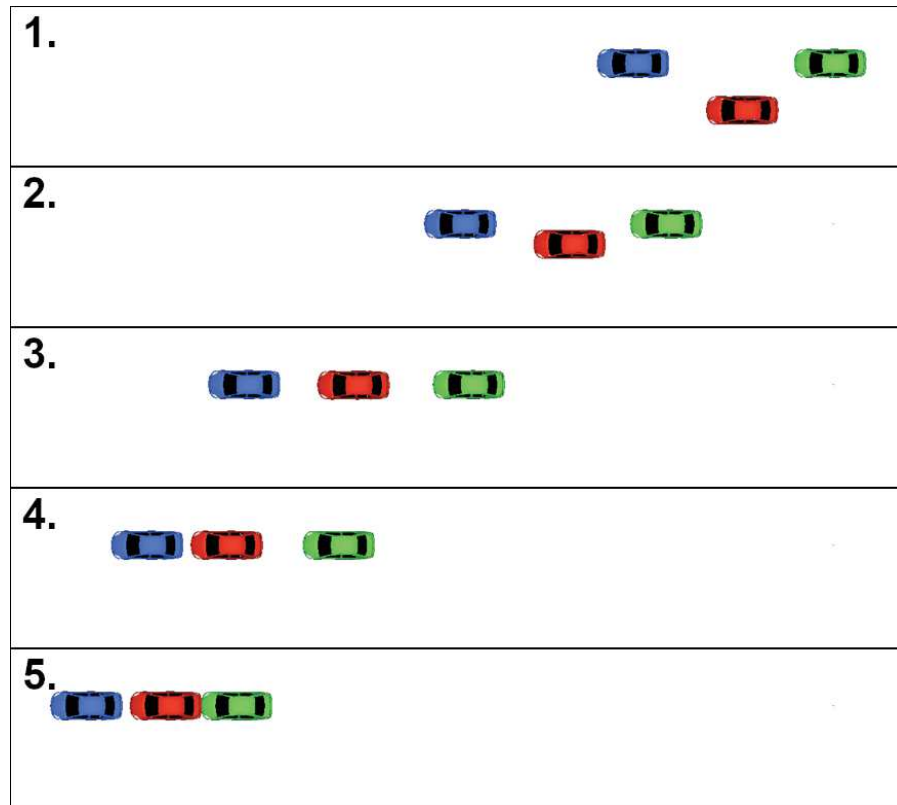
Pro posouzení vhodnosti navrhované metodiky je nutné vybrat scénář kolizního děje, na kterém bude ADAS posuzován. Takových kolizních scénářů může být celá řada, prakticky nekonečné množství a pro každý typ ADAS budou relevantní jiné scénáře. Pro v této práci uvažovaný ADAS úzce propojený na adaptivním tempomatem, se scénářů nabízí několik.

Pro scénář, který byl nakonec zvolen, lze uvažovat následující předlohu:

Po dvoupruhové silnici se v pravém pruhu konstantní rychlostí pohybuje souvislý dopravní proud. V levém jízdním pruhu je dopravní intenzita nižší a rychlost tohoto dopravního proudu je vyšší. V jednom místě se však provoz v levém dopravním pruhu začne relativně prudce zpomalovat a vzniká vlna brzdného zpomalení. Může být způsobena leknutím jednoho z řidičů, potřebou jednoho z řidičů se zařadit do pravého jízdního pruhu, případně ho křížit, aby mohl využít odbočovacího pruhu. Dalšími důvody může být dosažení místa zúžení komunikace a svádění dvou jízdních pruhů do jednoho, havárie v levém jízdním pruhu a další. Na toto zpomalení a vzniklou vlnu brzdného zpomalení musejí brzděním reagovat další řidiči. V případě, že řidič v levém jízdním pruhu nedodržel bezpečnou vzdálenost od před ním jedoucího vozidla, může mít se zvládnutím takové situace problémy. Může nabýt dojmu, ať už objektivního nebo nesprávného subjektivního, že za před ním jedoucím vozidlem nestihne dobrzdit a začne hledat tzv. únikovou cestu. Tou se může stát mezera mezi vozidly v pravém jízdním pruhu, doposud fungující jako dostatečná vzdálenost bezpečnostního odstupu mezi vozidly. Tím, že do této mezery náhle vjede další vozidlo, odstup se výrazně zkrátí a v případě, že následně začne zpomalovat i proud v pravém jízdním pruhu, může být tato vzdálenost již nedostatečná a dojít ke kolizi.

Obdobná situace může nastat i v případě, kdy se řidič z levého jízdního pruhu rozhodne zařadit do pruhu pravého, ale kvůli mrtvému úhlu zpětného zrcátka,

případně své nepozornosti, přehlédne automobil vpravo vzadu od svého vozidla. Výsledek takového manévru je stejný jako u výše jmenovaného.



Obr. 4.1 – Schéma uvažovaného kolizního scénáře

Tato poměrně jednoduchá situace může mít celou řadu časových sousledností dílčích pohybů. Při volbě scénáře bylo vycházeno z následujících variant:

- 1) Vedoucí vozidlo (modře) jede rychlostí v_0 , následované v odstupu o_{x0} ego vozidlem (zeleně) se stejnou rychlostí. **Vedoucí vozidlo začne zpomalovat a zároveň se do mezery mezi vedoucí a ego vozidlo řadí agresivní vozidlo (červeně) kopírující rychlost vedoucího.**
- 2) Vedoucí vozidlo (modře) jede rychlostí v_0 , následované v odstupu o_{x0} ego vozidlem (zeleně) se stejnou rychlostí. **Vedoucí vozidlo začne zpomalovat a zároveň se do mezery mezi vedoucí a ego vozidlo řadí agresivní vozidlo dobrzd'ující z vyšší rychlosti na rychlost vedoucího.**
- 3) Vedoucí vozidlo (modře) jede rychlostí v_0 , následované v odstupu o_{x0} ego vozidlem (zeleně) se stejnou rychlostí. **Agresivní vozidlo se zařadí do mezery mezi vedoucí a ego vozidlo a vedoucí vozidlo začne hned nato zpomalovat na což agresivní reaguje kopírováním rychlosti**

- 4) Vedoucí vozidlo (modře) jede rychlostí v_0 , následované v odstupu o_{x0} ego vozidlem (zeleně) se stejnou rychlostí. **Agresivní vozidlo se zařazuje mezi vedoucí a ego vozidlo a v polovině zařazování začne vedoucí zpomalovat, na což agresivní reaguje kopírováním rychlosti a nepřerušeným dokončením zařazování se.**

Časová souslednost č. 4 byla nakonec vyhodnocena pro účely testování metodiky jako nejvhodnější. Je dostatečně variabilní, potenciálně představuje více kolizních konfigurací (postavení kolizních partnerů vůči sobě) a přitom dostatečně reflektuje dění v reálném světě.

4.2.1 Konfigurace dopravní situace

Pro pochopitelný popis všech parametrů nastavené dopravní situace je nejprve nutné definovat globální souřadný systém. Necht' rovina XY je rovnoběžná se zemí a osa Z směřuje vzhůru. Osa X necht' je pak shodná s osou pravého jízdního pruhu a směřuje proti směru jízdy. Osa Y necht' je na osu X pochopitelně kolmou a směřuje ve směru z levého jízdního pruhu do pravého.

Těžiště ego vozidla necht' je na počátku děje umístěno tak, aby střed globálního souřadného systému ležel před čelem ego vozidla. Bude tedy umístěn na souřadnici [2635, 0, 1250], což vychází z geometrie automobilu, která bude popsána v kapitole 4.3.1 MBD model ego vozidla.

Pro definici vzdálenosti mezi dvěma za sebou jedoucími vozidly pracujme s tzv. bezpečným odstupem. Ten se osvětových příručkách pro řidiče [50–52] udává jako časový rozestup, který by neměl být nižší než 2 s. V praxi se však běžně setkáváme s výrazným nedodržováním tohoto rozestupu. Podle [53] z měření na českých silnicích vyplývá, že většina řidičů udržuje odstup za před ním jedoucím vozidlem 1-2 s. [54] pak měřením zjistil, že průměrný bezpečnostní odstup pro pravý jízdní pruh se pohybuje kolem 1,3 s. Pracujme tedy v uvažovaném případě s předpokladem průměrné dopravní situace a tím, že ego vozidlo bude následovat vedoucí vozidlo s odstupem $t_{rozestup} = 1.3$ s, Těžiště vedoucího vozidla necht' se tedy

nachází ve vzdálenosti, která tomuto časovému rozestupu odpovídá. Bezpečný odstup jako vzdálenost $s_{rozestup}$ získáme z jednoduché rovnice (10).

$$s_{rozestup} = v_0 \cdot t_{rozestup} \quad (10)$$

kde: v_0 ... rychlost následujících se vozidel.

Souřadnice vedoucího vozidla na počátku nehodového děje budou $[2635-v_0, 0, 1250]$, kde souřadnice Z opět vychází z geometrie vozidla.

Agresivní vozidlo se na počátku děje nachází v levém jízdním pruhu. Šířku jízdních pruhů udávají technické normy ČSN 73 6110 Projektování místních komunikací a ČSN 73 6101 Projektování silnic a dálnic [55] a ta pak odpovídá typu a návrhovým požadavkům dané místní komunikace, silnice nebo dálnice. V tomto případě budeme však uvažovat šířku jízdního pruhu spíše užší, a to 3,00 m. Agresivní vozidlo zároveň umístíme do poloviny bezpečnostního odstupů, čímž získáme výchozí souřadnice jeho těžiště $[2635-\frac{1}{2}v_0, -3000, 1250]$.

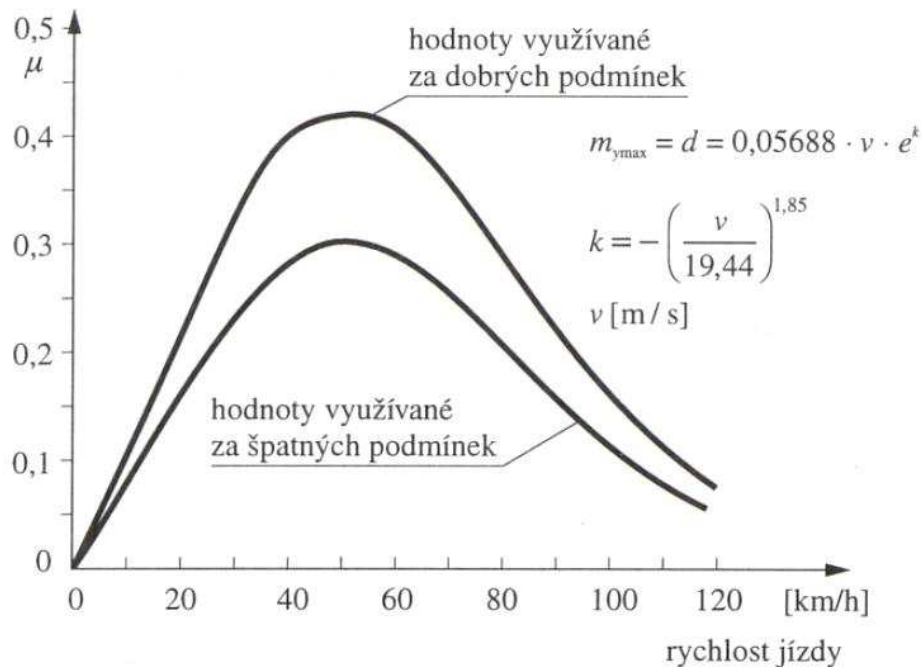
Po definici výchozí situace, je potřeba definovat ještě časově závislé parametry scénáře. Začneme přesunem agresivního vozidla z pruhu do pruhu. Tento manévr bude zahájen v čase t_0 a okamžik ukončení tohoto manévru označme jako $t_{zaražení}$. Doba trvání tohoto manévru nechť je značena $t_{přesun}$.

Správná volba doby přemístění agresivního vozidla z levého pruhu do pravého, je patrně nejobtížnějším krokem při dosazování hodnot do parametrů scénáře. Ač se to zprvu může zdát jako banální záležitost, která je z jedné strany limitována jen adhezí pneumatik, a z druhé strany nekonečně dlouhým časem, není tomu tak. Jak ukazují práce především prof. Alberta Bradáče a jeho syna dr. Alberta Bradáče [56], [57], ale i další [58], tak extrémně rychlého přemístění mezi jízdními pruhy, aby bylo dosaženo hranice adheze pneumatik, nelze v praxi téměř dosáhnout.

Tato horní mez je ovlivněna především zkušenostmi, agresivitou a s ní souvisejícím strachem řidiče, což jsou vlastnosti, které jsou v maximální míře individuální. Z provedených měření vyplývá, že při běžné jízdě v provozu není při změně jízdních pruhů dosahováno příčného zrychlení ani o takové hodnotě, aby bylo měřitelné – je nižší, než jaké je zrychlení způsobené chvěním karoserie.

Při měřeních na zkušebních polygonech, kde se řidič nemusí obávat následků svého jednání, a mohou se tak simulovat manévry agresivních řidičů, bylo zjištěno, že

psychologická hranice a řídičské schopnosti člověka umožní využití adheze μ na maximálně 0,45 při rychlosti 50 km/h. Při vyšší i nižší rychlosti tato hodnota klesá, jak je znát z Obr. 4.2.



Obr. 4.2 – Využívání součinitele adheze pro jízdu obloukem při bezpečné jízdě [56]

Pro výpočet času potřebného pro přemístění mezi dvěma pruhy lze využít v soudním znalectví využívaného Kovaříkova vzorce v Bradáčově úpravě (11)

$$t_{\text{přesun}} = \sqrt{\frac{4 \cdot y}{g \cdot m_y}} \quad (11)$$

Dosazením gravitační konstanty je pak teoretická nejkratší doba, za kterou lze příčné přemístění dvěma kruhovými oblouky bez do směru rovnoběžného s původním provést, rovna:

$$t_{\text{přesun}} = 2 \sqrt{\frac{y}{a_y}} = 0,64 \sqrt{\frac{y}{\mu_y}} \quad (12)$$

Pro praktickou situaci, kdy jsou oblouky uvedeny a zakončeny přechodnicemi pak platí:

$$t_{přesun} = 3,13 \sqrt{\frac{y}{a_y}} = 1,00 \sqrt{\frac{y}{\mu_y}}, \quad (13)$$

kde: $t_{přesun}$ minimální doba potřebná na přemístění,
 y příčná vzdálenost přemístění (šířka jízdního pruhu),
 a_y maximální příčné zrychlení,
 μ_y součinitel adheze.

Pokud výše uvedené hodnoty využití adheze jsou odvozeny pro bezpečnou jízdu, předpokládejme, že v případě nebezpečného manévru agresivního řidiče budou tyto hodnoty výrazně vyšší, ale stále s určitou rezervou k plnému využití adheze.

Předpokládejme proto pro všechny výchozí rychlosti $\mu = 0,8$. V takovém případě po dosažení do (13) získáme minimální dobu potřebnou pro změnu jízdního pruhu:

$$t_{přesun} = \sqrt{\frac{y}{\mu_y}} = \sqrt{\frac{3,00}{0,8}} = 1,94 \text{ s} \quad (14)$$

Určeme tedy čas potřebný na přemístění z pruhu do pruhu jako $t_{přesun} = 1,9$ s.

Vedoucí vozidlo necht' začne zpomalovat v polovině zařazování se agresivního vozidla, tedy v čase $t_{zařazení}/2$. Zpomalení vedoucího vozidla necht' je definováno jako jeho záporné zrychlení $a_{vedoucí}$. Po dosažení požadované rychlosti $v_{požadovaná}$ necht' je zpomalení opět $a_{vedoucí} = 0 \text{ ms}^{-2}$ stejně, jako na počátku scénáře.

Na změny rychlosti vedoucího vozidla musí reagovat agresivní vozidlo. Je přirozené, že nemůže reagovat okamžitě, ale se zpožděním. Toto zpoždění se nazývá reakční doba. Pro její určení vycházejme z poznatků neurologie a psychologie řidiče.

[59], [60], [61] se s drobnými rozdíly shodují na tom, že reakční doba řidiče při vizuálním podnětu a pro stlačení brzdového pedálu se běžně pohybuje mezi 0,35 a 1,5 s v závislosti na soustředění a schopnostech řidiče. Předpokládejme, že řidič je při agresivním manévru soustředěn v maximální možné míře a že se jedná o průměrného jedince. Ze zmíněných výzkumů pak vyplývá, že v takovém případě by reakční doba mohla odpovídat $t_{reakce} = 0,4$ s.

Agresivní vozidlo tedy začne decelerovat stejnou intenzitou jako vedoucí vozidlo $a_{agresivni} = a_{vedoucí}$ v čase $(t_{zařazení}/2) + t_{reakce}$ a jeho deceleraci bude kopírovat až do skončení celého děje nebo do okamžiku kolize s ego vozidlem.

4.2.2 Proměnné

Dle navržené metodiky je pro již zvolený scénář a zvolenou konfiguraci dopravní situace nutné zvolit ještě situační proměnné. Ty určí podobu prostoru experimentu.

Za vhodné se pro zvolený scénář jeví zvolit 3 proměnné:

- Výchozí rychlost (u všech vozidel je stejná)
- Doba trvání přemístění agresivního vozidla z pruhu do pruhu
- Velikost decelerace vedoucího a následně agresivního vozidla

Výchozí rychlost

V definici kolizního scénáře předpokládáme, že se odehrává v doposud ustáleném dopravním toku, který lze označit za souběžnou jízdu. Vzhledem k tomu, že souběžná jízda nastává zpravidla v intravilánu nebo v místě dopravního omezení, definujeme tři možné výchozí rychlosti:

$$v_0 \in \{30; 50; 80\} \text{ km/h}$$

Požadovaná dobrzděná rychlost

Uvažujme, že při brzdění dopravního proudu mohou nastat typově dvě situace: úplné zastavení dopravního proudu, nebo jeho zpomalení. Tyto situace použijme jako proměnné parametry scénáře a to tak, že v případě „pouhého“ zpomalení bude cílem řidičů dosáhnout určitého zlomku původní rychlosti.

V případě úplného zastavení se tedy bude jednat o 0 % původní rychlosti a od této hodnoty postupujme v intervalech 10 procentních bodů nahoru až do hranice 50 % původní rychlosti, což je hodnota ještě stále významného zpomalení.

Hodnoty požadované dobrzděné rychlosti definujeme tedy takto:

$$v_{\text{požadovaná}} \in \{0; 10; 20; 30; 40; 50\} \% v_0$$

Velikost decelerace vedoucího a následně agresivního vozidla

Maximální teoretickou deceleraci vozidla lze při znalosti součinitele adheze spočítat velmi snadno, a to ze vzorce pro výpočet brzdící síly. Jak známo brzdící síla fyzikálně odpovídá síle třecí. Pokud bychom uvažovali zablokovaná kola, bude přímo třecí silou, pokud budeme uvažovat kola, která se (částečně) odvalují, bude se jednat o sílu, která není závislá na koeficientu tření, ale adheze. Coulombův zákon, převedený do podoby pro brzdící sílu je znám ve tvaru:

$$F_b = G \cdot \mu, \quad (15)$$

kde: G gravitační síla,
 μ součinitel adheze.

Pokud pak za brzdící sílu dosadíme dle 2. Newtonova zákona, a stejně tak rozepíšeme gravitační sílu G , získáme:

$$m \cdot a = m \cdot g \cdot \mu, \quad (16)$$

kde: m hmotnost vozidla,
 a brzdící zrychlení.

Po pokrácení m na obou stranách rovnice, dosazení $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$ a na běžných površích maximálně dosažitelného $\mu = 1$, získáme:

$$a = g \cdot \mu = 9,81 \cdot 1 = 9,81 \text{ ms}^{-2} \quad (17)$$

Zaokrouhlíme-li vypočtenou hodnotu, zvolme maximální velikost zpomalení vedoucího a následně i agresivního vozidla na hodnotu $a_{\text{vedoucí}} = 10 \text{ ms}^{-2}$

Další uvažované hodnoty, necht' pak jsou:

$$a_{\text{vedoucí}} \in \{5,0; 6,0; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0\} \text{ ms}^{-2}$$

Shrnutí volby uvažovaných hodnot proměnných parametrů

Pro BDBSA analýzu byly zvoleny 3 proměnné parametry z nichž jeden variuje 3 hodnoty, druhý 6 hodnot a třetí také 6 hodnot. Velikost vyhodnocovaného

prostoru proto bude 3 x 6 x 6. Výsledky tedy bude možné znázornit jako 3 matice o rozměrech 6 x 6.

Tab. 4.1 – Souhrn zvolených hodnot

	v_0 [km/h]	$V_{\text{požadovaná}}$ [%]	$a_{\text{vedoucí}}$ [ms^{-2}]
Hodnoty	30	0	5,0
	50	10	6,0
	80	20	7,0
		30	8,0
		40	9,0
		50	10,0

4.3 Sestavení modelu jízdní dynamiky vozidla

Jízdní dynamika vozidla byla simulována ve výpočetním řešiči Altair MotionSolve, který slouží pro tzv. Multi-body Dynamics výpočty. Dříve se pro obdobný typ úloh používaly názvy jako Rigid Body Mechanics (mechanika tuhých těles) nebo Mechanism Design (návrh mechanismu) [62]. Tento přístup je pro simulaci jízdní dynamiky výhodný kromě jiného i z toho důvodu, že dokáže poměrně snadno zjednodušovat nebo naopak zdetailňovat různé části modelu podle toho, jak důležitý význam pro prováděné analýzy mají. Snadno lze tedy kombinovat zjednodušení modelování tělesa karoserie jako hmotného bodu, a naopak velmi detailně vymodelovat mechanismus zavěšení přední nápravy.

MotionSolve byl využit zároveň pro simulaci celého dějového scénáře. Tedy pro vymodelování jízdní situace tří automobilů: ego vozidla, vedoucího vozidla a agresivního vozidla. První ze zmiňovaných vozidel bylo modelováno detailněji, z toho důvodu, že jeho jízdní dynamika je jednou z klíčových částí výzkumu, zbylá dvě vozidla byla modelována jako hmotné body, jejichž poloha byla dopočítávána řídicím systémem na základě zadaného scénáře a mezních hodnot podélného a příčného zrychlení (viz kapitola 4.2.2)

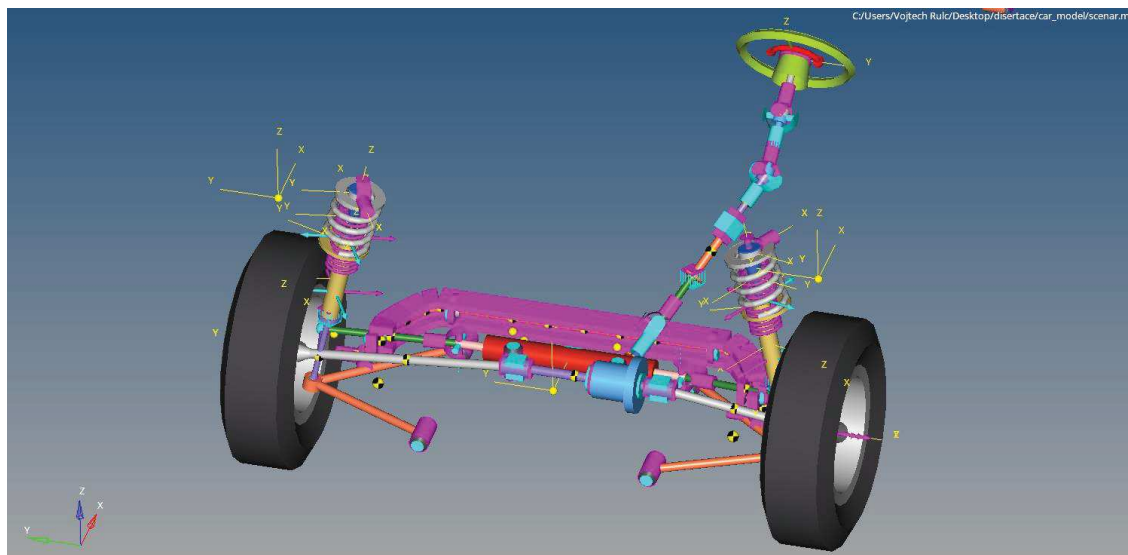
4.3.1 MBD model ego vozidla

Ego automobil byl modelován jako osobní automobil o hmotnosti 1315 kg, motorem umístěným vpředu a hnanou přední nápravou. Zavěšení předních kol je typu MacPherson, zatímco zadní zavěšení je řešeno čtyřprvkovou nápravou. Řídicí mechanismus je hřebenového typu s převodem 8.5. Chování kontaktu pneumatiky s vozovkou je simulováno MF-Tyre/MF-Swift modelem vyvinutým společností TNO.

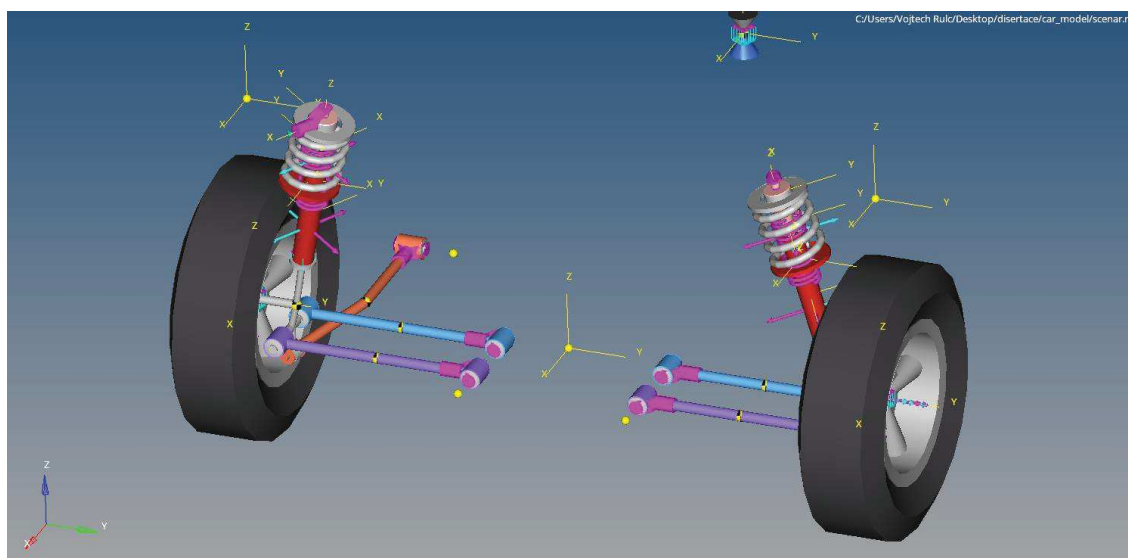
Modely pneumatik MF-SWIFT jsou vhodné pro studie komfortu jízdy, únavy materiálu a vibrační analýzy. S MF-SWIFT je možné zachytit dynamické chování pneumatik až do 120 Hz. Model obsahuje vyobrazení kostry pneumatiky a bočnic jako pevného prstence se šesti stupni volnosti. Součástí je také sofistikovaný model kontaktní plochy, který je schopen simulovat účinky částečné klouzavosti a poddajnosti běhounu. Základem MS-SWIFT modelu je i popis ustáleného stavu Magic Formula (MF), díky čemuž je vhodný i pro použití při simulování manévrovatelnosti vozidla. [63]

Rozvor náprav na modelovaném vozidle činí 2700 mm a rozchod je na obou nápravách shodně 1500 mm. Přední náprava je umístěna 1635 mm před těžištěm vozu, zadní náprava pak 1065 mm za ním.

Pružně-tlumičové elementy na přední nápravě mají koeficient tuhosti $k = 20 \text{ kN/m}$ a koeficient tlumení $c = 2 \text{ kNs/m}$. Na zadní nápravě jsou použity pružně-tlumičové elementy s koeficienty $k = 35 \text{ kN/m}$ a $c = 2 \text{ kNs/m}$.



Obr. 4.3 – Přehledový obrázek MBD modelu přední nápravy (pohled zepředu)



Obr. 4.4 – Přehledový obrázek MBD modelu zadní nápravy (pohled zezadu)

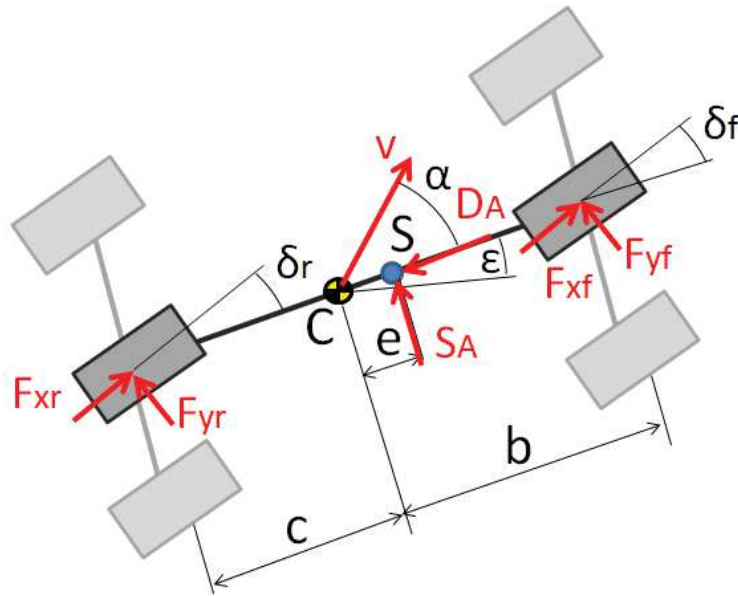
4.3.2 Jízdní modely vedoucího a agresivního vozidla

Pro modelování těchto dvou automobilů bylo uvažováno několik variant, z nichž tři byly blíže rozpracovány a bylo ověřeno, že všechna tři řešení jsou v použitých nástrojích využitelná.

První variantou bylo modelovat tato vozidla stejně detailně jako automobil a využít k řešení jejich jízdní dynamiky přímo MBD model. Výhodou tohoto řešení by bylo využití už existujícího modelu ego vozidla a jen jeho duplikace do zbylých dvou

vozidel. Nevýhodou pak výpočetní náročnost a zvýšení pravděpodobnosti, že se výpočet simulace celého modelu v určitých situacích nebude konvergovat.

Druhou uvažovanou variantou bylo naprogramovat v napojeném řídicím softwaru tzv. jednostopý rovinný model vozidla pro příčnou a podélnou dynamiku, tedy model se 3 stupni volnosti (viz Obr. 4.1 a Rovnice (18), (19), (20)), a využít ho k dopočítávání polohy a natočení vozidel v prostoru. Tyto hodnoty pak využívat buď pouze v řídicím systému, nebo je zároveň posílat do MBD modelu a díky nim pohybovat v prostoru s maketami těchto vozidel.



Obr. 4.1 - Jdnostopý model automobilu - dynamika

$$x: m \cdot \dot{v} \cdot \cos \alpha - m \cdot v \cdot (\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) \sin \alpha = -F_{yf} \cdot \sin \delta_f + F_{xf} \cdot \cos \delta_f - F_{yr} \sin \delta_r + F_{xr} \cos \delta_r - D_A \quad (18)$$

$$y: m \cdot \dot{v} \cdot \sin \alpha - m \cdot v \cdot (\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) \cos \alpha = -F_{yf} \cdot \cos \delta_f + F_{xf} \cdot \sin \delta_f - F_{yr} \cos \delta_r + F_{xr} \sin \delta_r - S_A \quad (19)$$

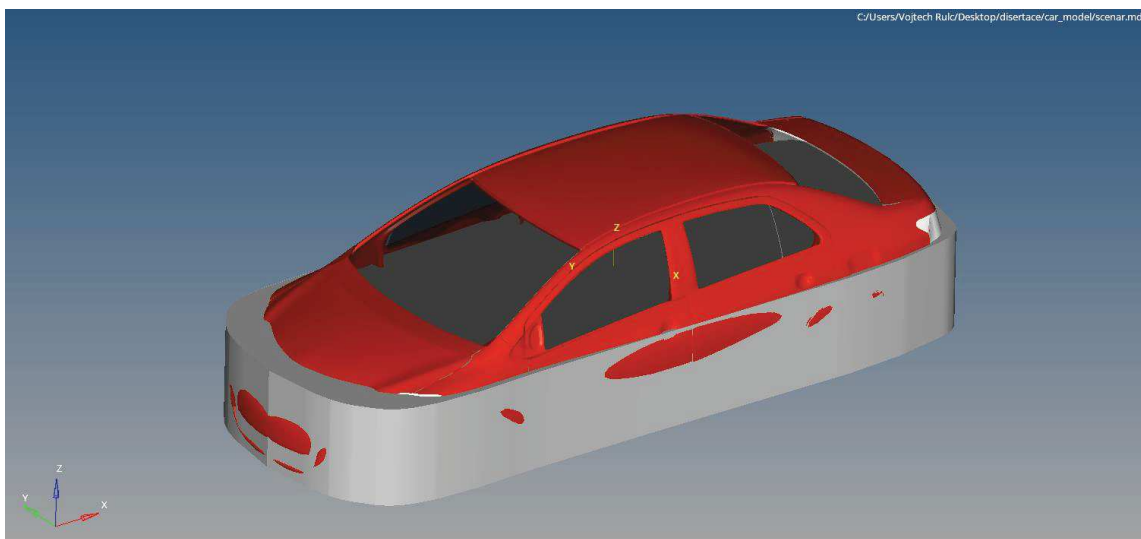
$$M_{zS}: J_z \ddot{\epsilon} = F_{yf} \cdot b \cdot \cos \delta_f - F_{yr} \cdot c \cdot \cos \delta_r + F_{xf} \cdot b \cdot \sin \delta_f + F_{xr} \cdot c \cdot \sin \delta_r - S_A \cdot e \quad (20)$$

Při ověřování těchto řešení se však ukázalo, že oba přístupy jsou zbytečně složité. Že pro vytváření scénáře není potřeba jako vstupy pro pohyb těchto automobilů zadávat natočení volantu a brzdnu nebo akcelerační sílu. Bylo by pak nutné hledat ještě přenosovou funkci, aby bylo na základě těchto vstupů dosaženo přesně požadovaného pohybu vozidel. Z tohoto důvodu bylo při realizaci přikročeno k třetí

variantě a přístup jednostopého modelu byl použit, při využití Laplaceovy transformace, ke zjišťování parametrů soustav okolních vozidel.

Vedoucí a agresivní vozidlo byly modelovány jako hmotné body, jejichž poloha byla zadávána řídicím systémem na základě zadaného scénáře a mezních hodnot podélného a příčného zrychlení [56–58]. Krom toho, byla na tyto hmotné body navázána CAD grafika karoserie, a zjednodušená CAD grafika vnějšího obrysu (v rovině XY) vozidla. Tato stejná obrysová data byla použita i u ego vozidla. Zatímco grafika karoserie slouží čistě k náhledu situace (pozice a natočení vozidla) při postprocessingu a v MBD výpočtu nehraje žádnou roli, grafika obrysu karoserie slouží k identifikaci střetu vozidel. Obě tyto grafiky jsou nehmotné.

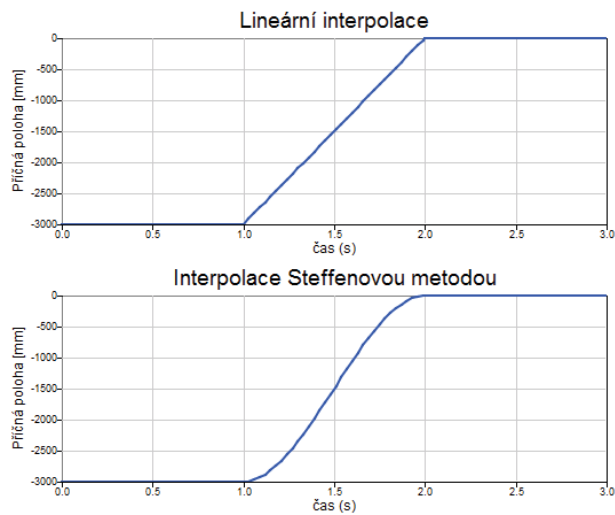
Použití obrysové geometrie bylo vynuceno tím, že řešič MotionSolve vyžaduje k řešení kontaktů mezi dvěma grafikami (napojenými na hmotná tělesa) objemovou CAD geometrii. Pro znázornění karoserií však byla využita plošná CAD geometrie, kterou nelze do kontaktu uvést. Kontakt mezi dvěma automobily je přitom zásadním aspektem řešené úlohy.



Obr. 4.5 – MBD model agresivního vozidla (grafika karoserie červeně, grafika nárazového obrysu vozu šedě)

Příčný pohyb agresivního vozidla, jeho přemístění mezi jízdními pruhy, je popsáno lineárním přechodem příčné polohy. Tato křivka je definována parametricky a podle scénáře se mění rychlost jejího přechodu (strmost). Parametricky jsou tak zadány body, kdy křivka začíná stoupat a kdy má dosáhnout svého maxima. Pokud by byly tyto body interpolovány lineárně, docházelo by ve výsledku k vysokým zrychlením,

což neodpovídá realitě. Proto, aby byla zaručena plynulost pohybů, je tato křivka interpolována Steffenovou metodou [64]. Pokud je třeba získat vyhlazenou interpolovanou křivku, sahá se běžně k interpolacím pomocí kubických spline. Ty mají bohužel tu nevýhodu, že vedou k překmitávání, což je v našem případě nežádoucí. Proto byla použita Steffenova metoda interpolace, která s sebou tuto nevýhodu nenese.



Obr. 4.6 – Porovnání lineární interpolace a interpolace Steffenovou metodou

4.4 Sestavení řídicího systému ADAS

Pokročilý asistenční systém, kterým je automobil vybaven, je adaptivní tempomat s funkcí automatického krizového brzdění a zásahu do ovládání řízené nápravy. To jinými slovy znamená, že automobil je schopen automaticky udržovat rychlost, jakou se pohybuje vozidlo jedoucí před ním (udržuje od něj konstantní odstup). Zároveň je schopen reagovat na prudké změny rychlosti tohoto vedoucího vozidla, nebo na výskyt překážek v predikované trajektorii. V případě, že je situace vyhodnocena z bezpečnostního hlediska jako kritická, zahájí kromě intenzivního brzdění i zásahy do řídicí soustavy.

Tyto zásahy mohou mít různé strategie a cíle. Mohou mít za cíl udržet vozidlo v původním jízdním směru, aby odfiltrovaly panické reakce řidiče (tzv. strhnutí řízení a uvedení vozidla do stavu jízdní nestability). Nebo mohou naopak provést úhybný manévr před překážkou, aby srážce zabránily. Možností je celá řada a bez kontextu situace nelze říci, která strategie řízení je vhodnější.

Sestavený ADAS tedy pro potřeby ověřovací úlohy bude vybaven dvěma možnými strategiemi. Ty jsou záměrně vybrány z ranku dvou opačných extrémních přístupů proto, aby dobře dokladovaly rozdílné následky jejich konání.

První strategie bude vycházet z předpokladu, že pro maximální využití prvků pasivní bezpečnosti je vhodné, aby srážka s překážkou (pevnou, nebo jedoucím automobilem) byla vedena zpříma zpředu, na střed automobilu a bez přesahu. Tento předpoklad je podpořen argumentem, že pro srážky zpříma zpředu jsou bezpečnostní prvky automobilu optimalizovány, neboť jsou testovány jak homologačními, tak i zákaznickými testy, a zároveň druhým argumentem, že při nárazu bez přesahu budou ke snížení následků nehody využity všechny prvky pasivní bezpečnosti, nejenom jejich část.

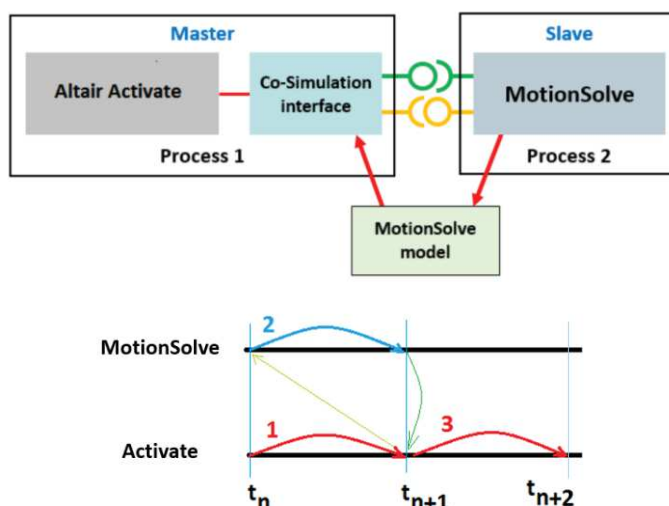
Proto bude cílem první strategie řízení mířit pohyb ego automobilu do středu zadní části vozidla, s nímž koliduje.

Druhá strategie řízení naopak předpokládá, že lepší, než kolidovat bez přesahu je zvýšit pravděpodobnost, že k nárazu vůbec nedojde. Bude tedy provádět hybný manévry na hranici jízdní stability vozidla co nejbližší pravému okraji vozovky. Tím dosáhne takové změny polohy ego vozidla vůči agresivnímu, že v případě, že by agresivní vozidlo nakonec svůj manévry nedokončilo, nebo by ho dokončilo, ale stihlo ještě zareagovat pohybem v opačném směru, vozidla se minou.

4.4.1 Softwarová realizace modelování ADAS

Systém ADAS byl navržen v nástroji Altair Activate, který umožňuje grafické programování a zpracování signálů obdobně jako známější nástroj Simulink. Jeho podstatnou funkcí pro řešený příklad je jeho schopnost co-simulace s řešičem MotionSolve. Umožňuje tak zpracovávat signály ze senzorů v MBD modelu a zpětnovazebně na ně reagovat řízením aktivních prvků v témž modelu souběžně v průběhu výpočtu.

Activate se v co-simulaci chová jako „master“ (řídí simulaci), MotionSolve pak jako „slave“ (je masteru podřízen a chová se dle jeho instrukcí). Tento vztah je znázorněn na Obr. 4.2.



Obr. 4.2 – Schéma co-simulace Altair Activate – MotionSolve [65]

4.4.2 ABS

Pro efektivní fungování hlavního testovaného ADAS systému bylo nutné navrhnout a vymodelovat i Anti-lock Brake System (ABS). Jedná se o prvek aktivní bezpečnosti, asistenční systém, který je od roku 2004 povinně ve výbavě všech vozů homologovaných na území Evropské unie. Jeho cílem je zabránit zablokování brzděných kol a způsobit tím příliš velkou míru klouzání pneumatik na úkor jejich odvalování a tím výrazně zlepšit ovladatelnost vozidla ve chvílích intenzivního brzdění a zkrácení brzděné dráhy.

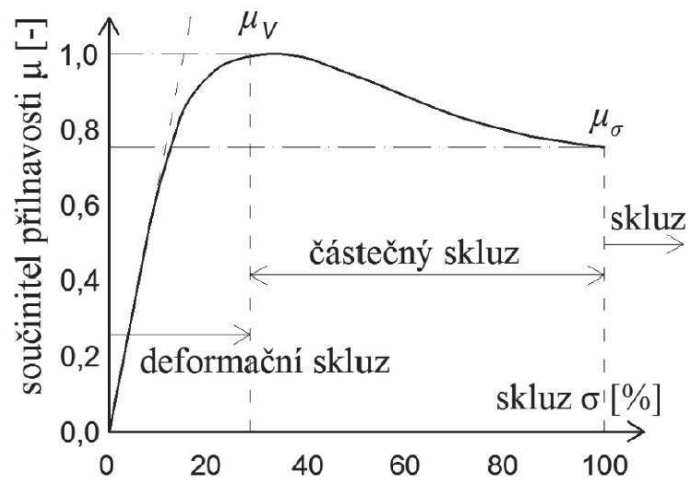
Vychází při tom z teorie o skluzu pneumatiky. Ta definuje nulový skluz jako situaci, kdy se kolo otáčí úhlovou rychlostí odpovídající rychlosti automobilu, a naopak úplný skluz jako situaci, kdy má kolo nulovou úhlovou rychlost i přes to, že rychlost vozidla je nenulová. Skluz λ se zpravidla udává v [%].

$$\lambda = \frac{v - \omega r}{v} \cdot 100\% \quad (21)$$

kde: ω rotační rychlost kola,
 r poloměr kola v bodě kontaktu s vozovkou,
 v rychlost vozidla.

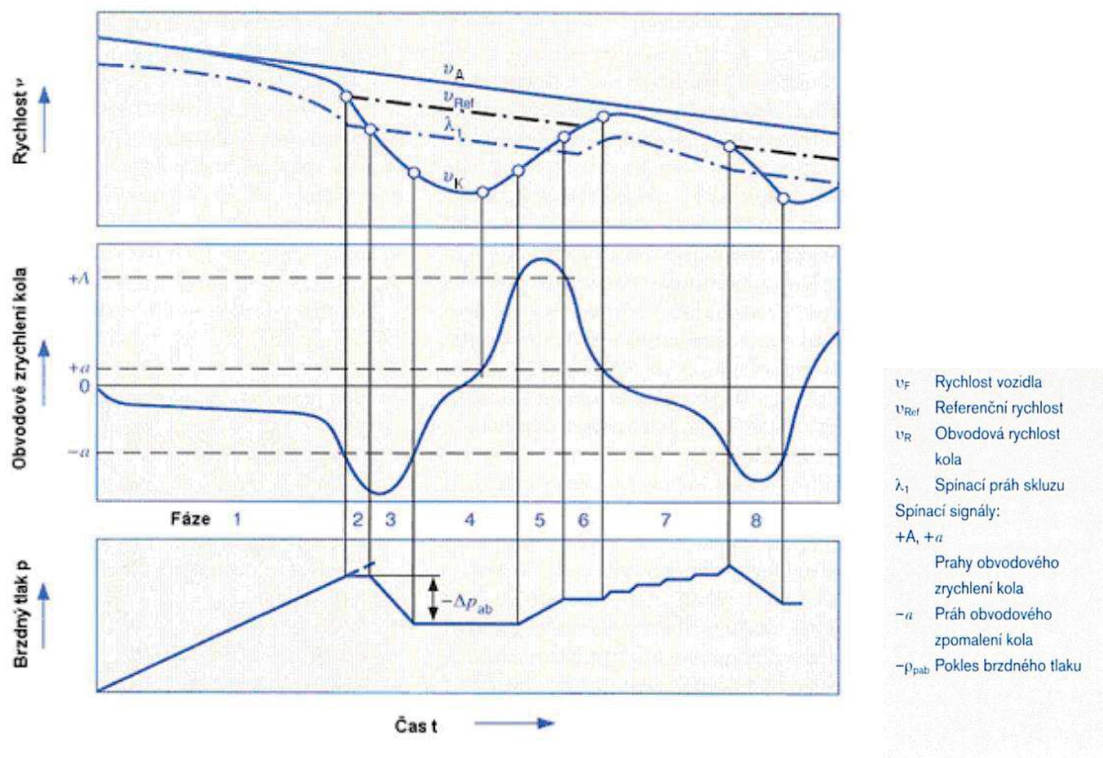
Na běžných površích, jakými jsou suchý asfalt a suchý beton, dosahuje součinitel přilnavosti nejpříznivějších hodnot zpravidla při 10–30% skluzu. Pro zajímavost lze uvést, že na písku nebo sněhu (nikoliv náledí) je součinitel přilnavosti nejvyšší při

100% skluzu, kdy se před pneumatikou vytváří vlna nahnutého materiálu. Nicméně řešená úloha počítá pouze s jízdou po standardním suchém povrchu.



Obr. 4.7 – Diagram závislosti přílnavosti na skluzu pneumatiky [66]

Fungování běžného systému ABS je popsáno na Obr. 4.8 a využívá sledování změny obvodového zrychlení kol. Pokud zrychlení kola překročí kladnou nebo zápornou mez, vyhodnotí se tento stav jako přílišné nebo nedostatečné brzdění. Při příliš záporném zrychlení došlo k zablokování kola a vysokému skluzu, při příliš vysokém zrychlení je kolo naopak nedostatečně brzděno a začíná se plně odvalovat.



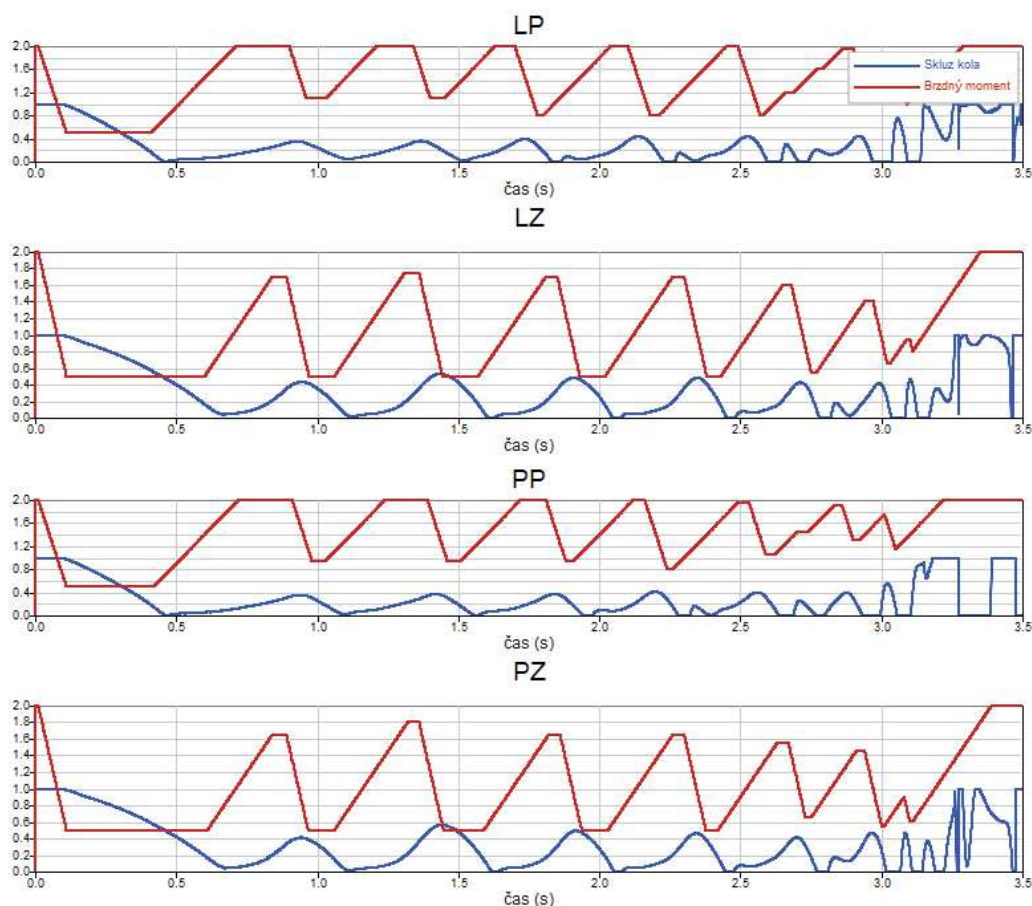
Obr. 4.8 - Regulace brzdění při vysokých součinitelích přilnavosti [67]

V uvedených modelech systém ABS využívá zjednodušení, které simulace nabízí. Na rozdíl od reálného světa lze při simulaci kdykoliv znát referenční rychlost vozidla vztaženou k zemi a pracovat rovnou s ní. Modelový systém ABS tedy pracuje přímo s rovnicí (21).

Navržený systém ABS pracuje se 100Hz vzorkovací frekvencí. S touto frekvencí kontroluje poměr rychlosti otáčení jednotlivých kol a rychlosti vozidla. Tento poměr je pak přepočten na poměr skluzu kola a po porovnání této hodnoty s hodnotami cílovými se se stejnou frekvencí příslušně upravuje tlak v brzdovém systému. Ten však v realitě nemůže přibývat a klesat nekonečně rychle, jak by k tomu mohl svádět matematický model. Rychlost nárůstu a rychlost poklesu brzdného momentu tak byla omezena na 5 kNm/s resp. -15 kNm/s. Maximální brzdny moment je omezen hodnotou $M_{max} = 2$ kNm, minimální brzdny moment, pod který nesmí systém při brzdění klesnout je $M_{min} = 0,5$ kNm.

Systém ABS se zároveň při rychlosti nižší než 5 km/h vypíná. V těchto rychlostech je již výhodné nechat pneumatiky pouze smýkat. Díky tomu se zároveň s tím snáze předchází singularitám v regulačním systému, které kolem nulových rychlostí mohou nastávat.

Navržený systém pracuje s 4kanálovým měřením otáček na všech 4 kolech a nezávislým brzdícím systémem pro každé kolo zvlášť. Jeho fungování je zaznamenáno na Obr. 4.9.



Obr. 4.9 - Ukázka fungování použitého ABS

Aby byl nalezen ideální skluz, při kterém je dosaženo nejvyššího součinitele přilnavosti pro v modelu použité vlastnosti vozovky a pneumatiky, vznikla takříkajíc jako vedlejší produkt této úlohy i optimalizace ABS. Jejím cílem bylo nalézt takovou horní a dolní mez ideální oblasti skluzu, aby brzdňá vzdálenost při intenzivním brzdění byla co nejmenší.

Bylo k tomu využito optimalizační metody Bobyqa (Bound Optimization By Quadratic Approximation). Jedná se o numerický optimalizační algoritmus uveřejněný v roce 2009 v [68]. Tato optimalizační metoda nevyužívá derivací cílových funkcí, ale namísto toho pracuje se základy tzv. trust region, které kvadratický model vytváří pomocí interpolace. Během každé iterace se vytváří nový interpolační bod. Buď řešením úlohy v oblasti důvěry, nebo výběrem takového bodu, aby byla zachována dobrá lineární nezávislost interpolačních podmínek.

Jak již bylo popsáno výše, optimalizovanými proměnnými byla horní a spodní hranice oblasti ideálního skluzu w_{Shigh} a w_{Slow} . Okrajové podmínky jejich hodnot byly zvoleny následovně: $0,01 < w_s < 0,6$. Pro zaručení, aby hodnota w_{Shigh} byla vyšší, než w_{Slow} byl zvolen trik s penalizací v cílové funkci. Penalizaci je pak možné v pseudokódu vyjádřit následovně:

```
IF ( $w_{Shigh} < w_{Slow}$ )  
THEN  $distance = distance * (w_{Slow} - w_{Shigh}) * 1000$ 
```

Ideální hranice oblasti ideálního skluzu byly nalezeny následující:

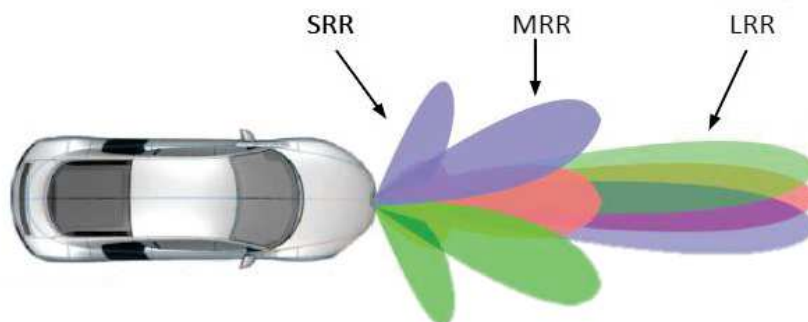
$w_{Shigh} = 0,33$

$w_{Slow} = 0,18$

S těmito hodnotami se při počáteční rychlosti 100 km/h snížila brzdná vzdálenost z 53 m bez systému ABS na 45 m s optimalizovaným systémem ABS. Došlo tedy ke 15% zkrácení brzdné dráhy a zvýšení ovladatelnosti vozidla, což však v rámci této úlohy nebylo kvantifikováno.

4.4.3 Radarové senzorové vybavení a zpracování signálu

Uvažovaný automobil je z pro nás relevantních senzorů vybaven třemi typy předních radarů: LRR, MRR, SRR. Takto jsou označovány radary dlouhého (LRR), středního (MRR) a krátkého (SRR) dosahu. Ty se z pro nás v tuto chvíli podstatných parametrů liší nejenom délkou svého operačního dosahu, ale zároveň šíří vyzařovaného kuželu. LRR má pochopitelně vyzařovací kužel užší než SRR, což lze vidět na schématickém Obr. 4.10.



Obr. 4.10 – Schéma dosahu SRR, MRR, LRR

Obdobné vybavení sloužící k detekci objektů kolem automobilu je LIDAR. Nejnovější systémy založené na principu světelné detekce objektů zvládají sledovat dokonce oblast 360° kolem vozidla a neobsahují žádné pohyblivé části. Tím se stávají velkými

hybateli pokroku autonomních automobilů a v budoucnu lze předpokládat jejich masivní využití. Na námi modelovaném automobilu tento systém uvažován není, ale zpracování signálů by bylo analogické jako při zpracování signálů z radaru, jež je popsáno níže.

Konkrétní parametry těchto radarů pak byly voleny dle [69], a to následovně:

Tab. 4.2 - Použité parametry radarů

	LRR	MRR	SRR
Operační dosah	10 – 250 m	1 – 100 m	0,15 – 30 m
Vyzařovací úhel (horizontální)	15°	40°	80°
Přesnost měření vzdálenosti	0,1 m	0,1 m	0,02 m
Úhlová přesnost	0,1°	0,5°	1°
Přesnost měření rychlosti	0,1 m/s	0,1 m/s	0,1 m/s

Pokud bychom do ADAS vkládali všechna data, která máme v simulaci k dispozici, byl by tento systém prakticky „vševědoucí“ a neodpovídal by reálným možnostem asistenčních systémů. Z toho důvodu je nutné použitému systému v rámci simulace „zakrýt oči“ tak, aby měl k dispozici jen taková data, která by ve skutečném světě mohl mít k dispozici.

Přehled ADAS o dění kolem ego automobilu je simulováno jako plošná geometrická úloha. Pro výpočet, zda je agresivní vozidlo v dosahu radaru a zda ho radar vyhodnocuje jako objekt, který leží v predikované dráze ego vozidla, jsou využity na následujících řádcích popsané rovnice.

Vzhledem k tomu, že z MBD modelu získáváme informaci o poloze *těžiště* ego vozidla a jeho natočení, je nejprve nutné dopočítat polohu samotného radaru. Ten jen na uvažovaném vozidle umístěn uprostřed jeho čelní masky. X_1 , Y_1 souřadnice radaru dle globálního souřadného systému jsou pak:

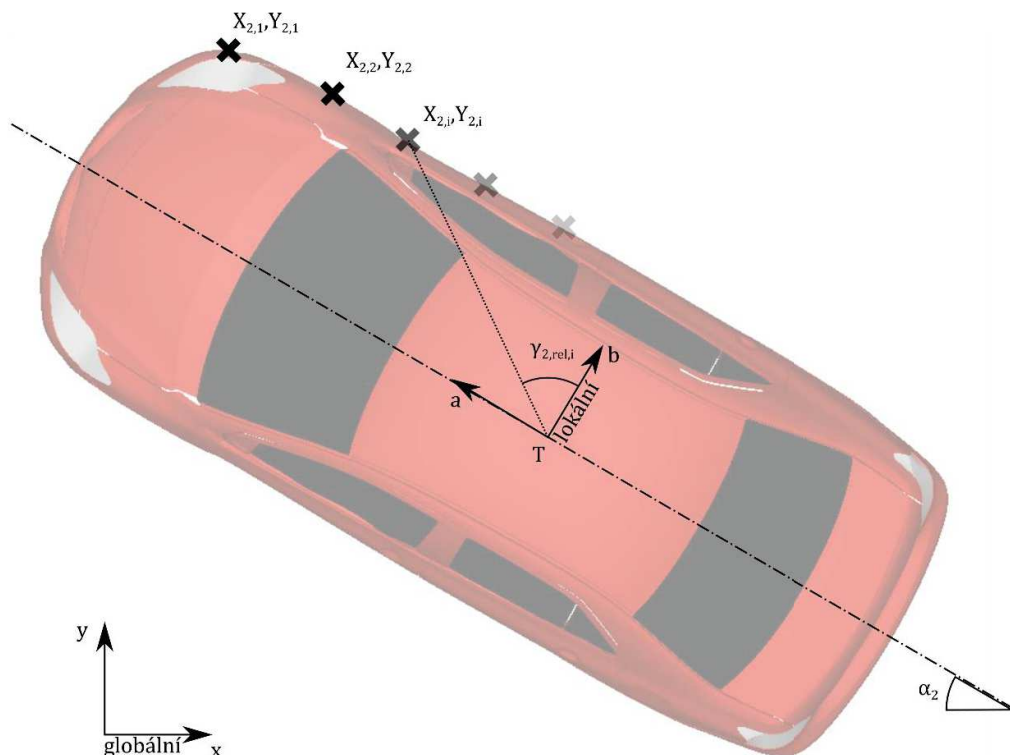
$$X_1 = X_{1,těžiště} - (p \cdot \sin \alpha_1), \quad (22)$$

$$Y_1 = Y_{1,těžiště} - (p \cdot \cos \alpha_1), \quad (23)$$

kde: p vzdálenost těžiště ego vozidla a jeho radaru,

α_1 natočení ego vozidla dle globálního souřadného systému.

Na karoserii agresivního vozidla (to, které se radar snaží zachytit), byly vybrány body, jejichž souřadnice byly určeny relativně dle souřadného systému agresivního vozidla se středem v těžišti. Pro všechny takto určené body, kterých může být libovolné množství, a v našem případě bylo zvoleno 11 bodů na pravé a zadní části karoserie (což je pro náš scénář dostačující), je pak vyhodnocováno, zda se nacházejí v „zorném poli“ radaru a zda se nacházejí zároveň v predikované dráze ego vozidla.



Obr. 4.11 – Definice sledovaných bodů na karoserii agresivního vozu a určení jejich souřadnic

Vzdálenost i -tého bodu od těžiště agresivního vozu se spočte dle:

$$c_i = \sqrt{a_i^2 + b_i^2}, \quad (24)$$

kde: a, b ... souřadnice bodu na karoserii v souřadném systému vozidla.

Směr i -tého bodu od těžiště agresivního vozu v jeho souřadném systému se spočte dle:

$$\gamma_{2,rel,i} = \tan^{-1}(a_i/b_i) \quad (25)$$

Směr i -tého bodu středu globálního souřadného systému je pak:

$$\gamma_{2,i} = \gamma_{2,rel,i} - \alpha_2, \quad (26)$$

kde: α_2 natočení agresivního vozu v globálním souřadném systému.

Konečně poloha bodů karoserie v globálním souřadném systému je potom:

$$X_{2,i} = \sin(\gamma_{2,i}) \cdot c_i + X_{2,těžiště} \quad (27)$$

$$Y_{2,i} = \cos(\gamma_{2,i}) \cdot c_i + Y_{2,těžiště} \quad (28)$$

Pro zjištění, zda tyto body leží v dosahu radaru či nikoliv, je nutné tento prostor také matematicky ohraničit. Toho lze dosáhnout určením vzdálenosti mezi radarem a bodem na karoserii agresivního vozu a jejich vzájemným směrem v souřadném systému ego vozidla.

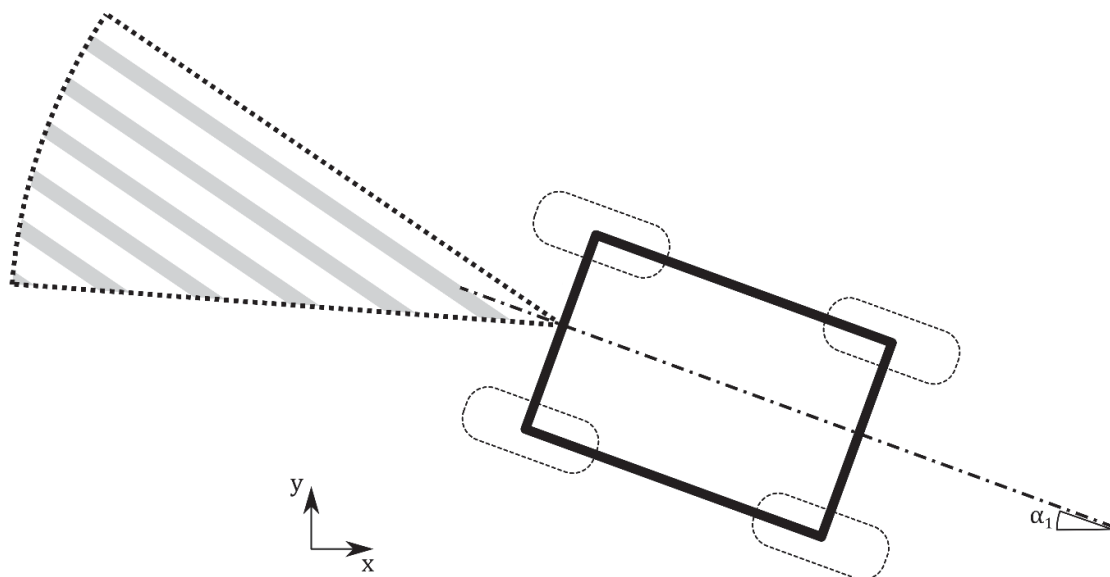
Vzdálenost mezi těmito body je určena následovně:

$$l_i = \sqrt{(X_{2,i} - X_1)^2 + (Y_{2,i} - Y_1)^2} \quad (29)$$

Směr (úhel) pak takto:

$$\varepsilon_i = \frac{\pi}{2} + \tan^{-1} \left(\frac{Y_{2,i} - Y_1}{X_{2,i} - X_1} \right) - \alpha_1 \quad (30)$$

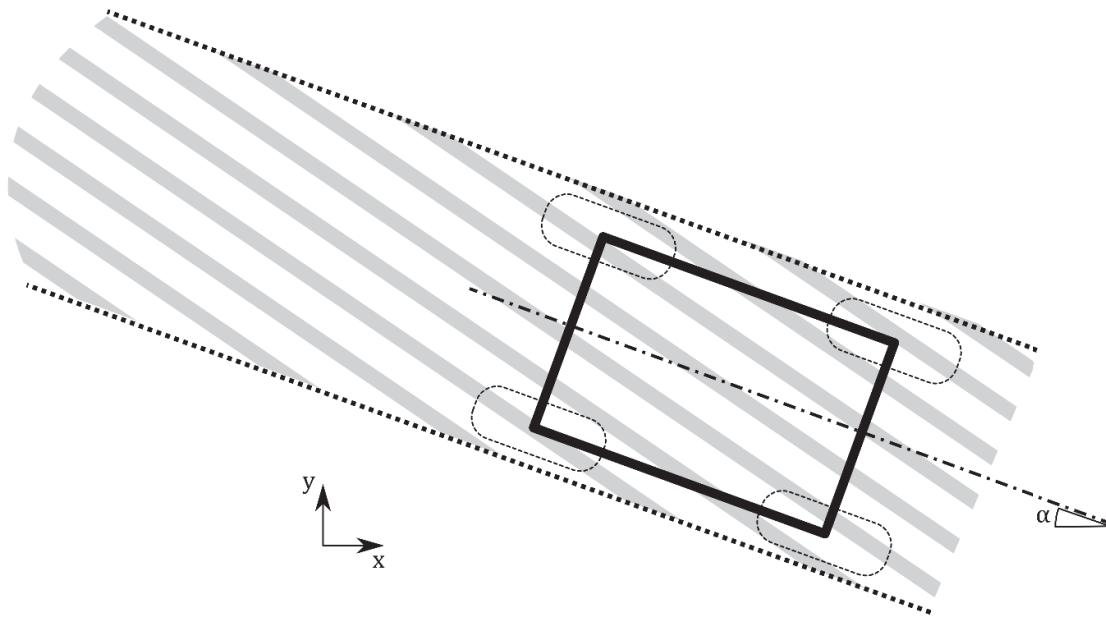
Pokud pak l_i je menší než dosah radaru a ε_i je menší než úhel vyzařování, je bod považován jako zaznamenaný radarem. Aby bylo zjednodušeně simulováno, že odrazová plocha musí být zároveň dostatečně velká, aby radar objekt zaznamenal a vyhodnotil jako automobil, byla zadána podmínka, že je nutné, aby byly v jeho dosahu alespoň dva body definované na jeho karoserii.



Obr. 4.12 – Schéma vymezení dosahu radaru

Pokud je vozidlo detekováno, je nutné vyhodnotit, zda svým (detekovaným) obrysem zasahuje do predikované jízdní dráhy ego vozidla, či nikoliv. Pro tento výpočet jsou uvažovány dva stavy ego vozidla: jízda přímo vpřed a jízda v oblouku. Těmto dvěma stavům je pak přizpůsoben výpočet predikce trajektorie. Pochopitelně, z čistě matematického pohledu lze namítnout, že jízda přímo vpřed je jízda v oblouku s nekonečně velkým poloměrem, a proto lze pro oba stavy využít stejný výpočet.

Naneštěstí tomu tak není v oblasti počítačových simulací. Pokud bychom tento přístup využili, dostali bychom se do oblasti vysokých zaokrouhlovacích chyb, výpočet by byl ve výsledku méně přesný a kvůli častému blížení se k singularitám, při jízdě přímo vpřed, by byl výpočet neúměrně časově náročný.



Obr. 4.13 - Schéma vymezení plochy predikované trajektorie vozidla při přímé jízdě

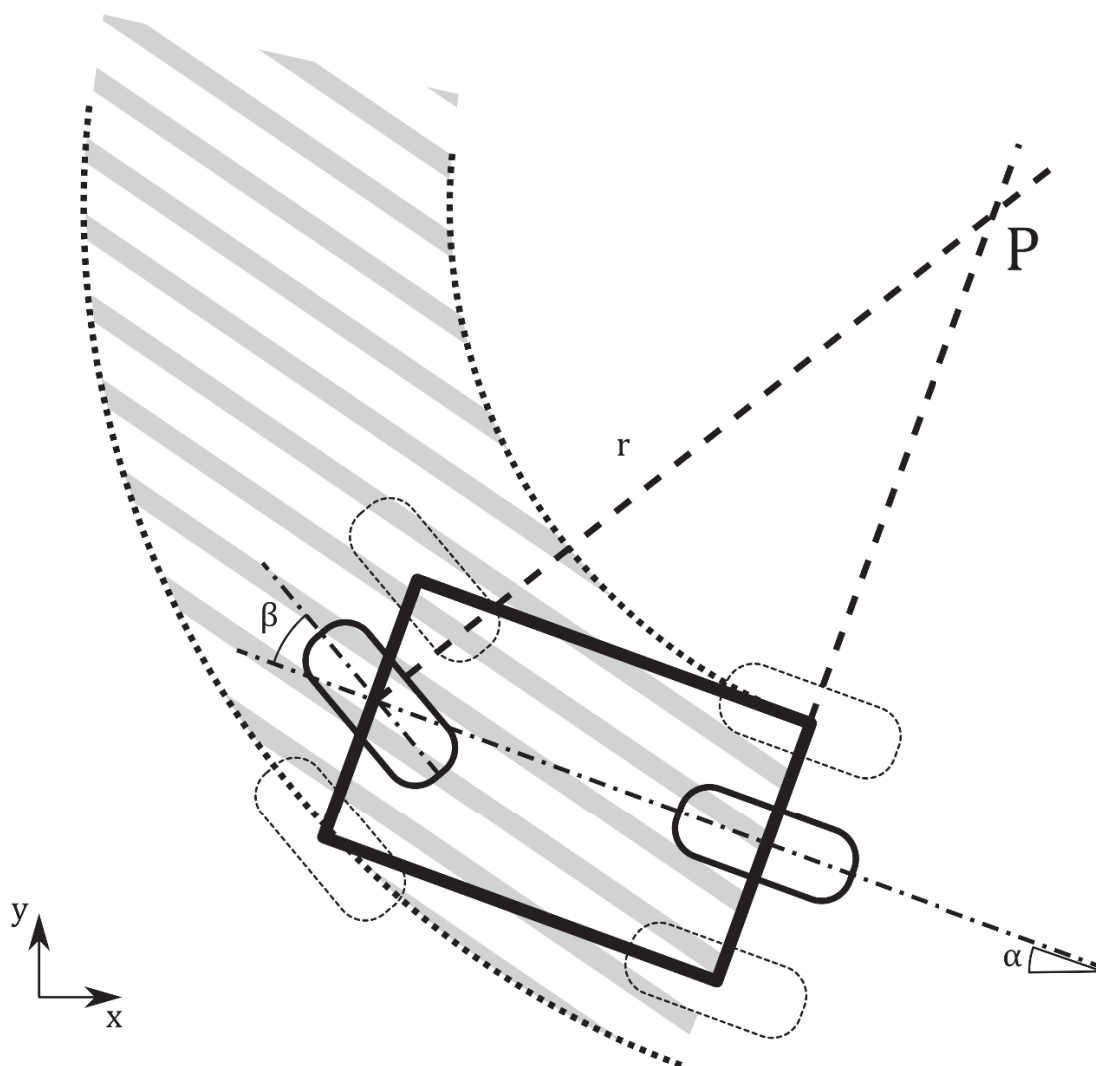
Pro jízdu v přímém směru, tedy pokud natočení kol přední nápravy bude menší, než zvolená toleranční hodnota ($|\beta| < 0.01$) bude pro posouzení využito rovnic (31) a (32).

$$mez_p = (\tan \alpha_1 \cdot X_{2,i}) + (Y_1 - \tan^{-1} \alpha_1 + ((s/2)/\cos \alpha_1)), \quad (31)$$

$$mez_L = (\tan \alpha_1 \cdot X_{2,i}) + (Y_1 - \tan^{-1} \alpha_1 - ((s/2)/\cos \alpha_1)), \quad (32)$$

kde: s ...šířka jízdního profilu včetně bezpečnostních odstupů.

Pokud potom $mez_p > Y_{2,i} > mez_L$, je vyhodnoceno, že detekovaný objekt (automobil) se nachází uvnitř predikovaného jízdního profilu.



Obr. 4.14 – Schéma vymezení plochy predikované trajektorie vozidla při průjezdu zatáčkou

V případě, že vozidlo jede v oblouku – tedy, že natočení kol je větší než toleranční hodnota ($|\beta| \geq 0.01$), počítá se s předpokladem neutrálního chování vozidla (z pohledu boční jízdní stability) a nulovými směrovými úchyly kol. S tímto předpokladem pak platí, že:

$$r = \frac{t}{\sin(-\beta)}, \quad (33)$$

kde: r poloměr otáčení,

t rozvor náprav,

β úhel natočení předního kola (dle jednostopého modelu) se

znaménkovou konvencí: zatočení vlevo – kladné, zatočení vpravo – záporné.

Pokud $r > 0$, tedy automobil zatáčí doprava, jsou pro výpočet souřadnic pólu otáčení [M, N] následující vztahy:

$$M = \left(\cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_1\right) \cdot r \right) + X_{PZ}, \quad (34)$$

$$N = \left(\sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_1\right) \cdot r \right) + Y_{PZ}, \quad (35)$$

kde: X_{PZ} ... x souřadnice pravého zadního kola dle globálního souřadného systému,
 Y_{PZ} ... y souřadnice pravého zadního kola dle globálního souřadného systému.

Pokud $r < 0$, tedy automobil zatáčí doleva, jsou použity analogické vztahy:

$$M = \left(\cos\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_1\right) \cdot r \right) + X_{LZ} \quad (36)$$

$$N = \left(\sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_1\right) \cdot r \right) + Y_{LZ} \quad (37)$$

kde: X_{LZ} ... x souřadnice levého zadního kola dle globálního souřadného systému,
 Y_{LZ} ... y souřadnice levého zadního kola dle globálního souřadného systému.

Nerovnice vzniklých kruhů, jejichž rozdíl je predikovanou trajektorií ego vozidla, jsou

$$(X_{2,i} - M)^2 + (Y_{2,i} - N)^2 - \left(|r| + \frac{s_n}{2} - \frac{s}{2} \right)^2 \geq 0, \quad (38)$$

$$(X_{2,i} - M)^2 + (Y_{2,i} - N)^2 - \left(|r| + \frac{s_n}{2} + \frac{s}{2} \right)^2 \leq 0, \quad (39)$$

kde: s_n rozchod zadní nápravy,
 s celková šířka jízdního profilu.

Při splnění těchto nerovnic je tedy detekovaný objekt (automobil) vyhodnocen jako nacházející se uvnitř predikovaného jízdního profilu.

Pro úplnost je dobré zmínit, že to, aby nebyl takto vyhodnocen i objekt za automobilem, jsou takto posuzovány pouze objekty, které jsou v dosahu radaru – tedy před ego automobilem.

4.4.4 Mířící strategie ADAS

V okamžiku, kdy asistenční systém vyhodnotí, že v predikované dráze vozidla se nachází překážka, která se relativně k automobilu pohybuje vyšší rychlostí, než je nastavená prahová rychlost, spustí krizovou řídicí strategii. Prahová rychlost přiblížení je zvolena tak, aby systém nebyl příliš agresivní a nereagoval přehnaně na drobné výchyly v rychlosti vedoucího vozidla.

Protože předpokládáme, že tento systém je *asistenční*, umožní v první řadě nechat reagovat řidiče. Prodleva, která je pro reakci řidiče určena, vychází z aktuální rychlosti a odstupu od překážky (rizika srážky) a běžné reakční doby řidiče. Po uplynutí této doby začne systém intenzivně brzdit, aby co nejvíce snížil nárazovou rychlost.

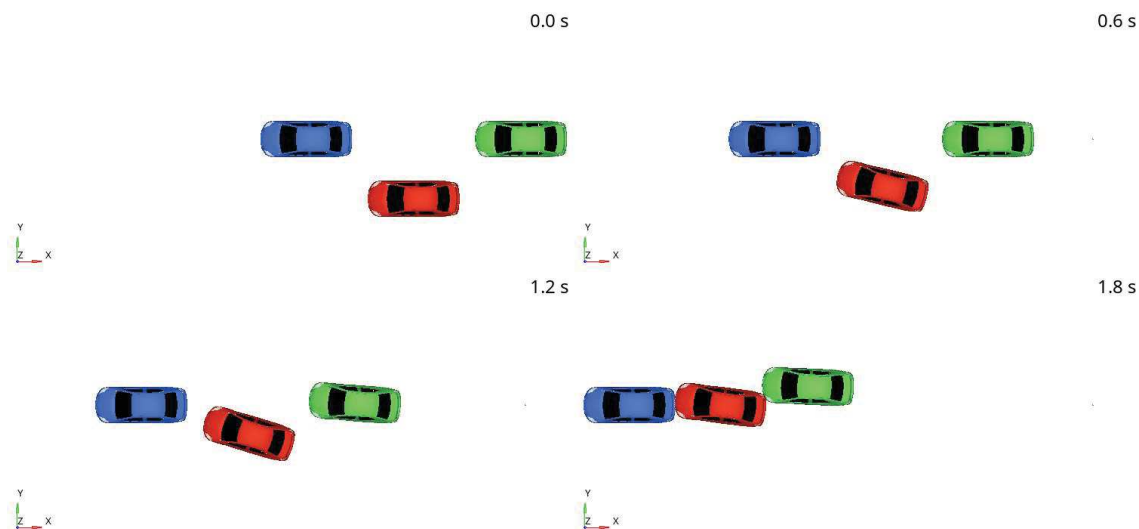
Pokud se pak k překážce přiblíží na mezní vzdálenost a zároveň radar „vidí“ celou zadní část automobilu (nebo celou překážku), aby mohl vyhodnotit, kde je jeho střed, začne ovládat řízení vozu. Cílem tohoto řízení je nasměrovat střed přední části ego automobilu na střed před ním jedoucího automobilu (resp. překážky).

4.4.5 Vyhýbací strategie ADAS

Druhá strategie řízení ADAS se v první fázi po detekování překážky chová stejně jako první strategie. Liší se až v pozdější fázi.

Pokud systém vyhodnotí, že srážce již nelze zabránit, provede úhybný manévr zásahem do řízení pomocí funkce sinus tak, aby ego vozidlo přemístil k pravému okraji vozovky. Po ukončení tohoto manévru pak udržuje vozidlo v původním jízdním směru až do skončení scénáře.

V řešeném případě předpokládáme nepříznivou situaci – tedy že šířka krajnice je taková, aby přesah nárazu po provedení úhybného manévru byl 50 % šířky vozidla.



Obr. 4.15 – Sekvence snímků ilustrující fungování ADAS s vyhýbací strategií

4.5 Sestavení modelu pro simulaci nárazu

Simulace nárazu byla řešena pomocí softwarového nástroje Altair RADIOSS, řešiče v oblasti strukturálních analýz nelineárních problémů s dynamickou zátěží. Je známý především svou škálovatelností, přesností a robustností. Obsahuje nástroje pro multi-fyzikální simulace a modelování složitých materiálů jako jsou třeba i kompozity. RADIOSS je využíván napříč průmyslovými odvětvími po celém světě pro zvýšení odolnosti vůči nárazům, bezpečnosti a výrobitelnosti strukturálních konstrukcí.

4.5.1 Problematika konečně-prvkového modelování

V kartézské soustavě souřadnic označíme souřadnice materiálového bodu v počátečním stavu jako X . Souřadnice stejného bodu v deformovaném stavu jsou označeny jako x . V dalším budeme užívat Einsteinovy sumační konvence.

Pohyb nebo deformace tělesa tak mohou být popsány funkcí $\phi(X, t)$, kde materiálové souřadnice X a čas t jsou považovány za nezávislé proměnné:

$$x = \phi(X, t). \quad (40)$$

Funkce ϕ vyjadřuje pozici materiálového bodu v prostoru jako funkci času.

Výchylka materiálového bodu je rozdíl mezi jeho počáteční a konečnou pozicí:

$$u(X, t) = \phi(X, t) - X. \quad (41)$$

Výchylky a v důsledku i konečné souřadnice x je možné považovat za funkci počátečních souřadnic X . Předpokládáme, že počáteční stav je zcela znám a každá souřadnice X specifikuje konkrétní materiálový bod. Z tohoto důvodu jsou počáteční souřadnice nazývány *souřadnicemi materiálovými*.

V metodě konečných prvků je pohyb $x(X, t)$ aproximován jako:

$$x(X, t) = \phi_I(X)x_I(t), \quad (42)$$

kde $\phi_I(X)$ jsou interpolační tvarové funkce a x_I je polohový vektor uzlu I .

Dále můžeme definovat výchylky uzlů jako:

$$u_I(X, t) = x_I(t) - X_I. \quad (43)$$

Pole výchylek je:

$$u(X, t) = \phi_I(X)u_I(t). \quad (44)$$

Rychlosti získáme derivací výchylek podle času:

$$v(X, t) = \frac{\partial u(X, t)}{\partial t} = \phi_I(X)v_I(t). \quad (45)$$

Podobně dostaneme zrychlení jako derivace rychlostí podle času:

$$\dot{v}(X, t) = \phi_I(X)\dot{v}_I(t). \quad (46)$$

Standardní metoda konečných prvků hledá řešení diskrétního problému v prostoru spojitých po částech polynomiálních funkcí. Ukázalo se však, že efektivitu metody je možné zvýšit obohacením tohoto prostoru o další ne nutně polynomiální funkce, které reflektují dostupné informace o neznámém řešení a tím zajišťují dobrou lokální aproximaci. Tento přístup, označovaný jako zobecněná metoda konečných prvků (GFEM), lze s úspěchem aplikovat například na problémy s oblastmi, majícími

komplikované hranice, na problémy, které vyžadují značné lokální zjemnění nebo na problémy s mezní vrstvou.

Na metodě GFEM je založena další numerická technika, označovaná jako rozšířená metoda konečných prvků (XFEM). Rozšíření spočívá v tom, že prostor pro hledání řešení diferenciálních rovnic je obohacen o funkce, které nejsou spojité. Jeho smyslem je zmírnit nedostatky standardní FEM. XFEM byla využita k modelování propagace různorodých nespojitostí, ať už se jedná o silné nespojitosti v podobě trhlin či pouze slabé nespojitosti způsobené materiálovými rozhraními. Tyto jevy není možné ve standardní FEM řešit bez zjemnění sítě a ani to nevede vždy k úspěchu. Klíčovou výhodou XFEM je to, že při řešení uvedených problémů není nutná úprava konečně-prvkové sítě pro sledování dráhy trhliny. Následný výzkum ukázal i obecnější možnosti užití metody pro problémy zahrnující singularity, mikrostrukturální prvky a další. Metoda může značně zkvalitnit rychlost konvergence a přesnost.

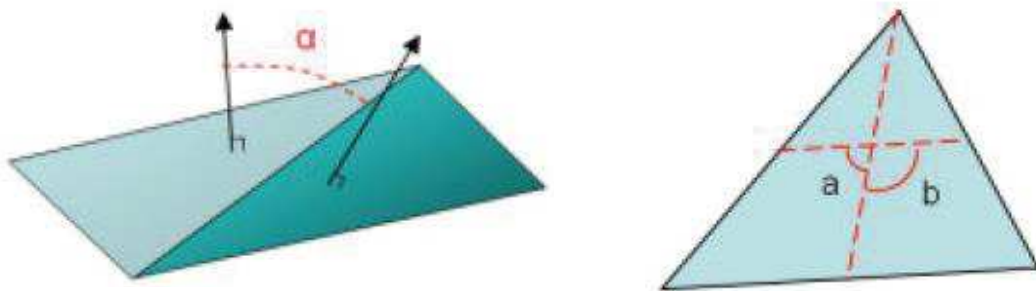
Právě na metodě XFEM je založen model porušení v použité verzi Altair RADIOSS 2019. Tento model umožňuje například sledovat vznik trhlin při nárazových a jiných destrukčních zkouškách.

Tvorba konečně-prvkové sítě je velmi důležitou součástí modelování. Při její tvorbě je třeba vždy hledat správný kompromis mezi dvěma proti sobě jdoucími požadavky – mezi přesností a náročností výpočtu.

Přesnost výpočtu pak s ohledem na konečně-prvkovou síť ovlivňují především dva faktory: jemnost sítě a kvalita sítě. Zatímco prvně zmíněný faktor ovlivňuje náročnost výpočtu velmi výrazně a je proto nutné ho volit kompromisně, kvalita sítě na náročnost výpočtu vliv nemá, ale zato výrazně ovlivňuje přesnost výsledků. Proto je třeba vždy používat síť co možná nejkvalitnější, i když třeba hrubší. Její kvalita se v běžné praxi hodnotí pomocí tzv. kritérií kvality prvků (elementů) sítě. Ty nejčastěji užívané jsou následující:

- minimální velikost elementu – nejmenší vzdálenost vrcholu od protější hrany,
- maximální velikost elementu – délka nejdelší hrany,

- maximální poměr stran – poměr délky nejdelší hrany elementu buď k délce hrany nejkratší, nebo k nejkratší vzdálenosti vrcholu od protější hrany,
- maximální deformace – míra toho, jak moc se element odchyluje od rovinného útvaru; tento parametr se logicky kontroluje pouze u čtyřúhelníků; čtyřúhelník je rozdělen na dva trojúhelníky podél úhlopříčky a počítá se úhel mezi normálami těchto trojúhelníků, viz Obr. 4.3,
- maximální šikmost:
 - trojúhelníky – nejmenší úhel mezi vektorem z každého uzlu do středu protější hrany a vektorem mezi středy zbylých dvou hran elementu; šikmost se počítá jako 90° minus tento nejmenší úhel, viz Obr. 4.3,
 - čtyřúhelníky – nejmenší úhel mezi vektory, které spojují středy protějších hran elementu; šikmost se počítá jako 90° minus tento nejmenší úhel,
- jakobián – míra toho, jak moc se element odchyluje od ideálního elementu (rovnostranného trojúhelníku nebo čtverce); nabývá hodnot mezi 0 a 1, kde 1 reprezentuje ideální element,
- maximální vnitřní úhel elementu,
- minimální vnitřní úhel elementu.



Obr. 4.3- Kritéria na kvalitu sítě, deformace (vlevo) a šikmost (vpravo)

4.5.2 Problematika explicitního řešiče

Explicitní dynamická analýza se využívá k určení dynamické odezvy struktury v důsledku šíření rázové vlny, nárazu nebo rychle se měnící časově závislé zátěže. Předávání hybnosti mezi pohybujícími se tělesy a setrvačné efekty jsou obvykle důležitými aspekty prováděné analýzy. Tento typ analýzy může být též použit pro modelování mechanických jevů, které jsou silně nelineární. Nelinearity mohou pocházet od materiálů (hyperelasticita, plasticita, porušení), od kontaktů (srážka ve

vysoké rychlosti, náraz) a od geometrických deformací (průhyb, pád). Efektivně se tímto typem analýzy dají simulovat jevy s časovým měřítkem menším než 1 sekunda, obvykle v řádu milisekund. Na základě všech těchto podmínek uživatel zvolí explicitní řešič k řešení analýzy. Typickými příklady explicitní analýzy jsou analýzy srážek, pádové zkoušky, zásahy ptákem atd.

Při explicitní analýze se řeší transientní rovnice rovnováhy ve tvaru

$$[M] \left\{ \frac{d^2 u}{dt^2} \right\} + [C] \left\{ \frac{du}{dt} \right\} + [K] \{u\} = \{F_{ext}(t)\}, \quad (47)$$

kde M je matice hmoty, C je matice tlumení, K je matice tuhosti, F_{ext} je vektor vnějších sil a u je neznámý vektor výchylek.

Při řešení dynamických problémů metodou konečných prvků se používá MKP pouze pro prostorovou diskretizaci, kdežto časová diskretizace je vždy provedena metodou konečných diferencí. Celkový čas odezvy je rozdělen na mnohem menší časové intervaly, které nazýváme časovými kroky. Při řešení rovnice rovnováhy jsou hodnoty neznámých v čase $t + \Delta t$ určovány na základě znalosti jejich hodnot v čase t . Co je to časový krok v kontextu explicitní analýzy? Jedná se o čas potřebný k šíření rázové vlny podél nejmenšího rozměru elementu. *Během* rozumíme simulaci jednoho modelu, která začíná v čase 0 a pokračuje, dokud není dosaženo uživatelem definovaného konečného času. Základní časová jednotka běhu je časový krok Δt . Explicitní řešení je stabilní, když $\Delta t < \Delta t_{kritický}$, přičemž tento kritický časový krok můžeme vyčíslit jako

$$\Delta t_{kritický} = \frac{l_c}{c}, \quad (48)$$

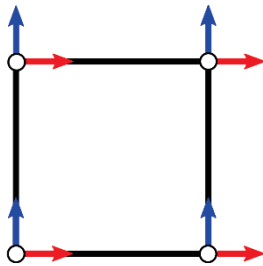
kde l_c je velikost nejmenšího elementu a c je rychlost zvuku. Takový časový krok nám zaručuje, že informace neprojde přes více než jeden element.

Hourglass efekt

Při řešení tzv. crashových úloh, tj. destrukčních úloh při kterých v krátkém čase dochází k extrémním nelinearitám, plastickým deformacím, porušení materiálu apod., se často používají elementy výpočetní sítě, které jsou podintegrované. Jejich výhodou je významné snížení výpočetního času a strojové náročnosti výpočtu, které jsou však vykoupeny snížením přesnosti výpočtu a projevením tzv. hourglass efektu

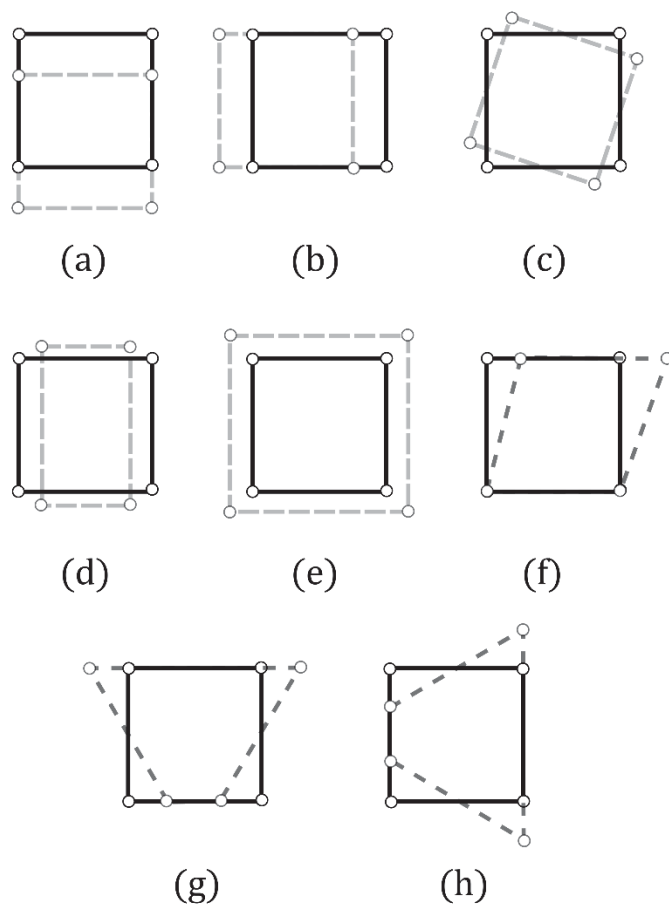
(efekt přesýpacích hodin). Jedná se o jev, který nemá fyzikální obdobu, a při němž se jednotlivé elementy deformují takovým způsobem, že deformace výpočetně vyvolává nulovou deformační energii – tedy nulové napětí.

Jako příklad pro snadnější znázornění tohoto efektu může posloužit plošný čtyřuzlový element (viz Obr. 4.16), jehož všechny 4 uzly mají dva stupně volnosti. Celý element má pak tím pádem osm stupňů volnosti, a tedy může nastat osm různých deformačních stavů.

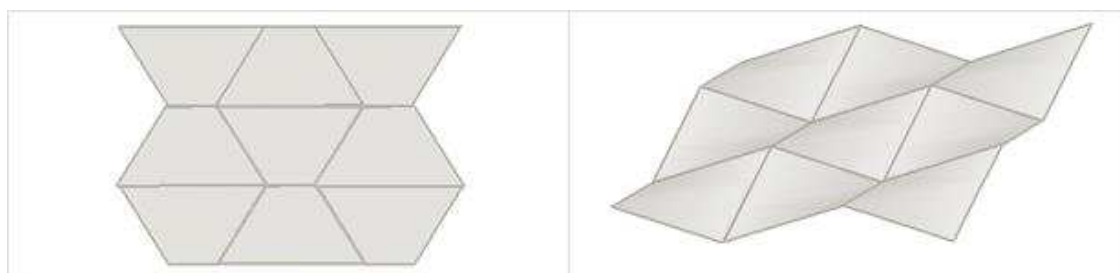


Obr. 4.16 – Čtyřuzlový plošný element

První tři deformační stavy nastanou, pokud se element chová jako ideálně tuhý, a tedy se nedeformuje, ale pouze pohybuje (viz Obr. 4.17 a, b, c). Další tři deformační stavy pak již vykazují reálnou tuhost elementu (viz Obr. 4.17 d, e, f). Zbývající 2 stavy (viz Obr. 4.17 g, h), vzniklé vlivem jednoho integračního bodu, jsou pak stavy s nulovou deformační energií a jsou právě projevem hourglass efektu. Pokud pak tento jev nastane u sousedících elementů, lze pozorovat právě tvar přesýpacích hodin, podle kterých je efekt pojmenován.



Obr. 4.17 – Deformační stavy elementu



Obr. 4.18 – Hourglass efekt (vlevo v ploše, vpravo mimo plochu) [70]

Zmiňovanému jevu lze zabránit, nebo ho co nejvíce potlačit, několika způsoby. První, nejpřirozenější, je použití elementů, u nichž tento jev neexistuje: elementy trojúhelníkového nebo čtyřstěnného tvaru. Nevýhodou těchto elementů je, že se chovají tužší, než jak tuhý materiál ve skutečnosti je. Další možností je opravit výpočetní síť tak, aby elementy splňovaly přísnější kritéria kvality, především zjemnění sítě pomůže zmenšit velikost oblastí, ve kterých se efekt projevuje. A přirozeně lze tento efekt do jisté míry potlačit i výpočetními metodami. První,

z historických důvodů častější, metodou je aplikace „anti-hourglass“ sil, které udržují deformační stabilitu elementů. Druhá metoda je pak analytická a pracuje s korekcí vnitřní energie prvků.

4.5.3 Sestavený model

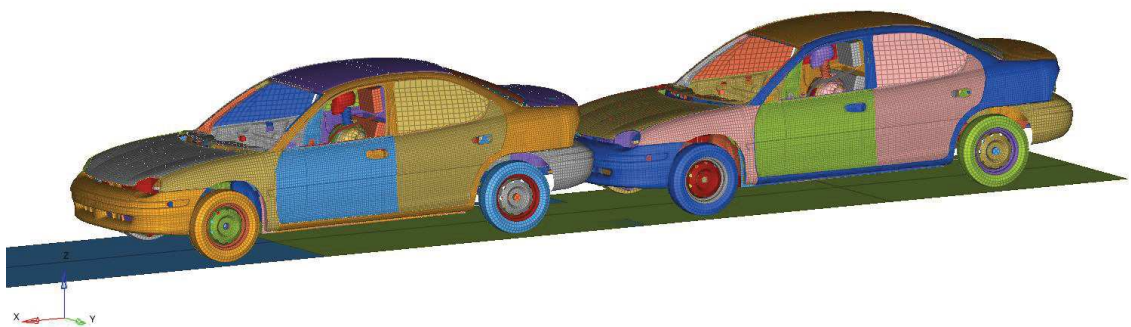
Použitý explicitní model pro simulaci nárazu obsahuje dva identické automobily, stejně vybavené a stejně obsazené posádkou.

Oba automobily jsou osazeny figurínou na sedadle řidiče, které je vybaveno opěrkou hlavy a pásovým zádržným systémem s předepínačem.

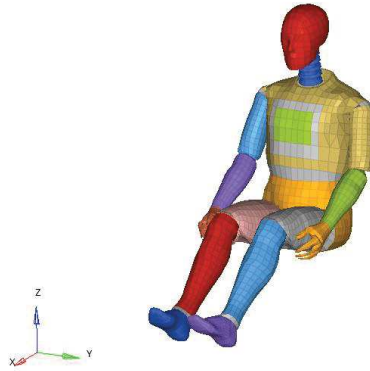
Další vnitřní vybavení automobilu pro tyto simulace nebylo modelováno. V uvažovaných konfiguracích srážky nemá na výsledná poranění významný vliv.

Model každého automobilu sestává z 392 dílů, souhrnně o 315 000 uzlech. Figurína je pak výrazně zjednodušeným virtuálním obrazem figuríny Hybrid III 50% a je sestavena z 5 188 uzlů a osazena akcelerometry v hlavě, hrudníku a pánvi.

Pro výpočet následků kolizních scénářů jsou automobily vždy napolohovány v prostoru tak, aby jejich poloha odpovídala poloze v okamžiku srážky podle simulace přednehodového děje, je jim udělena výchozí rychlost získaná tamtéž a na jejich kola působí maximální brzdná síla rovná tíze vozidla $F_B = G$.



Obr. 4.19 – Použitý explicitní model pro simulaci nárazu



Obr. 4.20 – Použitý explicitní model figuríny

Nehodový děj byl počítán po dobu 0,3 s, které jsou pro vznik poranění vlivem primárního nárazu nejzásadnější. Délku výchozího výpočetního kroku určil řešič na $7.9599E-07$ s a je odvozena z velikosti nejmenšího elementu.

Vyhodnocení prováděných simulací je prováděno odečítáním zrychlení v hlavě figuríny a dopočítáváním HIC. To je pak pomocí korelace představené na Obr. 3.4 převáděno na odpovídající úrovně MAIS.

4.6 Výsledky a porovnání systémů

Pro účely ověření navrhované metodiky byly provedeny dvě bezpečnostní analýzy. První z nich ověřuje bezpečnost mířící strategie pokročilého asistenčního systému při rychlostech 30, 50 a 80 km/h. Druhá analýza pak porovnává bezpečnost obou představených strategií při rychlosti 80 km/h. První analýza byla provedena metodou korelačního hodnocení, zatímco druhá pak využívá hodnocení pomocí konečně-prvkové simulace.

4.6.1 Výsledky mířící strategie ADAS

Hodnoty míry poranění řidiče ego vozidla při testování mířící strategie ADAS korelační metodou jsou znázorněny v Tab. 4.3, Tab. 4.4 a Tab. 4.5.

Tab. 4.3 – Výsledky mířící strategie při 30 km/h

Mířící 30 km/h HIC		$a_{vedoucí}$ [ms^{-2}]					
		5	6	7	8	9	10
V požadovaná [%]	50	0	0	0	0	27	32
	40	0	0	0	34	39	43
	30	0	0	33	41	48	55
	20	0	0	34	41	48	55
	10	0	0	34	41	48	55
	0	0	0	34	41	48	55

Mířící 30 km/h MAIS		$a_{vedoucí}$ [ms^{-2}]					
		5	6	7	8	9	10
V požadovaná [%]	50	0	0	0	0	1	1
	40	0	0	0	1	1	1
	30	0	0	1	1	1	1
	20	0	0	1	1	1	1
	10	0	0	1	1	1	1
	0	0	0	1	1	1	1

Tab. 4.4 – Výsledky mířící strategie při 50 km/h

Mířící 50 km/h HIC		$a_{vedoucí}$ [ms^{-2}]					
		5	6	7	8	9	10
V požadovaná [%]	50	0	0	0	0	0	0
	40	0	0	0	0	0	0
	30	0	0	0	0	0	34
	20	0	0	0	37	47	56
	10	0	0	42	52	68	91
	0	0	0	46	52	98	128

Mířící 50 km/h MAIS		$a_{vedoucí}$ [ms^{-2}]					
		5	6	7	8	9	10
V požadovaná [%]	50	0	0	0	0	0	0
	40	0	0	0	0	0	0
	30	0	0	0	0	0	1
	20	0	0	0	1	1	1
	10	0	0	1	1	1	1
	0	0	0	1	1	1	1

Tab. 4.5 – Výsledky mířící strategie při 80 km/h

Mířící 80 km/h HIC		$a_{vedoucí}$ [ms^{-2}]					
		5	6	7	8	9	10
V požadovaná [%]	50	0	0	0	0	0	0
	40	0	0	0	0	0	0
	30	0	0	0	0	47	62
	20	0	0	38	64	89	107
	10	0	26	60	74	92	107
	0	0	44	60	74	92	107

Mířící 80 km/h MAIS		$a_{vedoucí}$ [ms^{-2}]					
		5	6	7	8	9	10
V požadovaná [%]	50	0	0	0	0	0	0
	40	0	0	0	0	0	0
	30	0	0	0	0	1	1
	20	0	0	1	1	1	1
	10	0	1	1	1	1	1
	0	0	1	1	1	1	1

Z uvedených výsledků je patrná zajímavá skutečnost, že následky nehody při výchozí rychlosti 50 km/h jsou z pohledu zdravotních následků posádky nejméně příznivé. Na tomto místě je nutné připomenout, že se nejedná o rychlost nárazovou, ale o výchozí rychlost, kterou se pohybuje dopravní proud při zahájení kolizního scénáře. Tyto výsledky je možné připisovat například nevhodně zvolené funkci závislosti reakční doby asistenčního systému na rychlosti jízdy (době, po kterou systém umožní řidiči zareagovat, než sám převezme řízení).

Zároveň však lze vidět, že ve všech případech (napříč výchozími rychlostmi) nepřekročí výsledná zranění úroveň MAIS 1 – lehká poranění.

Dále si můžeme všimnout, že rychlost 30 km/h je sice příznivá ve výsledné intenzitě následků, ale výrazně nepříznivá k možnosti vyřešení kolizní situace asistenčním systémem – nedokáže srážce zabránit ve větším množství případů. Tato skutečnost má vysvětlení v nízkém vzdálenostním odstupu mezi vozidly a konstantní šíři úhlu vyzařovacího kužele radaru. Ten zaznamená agresivní vozidlo oproti scénářům v jiných rychlostech podstatně později, a má tím výrazně zkrácenou dobu na reakci.

Spolu s analýzou následků nehody pro řidiče ego automobilu byla provedena i analýza následků poranění řidiče kolizního partnera – agresivního vozidla. Tato analýza měla za úkol ověřit, zda není posuzovaný systém, potažmo automobil, vůči dalším účastníkům nehody příliš invazivní. Jestli dobré výsledky v oblasti následků vlastní posádky nejsou vykoupeny za cenu příliš velkých zdravotních následků posádky kolizního partnera. Výsledky této analýzy jsou znázorněny v Tab. 4.6.

Tab. 4.6 – Výsledky mířící strategie pro kolizního partnera

Mířící 30 km/h MAIS		a _{vedoucí} [ms ⁻²]					
		5	6	7	8	9	10
V _{požadovaná} [%]	50	0	0	0	0	1	1
	40	0	0	0	1	1	1
	30	0	0	1	1	1	1
	20	0	0	1	1	1	1
	10	0	0	1	1	1	1
	0	0	0	1	1	1	1

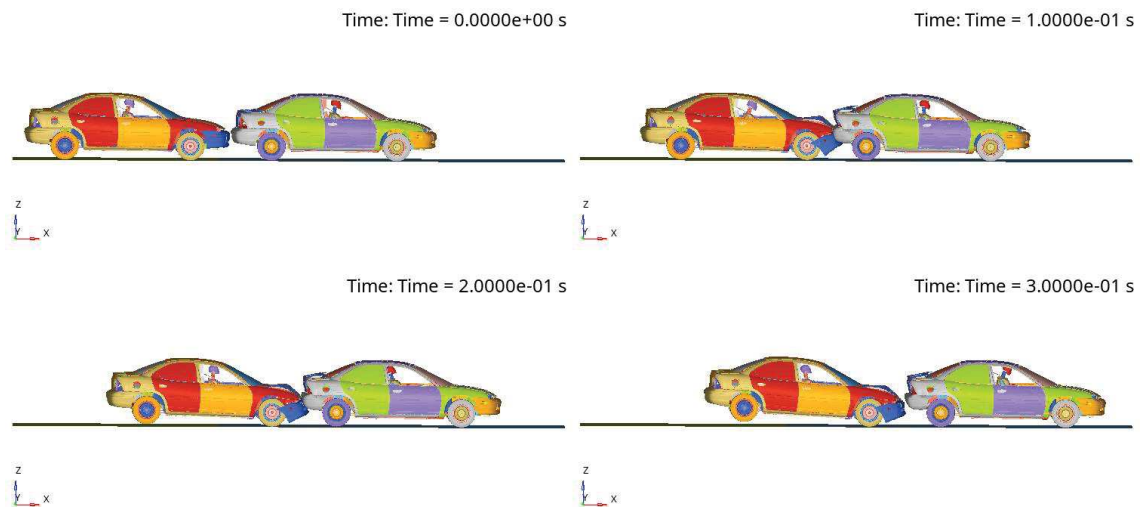
Mířící 50 km/h MAIS		a _{vedoucí} [ms ⁻²]					
		5	6	7	8	9	10
V _{požadovaná} [%]	50	0	0	0	0	0	0
	40	0	0	0	0	0	0
	30	0	0	0	0	0	1
	20	0	0	0	1	1	1
	10	0	0	1	1	1	1
	0	0	0	1	1	1	2

Mířící 80 km/h MAIS		a _{vedoucí} [ms ⁻²]					
		5	6	7	8	9	10
V _{požadovaná} [%]	50	0	0	0	0	0	0
	40	0	0	0	0	0	0
	30	0	0	0	0	1	1
	20	0	0	1	1	1	1
	10	0	1	1	1	1	1
	0	0	1	1	1	1	1

Z těchto výsledků je patrné, že ani pro kolizního partnera nejsou následky nehody nijak vážné. V jednom případě bylo dosaženo poranění úrovně MAIS 2 – středně těžké poranění. To je úroveň, která by již zasloužila pozornost, ale na druhou stranu se jedná o úroveň poranění, která je při nárazu zezadu častá i při velmi nízkých nárazových rychlostech a objevuje se v krční oblasti.

4.6.2 Výsledky porovnání obou strategií ADAS

Pro rychlost dopravního proudu 80 km/h byla provedena analýza srovnání obou uvažovaných strategií řízení ADAS: mířící a vyhýbací. V rámci této analýzy bylo prověřeno 32 scénářů, které i přes zásah asistenčního systému vedly k nehodě. Z toho 9 nehodových situací mělo stejné vstupní parametry jako některá z jiných. Typicky se jednalo o srážky, které proběhly ve fázi konstantní decelerace vedoucího, potažmo agresivního, vozidla, kdy velikost požadované výsledné rychlosti na parametry srážky doposud nemá žádný vliv. Proto bylo nakonec provedeno 23 konečně-prvkových výpočtů.



Obr. 4.21 – Ilustrační obrázek simulovaného nehodového děje

Výsledky analýzy jsou znázorněny v Tab. 4.7 a Tab. 4.8.

Tab. 4.7 – Výsledky vyhýbací strategie při 80 km/h

Vyhýbací 80 km/h HIC		a _{vedoucí} [ms ⁻²]						Vyhýbací 80 km/h MAIS		a _{vedoucí} [ms ⁻²]					
		5	6	7	8	9	10			5	6	7	8	9	10
Vpožadovaná [%]	50	0	0	0	0	0	0	Vpožadovaná [%]	50	0	0	0	0	0	0
	40	0	0	0	0	0	0		40	0	0	0	0	0	0
	30	0	0	0	0	12	18		30	0	0	0	0	1	1
	20	0	0	9	42	57	69		20	0	0	1	1	1	1
	10	0	12	15	30	57	69		10	0	1	1	1	1	1
	0	0	27	15	30	57	69		0	0	1	1	1	1	1

Tab. 4.8 – Výsledky mířící strategie při 80 km/h

Mířící 80 km/h HIC		a _{vedoucí} [ms ⁻²]						Mířící 80 km/h MAIS		a _{vedoucí} [ms ⁻²]					
		5	6	7	8	9	10			5	6	7	8	9	10
Vpožadovaná [%]	50	0	0	0	0	0	0	Vpožadovaná [%]	50	0	0	0	0	0	0
	40	0	0	0	0	0	0		40	0	0	0	0	0	0
	30	0	0	0	0	47	62		30	0	0	0	0	1	1
	20	0	0	38	64	89	107		20	0	0	1	1	1	1
	10	0	26	60	74	92	107		10	0	1	1	1	1	1
	0	0	44	60	74	92	107		0	0	1	1	1	1	1

Srovnání obou strategií vyvrací původní předpoklad autora, že vyhýbací strategie bude mít negativní vliv na bezpečnost posádky. V pro tuto strategii záměrně nepříznivém scénáři vedla tato strategie řízení vždy k předo-zadnímu nárazu s přesahem. Tato konfigurace nárazu zapojuje do snižování následků nehody jen část deformačních zón, a tedy by následky nehody dle původního předpokladu měly být závažnější.

Ukázalo se však, že tomu tak není. Což může být způsobeno několika faktory:

- Poddajnost deformačních zón modelovaného automobilu (i automobilů obecně) je optimalizována tak, aby dosáhla nejlepších výsledků při standardizovaných nárazových zkouškách, které se však odehrávají za více nepříznivých podmínek, než jakých bylo dosaženo v simulovaných scénářích (vyšší nárazová rychlost, nepohyblivá bariéra, bariéra deformovatelná méně než kolizní partner, nebo vůbec apod.). To pak může vést k tomu, že pro

nárazy v nižších rychlostech jsou deformační zóny příliš málo poddajné. Pokud se jich tedy do deformačního děje zapojí méně, může to mít na výsledná zrychlení působící na posádku, pozitivní vliv.

- Při nárazu s přesahem dochází k roztočení kolizních partnerů kolem sebe, což má vliv na disipaci kinetické energie
- Měřená veličina HIC zohledňuje pouze posuvné složky zrychlení působícího na hlavu. Bohužel zanedbává rotační složky, což právě při kolizním ději, kde k rotacím dochází, může určitou, i když patrně v tomto případě jen malou, měrou ovlivnit přesnost výsledku.

Z porovnání je zároveň patrný přínos této metodiky oproti současnému stavu testování bezpečnosti asistenčních systémů. Je vidět, že obě strategie řízení vedou ke stejnému množství nehod, a dokonce nehody nastávají při stejných parametrech kolizního scénáře. S využitím doposud používaných metodik by byly obě strategie vyhodnoceny jako stejně kvalitní. Avšak představená metodika ukazuje, že z hlediska bezpečnosti, je mezi oběma strategiemi podstatný rozdíl.

Závěrem provedeného srovnání může být doporučení ověřit vyhýbací strategii na širším množství kolizních scénářů, protože provedená analýza mluví výrazně ve prospěch tohoto řešení.

Pochopitelně by bylo možné využít tuto metodiku i k vytipování situací, kdy je která strategie výhodnější, resp. bezpečnější, a kterou má ADAS v které situaci volit.

5 Diskuze

Použitím navrhované metodiky na konkrétních příkladech se potvrdilo, že byla navržena v souladu se systémovými přístupy a její výsledky jsou prakticky využitelné.

Z obou provedených analýz je zároveň možné na průniku obou příkladů (mířící strategie, 80 km/h) vidět srovnání výsledků dvou navrhovaných postupů. Ač se oba postupy značně liší – jeden vychází korelačních křivek získaných na základě statistik z reálného světa a druhý využívá konečně-prvkové simulace, jsou velmi dobře srovnatelné, což je patrné z Tab. 5.1.

Liší se především v případech s nižší nárazovou rychlostí. Tuto skutečnost lze vysvětlit nepřesnými korelacemi v této oblasti korelačních křivek. Což je částečně způsobeno sběrem dat, a částečně konkretizací modelu automobilu v konečně-prvkovém modelu.

Tab. 5.1 – Výsledky mířící strategie při 80 km/h

Korelační hodnocení							Hodnocení konečně-prvkovou simulací							
Mířící 80 km/h HIC	a _{vedoucí} [ms ⁻²]						Mířící 80 km/h HIC	a _{vedoucí} [ms ⁻²]						
	5	6	7	8	9	10		5	6	7	8	9	10	
V _{požadovaná} [%]	50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	40	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	30	0	0	0	0	47	62	0	0	0	33	75		
	20	0	0	38	64	89	107	0	0	9	78	96	102	
	10	0	26	60	74	92	107	0	3	69	90	99	102	
	0	0	44	60	74	92	107	0	27	69	90	99	102	

Výsledky obou postupů pochopitelně nemohou být naprosto identické. Zatímco první postup bere v potaz jakýsi „průměrný“ automobil, druhý postup pracuje s konkrétním automobilem, jehož deformační charakteristiky se od „průměrného“ automobilu mohou lišit.

Oproti již několikrát zmiňovaným pozitivům této metodiky ukázala praktická implementace i její limity, které je vhodné ošetřit v rámci další výzkumné činnosti.

První podnět, který autor hodlá v budoucnu zapracovat, je zautomatizování celého procesu hodnocení tak, aby nebyl vyžadován lidský zásah do přenosu dat mezi

jednotlivými modely, řešiči a tabulkovým procesorem pro znázornění výsledků. V ideálním případě by v budoucnu měla být celá sada scénářů počítána a vyhodnocována plně automaticky.

Další vzniklou potřebou je nalezení a implementace korelačních křivek pro další konfigurace nárazu tak, aby metodika mohla být okamžitě použita pro libovolnou konfiguraci střetu bez nutnosti zásahu řešitele.

Vizí, kterou autor ohledně pokračující práce má, je pak zohlednění i dalších kolizních partnerů, než jakými je osobní automobil. Bylo by určitě užitečné rozšířit nástroje metodiky tak, aby kolizními partnery mohl být zvolen i nákladní automobil, motocykl nebo chodec. Právě bezpečnost chodců je v současnosti výrazným trendem v řešení bezpečnosti vozidel.

Závěr

Popsaný výzkum představuje novou třívrstvou metodiku pro posuzování bezpečnosti asistenčních systémů. V 1. úrovni jsou funkce navrženy na základě realistických předpokladů týkajících se běžných dopravních situací a scénářů, funkce jsou následně na 2. úrovni testovány podle katalogu testovacích scénářů s cílem určit hodnoty parametrů hraničních pro vznik nevyhnutelné nehody. Ve třetím kroku, nejzásadnějším z pohledu přínosu a inovativnosti této práce, se s ohledem na predikované následky pro zúčastněné pasažéry, provede analýza případů, u kterých havárii nelze zabránit.

Představená metodika má široké možnosti uplatnění v praxi. Nejširší možnosti jejího využití jsou pochopitelně při samotném vývoji asistenčních systémů. A to jak výrobci automobilů, tak jejich subdodavateli. Druhý a třetí krok metodiky je však využitelný i v rámci soudního znaleství nebo zákaznických testů. V případě, že by výrobce automobilů byl nucen legislativou nebo tlakem nezávislých organizací (např. NCAP) poskytnout těmto subjektům kompilovaný, nebo jinak zabezpečený kód algoritmu asistenčních systémů ve formě určitého black-boxu, se standardizovanými vstupy a výstupy, bylo by možné velmi efektivně zkoumat bezpečnost asistenčních systémů bez vázání se na finančně nákladné fyzické testy automobilu. Obdobně by metodika mohla být využita i k homologaci asistenčních systémů pro konkrétní modely automobilů.

Její budoucí uplatnění je ovšem možné hledat i v dalších trendech současného vývoje automobilů. Analogicky ji lze totiž použít pro bezpečnostní analýzu i jiných elektronických systémů, které zasahují, nebo v blízké budoucnosti budou zasahovat do řízení. Mohou to být systémy komunikace mezi vozidly (V2V), inteligentní vozidla nebo dokonce až autonomní systémy řízení vozidel.

Potřeba komplexního řešení bezpečnosti takových systémů je také v souladu s Vision Zero strategií Evropské komise [71], která si dává za cíl dosáhnout takové úrovně bezpečnosti dopravy, aby v roce 2050 na evropských silnicích nezemřel, ani se vážně nezranil, žádný člověk.

Metodika zároveň reflektuje potřeby a možnosti různých jejích uživatelů, a proto nabízí několik cest k jejímu zpracování. Zatímco hodnocení následků pomocí konečně-prvkových simulací je vhodnější spíše pro výrobce automobilů, hodnocení

korelační nebo matematicko-modelové může vyhovovat ostatním zmíněným uživatelům. Ti zpravidla nemají kapacity na tvorbu dostatečně kvalitních konečně-prvkových modelů.

Dalším hodnotným výstupem představené práce je softwarová platforma, která vznikla původně pro ověřování této metodiky. Ta je ovšem využitelná zároveň i pro další zkoumání vlivů asistenčních systémů na dynamické chování vozidla v rámci jiných výzkumných prací.

Seznam obrázků

Obr. 1.1 – V-diagram metody Model-Based Design	12
Obr. 3.1 – Typy střetů automobilů.....	28
Obr. 3.2 – Čelní a předozadní srážka vozidel	32
Obr. 3.3 – Korelační křivky rychlosti a MAIS2+ pro čelní náraz a náraz zezadu	33
Obr. 3.4 – Korelační křivky HIC a pravděpodobností MAISx.....	34
Obr. 3.5 – Schéma korelačního postupu	35
Obr. 3.6 – Konečně-prvkový model pro simulaci nárazu.....	38
Obr. 4.1 – Schéma uvažovaného kolizního scénáře	45
Obr. 4.2 – Využívání součinitele adheze pro jízdu obloukem při bezpečné jízdě	48
Obr. 4.3 – Přehledový obrázek MBD modelu přední nápravy	54
Obr. 4.4 – Přehledový obrázek MBD modelu zadní nápravy.....	54
Obr. 4.5 – MBD model agresivního vozidla	56
Obr. 4.6 – Porovnání lineární interpolace a interpolace Steffenovou metodou	57
Obr. 4.7 – Diagram závislosti přilnavosti na skluzu pneumatiky	60
Obr. 4.8 – Regulace brzdění při vysokých součinitelích přilnavosti.....	61
Obr. 4.9 – Ukázka fungování použitého ABS.....	62
Obr. 4.10 – Schéma dosahu SRR, MRR, LRR.....	63
Obr. 4.11 – Definice sledovaných bodů na karoserii agresivního vozu.....	65
Obr. 4.12 – Schéma vymezení dosahu radaru	67
Obr. 4.13 – Schéma vymezení plochy predik. trajektorie při přímé jízdě.....	68
Obr. 4.14 – Schéma vymezení plochy predik. trajektorie. při průjezdu zatáčkou ...	69
Obr. 4.15 – Sekvence snímků ilustrující fungování ADAS s vyhýbací strategií	72
Obr. 4.16 – Čtyřuzlový plošný element.....	77
Obr. 4.17 – Deformační stavy elementu	78
Obr. 4.18 – Hourglass efekt	78
Obr. 4.19 – Použitý explicitní model pro simulaci nárazu.....	79
Obr. 4.20 – Použitý explicitní model figuríny.....	80
Obr. 4.21 – Ilustrační obrázek simulovaného nehodového děje.....	83

Seznam tabulek

Tab. 2.1 – SWOT analýza k metodě Check List.....	20
Tab. 2.2 – SWOT analýza k metodě What-If.....	21
Tab. 2.3 – SWOT analýza k metodě Preliminary Hazard Analysis	22
Tab. 2.4 – SWOT analýza k metodě HAZOP.....	23
Tab. 2.5 – SWOT analýza k metodě Event Tree Analysis	24
Tab. 3.1 – Příklad scénářové šablony pro zápis výsledků	27
Tab. 3.2 – Příklad výsledků simulace přednehodového děje	29
Tab. 3.3 – Stupnice AIS	30
Tab. 3.4 – Příklad prezentování výsledků analýzy	39
Tab. 4.1 – Souhrn zvolených hodnot.....	52
Tab. 4.2 – Použité parametry radarů	64
Tab. 4.3 – Výsledky mířící strategie při 30 km/h	81
Tab. 4.4 – Výsledky mířící strategie při 50 km/h	81
Tab. 4.5 – Výsledky mířící strategie při 80 km/h	81
Tab. 4.6 – Výsledky mířící strategie pro kolizního partnera	82
Tab. 4.7 – Výsledky vyhýbací strategie při 80 km/h	84
Tab. 4.8 – Výsledky mířící strategie při 80 km/h	84
Tab. 5.1 – Výsledky mířící strategie při 80 km/h	86

Reference

- [1] LAWES, JON: *Car Brakes: A Guide to Upgrading, Repair and Maintenance* : The Crowood Press UK, 2014 — ISBN 978-1847976741
- [2] BUCH, ABHIJIT: *Cruise control report*, H.V.P.M COET at Amravati, 2017
- [3] RULC, VOJTĚCH: Model-Based Design. In: *CAD* roč. 26. Praha (2017), Nr. 2
- [4] SCHULDT, FABIAN; SAUST, FALKO; LICHTER, BERND; MAURER, MARKUS; SCHOLZ, STEPHAN: Effiziente systematische Testgenerierung für Fahrerassistenzsysteme in virtuellen Umgebungen. In: *AAET2013 - Automatisierungssysteme, Assistenzsysteme Und Eingebettete Systeme Für Transportmittel* (2013) — ISBN 978-3-937655-29-1
- [5] SHOUKRY, YASSER; TABUADA, PAULO; TSUEI, STEPHANIE; MILAM, MARK B.; GRIZZLE, JESSY W.; AMES, AARON D.: Closed-form controlled invariant sets for pedestrian avoidance. In: *2017 American Control Conference (ACC)* : IEEE, 2017 — ISBN 978-1-5090-5992-8, s. 1622–1628
- [6] SCHÄDLER, O.; MÜLLER, S.; GRÜNDL, M.: Experimental evaluation of the controllability of interacting advanced driver assistance systems. In: *The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks* : CRC Press, 2016 — ISBN 9781138028852, s. 297–305
- [7] OYLER, DAVE W.; YILDIZ, YILDIRAY; GIRARD, ANOUC R.; LI, NAN I.; KOLMANOVSKY, ILYA V.: A game theoretical model of traffic with multiple interacting drivers for use in autonomous vehicle development. In: *Proceedings of the American Control Conference*, 2016 — ISBN 9781467386821
- [8] ZHOU, JINWEI; RE, LUIGI DEL: Reduced Complexity Safety Testing for ADAS & ADF. In: *IFAC-PapersOnLine* (2017)
- [9] ZHOU, JINWEI; DEL RE, LUIGI: Identification of critical cases of ADAS safety by FOT based parameterization of a catalogue. In: *2017 Asian Control Conference, ASCC 2017*, 2018 — ISBN 9781509015733
- [10] ZHOU, JINWEI; DEL RE, LUIGI: Safety Verification of ADAS by Collision-free Boundary Searching of A Parameterized Catalog. In: *Proceedings of the American Control Conference*, 2018 — ISBN 9781538654286
- [11] YATES, W: *Safety Professional's Reference and Study Guide, Second Edition* : CRC Press, 2015 — ISBN 978-1-4822-5665-9
- [12] BRAUER, ROGER L.: *Safety and Health for Engineers*. Hoboken, NJ, USA : John Wiley & Sons, Inc., 2005 — ISBN 9780471750932
- [13] PROCHÁZKOVÁ, DANA: *Strategické řízení bezpečnosti území a organizace*. Praha : ČVUT, 2011 — ISBN 978-80-01-04844-3
- [14] LACHAUME, J.-L.; MILLER, D.; RZENTKOWSKI, G.; LAHTINEN, N.; VALTONEN, K.; FOUCHER, L.; HARIKUMAR, S. S.; YAMADA, T.; ET AL.: Implementation of defence in depth at nuclear power plants. lessons learnt from the fukushima daiichi accident. In: *Nuclear Energy Agency, Organisation for Economic Co-Operation and Development, Tech. Rep.* (2016)

- [15] SHAO, YUNLI; SUN, ZONGXUAN: Robust eco-cooperative adaptive cruise control with gear shifting. In: *Proceedings of the American Control Conference*, 2017 — ISBN 9781509059928
- [16] MOSER, DOMINIK; SCHMIED, ROMAN; WASCHL, HARALD; DEL RE, LUIGI: Flexible Spacing Adaptive Cruise Control Using Stochastic Model Predictive Control. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* (2018)
- [17] PROCHÁZKOVÁ, DANA: *Analýza, řízení a vypořádání rizik spojených s technickými díly*. Praha : ČVUT v Praze, 2018 — ISBN 978-80-01-06480-1
- [18] PROCHÁZKOVÁ, DANA: *Metody, nástroje a techniky pro rizikové inženýrství*. Praha : ČVUT v Praze, 2011 — ISBN 978-80-01-04842-9
- [19] PROCHÁZKOVÁ, DANA: *Řízení bezpečnosti - základní údaje*. Praha : PA ČR, 2007 — ISBN 978-80-7251-260-7
- [20] KRAMER, FLORIAN: *Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen*. Dresden : ATZ/MTZ-Fachbuch, 2006 — ISBN 978-3-8348-9042-9
- [21] WISMANS, J.; JANSSEN, E.; BEUSENBERG, M.; KOPPENS, W.; HAPPEE, R.; BOVENDEERD, P.: *Injury Biomechanics (4J610)* (Nr. Technical Report w5-pp3-4.3), 2000
- [22] KOVANDA, JAN; BRADÁČ, JOSEF; KREJČÍ, JAN; MÍK, JOSEF; TULACH, PAVEL; VRÁNA, TOMÁŠ: *Bezpečnostní aspekty návrhu dopravních prostředků*. Praha : ČVUT v Praze, 2015 — ISBN 978-80-01-05893-0
- [23] *Crash analysis criteria description*. Bergisch Gladbach : Bundesanstalt für Straßenwesen, 2008
- [24] *Stapp Car Crash -- Conference Proceedings*. Warrendale, PA : SAE
- [25] EuroNCAP reports
- [26] NOLAN, J M; PREUSS, CH.A.; JONES, S L; O'NEILL, B: An Update of the Relationships between Computed Delta Vs and Impact Speeds for Offset Crash Tests. In: *Proceedings of the 16th International Technical Conference on Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, 1998, s. 1234–1241
- [27] STIGSON, HELENA; KULLGREN, ANDERS; ROSÉN, ERIK: Injury risk functions in frontal impacts using data from crash pulse recorders. In: *Annals of Advances in Automotive Medicine/Annual Scientific Conference*. roč. 56, 2012, s. 267
- [28] KULLGREN, A; KRAFFT, M: Influence of Change of Velocity and Acceleration on Whiplash Injury Risk: Results from Real-World Crashes (2008)
- [29] OTTE, D: Signifikanz von HWS-Distorsionen bei Strassenverkehrsunfällen aus der Sicht der Erhebungen am Unfallort GIDAS. Whiplash 2010 (2010)
- [30] MACKAY, MURRAY: The increasing importance of the biomechanics of impact trauma. In: *Sadhana* roč. 32, Springer (2007), Nr. 4, s. 397–408
- [31] REITERER, FLORIAN; ZHOU, JINWEI; KOVANDA, JAN; RULC, VOJTECH et al.: Beyond-Design-Basis Evaluation of Advanced Driver Assistance Systems. In: *2019 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)* : IEEE, 2019 — ISBN 978-1-7281-0560-4, s. 2119–2124

- [32] RULC, VOJTĚCH; KOVANDA, JAN at al.: *No Advanced Driver Assistance Systems - Analysis of Collision Scenarios*. Pilsen : University of West Bohemia, 2019 — ISBN 978-80-261-0890-0
- [33] PURŠ, HYNEK: *Mechanismy poranění v oblastech extrémního zatížení*. Autoreferá. Praha : Univerzita Karlova v Praze, 2017
- [34] IONUT, RADU ALEXANDRU; CORNELIU, COFARU; BOGDAN, TOLEA: Mathematical model validated by a crash test for studying the occupant's kinematics and dynamics in a cars' frontal collision. In: *International Journal of Automotive Technology* roč. 18 (2017), Nr. 6, s. 1017–1025
- [35] PAWLUS, WITOLD; KARIMI, HAMID REZA; ROBBERSMYR, KJELL GUNNAR: Mathematical modeling of a vehicle crash test based on elasto-plastic unloading scenarios of spring-mass models. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* roč. 55 (2011), Nr. 1–4, s. 369–378
- [36] MUNYAZIKWIYE, BERNARD B.; KARIMI, HAMID REZA; ROBBERSMYR, KJELL GUNNAR: Mathematical Modeling and Parameters Estimation of Car Crash Using Eigensystem Realization Algorithm and Curve-Fitting Approaches. In: *Mathematical Problems in Engineering* roč. 2013 (2013), s. 1–13
- [37] HYNČÍK, LUDĚK; BOŃKOWSKI, TOMASZ; VYCHYTIL, JAN: Virtual hybrid human body model for PTW safety assessment. In: *Applied and Computational Mechanics* roč. 11 (2017), Nr. 2
- [38] SERRE, T.; BRUNET, C.; BRUYERE, K.; VERRIEST, J. P.; MITTON, D.; BERTRAND, S.; SKALLI, W.: HUMOS (Human Model for Safety) Geometry: From One Specimen to the 5 th and 95 th Percentile. In: , 2006
- [39] SCHWARTZ, DORON; GULEYUPOGLU, BERKAN; KOYA, BHARATH; STITZEL, JOEL D.; GAYZIK, F. SCOTT: Development of a Computationally Efficient Full Human Body Finite Element Model. In: *Traffic Injury Prevention* roč. 16 (2015), Nr. sup1, s. S49–S56
- [40] AUTOMOTIVE, IPG: *IPG Automotive. Car Maker*. URL <https://ipg-automotive.com/products-services/simulation-software/carmaker/>
- [41] MECHANICAL SIMULATION: *CarSim*. URL <https://www.carsim.com/products/carsim/index.php>. - získáno 2008-08-20
- [42] MECHANICAL SIMULATION: *Simulink, FMI/FMU, LabVIEW, and ASCET*. URL <https://www.carsim.com/products/supporting/simulink/index.php>
- [43] TESIS: *DYNA4 Framework: Wide Range of Applications for Vehicle Development*. URL <https://www.thesis-dynaware.com/en/products/dyna4-framework/applications.html>
- [44] ALTAIR: *Altair Partner Product - CarSim*. URL <https://altairhyperworks.com/partner/carsim>
- [45] SIEMENS: *LMS Virtual.Lab*. URL <https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/products/simcenter/lms-virtual-lab.html>. - získáno 2008-08-20

- [46] MATHWORKS: *Matlab*. URL https://uk.mathworks.com/products/matlab.html?s_tid=hp_ff_p_matlab
- [47] MATHWORKS: *Simulink*. URL https://uk.mathworks.com/products/simulink.html?s_tid=hp_ff_p_simulink
- [48] MSC SOFTWARE: *Adams Car*. URL <http://www.mscsoftware.com/product/adams-car>
- [49] MSC SOFTWARE: *Virtual Test Drive*. URL <http://www.mscsoftware.com/product/virtual-test-drive>
- [50] JERGL, JOSEF: *Učebnice nejen pro autoškoly*. Praha : Ottovo nakladatelství v divizi Cesty, 2005 — ISBN 80-7181-923-9
- [51] BESIP: *Bezpečná vzdálenost*. URL <https://www.ibesip.cz/tematicke-stranky/zasady-bezpecne-jizdy-v-aute/bezpecna-vzdalenost>
- [52] BEZPEČNÉ CESTY: *Bezpečná vzdálenost*. URL <https://www.bezpecnecesty.cz/cz/bezpecna-jizda-v-aute/bezpecna-vzdalenost>
- [53] FOUŠOVÁ, MARKÉTA: *Vybrané faktory ovlivňující bezpečnost silničního provozu*. Praha : ČVUT v Praze, Fakulta stavební, 2016
- [54] ZEMÁNEK, LUKÁŠ: *Analýza soustavy faktorů ovlivňujících bezpečnou podélnou vzdálenost mezi vozidly*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 2017
- [55] KAUN, MIROSLAV; LEHOVEC, FRANTIŠEK: *Pozemní komunikace 20*. Praha : ČVUT v Praze, 2004 — ISBN 80-01-02874-7
- [56] BRADÁČ, ALBERT: *Soudní inženýrství*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 1997 — ISBN 80-7204-057-X
- [57] BRADÁČ, ALBERT: Příčné přemístění vozidel při analýze silniční nehody. In: *Soudní inženýrství* roč. 16 (2005), Nr. 5, s. 267–273
- [58] ŠACHL, JINDŘICH (ST.); ŠACHL, JINDŘICH (ML.): *Adheze pneumatik v analýze dopravních nehod*, 2008
- [59] ŽURAUŠIS, VIDAS; NAGURNAS, SAULIUS; PEČELIŪNAS, ROBERTAS; PUMPUTIS, VIDMANTAS; SKAČKAUSKAS, PAULIUS: The analysis of drivers' reaction time using cell phone In the case of vehicle stabilization task. In: *International Journal of Occupational Medicine and Environmental Health* (2018)
- [60] MAKISHITA, HIROSHI; MATSUNAGA, KATSUYA: Differences of drivers' reaction times according to age and mental workload. In: *Accident Analysis & Prevention* roč. 40 (2008), Nr. 2, s. 567–575
- [61] ŠTIKAR, JIŘÍ: *Psychologie bezpečné jízdy*. Praha : NADAS, 1981
- [62] ALTAIR: *CAE and Multi Body Dynamics*, 2018
- [63] ALTAIR: MF-SWIFT/MF-Tyre Modeling. In: *Altair HyperWorks Help* (2019)
- [64] STEFFEN, M.: A Simple Method for Monotonic Interpolation in One Dimension. In: *Astronomy and Astrophysics* roč. 239 (1990), s. 443
- [65] ALTAIR: *Altair Activate 2019.4 Extended Definitions*, 2020

- [66] KOVANDA, JAN: *Bezpečnostní aspekty návrhu dopravních prostředků - podklady k přednáškám*. Praha, 2014
- [67] POST, WULF; HANÁK, STANISLAV; KAMPÁN, TOMÁŠ: *Konvenční a elektronické brzdové soustavy*. Praha : Robert Bosch, 2004 — ISBN 80-903132-6-4
- [68] POWELL, M.J.D.: *The BOBYQA algorithm for bound constrained optimization without derivatives* (Nr. DAMTP 2009/NA06). Cambridge, 2009
- [69] SAPONARA, SERGIO: Advances in Technologies and Architectures for Low-Power and Highly Integrated Ubiquitous Radars. In: *IEEE Radar Conference 2012*. Atlanta : Department of Information Engineering University of Pisa, 2012, s. 61
- [70] ALTAIR: Hourglass Formulations. In: *Altair Radioss User Guide* (2019)
- [71] EUROPEAN COMMISSION: *EU Road Safety Policy Framework 2021-2030 - Next steps towards „Vision Zero“*. Brussels, 2019

Přílohy

Vysvětlivky k obsahu buněk:

Ego vozidlo	Agresivní vozidlo
X [mm]	X [mm]
Y [mm]	Y [mm]
Úhel natočení [rad]	Úhel natočení [rad]
Rychlost [m/s]	Rychlost [m/s]
Zrychlení [ms ⁻²]	Zrychlení [ms ⁻²]

Výsledky simulací předkolizních scénářů:

30 km/h mířící	a _{vedoucí} [ms ⁻²]												
	5	6	7	8	9	10							
Vyrozdávána [%]	50	0	0	0	0	-10937	-15578	-10524	-15164				
						-3	-103	-3	-191				
						0.00	-0.20	0.00	-0.23				
						5.02	4.16	5.73	4.16				
						-9.37	0.00	-9.65	0.00				
	40	0	0	0	-10838	-15478	-10430	-15068	-10144	-14775			
					-3	-122	-3	-213	-2	-281			
					0.00	-0.20	0.00	-0.23	0.00	-0.24			
					5.19	3.32	5.88	3.32	6.32	3.32			
						-9.71	0.00	-10.07	0.00	-10.02	0.00		
	30	0	0	-11388	-16016	-10754	-15391	-10359	-14991	-10061	-14684		
				-3	-28	-3	-140	-2	-229	-2	-301		
				0.000	-0.119	0.000	-0.205	0.000	-0.231	0.000	-0.244		
				4.254	2.493	5.336	2.594	5.990	2.510	6.436	2.345		
						-9.533	0.000	-9.972	-8.000	-10.371	-9.000	-10.132	-10.000
	20	0	0	-11383	-16012	-10754	-15391	-10359	-14991	-10061	-14684		
				-3	-28	-3	-140	-2	-229	-2	-301		
				0.00	-0.12	0.00	-0.20	0.00	-0.23	0.00	-0.24		
				4.26	2.38	5.34	2.59	5.99	2.51	6.44	2.35		
						-9.53	-7.00	-9.97	-8.00	-10.37	-9.00	-10.13	-10.00
	10	0	0	-11383	-16012	-10754	-15391	-10359	-14991	-10061	-14684		
				-3	-28	-3	-140	-2	-229	-2	-301		
				0.00	-0.12	0.00	-0.20	0.00	-0.23	0.00	-0.24		
				4.26	2.38	5.34	2.59	5.99	2.51	6.44	2.35		
					-9.53	-7.00	-9.97	-8.00	-10.37	-9.00	-10.13	-10.00	
0	0	0	-11383	-16012	-10754	-15391	-10359	-14991	-10061	-14684			
			-3	-28	-3	-140	-2	-229	-2	-301			
			0.00	-0.12	0.00	-0.20	0.00	-0.23	0.00	-0.24			
			4.26	2.38	5.34	2.59	5.99	2.51	6.44	2.35			
					-9.53	-7.00	-9.97	-8.00	-10.37	-9.00	-10.13	-10.00	

50 km/h míčící		$a_{vedoucí} [ms^{-2}]$												
		5	6	7		8		9		10				
Vpožadované [%]	50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			
	40	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			
	30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-30480	-35099		
											-7	0		
											-0.001	0.000		
											6.073	4.155		
	20	0	0	0	0	0	-31163	-35779	-30444	-35063	-29828	-34443		
							-7	0	-7	0	-7	0		
							-0.003	0.000	-0.001	0.000	0.000	0.000		
							5.119	2.770	6.141	2.770	6.977	2.770		
	10	0	0	0	0	0	-8.053	0.000	-9.272	0.000	-10.350	0.000		
							-31689	-36304	-30979	-35594	30211	-34823	-29146	-33759
							-6	0	-7	0	-7	0	-6	0
							-0.003	0.000	-0.003	0.000	-0.001	0.000	0.000	0.000
	0	0	0	0	0	0	4.287	1.385	5.341	1.507	6.467	1.385		
							-10.391	0.000	-6.868	-18.000	-9.891	0.000	-9.020	0.000
							-31676	-36291	-30979	-35594	-29972	-34580	-28907	-33515
							-6	0	-7	0	-7	0	-6	0
	0	0	0	0	0	0	-0.003	0.000	-0.003	0.000	0.000	0.000		
							4.317	0.985	5.341	1.507	6.798	0.000	8.089	0.000
							-10.483	-8.500	-6.590	-18.000	-11.065	0.000	-9.832	0.000
							4.317	0.985	5.341	1.507	6.798	0.000	8.089	0.000

80 km/h míčící		$a_{vedoucí} [ms^{-2}]$																
		5	6	7		8		9		10								
Vpožadované [%]	50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0							
	40	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0							
	30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-62784	-67398						
											-5	0	-6	0				
											-0.003	0.000	-0.002	0.000				
											10.086	6.648	11.359	6.648				
	20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-10.214	0.000						
											-10.214	0.000	-7.799	0.000				
											-65918	-70532	-63607	-68220	-61971	-66579	-60610	-65215
											4	0	-3	0	-6	0	-7	0
	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0.004	0.000						
											-0.004	0.000	-0.003	0.000	-0.002	0.000	-0.002	0.000
											6.792	4.432	9.251	4.432	10.773	4.432	11.762	4.525
											-10.388	0.000	-11.109	0.000	-10.524	0.000	-11.238	-10.000
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-68113	-72734						
											13	0	3	0	-4	0	-6	0
											-0.007	0.000	-0.003	0.000	-0.003	0.000	-0.002	0.000
											2.891	2.216	7.328	2.789	9.302	3.778	10.773	4.257
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-9.642	0.000						
											-9.642	0.000	-7.218	-8.500	-10.171	-4.500	-10.900	-9.500
											-67723	-72339	-65500	-70112	-63561	-68174	-61971	-66577
											11	0	3	0	-4	0	-6	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0.005	0.000						
											-0.005	0.000	-0.003	0.000	-0.003	0.000	-0.002	0.000
3.842											0.748	7.328	2.789	9.302	3.778	10.773	4.257	
-10.203											-8.000	-7.218	-8.500	-10.171	-4.500	-10.900	-9.500	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-10.203	-8.000							
										-10.203	-8.000	-7.218	-8.500	-10.171	-4.500	-10.900	-9.500	
										-10.203	-8.000	-7.218	-8.500	-10.171	-4.500	-10.900	-9.500	
										-10.203	-8.000	-7.218	-8.500	-10.171	-4.500	-10.900	-9.500	

80 km/h vyhybací		$a_{vedoucí} [ms^{-2}]$																
		5		6		7		8		9		10						
Vpořádkové [%]	50	0		0		0		0		0		0						
	40	0		0		0		0		0		0						
	30	0	0	0	0	0	0	0	-62823	-67371	-61211	-65761						
									768	0	739	0						
									-0.037	0.000	-0.059	0.000						
									10.202	6.648	11.432	6.648						
									-9.466	0.000	-10.243	0.000						
	20	0	0	0	0	0	0	0	-65955	-70501	-63688	-68233	-62022	-66570	-60675	-65224		
									801	0	765	0	731	0	707	0		
									-0.018	0.000	-0.030	0.000	-0.047	0.000	-0.059	0.000		
									7.059	4.432	9.322	4.432	10.873	4.432	11.853	4.505		
									-9.371	0.000	-9.864	0.000	-9.959	0.000	-10.120	-10.000		
	10	0	0	0	0	0	0	0	-67835	-72402	-65568	-70109	-63641	-68185	-62022	-66568	-60675	-65224
									677	0	793	0	763	0	731	0	707	0
									-0.006	0.000	-0.021	0.000	-0.031	0.000	-0.047	0.000	-0.059	0.000
									4.452	2.216	7.529	2.801	9.364	3.751	10.873	4.276	11.853	4.505
									-8.042	0.000	-10.019	-8.500	-10.096	-9.000	-10.163	-4.750	-10.120	-10.000
	0	0	0	0	0	0	0	0	-67716	-72281	-65568	-70109	-63641	-68185	-62022	-66568	-60675	-65224
									677	0	793	0	763	0	731	0	707	0
									-0.006	0.000	-0.021	0.000	-0.031	0.000	-0.047	0.000	-0.059	0.000
4.644									1.220	7.529	2.801	9.364	3.751	10.873	4.276	11.853	4.505	
								-8.609	-8.000	-10.019	-8.500	-10.096	-9.000	-10.163	-4.750	-10.120	-10.000	