

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

DISERTAČNÍ PRÁCE

Plzeň 2013

Ing. Jan Vavřík

DISERTAČNÍ PRÁCE

k získání akademického titulu doktor
v doktorském studijním programu: P2301 Strojní inženýrství
studijním oboru: Stavba strojů a zřízení

System pro naklápění úzkého tříkolového vozidla

Autor:

Ing. Jan VAVŘÍK

Školitel:

Doc. Ing. Jaromír HORÁK, CSc.

Konzultant specialista:

Ing. Roman ČERMÁK, Ph.D.

Plzeň 2013

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě disertační práci, zpracovanou na téma „Systém pro naklápění úzkého tříkolového vozidla“.

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Upozornění

Podle Zákona o právu autorském č.35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR) §17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technologických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi, možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora, autorů citovaných prací a fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Anotace

Předložená disertační práce se zabývá problémem úzkých alternativních vozidel, který tkví v nízké stabilitě proti překlopení. I přes nesporné výhody vozidel s úzkým rozchodem je jejich nižší stabilita hlavní důvod omezující jejich rozšíření. Jako nejúčinnější způsob zvyšující stabilitu jízdy se jeví vhodné posouvání těžiště vozidla.

Práce shrnuje poznatky z představených konceptů se zaměřením na jejich systémy zvyšující stabilitu proti překlopení při jízdě zatáčkou. Pro vybraný koncept úzkého alternativního tříkolového vozidla je ke zvýšení jeho stability navržen a popsán nový systém naklápění. Z důvodu potřeby testování chování kompletního navrženého vozidla je vyvinut softwarový model. Vyvinutý softwarový model lze jako šablonu snadno upravit a použít pro ladění a testování podobných konceptů úzkých alternativních naklápěných vozidel. Na vyvinutém softwarovém modelu je také možné virtuálně testovat navržené strategie řízení aktivního naklápění. Během této práce na podporu výzkumu v této oblasti vzniklo i skutečné experimentální úzké naklápěné vozidlo.

Annotation

This thesis deals with issues concerning narrow alternative cars arising from low stability during turning. Vehicles with a narrow wheel track have many advantages but lower stability during turning is limiting their expansion. A highly effective way to increase stability is by suitable positioning of the center of gravity.

The thesis summarizes the findings in presented concepts of narrow cars and focuses on systems that increase their stability during turning. A new tilting system is proposed and described for a selected alternative narrow three-wheeled vehicle. A software model of the complete vehicle is developed for simulation of driving properties. The developed software model is simply adjustable as a template for wide usage in virtual testing of similar alternative cars. It is possible to test the strategy of the proposed active tilting on the software model too. During this work a real experimental tilting three-wheeled vehicle was created that supports research in this direction.

Obsah

Prohlášení o autorství	I
Anotace	II
Obsah	III
Seznam příloh.....	VI
Seznam tabulek	VI
Seznam obrázků	VII
Důležité značky a zkratky	XI
1 Úvod.....	1
1.1 Úvod do problematiky.....	1
1.2 Motivace.....	1
1.3 Cíle práce.....	2
2 Tříkolové vozidlo.....	3
2.1 Stabilita tříkolového vozidla	3
2.2 Zlaté pravidlo stability tříkolového vozidla	5
2.3 Koncepce tříkolového vozidla 2F1R x 1F2R.....	5
2.4 Naklápění skříně.....	6
2.4.1 Koncepce 1F2R s nenaklápěnými zadními koly.....	8
2.4.2 Koncepce vozidla se všemi naklápěnými koly	8
2.4.3 Naklápějící vozidlo bez naklápěných kol	12
2.5 Přehled patentovaných řešení aktivního naklápění	12
2.5.1 Seznam patentů souvisejících s řešenou problematikou.....	12
2.5.2 Naklápění zajištěné šnekovým soukolím.....	14
2.5.3 Naklápění zajištěné pneumatickým aktuátorem	15
2.5.4 Naklápění zajištěné hydraulickým aktuátorem.....	15
2.5.5 Naklápění zajištěné pohybovým šroubem a maticí	16
2.6 Vozidla s naklápěnou skříní - přehled.....	17
2.6.1 General Motors – Lean Machine	18
2.6.2 Vandenbrink Carver.....	18

2.6.3	BMW Clever	19
2.6.4	Mercedes F300 Life Jet.....	19
2.6.5	SIDAM Xnovo.....	20
2.6.6	PIAGGIO MP3	20
2.6.7	Harley-Davidson	21
2.6.8	Lumeneo Smera	22
2.6.9	Nissan Land Glider	22
2.6.10	Toyota i-Road.....	22
3	Porovnání a hodnocení vybraných technických řešení.....	24
3.1	Provozní transformační / technický proces (TrfP / TP)	24
3.1.1	Černá skříňka	24
3.1.2	Návrh technologie.....	24
3.1.3	Úplný návrh TrfP/TP	25
3.2	Porovnávané technické systémy.....	25
3.3	Specifikace požadavků na TS, hodnocení a porovnání jejich splnění	26
3.4	Hierarchický funkční strom TS	31
3.5	Funkční struktura TS	32
3.6	Morfologická matice	33
3.7	Výsledky hodnocení TS	34
4	Dynamika úzkého naklápeňého vozidla	35
4.1	Odstředivá síla vzniklá při jízdě vozidla po zakřivené dráze	35
4.2	Vozidlo jako motocyklový model - staticky	36
4.3	Pohybové rovnice zjednodušeného modelu naklápeňého vozu	40
4.4	Rovnováha sil naklopeného vozidla v ustáleném stavu	42
5	Výběr vhodného konceptu naklápeňení	44
5.1	Základní pojmy pro definování zavěšení	44
5.1.1	Příklon rejdové osy	44
5.1.2	Poloměr rejdu.....	45
5.1.3	Střed klopení kol a karoserie	46
5.1.4	Záklon rejdové osy a závlek	46

5.2	Určení hardpointů a rozměrů zavěšení	47
5.3	Mechanismus naklápění	48
5.3.1	Mechanismus naklápění I-I	48
5.3.2	Mechanismus naklápění A-A	49
5.3.3	Mechanismus naklápění /U\	49
5.3.4	Porovnání představených mechanismů	50
6	Vývoj softwarového modelu tříkolového naklápěného vozidla	53
6.1	Výběr vhodného softwaru	53
6.2	Modelování vozidla	54
6.2.1	Front Suspension.....	55
6.2.2	Rear Suspension.....	61
6.2.3	Rider.....	64
6.2.4	Wheel	66
6.2.5	Body.....	67
6.2.6	Powertrain	69
6.2.7	Brake	70
6.2.8	Other	71
6.2.9	Full-Vehicle Assembly	72
6.3	Simulace jízdy	74
6.3.1	Simulace přímé jízdy	75
6.3.2	Průjezd zatáčkou o konstantním poloměru	77
6.3.3	Náhlé brzdění	81
6.3.4	Jízda po ovále.....	83
6.3.5	Jízda obecnou tratí	84
7	Řízení naklápění tříkolového vozidla	87
7.1	Direct Tilt Control	87
7.2	Steering Tilt Control.....	88
7.3	Dual Control	90
7.4	Navržené řízení naklápění	91
8	Stavba experimentálního tříkolového naklápěného vozidla	92

9	Zhodnocení dosažených cílů.....	99
10	Zdroje a použitá literatura.....	101
11	Seznam prací autora.....	104
12	Použitý software	106
13	Přílohy.....	107

Seznam příloh

- 1) Užitiný vzor „Mechanismus naklápění vozidla využívající dílu ve tvaru písmene U“
- 2) Fotografie experimentálního vozidla
- 3) BOHM, J.L.: Designová studie vozidla pro pohybově méně zdatné občany
- 4) Specifikace pneumatiky na předních kolech 180/55R17
- 5) Specifikace pneumatiky na zadním kole 120/70R17
- 6) Technická data převodovky Eisele EPL-SA 84
- 7) Momentová charakteristika motoru SX34-2970
- 8) Data řídicí jednotky krokového motoru CD40x

Seznam tabulek

Tab. 3-1: Specifikace požadavků na TS, hodnocení a jejich splnění část 1.....	26
Tab. 3-2: Specifikace požadavků na TS, hodnocení a jejich splnění část 2.....	28
Tab. 3-3: Specifikace požadavků na TS, hodnocení a jejich splnění část 3.....	30
Tab. 3-4: Morfologická matice.....	33
Tab. 5-1: Pozice hardpointů zavěšení.....	47
Tab. 6-1: Seznam všech subsystému načtených v Full-Vehicle Assembly.....	72
Tab. 6-2: Popis trati	85

Seznam obrázků

Obr. 2-1: Stabilita tříkolového vozidla [1]	4
Obr. 2-2: Naklopení motocyklu při průjezdu zatáčkou [3]	6
Obr. 2-3: Koncepce 1F2R s nenaklápěnými zadními koly.....	8
Obr. 2-4: Vliv šířky rozchodu kol na pohyb kol při naklápění [4].....	9
Obr. 2-5: První způsob zavěšení kol umožňující naklápění všech kol.....	9
Obr. 2-6: Možné způsoby naklápění u prvního způsobu zavěšení.....	10
Obr. 2-7: Nezávislé odpružení prvního způsobu zavěšení	10
Obr. 2-8: Druhý způsob zavěšení kol umožňující naklápění všech kol	10
Obr. 2-9: Možné způsoby naklápění a odpružení u druhého způsobu zavěšení.....	11
Obr. 2-10: Třetí způsob zavěšení kol umožňující naklápění všech kol.....	12
Obr. 2-11: Ukázka konstrukce [8]	14
Obr. 2-12: Umístění šnekového soukolí na podvozku vozidla [8].....	14
Obr. 2-13: Naklápění zajištěné pneumatickým aktuátorem [9].....	15
Obr. 2-14: Blokové schéma realizace naklápění	16
Obr. 2-15: Systém pro naklápění vozidla [10]	16
Obr. 2-16: Zavěšení naklápěného vozidla [11]	16
Obr. 2-17: Řez pohonným ústrojím naklápění [11].....	17
Obr. 2-18: General Motors – Lean Machine [7].....	18
Obr. 2-19: Vandenbrink Carver [13]	19
Obr. 2-20: BMW Clever [14]	19
Obr. 2-21: Mercedes F300 Life Jet [15].....	20
Obr. 2-22: SIDAM Xnovo [6]	20
Obr. 2-23: PIAGGIO MP3 [16].....	21
Obr. 2-24: HD 2006 [17] [18]	21
Obr. 2-25: Lumeneo Smera [6].....	22
Obr. 2-26: Nissan Land Glider [3].....	22
Obr. 2-27: Toyota i-Road [19].....	23
Obr. 3-1: Černá skříňka provozního transformačního procesu pro navrhovaný TS	24

Obr. 3-2: Návrh technologie provozního transformačního procesu pro navrhovaný TS	24
Obr. 3-3: Úplný návrh provozního transformačního procesu pro navrhovaný TS.....	25
Obr. 3-4: Hierarchický funkční strom TS.....	31
Obr. 3-5: Funkční struktura TS.....	32
Obr. 3-6: Výsledky hodnocení indikátorů základních provozních vlastností vybraných principů technických systémů pro zvýšení stability proti překlopení vozidla.....	34
Obr. 4-1: Síly na vozidle	35
Obr. 4-2: Skica k odvození odstředivého zrychlení těžiště [23].....	36
Obr. 4-3: Skica motocyklového modelu.....	37
Obr. 4-4: Ackermannova geometrie řízení.....	39
Obr. 4-5: Přední a horní pohled na model vozidla se znázorněnými stupni volnosti.....	40
Obr. 4-6: Zjednodušený volný model vozidla	40
Obr. 4-7: Rozměrová skica vozidla	42
Obr. 4-8: Rozložení sil na nakloněném vozidle v ustáleném stavu.....	42
Obr. 5-1: Lichoběžníkové zavěšení.....	44
Obr. 5-2:Příklon rejdové osy [5]	45
Obr. 5-3: Poloměr rejdu [29]	45
Obr. 5-4: Poloha středu klopení kola P a karoserie S_k ; Změna středu klopení kol P při odpružení [5].....	46
Obr. 5-5: Záklon rejdové osy a závlek [5].....	46
Obr. 5-6: Navržené zavěšení předních kol	47
Obr. 5-7: Mechanismus naklápění I-I	48
Obr. 5-8: Polohy při naklápění s mechanismem I-I	48
Obr. 5-9: Mechanismus naklápění A-A	49
Obr. 5-10: Polohy při naklápění s mechanismem A-A	49
Obr. 5-11: Mechanismus naklápění $/U\setminus$	50
Obr. 5-12: Polohy při naklápění s mechanismem $/U\setminus$	50
Obr. 5-13: Sledované parametry.....	50
Obr. 5-14:Změna rozchodu kol při naklápění	51
Obr. 5-15: Svislý pohyb bodu B při naklápění.....	52
Obr. 6-1: Struktura systému pro vývoj tříkolového naklápěného vozidla [31].....	54

Obr. 6-2: Front Suspension Template	55
Obr. 6-3: Seznam a pozice hardpointů	57
Obr. 6-4: Seznam dílů a vazeb šablony Front Suspension	58
Obr. 6-5: Tuhosti bushing vazeb	60
Obr. 6-6: Charakteristika pružiny předního zavěšení	60
Obr. 6-7: Charakteristika tlumiče předního zavěšení	61
Obr. 6-8: Rear Suspension Template	61
Obr. 6-9: Seznam a pozice hardpointů	62
Obr. 6-10: Rider Template	64
Obr. 6-11: Vlastnosti průměrné osoby	65
Obr. 6-12: Front, Rear Tire Templates	66
Obr. 6-13: Vlastnosti dílu ges_frame_body	69
Obr. 6-14: Brake System Template	70
Obr. 6-15: Pohledy na softwarový model vozidla vytvořený v MSC.Adams/VI-Motorcycle	72
Obr. 6-16: ISO pohled na softwarový model vytvořený v MSC.Adams/VI-Motorcycle	73
Obr. 6-17: Sensors, VI-driver Parameters	74
Obr. 6-18: Struktura Rideru [31]	75
Obr. 6-19: Ukázka nastavení Straight Line Analysis	75
Obr. 6-20: Průběh podélného zrychlení vozidla	76
Obr. 6-21: Průběh podélné rychlosti jízdy vozidla	76
Obr. 6-22: Příčný pohyb vozidla	77
Obr. 6-23: Úhel naklonění vozidla	77
Obr. 6-24: Ukázka nastavení Constant Radius Cornering Analysis	78
Obr. 6-25: Trajektorie jízdy	78
Obr. 6-26: Velikost bočního zrychlení působící na vozidlo	79
Obr. 6-27: Úhel naklonění vozidla	79
Obr. 6-28: Střední úhel natočení předních kol	80
Obr. 6-29: Závislost úhlu naklonění vozidla na středním úhlu natočení předních kol	80
Obr. 6-30: Závislost naklonění vozidla na bočním zrychlení	81
Obr. 6-31: Nastavení Instant Braking Analysis	81

Obr. 6-32: Velikost a rozložení brzdného momentu	82
Obr. 6-33: Rychlost jízdy vozidla.....	82
Obr. 6-34: Průběh podélného zpomalení vozidla	83
Obr. 6-35: Trajektorie jízdy	84
Obr. 6-36: Úhel naklonění vozidla	84
Obr. 6-37: Trajektorie jízdy	85
Obr. 6-38: Velikost bočního zrychlení	85
Obr. 6-39: Úhel naklonění vozidla	86
Obr. 6-40: Závislost naklonění vozidla na bočním zrychlení.....	86
Obr. 7-1: Direct Tilt Control	88
Obr. 7-2: Steering Tilt Control	89
Obr. 7-3: Mapa úhlu naklonění pro danou rychlost jízdy a natočení kol	90
Obr. 7-4: Strategie SDTC	90
Obr. 7-5: Smyčka řízení naklápění	91
Obr. 7-6: Adams_sub block.....	91
Obr. 8-1: Experimentální vozidlo 3D model	92
Obr. 8-2: Experimentální vozidlo	93
Obr. 8-3: Rám experimentálního vozidla s novými žlutě vyznačenými částmi.....	93
Obr. 8-4: Detail přední části rámu, 3D model - skutečnost.....	94
Obr. 8-5: Horní a dolní rameno zavěšení, 3D model - skutečnost	94
Obr. 8-6: Těhlice (vpravo s kamenem), 3D model - skutečnost.....	95
Obr. 8-7: Páka naklápění s ložiskovými domky	96
Obr. 8-8: Kit pohonu vozidla [42]	97

Důležité značky a zkratky

<i>Název</i>	<i>Symbol</i>	<i>Jednotky</i>
Rozvor kol	L	m
Rozchod kol	T	m
Úhel natočení vozidla	ψ	rad
Úhel naklopení vozidla	Θ	rad
Střední úhel natočení kol	δ	rad
Poloměr křivosti trajektorie	R	m
Podélná rychlost jízdy	v	m/s
Zrychlení	a	m/s ²
Gravitační konstanta	g	m/s ²
Obvodová rychlost	ω	rad/s
Úhlové zrychlení	α	rad/s ²
Hmotnost vozidla	m	kg
Síla	F, N	N
Gravitační síla	G	N
Moment síly	M	Nm
Moment setrvačnosti tělesa	I	kg/m ²
Tuhost pružiny	c	N/mm
Čas	t	s
Elektrické napětí	U	V
Elektrický proud	I	A
Elektrický odpor	R	Ω
Výkon	P	W
Poloha těžiště	C_m	
Střed křivosti	S	
Pól otáčení	O	
Osy souřadného systému	x, y, z	

obr.	Obrázek
tab.	Tabulka
TTW	Tilting Three Wheels (Vehicle)
1F2R	1 Front 2 Rear Wheels
2F1R	2 Front 1 Rear Wheels
CAD	Computer Aided Design
TS	Technický systém
TTS	Theory of Technical System
TrfP	Transformační proces
TrfS	Transformační systém
TP	Technical Process
EDS	Engineering Design Science

1 Úvod

1.1 Úvod do problematiky

Rostoucí požadavky stále se zvyšující osobní dopravy, otevírají dveře novým konceptům automobilů. Ochrana životního prostředí, nedostatek parkovacích míst, potřeba navyšování kapacity silničních tras a především snižování energetické náročnosti dopravy, nahrává konceptům malých, lehkých, úzkých vozidel. Většina současných vozidel je příliš velká a výkonná v porovnání k jakému účelu jsou používána. Navíc obsazenost vozidel je průměrně kolem 30%, což odpovídá 1,5 až 1,8 přepravovaných osob na jedno vozidlo. Tato fakta ukazují, kde dochází ke zbytečnému plýtvání energie při přepravě osob. Většina energie padne na přepravu samotného vozidla. Energie potřebná k přepravě řidiče je ve srovnání s celkovou spotřebou energie při přepravě takřka zanedbatelná. Vezmeme-li například 1600 kg těžký automobil, ve kterém se přepravuje osoba o hmotnosti 80 kg, 95 % energie je potřeba vynaložit na přepravu vozidla a pouze 5 % na přepravu řidiče.

U konvenčních lehkých úzkých vozidel však dochází se zkracováním rozchodu kol ke snižování stability při jízdě zatáčkou. Konvenční úzká vozidla jsou charakteristická malým rozchodem kol a především vysoko posazeným těžištěm, což výrazně zvyšuje náchylnost k překlopení v ostré zatáčce. Tato vozidla je proto nutné vybavovat systémem, který zvýší jejich stabilitu proti překlopení a tím zvyšuje i jejich bezpečnost, plynulost a komfort jízdy. Jedním ze způsobů, jak dosáhnout těchto vlastností, je posouvat během jízdy těžiště vozidla. Vhodné řešení pak představují koncepty lehkých úzkých vozidel s naklápěnou karoserií. Správným naklopením karoserie dochází k posunu těžiště vozidla a tedy i ke zvýšení jeho stability proti překlopení.

V nedávné době však většina automobilek odvrátila svou pozornost a finanční podporu rozvoje alternativních koncepcí vozidel a vrhla své síly na vývoj alternativních pohonů. Příkladem může být i Mercedes-Benz, který po představení své studie F300 Life Jet v roce 1997 slibné vozidlo opustil a dále nerozvíjel. Po vystřízlivění se naštěstí opět ve větší míře začínají objevovat alternativní koncepce vozidel, ve kterých teprve vynikají alternativní způsoby vyvinutých pohonných jednotek. Tuto cestu ukazuje i Toyota ve svém úzkém, naklápěném, elektřinou poháněném tříkolovém vozidle, představeném na autosalonu v Ženevě v roce 2013. Popularitu získávají i tříkolové skútry jako Piaggio MP3 nebo Quadro 350D, které v porovnání s klasickým skútreem nabízejí řidičům snazší a pohodlnější přepravu.

1.2 Motivace

V přelidněných zemích, které zažívají ohromný rozvoj, nastává zvyšující se potřeba mobility. Lidé zde k přepravě na krátké vzdálenosti po městě převážně využívají motocykl nebo malé úzké vozidlo, často z motocyklu vycházející. Dá se říci, že pouze tyto úzké dopravní

prostředky umožňují lidem přepravu po nedostatečné infrastruktuře v přečpaných uličkách rozvíjejícího města. Proto je zde zájem ze strany zákazníků o co nejužší dopravní prostředky, které se dokáží prosmýknout v zácpách na přeplněných ulicích. Komplikovaná přeprava nákladu na motocyklu pak nahrává úzkým tříkolovým konceptům s rozšířeným zavazadlovým prostorem. Potřeba zužování rozchodu kol však, jak již bylo zmíněno, přináší nižší stabilitu proti překlopení a nutnost systému, který tuto stabilitu opět zvýší.

System umožňující naklápění skříně vozidla přináší řešení, jak zvýšit stabilitu proti překlopení. Tento systém však potřebuje sofistikovanou a vhodně řízenou strategii aktivního naklápění, při které nedochází k výraznému naklopení při stání a malých rychlostech jízdy. Při velkých rychlostech a velkých úhlech naklopení kol zase nastává potřeba minimálního zatočení kol, protože vozidlo zatáčí způsobem motocyklu.

1.3 Cíle práce

Cílem mé práce je výběr vhodného konceptu úzkého tříkolového vozidla a návrh patřičného systému zvyšujícího stabilitu proti překlopení při průjezdu zatáčkou. V návrhu je třeba zahrnout i související systémy, například odpružení vozu a jeho správné zakomponování. Vyřešenou kompletní architekturu systému s vhodnou strategií řízení je třeba simulačně odzkoušet na vybraném konceptu úzkého vozidla.

K řešení problému je však nejprve zapotřebí vytvořit přehled o současném stavu problematiky a možnostech řešení. Pro vlastní návrh je také nutné dostatečně popsat chování automobilu při průjezdu zatáčkou a vytvořit softwarový model, na kterém bude otestováno chování vozidla při jízdách manévrech. Vytvořený softwarový model vozidla také poslouží k testování a ladění navrženého systému zvyšujícího stabilitu proti překlopení. Související stavba experimentálního vozidla podpoří výzkumné záměry v této oblasti.

Přehled hlavních cílů mé disertační práce:

- Cíl 1: Výzkum v oblasti alternativních konceptů vozidel
- Cíl 2: Výběr vhodného konceptu úzkého tříkolového vozidla
- Cíl 3: Návrh zavěšení kol umožňující naklápění vozu
- Cíl 4: Zakomponování vhodného odpružení kol
- Cíl 5: Popis chování naklápěného tříkolového vozidla
- Cíl 6: Výběr vhodných softwarových nástrojů pro vyvinutí softwarového modelu
- Cíl 7: Vyvinutí softwarového modelu vozu s navrženým systémem
- Cíl 8: Prověření chování softwarového modelu vozidla při jízdách manévrech
- Cíl 9: Návrh řídicí smyčky s vhodnou strategií řízení
- Cíl 10: Stavba experimentálního vozidla

2 Tříkolové vozidlo

Tříkolové vozidlo vykazuje nižší stabilitu, oproti vozidlu čtyřkolovému, při klopení tzn.: při jízdě zatáčkou, nebo při působení bočního větru. Nižší stabilitu vykazuje také při brzdění nebo akceleraci. Stabilitu při brzdění lze výrazně ovlivnit volbou koncepce 2F1R s dvěma koly vpředu oproti 1F2R s dvěma koly vzadu.

Mechanická výhoda tříkolového vozidla vychází z absence čtvrtého kola. Vozidlo je tak lehčí o hmotnost kola, celého jeho zavěšení, odpružení a brzdy. Díky zjednodušení podvozku a redukci několika částí dojde i ke snížení nákladů na výrobu a výsledné ceny. U vozidel s jedním kolem vzadu dochází k eliminaci diferenciálu, u vozidel s jedním kolem vpředu odpadá komplikované řízení. Podvozek je lehčí a v mnoha případech i pevnější bez nežádoucího kroucení, které způsobuje torzní zatížení od nerovného povrchu vozovky. Aerodynamický odpor je také redukován díky absenci kola a tím i změně tvaru vozidla. Nižší hmotnost vozidla přináší i menší setrvačné síly a stáčivý moment. Klasické osobní automobily jsou zpravidla konstruovány s velkým momentem setrvačnosti, kde motor leží na přední nápravě a palivová nádrž je u zadní nápravy. Tříkolová vozidla mají zpravidla pohonné ústrojí blízko těžiště vozidla, a proto je moment setrvačnosti výrazně nižší.

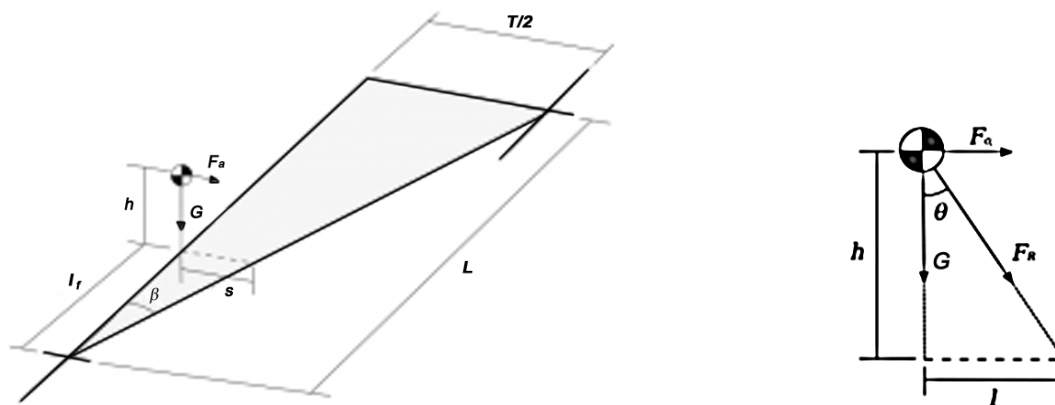
Absence kola zjednoduší a hlavně zlehčí vozidlo. Lehčí vozidlo přináší nižší požadavky na instalovaný výkon, čímž dojde opět k odlehčení vozidla a ke kumulativnímu efektu, který přináší další a další odlehčení, a tak i značnou redukci výsledné hmotnosti. Nižší hmotnost samotného vozidla přináší nižší energetické požadavky na provoz a tím i nižší spotřebu paliva.

Tříkolové vozidlo navíc v mnoha zemích nespadá do legislativní kategorie osobních automobilů a jsou tak na ně kladeny jiné, často mírnější požadavky.

2.1 Stabilita tříkolového vozidla

Bod překlopení je limitní hodnota boční stability vozidla. Pokud je tento bod dosažen, zatížení jednoho kola je rovno nule a vozidlo se dostává na hranici stability, kde minimální zvýšení působící síly může vést k překlopení. Této situaci je třeba se vyhnout a konstruovat vozidlo tak, aby působící boční síla nepřivedla vozidlo na hranici stability.

V následujícím zjednodušeném statickém výpočtu se vozidlo pohybuje konstantní rychlostí po kruhové dráze. Veškerá jeho hmotnost je soustředěna do těžiště vozidla, kde způsobuje gravitační sílu G . Na těžiště také působí odstředivé zrychlení a_d vyvolávající odstředivou sílu F_a . Vozidlo má rozchod kol T a rozvor L . Těžiště je ve vzdálenosti l_f od osy třetího kola a je ve výšce h nad vozovkou.



Obr. 2-1: Stabilita tříkolového vozidla [1]

$$s = l_f \cdot \tan \beta \quad (2.1)$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{T}{2 \cdot L} \right) \quad (2.2)$$

Ze vztahu (2.1) a (2.2) dostaneme:

$$s = \frac{l_f \cdot T}{2 \cdot L} \quad (2.3)$$

Výsledná síla působící v těžišti vozidla je dána vektorovým součtem dvou sil, vztah (2.4).

$$F_R = \sqrt{G^2 + F_a^2} \quad (2.4)$$

$$G = m \cdot g \quad (2.5)$$

$$F_a = m \cdot a_d = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (2.6)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{F_a}{G} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{a_d}{g} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{v^2}{R \cdot g} \right) \quad (2.7)$$

$$l = h \cdot \tan \theta = h \cdot \left(\frac{a_d}{g} \right) \quad (2.8)$$

Pro limitní podmínky vztahů (2.3) a (2.8) platí:

- je-li $l < s$: vozidlo je stabilní
- je-li $l = s$: vozidlo se dostalo na bod překlpení
- je-li $l > s$: vozidlo se převrátí

Maximální odstředivé zrychlení, které může působit na vozidlo při ustáleném pohybu konstantní rychlostí v po kruhové dráze o poloměru křivosti R je:

$$l = s$$

$$h \cdot \left(\frac{a_{dmax}}{g} \right) = \frac{l_f \cdot T}{2 \cdot L}$$
$$a_{dmax} = \frac{l_f \cdot T \cdot g}{2 \cdot L \cdot h} \quad (2.9)$$

Dojde-li během zatáčení k akceleraci nebo brzdění, na vozidlo budou působit i další setrvačné síly a může dojít k převrácení i při menších zrychleních než je a_{dmax} .

2.2 Zlaté pravidlo stability tříkolového vozidla

Z práce „On the Golden Rule of Trike Design“ [2] vyplývají tři tzv. „golden rule“ pro tříkolová vozidla:

- 1) Těžiště vozidla se má nacházet co nejbližší k ose nápravy s dvěma koly.
- 2) Jestliže těžiště je v přední polovině 2F1R vozidla, vozidlo bude stabilní při všech rychlostech.
- 3) Jestliže rozchod kol je větší než dvojnásobek výšky těžiště, vozidlo se nepřevrátí, vlivem bočních sil se pouze sklouzne.

2.3 Koncepte tříkolového vozidla 2F1R x 1F2R

Jak koncepte tříkolového vozidla 2F1R s jedním zadním kolem, tak koncepte 1F2R s jedním předním kolem, může být navržena a zkonstruována se shodnou stabilitou proti překlpení při průjezdu zatáčkou konstantní rychlostí. Koncepte s jedním předním kolem je však méně stabilní při brzdění a zatáčení, vyšší stability však dosahuje při akceleraci. Těžiště u provedení s jedním předním kolem je posunuté k zadní nápravě, což zpravidla vede k přetáčivosti vozidla. Koncepte 1F2R má užší přední část a tím i možnost dosáhnout přirozenějšího aerodynamického tvaru.

Uspořádání s jedním zadním kolem 2F1R vykazuje opačné chování oproti 1F2R. Vozidlo dosahuje vyšší stability při současném zatáčení a brzdění, nižší pak při akceleraci. Těžiště je posunuto blíže k dvěma předním kolům, což vede k nedotáčivosti vozidla.

Tandemovým uspořádáním sedadel lze zmenšit čelní plochu vozidla zhruba o 40% díky čemuž může dojít k výraznému snížení aerodynamického odporu.

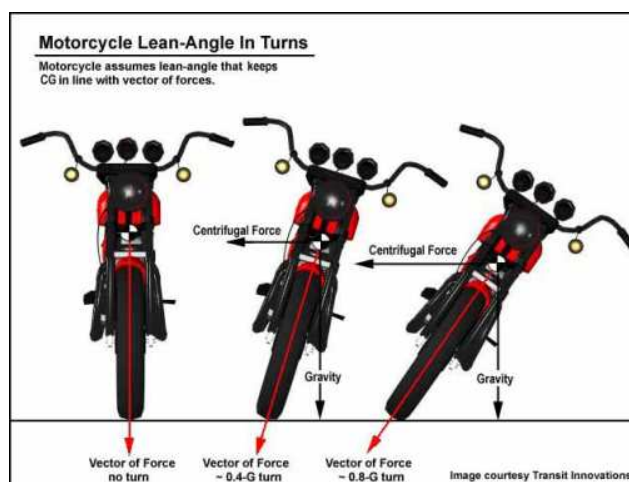
S ohledem na maximální stabilitu a vyšší bezpečnost proti překlpení při brzdění je vhodnější volit uspořádání s dvěma řízenými koly vpředu a jedním kolem vzadu (2F1R).

2.4 Naklápění skříně

Zvýšení dynamické stability u nenaklápějících se vozidel při průjezdu zatáčkou je možné docílit nízkou polohou těžiště a větším rozchodem kol. I přesto tato vozidla musí projíždět zatáčky obezřetněji. Má-li však vozidlo užší rozchod dvojice kol a vysoko umístěné těžiště, je pro něj naklápění skříně do zatáček jednou z možností jak zachovat dynamickou stabilitu při vyšších rychlostech.

Naklápění vozidla přináší nesporné výhody, mezi které patří již zmiňované zvýšení stability při jízdě zatáčkou. Také dochází k redukci zatížení přenášející vnější kolo v zatáčce. Významně se zvýší komfort pro cestující. Výsledná síla, která na ně působí, stále směřuje v jejich ose, v ose vozidla, pouze mění svou velikost. Díky naklápění lze konstruovat užší vozidla. Naklopená kola jsou namáhána především radiální silou, axiální je výrazně redukována, proto lze i používat užší a lehčí kola.

Naklápěné tříkolové vozidlo projíždí zatáčkou podobně jako motocykl nebo jízdní kolo, díky čemuž zvyšuje stabilitu proti překlopení. Naklopené vozidlo dosahuje při průjezdu zatáčkou dokonce vyšší stability než konvenční čtyřkolové nenaklápěné vozidlo.



Obr. 2-2: Naklápění motocyklu při průjezdu zatáčkou [3]

Nespornou výhodou jednostopých vozidel při jízdě zatáčkou je to, že se nepřeklopí. Dokáží se v zatáčce naklopit tak, že výslednice odstředivé a gravitační síly stále prochází osou motocyklu. Výška těžiště v tomto případě nehraje důležitou roli, nerozhoduje o úhlu naklápění. Klopení do zatáček je i komfortnější pro řidiče, nepůsobí na něj boční síla a řidič je stále ovlivňován silou působící v jednom směru, v jeho ose.

Budeme-li uvažovat vozidlo, jehož hmotnost m je soustředěna v těžišti C_m , pohybující se po kruhové dráze o poloměru R konstantní rychlostí v , působí na něj odstředivá síla

$F_a = m \cdot \frac{v^2}{R}$. Pro dosažení rovnováhy mezi gravitační a odstředivou silou se musí vozidlo naklopit o úhel:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \theta &= \frac{F_a}{G} = \frac{m \cdot \frac{v^2}{R}}{m \cdot g} = \frac{v^2}{R \cdot g} \\ \theta &= \operatorname{arctg} \left(\frac{v^2}{R \cdot g} \right) \quad (2.10) \end{aligned}$$

Vyskytují se tří, nebo čtyřkolová naklápějící vozidla. Jednodušší varianta jsou vozidla tříkolová, která mají na jednom konci pouze jedno kolo, což výrazně zjednodušuje naklápění. Obecně lze dělit naklápějící vozidla podle těchto kritérií:

- a) Rozložení kol (1F2R, 2F1R, 2F2R)
- b) Ovládání naklápění (volné, aktivní, duální)
- c) Limitní úhel naklápění
- d) Počet naklápěných kol

Ovládání naklápění u naklápějícího vozidla může být volné, aktivní, nebo duální. Nejjednodušší možnost je volné (přirozené) naklápění, kde úhel naklonění (stejně jako u motocyklu nebo jízdního kola) určuje řidič, který se snaží naklápěním svého těla vyrovnat odstředivé účinky. Tento systém volného naklápění však musí obsahovat zajištění či brzdu, která tento systém zablokuje proti samovolnému naklápění, například při zastavení a výstupu pasažérů.

Další formou naklápění je aktivní způsob. Tento způsob využívá k nastavení naklonění hydraulický, pneumatický, nebo elektrický aktuátor. Úhel naklonění je určen pomocí dat získaných z několika senzorů, které monitorují základní parametry, jako jsou: úhel natočení volantu, boční zrychlení, naklonění vozidla, směr či polohu.

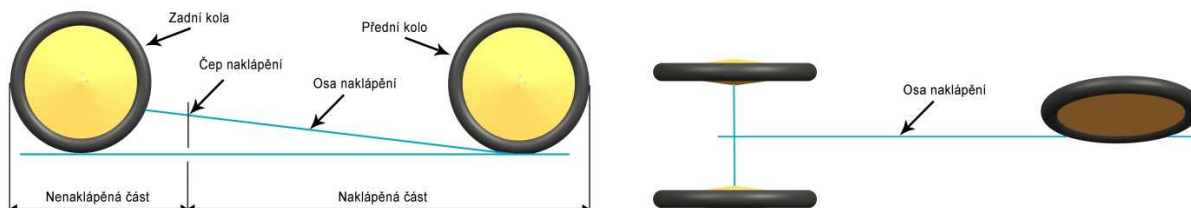
U duálního způsobu naklápění je důležité vhodně přepínat mezi volným a aktivním režimem. Systém umožňuje řidiči ovládat úhel naklonění a v případě potřeby přepnout do aktivního režimu a převzít kontrolu nad naklápěním.

Motocykly mívají limitní úhel klonění mezi 45 a 50°, poté dojde ke kontaktu nejnižší části se zemí. Tento úhel odpovídá bočnímu zrychlení 1 až 1,2 g. Maximální úhel klonění je používán pouze v extrémních průjezdech zatáčkou a často se motocykl může dostat na mez přilnavosti pneumatiky s vozovkou. Pokud se motocykl do zatáčky nenaklopí, dojde vlivem bočních sil k jeho překlopení. Naklápějící tříkolové vozidlo často z konstrukčních důvodů nedosahuje takových úhlů naklonění jako motocykl. Při nedostatečném naklonění při průjezdu zatáčkou však nemusí dojít k jeho převrácení, protože tři podpěrné body (tři kola) dodávají sami o sobě stabilitu. Naklápějící vozidla mohou mít všechny, dvě nebo jedno naklápěné kolo. Existují i provedení vozidel s naklápějící skříňí bez naklápěných kol. [4] [5] [6]

2.4.1 Koncepce 1F2R s nenaklápěnými zadními koly

Vozidla této koncepce mají zpravidla pevnou zadní nápravu s nenaklápěnými koly. Pohonná jednotka je situována na zadní nápravě. Kokpit s řidičem je pevně spojen s předním říditelným kolem a naklápí se vůči zadní části. Tyto dvě části jsou spojeny čepem, který umožňuje vzájemné natočení.

Mechanická osa klopení, bohužel, u tohoto případu nesplyvá s dynamickou osou klopení obou částí. Avšak právě jednoduše zjistitelná mechanická osa klopení pozitivně ovlivňuje řízení vozidla a jeho odolnost proti překlolení.



Obr. 2-3: Koncepce 1F2R s nenaklápěnými zadními koly

Tento koncept nabízí širokou možnost nastavení úhlu naklonění, který se ve svých maximech může vyrovnat i klopení motocyklu. Systém umožňuje volné i aktivní naklápění. Pouze u odpružení přední části je nutné počítat s nárůstem zatížení způsobeného odstředivou silou.

Práh překlolení závisí odděleně jak na naklápějící tak na nenaklápějící části. Nenaklápějící část se chová jako konvenční vozidlo, kde práh překlolení je určen pomocí výšky těžiště nenaklápějící části a rozchodu kol. Přední naklápějící část přesouvá nakloněním své těžiště a zamezuje klopné tendenci vozidla.

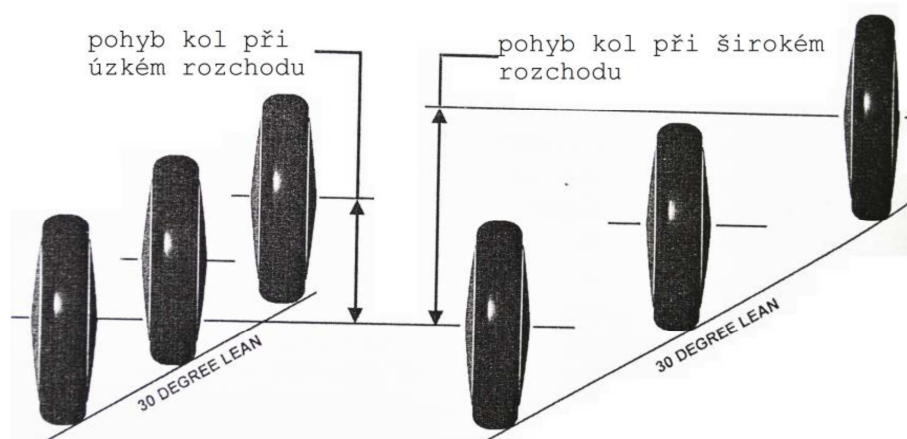
Důležitou roli při určení dynamické osy klopení hraje poloha čepu spojujícího naklápějící s nenaklápějící částí. Je-li tento čep níže než těžiště nenaklápějící části, dojde při průjezdu zatáčkou a naklonění přední části k zvýšení stability proti překlolení u zadní části. Je-li čep nad těžištěm nenaklápějící části, je při průjezdu zatáčkou snižována stabilita proti překlolení u zadní části. [4] [5] [6]

2.4.2 Koncepce vozidla se všemi naklápěnými koly

Tato vozidla bývají velice úzká. Šířkou často srovnatelná s jednostopými vozidly. Jejich stabilita proti překlolení při jízdě zatáčkou je udána především možností naklápění a maximálním možným úhlem klopení. Určení prahu překlolení je mnohem jednodušší než u předchozího příkladu. Při analýze je vozidlo často nahrazeno virtuálním motocyklem, na kterém se práh překlolení určuje.

Typické provedení vozidel 1F2R se všemi naklápěnými koly využívá přední kolo k řízení a zadní dvě kola jsou poháněná. 2F1R provedení má často poháněno pouze jedno zadní kolo, dvě přední jsou nepoháněná a řízená.

Se zvyšujícím se rozchodem kol klesá u těchto vozidel hodnota dosaženého úhlu naklopení. Tato závislost je dána konstrukcí a faktem, že u vozidel s větším rozchodem je zapotřebí větší pohyb kol k dosažení stejného úhlu naklopení, jak ukazuje Obr. 2-4. U vozidel s větším rozchodem vzniká z důvodu nedostatečného naklopení klopný moment, který je však větším rozchodem kol zachycen.



Obr. 2-4: Vliv šířky rozchodu kol na pohyb kol při naklápění [4]

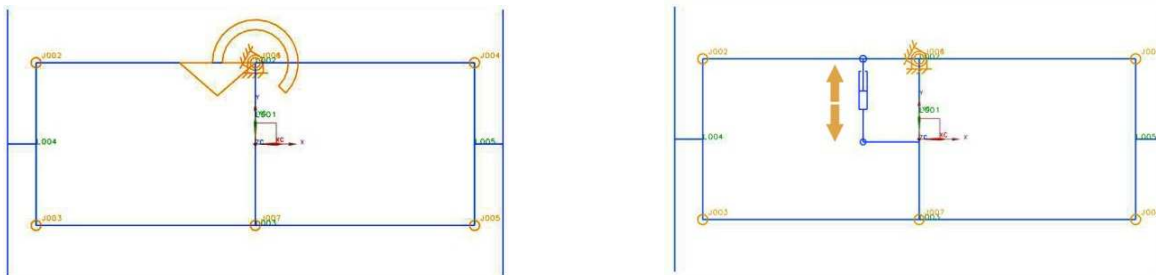
Mezi hlavní způsoby zavěšení kol u vozidel se všemi naklápěcími koly patří tyto tři [4] [6] [7] [3]:

První způsob zavěšení kol umožňující naklápění všech kol



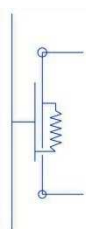
Obr. 2-5: První způsob zavěšení kol umožňující naklápění všech kol

První způsob je konstrukčně velice jednoduchý. Skládá se z horního a spodního ramene zavěšení spojujícího obě kola s rámem vozu. Natočení ramen vůči rámu způsobí naklopení kol i samotného rámu. Naklápění kol lze provést rotačním nebo lineárním pohybem jak je znázorněno na následujících schématech. Na prvním schématu rotační aktuátor natáčí horním ramenem vůči rámu vozu. Na druhém schématu je vidět lineární aktuátor, který přímočarým vratným pohybem dosahuje požadovaného naklopení.



Obr. 2-6: Možné způsoby naklápění u prvního způsobu zavěšení

Odpružení kol je zde jednoduše řešeno pomocí pružného horního a spodního ramene, které absorbuje vibrace při pohybu po nerovné vozovce. Toto velice jednoduché řešení však neumožňuje nezávislý pohyb kola, například při přejezdu nerovnosti na vozovce. Možnost jak umožnit kolům u tohoto způsobu zavěšení nezávislého pohybu, je vložení pružné vazby k čepu kola. Toto řešení však přináší další problémy a činí tento způsob zavěšení složitější.



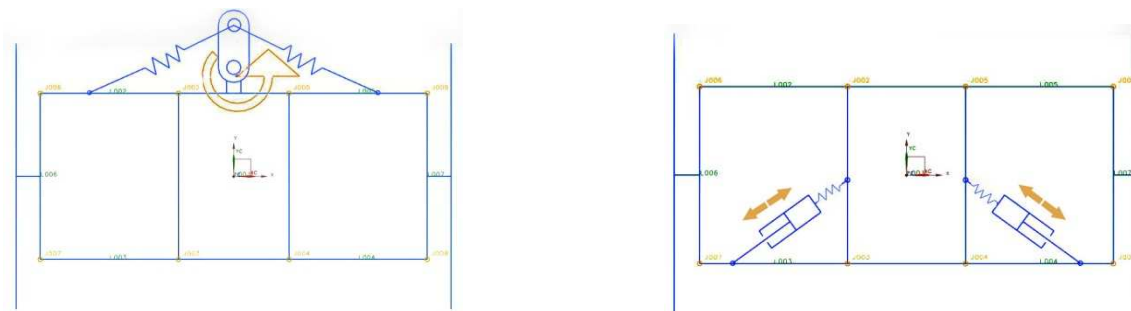
Obr. 2-7: Nezávislé odpružení prvního způsobu zavěšení

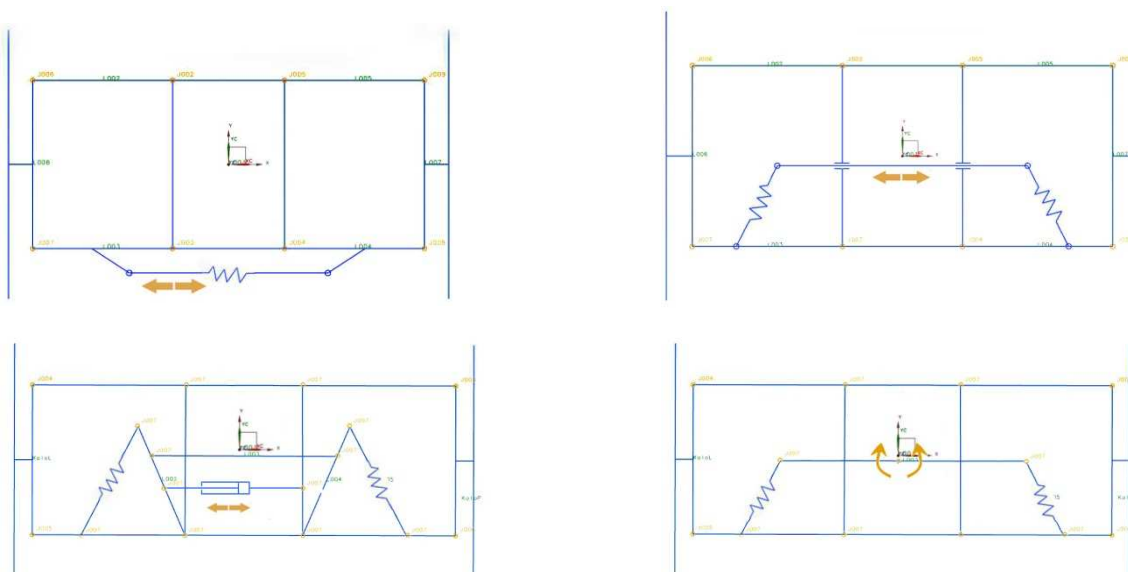
Druhý způsob zavěšení kol umožňující naklápění všech kol



Obr. 2-8: Druhý způsob zavěšení kol umožňující naklápění všech kol

Druhý způsob zavěšení kol umožňující naklápění všech kol je klasické lichoběžníkové zavěšení. Natočením ramen vůči rámu je dosaženo naklopení kol i karoserie. Na následujících schématech jsou znázorněny možnosti odpružení a umístění aktuátorů umožňujících naklápění.

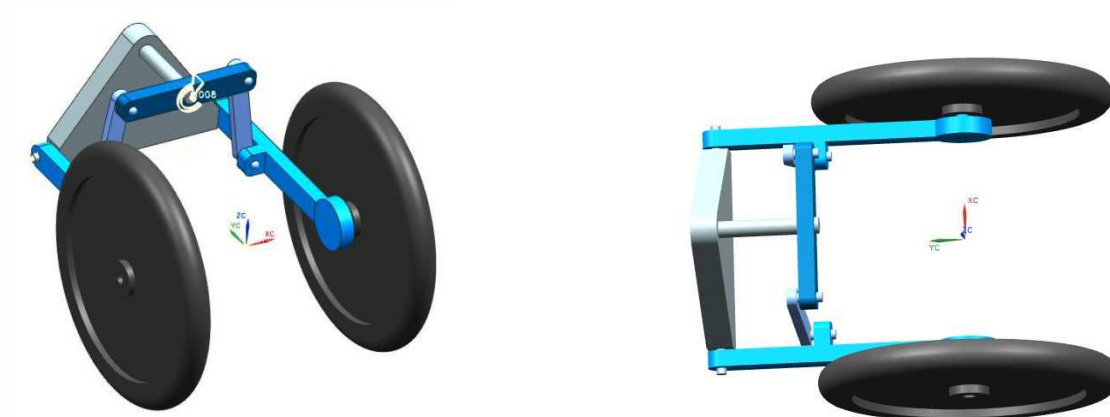




Obr. 2-9: Možné způsoby naklápění a odpružení u druhého způsobu zavěšení

Levé horní schéma zastupuje řešení využívající kyvný pohyb kyvadla, které je pružně spojeno pomocí táhel k ramenům zavěšení. Kyvadlo může být různorodých tvarů a spojeno jak s horními, tak spodními rameny zavěšení. Na pravém horním schématu je zobrazena možnost naklápění pomocí dvojice lineárních aktuátorů umístěných mezi rám vozidla a ramena zavěšení. Nezávislé odpružení kol zajišťují pružiny umístěné do série s aktuátory pro naklápění. Na levém schématu uprostřed je využita příčná tyč, spojující ramena pravého a levého kola. Posunem příčné tyče vůči rámu vozu dochází k naklopení kol a karoserie. Odpružení u tohoto schématu lze dosáhnout pružinou umístěnou na příčné tyči. Na pravém schématu uprostřed je také naklápění vyvoláno posunem příčné tyče, která je však s rameny zavěšení spojena přes kyvně uložená táhla. Pružiny umístěné na táhlech pak zajišťují odpružení u tohoto zavěšení. Levé dolní schéma využívá k naklápění lineární aktuátor umístěný mezi rám a rotačně uloženou stojnu, spojenou přes pružinu s ramenem. Příčník spojující levou a pravou stojnu přenáší naklopení na druhé lichoběžníkové zavěšení. Pravé dolní schéma je naklápěno pomocí rotace vahadla vůči rámu. Vahadlo je s dolními rameny spojeno přes pružiny, které zajišťují odpružení kol.

Třetí způsob zavěšení kol umožňující naklápění všech kol



Obr. 2-10: Třetí způsob zavěšení kol umožňující naklápění všech kol

Třetí způsob zavěšení kol umožňující naklápění všech kol je takzvaný „nůžkový“. Vahadlo na obrázku Obr. 2-10 (tmavě modrá barva) koná kyvný pohyb, který je přenášen přes táhla na ramena, na jejichž konci jsou upevněna kola. Potřebné naklonění je vyvoláno natočením vahadla vůči rámu, nebo po aretaci vahadla lze dosáhnout naklonění lineárními aktuátory umístěnými místo táhel. Odpružení mohou zajišťovat pružiny vložené do série s táhly.

2.4.3 Naklápějící vozidlo bez naklápěných kol

Typické provedení vozidla bez naklápěných kol s naklápějící skříní má pevný podvozek, na kterém je kyvně uložena skříň. Většina hmotnosti včetně pohonu je připevněna k podvozku a pouze kokpit s řidičem je naklápěn. Vozidlo především zvyšuje komfort jízdy a částečně i stabilitu proti překlopení. Při určení dynamické osy klopení je opět třeba zabývat se zvláště naklápěnou a nenaklápěnou částí stejně jako u prvního případu, tříkolového vozidla 1F2R s nenaklápěnými zadními koly.

2.5 Přehled patentovaných řešení aktivního naklápění

Průzkumem patentů bylo nalezeno množství podaných patentů, souvisejících s řešenou problematikou. V této kapitole jsou uvedeny a popsány základní možnosti aktivního naklápění vozidla vycházející z nalezených patentů.

2.5.1 Seznam patentů souvisejících s řešenou problematikou

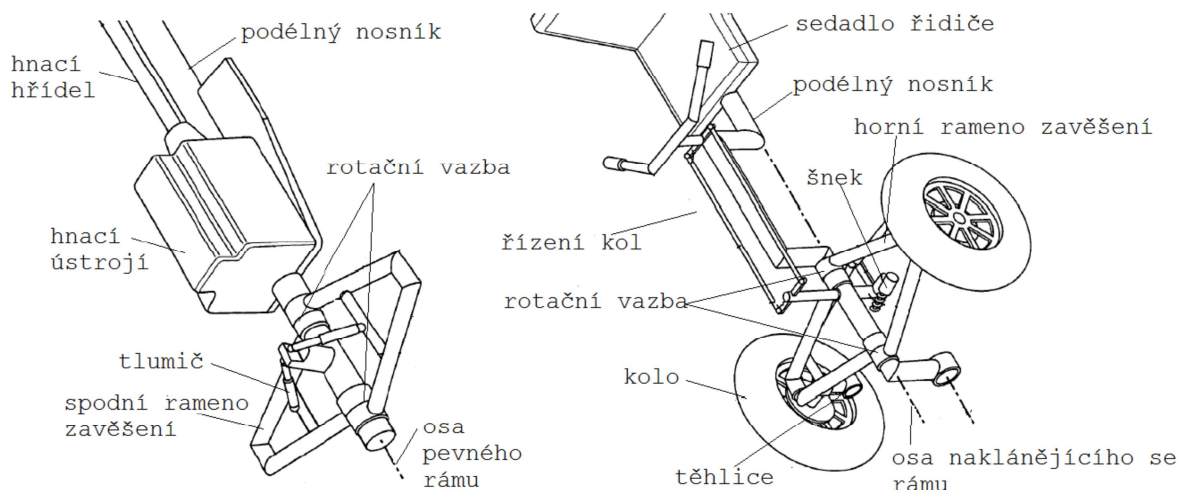
SUHRE, R.: HARLEY DAVIDSON - Leaning Suspension Mechanics. US0075517, US 2007

MELCHER, T.: Motor Vehicle with Leaning System Controlled by Load Sensor and Method therefor. US0246903, US 2007

- LINDBLEM, K.J.: Stabilizing device for vehicles. US3083027, Sweden 1963
- EDWARD, G.: Three wheeled vehicle. US3561778, NY 1968
- EDWARD, G.: Three-wheeled vehicle with passenger banking. US3746118, US 1971
- BLONAR, J.A.: Body tilting mechanism. US3820809, Barrington 1972
- TRAUTWEIN, W.: Stabilized three-wheeled vehicle. US4020914, Carroll 1976
- SMITH, R.R.: Vehicle anti-roll mechanism. US4103920, Imlay City 1977
- TOWNSEND, R.T.: Self-balancing wheeled vehicle. US4351410, Iowa 1980
- COIL, S.F.: Tilttable three-wheeled vehicle. US4469344, Ohio 1982
- JIPHCOTT, E.F.: Ultra narrow enclosed motor vehicles. US4484648, England 1979
- SMYERS, E.D.: Vehicle steering and suspension system. US4546997, NC 1983
- BOURNE, M.W.: Three-wheeled vehicle with controlled wheel and body lean. US4624469, Marquez 1985
- MILLER, R.H.: Three-wheel vehicle. US5116069, Casselberry 1991
- HUBER, W.D.: Three-wheel vehicle and conversion kit. US5236060, Michigan 1992
- ORTON, K.R.: High performance automobile suspension. US5324056, California 1993
- VAN DEN BRINK, CH.R.: Tilting vehicle. US6435522, Zwijndrecht 1998
- MELCHRE T.W.: Vehicle lean and alignment control system. US6805362, US 2003
- MELCHRE T.W.: Vehicle lean and alignment control system. US7131650, US 2006
- MATTHIES, L. Tilting Independent Suspension System for Motorcycle Trike. US7343997, US 2008
- BOUTON, T.R.: Tilting four wheel drive vehicle. US7494141, Janesville 2005
- BRUDELI, G.: Three wheeled vehicle. US7530419, Hokksund 2004
- DOWER, J.C.: Three wheeled vehicle with tilting mechanism. US7552790, Waterford 2005
- SUHRE, R.J.; MASSIGNAN, A.D.; ROTH, A.H.; HUTCHISON, M.; SAIKI, S.J.: Leaning suspension mechanics. US7591337, WI 2009
- VAN DEN BRINK, CH.R.; KROONEN, H.M.: Tilting vehicle. US7600596, NL 2009
- HOBBS, M.: Tilting vehicles. US7631721, GB 2009
- DIEZIGER, D.D.: Vehicle suspension system. US7722063, US 2010
- HARA, N.; OOMURA, Y.: Body leaning control system and a saddle riding type vehicle having the same. US8020878. JP 2011
- MERCIER, D.: Control system for leaning vehicle. US8123240, CA 2012

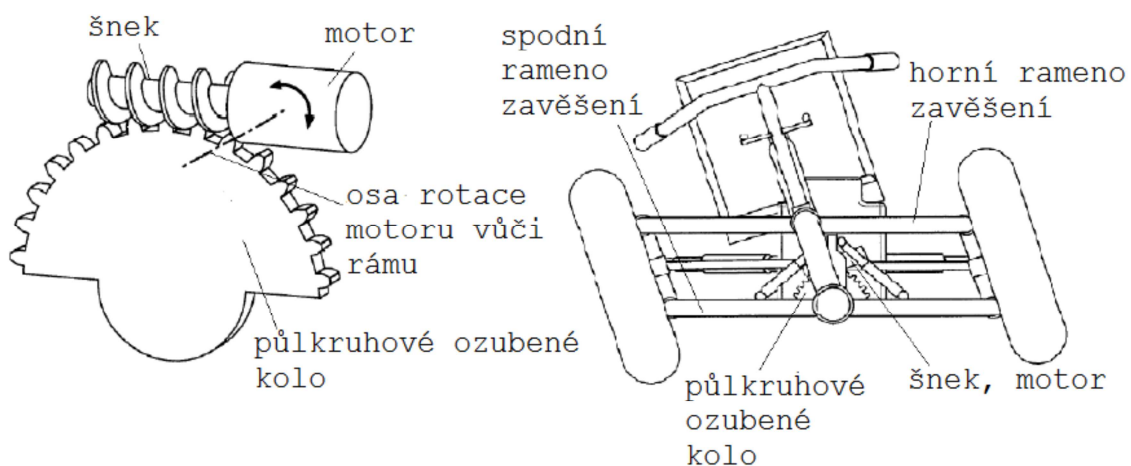
2.5.2 Naklápění zajištěné šnekovým soukolím

Toto řešení využívá dělený rám vozidla, naklápějící a pevný. Pevný rám tvoří podélný nosník, ke kterému jsou přes tlumiče, zajišťující jízdní komfort, rotačně připevněna spodní ramena zavěšení. Na pevném rámu je uloženo hnací ústrojí. K podélnému nosníku, který je součástí naklápějícího se rámu, jsou přichycena horní ramena zavěšení. Těhlice spojuje konce horního a spodního ramene zavěšení.



Obr. 2-11: Ukázka konstrukce [8]

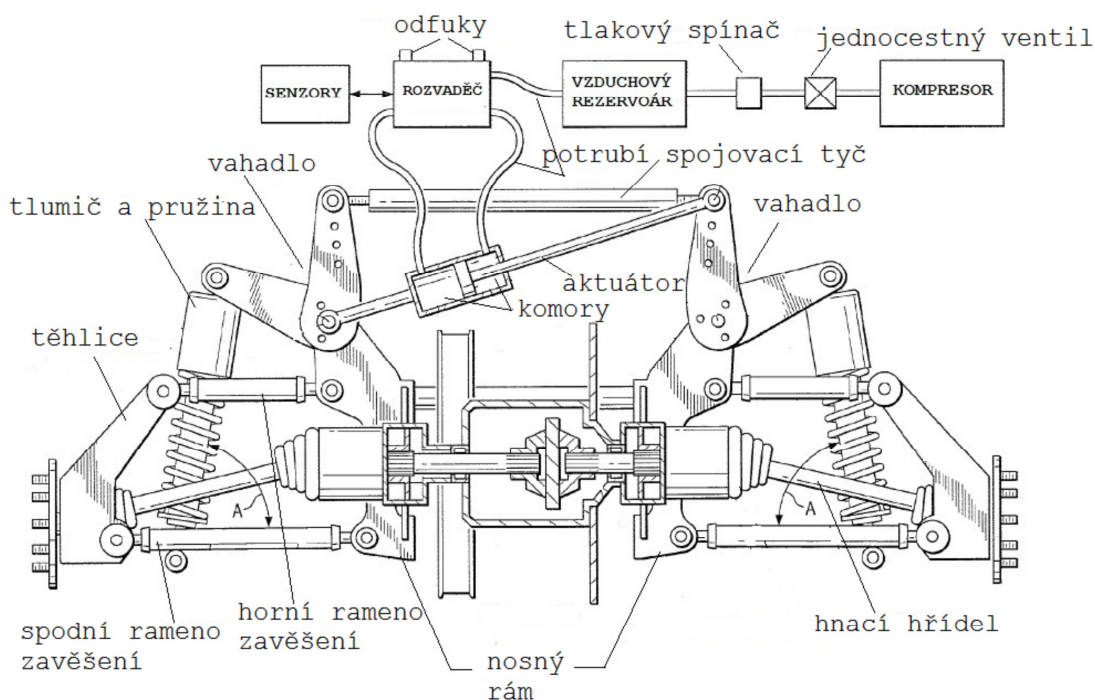
Rotační aktuátor natáčí přes šnekový převod naklápějící část rámu vůči pevné. Velikost úhlu naklonění je dána šnekovým převodem. Půlkruhové ozubené kolo je pevně spojeno s pevným rámem. Spoluzabírající šnek poháněný rotačním aktuátorem je připevněn k naklápějící části rámu.



Obr. 2-12: Umístění šnekového soukolí na podvozku vozidla [8]

2.5.3 Naklápění zajištěné pneumatickým aktuátorem

Tato patentovaná konstrukce [9] využívá k naklápění vozidla pneumatický aktuátor. K nosnému rámu vozidla jsou připevněna ramena zavěšení kol. Horní a spodní rameno zavěšení na konci spojuje těhlice, ke které je upevněn náboj kola. Zavěšení je odpruženo pružinami s tlumiči uchycené mezi spodní ramena zavěšení a vahadla. Vahadla jsou rotačně uložena k nosnému rámu a vzájemně spojena tyčí. Aktivní naklápění vozidla zajišťuje lineární pneumatický aktuátor umístěný mezi nosný rám vozidla a vahadlo, respektive mezi rám vozidla a spojovací tyč. Aktuátor je přes rozvaděč poháněn stlačeným vzduchem ze vzduchového rezervoáru. Rezervoár je plněn připojeným kompresorem. Jednocestný ventil mezi rezervoárem stlačeného vzduchu a kompresorem zabráňuje vniknutí vzduchu do kompresoru, pokud je kompresor vypnutý. Požadovaný tlak v rezervoáru je sledován tlakovým spínačem, který ovládá chod kompresoru. Rozvaděč ovládající aktuátor je řízen pomocí signálu ze senzorů, které sledují chování vozidla. Změnou tlaku v komorách aktuátoru dochází k změně délky aktuátoru a tím i k natočení vahadel a naklopení celého vozidla.

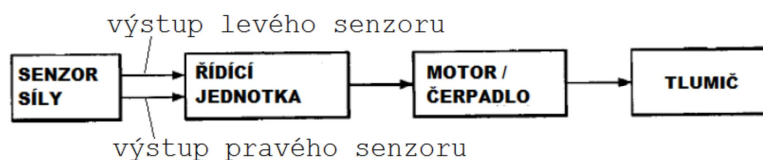


Obr. 2-13: Naklápění zajištěné pneumatickým aktuátorem [9]

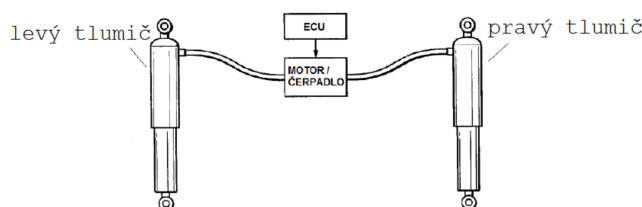
2.5.4 Naklápění zajištěné hydraulickým aktuátorem

Patent číslo US 2007/0246903 A1 z roku 2007 [10] se zabývá možností naklápění vozidla pomocí aktivních tlumičů. K rámu vozidla jsou připevněna horní a dolní ramena lichoběžníkového zavěšení spojená s ramenem aktuátoru. Tlumiče spojují na obou stranách rameno aktuátoru s rámem vozidla. Každý tlumič tvoří komora naplněná kapalinou a plovoucí píst.

Velikost úhlu naklápění vozidla je stanovena na základě měření získaných ze senzoru rychlosti, úhlu natočení řídicích, senzoru zatížení řídicích a senzoru snímajícího boční zrychlení. Senzor zatížení řídicích určuje změnu tlaku vyvíjenou na řídicí ze snahy řidiče udržet vozidlo v rovnováze. Řídicí jednotka po vyhodnocení naměřených dat ze senzorů určí potřebný úhel naklonění vozidla. Vozidlo je naklopeno pomocí čerpadla, které přepouští kapalinu mezi pravým a levým tlumičem a mění tak jejich délku.



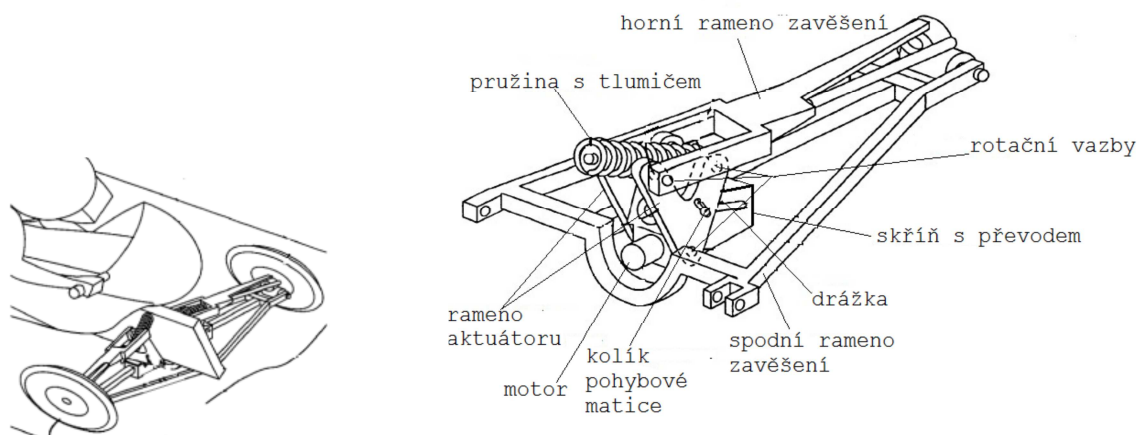
Obr. 2-14: Blokové schéma realizace naklápění



Obr. 2-15: Systém pro naklápění vozidla [10]

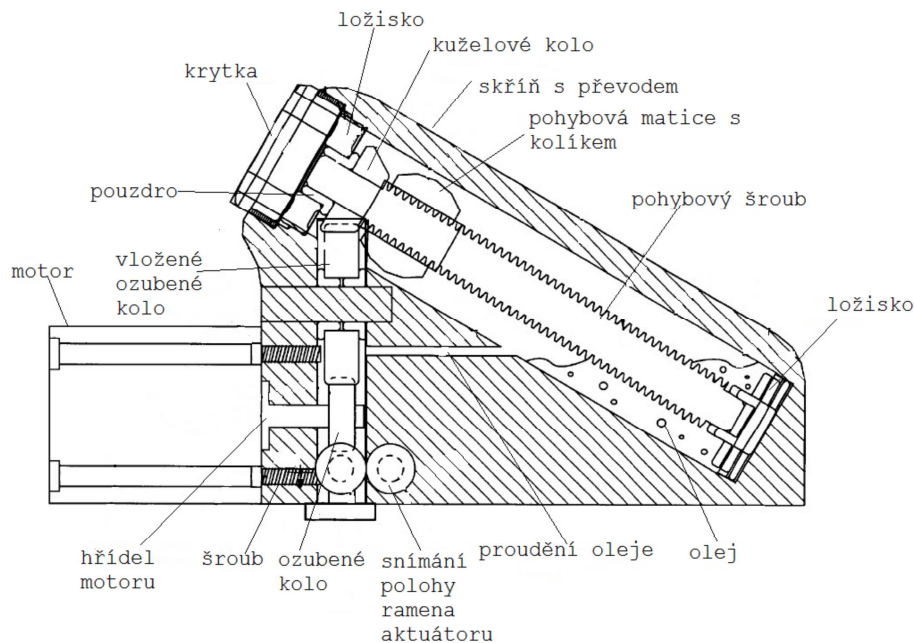
2.5.5 Naklápění zajištěné pohybovým šroubem a maticí

Tato patentovaná konstrukce mechanismu naklápění obsahuje spodní rameno zavěšení, které je upevněno v rámu vozidla. Na spodním rameně je upevněn motor pro naklápění, který je přes převodovku a rameno aktuátoru spojen s horním ramenem zavěšení. Převodovka naklápění je dále přes pružinu a tlumič spojena s rámem vozidla. Řízení naklápění na každé straně zavěšení je oddělené. Obě strany mají svůj motor s převodovkou a ramenem aktuátoru. Vše je dobře patrné na obrázku Obr. 2-16.



Obr. 2-16: Zavěšení naklápěného vozidla [11]

Na řezu pohonným ústrojím naklápění je vidět princip fungování. Celé ústrojí je upevněné k spodnímu rameni zavěšení. Pohybová matice s kolíkem je přes páku aktuátoru spojena s horním ramenem zavěšení. Točivý moment motoru je přes kuželové soukolí přenesen na pohybový šroub uchycený na obou stranách v ložisku. Otáčením pohybového šroubu dochází k pohybu matice a tudíž i k pohybu ramene aktuátoru a k naklápění vozidla. Požadovaný úhel naklonění ovládá řídicí jednotka na základě zpracovaných signálů ze senzorů.



Obr. 2-17: Řez pohonným ústrojím naklápění [11]

2.6 Vozidla s naklápěnou skříní - přehled

Na konci padesátých let minulého století se začalo objevovat množství konceptů malých úzkých vozidel s naklápěnou karoserií. Jedním z prvních byl Gyron od Ford Motor Company [12]. V šedesátých letech představil MIT studii vozidla vycházejícího z motocyklu, avšak s aktivně naklápěnou karoserií. Na začátku sedmdesátých let přišel General Motors s vozidlem Lean Machine, což bylo tříkolové vozidlo s pevnou nenaklápějící zadní nápravou, na které byl upevněn motor a rotačně uloženou karoserií s jedním předním řízeným motocyklovým kolem [7] [6]. Naklápění u Lean Machine ovládal řidič pedálem a při zastavení musel karoserii uzamknout proti samovolnému naklonění. Nejednalo se o automatické naklápění, protože vše i velikost úhlu naklonění nastavoval řidič podle svého citu pedálem.

Generace vozidel, používající ke stabilizaci aktivního naklápění gyroskop (Gyron), byla příliš složitá, neefektivní a v malých rychlostech i nebezpečná. Naklápění řízené řidičem (Lean Machine) bylo neefektivní, náročné na schopnosti řidiče a na delších trasách únavné. Nové koncepty vozidel s aktivním naklápěním karoserie překonávají nedostatky předchozích a díky výraznému pokroku ve výpočetních systémech přinášejí novou motivaci a nový zájem o úzká

vozidla pro osobní dopravu s naklápěnou karoserií. F-300 Life-Jet, Clever, Carver One a i-Road jsou nadějně projekty představené a vyvíjené v nedávné době. Všechna tato vozidla mají konvenční řízení a jsou vybaveny aktivním naklápěním karoserie. Pomocí akcelerometrů měří boční síly, podle nichž určují potřebný úhel naklonění.

2.6.1 General Motors – Lean Machine

Vozidlo vyvíjel sedm let v sedmdesátých letech Frank Winchell z General Motors. Jedná se o jednomístný 1F2R design, kde se přední kolo a řidič naklápí k vyrovnání odstředivé síly. U zadních kol a pohonné jednotky k naklápění nedochází. Vozidlo váží 159 kg a s 28 kW motorem dokáže dosáhnout 100 km/h za 7.1 sekund. Při plném zatížení dokáže naklápět karoserie se zrychlením 1,2 g v úhlu 50°. Naklápění karoserie je řízeno dvěma pedály na podlaze a natočením řídítek. Vozidlo je dlouhé 2,6 m, široké 0,9 m a vysoké 1,2 m. [7]

Cílem projektu bylo zkombinovat ekonomické výhody motocyklu s výhodami vozidla s uzavřenou karoserií. GM již od počátku počítalo s tím, že se bude jednat o studii, která nikdy nedojde do produkce. Po představení Lean Machine veřejnosti v roce 1980 se vozidlu dostavil značný ohlas především pro zajímavý design. I přes tuto skutečnost GM projekt uzavřelo a na dalším vývoji již nepokračovalo.



Obr. 2-18: General Motors – Lean Machine [7]

2.6.2 Vandenbrink Carver

Jedná se o moderní verzi úzkého naklápějícího vozidla. V Nizozemí byl dokonce v limitované produkci vyráběn. Byl označován jako „man-wide vehicle“, což značilo jeho zařazení mezi extrémně úzká vozidla. Carver používá elektricky řízený hydraulický naklápěcí systém DVC (Dynamic Vehicle Control), který se stará o naklápění karoserie při jízdě zatáčkou v maximálním úhlu 45°. Řidič jednoduše řídí volantem přední kolo a naklápěcí systém se sám stará o potřebné naklonění. Vozidlo je dlouhé 3,4 m a široké 1,2 m, prázdné váží 550 kg. [13]
[3]



Obr. 2-19: Vandenbrink Carver [13]

2.6.3 BMW Clever

Koncept Clever (Compact Low Emission VEHICLE for URban Transport) vznikl na technické univerzitě v Berlíně ve spolupráci s několika dalšími univerzitami a vědeckými institucemi pod záštitou firmy BMW. Výsledkem práce prezentované v roce 2005 bylo tříkolové vozidlo určené pro městský provoz na zemní plyn s ultra nízkými emisemi. Elektrohydraulický systém vozidla dokáže naklopit karoserii do úhlu 45°. Úhel naklonění se vypočítává ze senzorů rychlosti, natočení volantu, odstředivých sil a polohy pedálů plynu a brzdy. Karoserie je dlouhá 3 m, široká 1 m a vysoká 1,4 m. Vozidlo váží 400 kg a je poháněno jednoválcovým motorem o objemu 230 ccm, o výkonu 12,5 kW a točivém momentu 15,5 Nm při 6300 ot/min. Maximální rychlost je 100 km/h. Koncept se může pochlubit spotřebou 1,7 kg CNG na 100 km. Zemní plyn je uchováván ve dvou tlakových nádobách. Ty jsou snadno vyjímatelné a mají možnost plnění i z domácích plniček. Dojezd na jejich objem má CLEVER asi 150 km. [14]



Obr. 2-20: BMW Clever [14]

2.6.4 Mercedes F300 Life Jet

Vozidlo Mercedes F300 Life Jet bylo představeno v roce 1997 na 57th Frankfurt International Motor Show. F300 disponuje plně naklápějící se hliníkovou karoserií s dvěma místy k sezení a odnímatelnou střechou. Kontrola maximální rychlosti jízdy, úhlu natočení volantu, zrychlení a naklápění karoserie přinesla maximální standard aktivní bezpečnosti. Elektrohydraulický systém naklápí vozidlo v úhlu 30°. Motor a převodovka byla převzata z Mercedesu A-class. S motorem o objemu 1.6 l a výkonu 75 kW dokázalo vozidlo F300

zrychlit z 0 na 100 km/h za 7.7 sekund. Maximální rychlost je 200 km/h. Přední světlomet automaticky korektně natáčí paprsek světla ve směru jízdy při zatáčení a naklápění. Vozidlo je dlouhé 3,9 m, široké 1,7 m a vysoké 1,5 m, prázdné váží 800 kg. [15] [3]



Obr. 2-21: Mercedes F300 Life Jet [15]

2.6.5 SIDAM Xново

Francouzský výrobce skútrů firma Sidam zveřejnila v roce 2008 svůj plán na výrobu tříkolových vozidel pro městskou dopravu. Xново, jak byl koncept nazván, má naklápěcí karoserii a zařazením jde o křížence mezi skútreem a minivanem. Vozidlo je nabízeno v modifikaci pro přepravu dvou osob, jedné osoby s menším, popřípadě s větším zavazadlovým prostorem. Podle pohonu lze vybírat z provedení se spalovacím motorem Piaggio 500 ccm, hybridní verzi se spalovacím motorem 200 ccm a nebo plně elektrické provedení. Předpokládaná cena pro model se spalovacím motorem 500 ccm je 8000 €. [6]



Obr. 2-22: SIDAM Xново [6]

2.6.6 PIAGGIO MP3

V roce 2006 představila italská firma Piaggio svůj první tříkolový skútr PIGGIO MP3. Skútr umožňuje nezávislé naklápění pomocí předních kol, které pracují v „carving“ pohybu. Skútr lze naklápět v rozsahu 40°. Piaggio MP3 lze pořídit v 125, 250 a 500 ccm verzi. Běžný

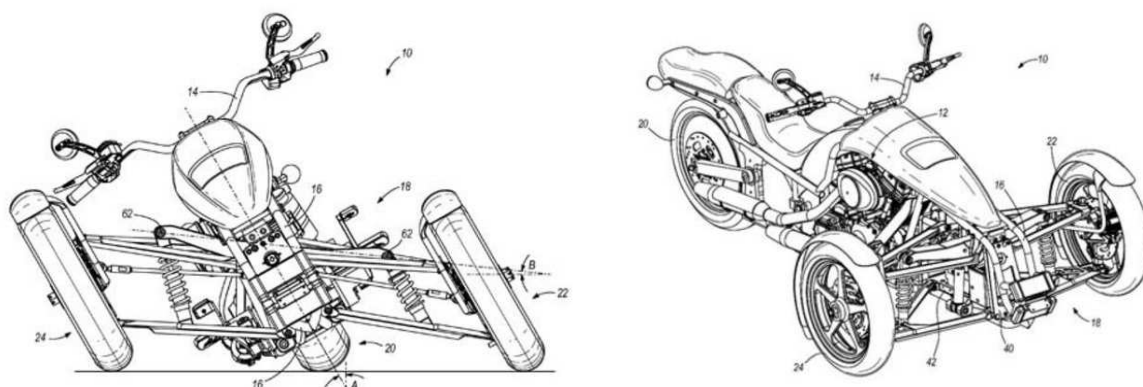
dvukolový skútr převyšuje například stabilitou při jízdě po mokřém povrchu a při brzdění kde je zvýšený požadavek na přenos sil na přední kolo. Tři kola – tři brzdné disky jsou při brzdění o 20% efektivnější než brzdění s běžným skútem. Při testech bylo naměřeno zpomalení až 8 m/s. Další výhodou MP3 nabízí ve městě, při zastavení na semaforech, nebo při parkování se nemusí řidič starat o stabilitu, protože při rychlosti pod 3 km/h elektronika automaticky naklápění zaaretuje. Aretaci naklápění může také řidič ovládat tlačítkem na řídkách. [16]



Obr. 2-23: PIAGGIO MP3 [16]

2.6.7 Harley-Davidson

Harley-Davidson představil svou první naklápějící tříkolku v roce 2008. Vozidlo vycházelo z patentu společnosti HD 2006. Tříkolku osadil motorem V-Twin z Rod serie. Jednalo se o 2F1R design. Předchozí tříkolové motocykly společnosti Harley-Davidson byly 1F2R, měly dvě kola vzadu a jedno kolo vpředu. Na představeném modelu je patrná snaha známého producenta motocyklů o zaplnění místa v produkci mezi motocykly a stále populárnějšími čtyřkolkami.



Obr. 2-24: HD 2006 [17] [18]

2.6.8 Lumeneo Smera

Miniaturní elektromobil Smera od francouzské firmy Lumeneo určený pro přepravu maximálně dvou osob byl představen v roce 2008 na Ženevském autosalonu. Vozidlo váží včetně baterií 350 kg a je široké pouze 80 cm. Ke zvýšení stability proti překlolení slouží aktivní naklápění karoserie. K pohonu jsou využity dva elektromotory o výkonu 20 koní, které přímo pohánají zadní kola. Jejich napájení zajišťuje lithium-iontové baterie o váze 80 kg a kapacitě 10 kWh. Je uváděn dojezd 150 km při maximální rychlosti 130 km/h. Zrychlení na 100 km/h zvládne za 8 sekund.



Obr. 2-25: Lumeneo Smera [6]

2.6.9 Nissan Land Glider

Zajímavou koncepcí štíhlého vozidla představil Nissan v roce 2009 na Motor Show v Tokyu. Jeho Land Glider je široký 1,1 m a dokáže aktivně naklápět karoserii až o 17° při jízdě zatáčkou. Automobil je dvoumístný a k jeho řízení slouží knipl. Dva elektromotory pohánějí zadní kola. O jejich napájení se stará lithium-iontová baterie umístěná v podlaze vozu s kapacitou postačující na ujetí 100 km. [3] [6]



Obr. 2-26: Nissan Land Glider [3]

2.6.10 Toyota i-Road

Na autosaloně v Ženevě 2013 ukázala Toyota představu budoucího cestování po městě. Její vozidlo i-Road je určené pro dva cestující. Jedná se o kompaktní elektrickou tříkolku s uzavřenou kabinou. Vozidlo je dlouhé 2350 mm, široké 850 mm a vysoké 1445 mm. Na jedno běžné parkovací místo se prý vejdou čtyři vozítka i-Road. K pohonu slouží dva 2 kW

elektromotory umístěné v předních kolech. Představená technologie Active Lean zajišťuje automatické aktivní naklápění a společně se zadním natáčeným kolem se dokáže vozidlo otočit na poloměru pouhých tří metrů. Active Lean monitoruje úhel natočení řídicích, rychlost, údaje z gyroskopu a poté pohybuje s předními koly nahoru respektive dolů a vhodně naklápí celé vozidlo. V městském provozu má být plně dostačující maximální rychlost 45 km/h a dojezd okolo 50 km při stabilní rychlosti 30 km/h. Stroj o hmotnosti 300 kg se pohybuje na kolech obutých do pneumatik o rozměrech 80/80 R16 vpředu a 130/170 R10 vzadu. [19] [20]



Obr. 2-27: Toyota i-Road [19]

3 Porovnání a hodnocení vybraných technických řešení

K zpřehlednění problematiky a porovnání technických systémů zvyšujících stabilitu proti překlolení s navrženým řešením bylo využito teoretických poznatků a metodických nástrojů Engineering Design Science (EDS). [21] [22]

Černá skříňka, představující nejvyšší stupeň abstrakce uvažovaného provozního transformačního procesu, měla rozšířit pohled na danou problematiku a pomoci podhalit nová řešení systému zvyšujícího stabilitu proti překlolení úzkého tříkolového vozidla. Návrh úplného transformačního procesu poté konkretizuje navrhovaný TS.

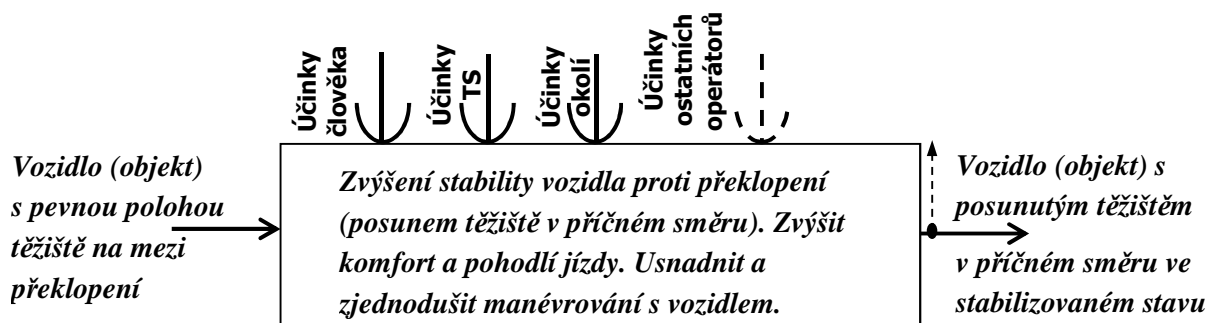
3.1 Provozní transformační / technický proces (TrfP / TP)

3.1.1 Černá skříňka



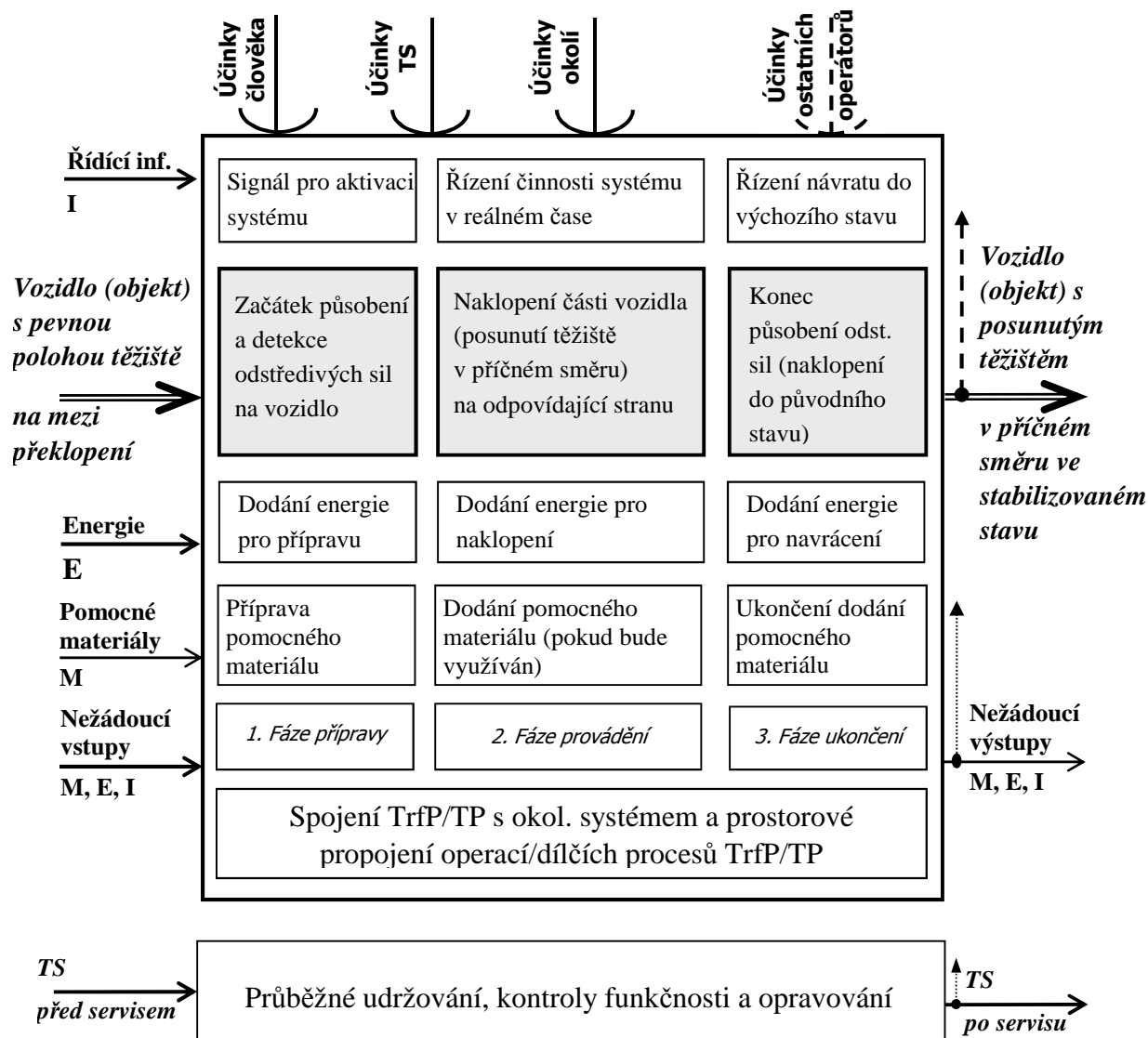
Obr. 3-1: Černá skříňka provozního transformačního procesu pro navrhovaný TS

3.1.2 Návrh technologie



Obr. 3-2: Návrh technologie provozního transformačního procesu pro navrhovaný TS




3.1.3 Úplný návrh TrfP/TP



Obr. 3-3: Úplný návrh provozního transformačního procesu pro navrhovaný TS

3.2 Porovnávání technické systémy

K porovnání existujících technických systémů zvyšujících stabilitu proti překlpení byly vybrány dva nejpropracovanější a nejznámější koncepty vozidel s naklápějící se karoserií. Jak General Motors Lean Machine tak Mercedes F300 vzbudily velký zájem veřejnosti a představily vozidla s úzkým rozchodem kol, s pěkným designem a účelnou konstrukcí. S těmito systémy je porovnáváno vlastní navržené řešení vozidla s naklápějící karoserií. Vlastnosti těchto tří řešení jsou dále komplexně zhodnoceny pomocí specifikace požadavků a hodnocení jejich splnění [Hosnedl & Srp & Dvořák 2010].




SPECIFIKACE POŽADAVKŮ na vlastnosti & chování konstruovaného tech. produktu/systému (TS(s)) a HODNOCENÍ & POROVNÁNÍ jejich splnění - část 2 ze 3														
Doména & oblast vlastnosti TS	Operátor Transf. Systému	Třída vlastnosti TS	Poř. na ostatní* podtřidy vlastností & chování TS(s) po jeho předání (After Delivery - AD) přímému uživateli (zde uvazovány etapy provozu a likvidace)	etapa živ. cyklu TS(s)	Zdroj** poř. na vlast.	Váha vlast. (0-4)	Vážené hodnocení splnění vlastnosti (0-4)		Vážené hodnocení splnění vlastnosti (0-4)		Vážené hodnocení splnění vlastnosti (0-4)			
							Hodnota/úrov spln. charakt. (vč.přip.rozmn)	Hodnoc. spl char (0 až 4)	Hodnota/úrov spln. charakt. (vč.přip.rozmn)	Hodnoc. spl char (0 až 4)	Hodnota/úrov spln. charakt. (vč.přip.rozmn)	Hodnoc. spl char (0 až 4)		
Reflektivní vlastnosti & chování TS vzt. se k operátorům transf. systémů žív.	Člověk a ost. živé bytosti k člověku a ost. živ.	(3) Vlastnosti k člověku a ost. živ.	AD vhodnost TS(s) pro zdraví člověka: (* bezpečnost, * hygieničnost, * ergonomičnost, apod.)	- provoz (vč. údržby) - likvidace	GIM	2,4	0,50		0,50		0,50			
			- Bezpečnost při výpadku energie / řídicích signálů	Vysoká	OBL	4	střední	3	střední	3	střední	3		
			- Bezpečnost při montáži / demontáži	Standardní	GIM	2	vysoká	3	vysoká	3	vysoká	3		
			- Další účinky provozu TS(s) na zdraví člověka	Minimální	GIM	4	minimální	4	minimální	4	minimální	4		
			- Souhrnné účinky likvidace TS(s) na smysly člověka	Standardní	ASS	2	střední	3	střední	3	střední	3		
			(*Kopirovací* řádka pro vklad dalších char. - nevyplňovat, nemazat!)											
			AD příjemnost TS(s) pro smysly člověka: (pro zrak, sluch, čich, hmat, chut: * vzhled, * hlučnost, * pach, apod.)	- provoz (vč. údržby) - likvidace		2,0	0,50		0,44		0,44			
			- Hlučnost	Minimální	OWN	2	minimální	4	střední	3	střední	3		
			- Souhrnné účinky likvidace TS(s) na smysly člověka	Standardní	OWN	2	minimální	4	minimální	4	minimální	4		
			(*Kopirovací* řádka pro vklad dalších char. - nevyplňovat, nemazat!)											
Technický systém	(4) Vlastnosti k ostatním	AD náročnost TS(s) na tech.prostředky & tg.	- provoz (vč. údržby) - likvidace		2,0	0,25		0,25		0,25				
		- Likvidační prostředky a technologie	Standardní	GIM	2	střední	2	střední	2	střední	2			
		(*Kopirovací* řádka pro vklad dalších char. - nevyplňovat, nemazat!)												
Aktivní a reaktivní okolí Transf. Syst.	(5) Vlastnosti k mater.&energ. akt.& reakt. okolí	AD odolnost TS(s) k mater.&energ. vstupům z okolí	- provoz (vč. údržby) - likvidace		2,3	0,54		0,50		0,50				
		- Korozivzdornost v provozním prostředí	Nizká	GIM	3	vysoká	4	vysoká	4	vysoká	4			
		- Odolnost proti opotřebení	Vysoká	GIM	2	standardní	3	standardní	3	standardní	3			
		- Tepelná odolnost	Standardní	GIM	2	vysoká	4	standardní	3	standardní	3			
		(*Kopirovací* řádka pro vklad dalších char. - nevyplňovat, nemazat!)												
		AD mater.&energ. náročn. vst.&výst. TS(s) z/do okolí	- provoz (vč. údržby) - likvidace		3,3	0,81		0,81		0,81				
		- Ekologičnost použitých materiálů TS	Uplně	OBL	4	uplně	4	uplně	4	uplně	4			
		- Spotřeba a ztráty materiálů pro TS	Minimální	GIM	1	minimální	4	minimální	4	minimální	4			
		- Ekologičnost materiálů TS pro likvidaci	Uplně	OBL	4	uplně	4	uplně	4	uplně	4			
		- Ekologičnost asist. materiálů pro TS pro likvidaci	Uplně	OBL	4	uplně	4	uplně	4	uplně	4			
(*Kopirovací* řádka pro vklad dalších char. - nevyplňovat, nemazat!)														
Informační i systém	(7) Vlastnosti k odb. inf.	AD vztah TS(s) k patentovým a licenčním právům	- provoz (vč. údržby) - likvidace		4,0	1,00		1,00		1,00				
		- Souhrnná charakteristika k patentovým a licenčním právům	Bez porušení	GIM	4	bez porušení	4	bez porušení	4	bez porušení	4			
		- Souhrnná charakteristika pro likvidaci	Bez porušení	GIM	4	bez porušení	4	bez porušení	4	bez porušení	4			
		(*Kopirovací* řádka pro vklad dalších char. - nevyplňovat, nemazat!)												
AD vztah TS(s) k dalším předpisům a normám	- provoz (vč. údržby) - likvidace		4,0	1,00		1,00		1,00						
- Souhrnná charakteristika	Bez porušení	GIM	4	bez porušení	4	bez porušení	4	bez porušení	4					
- Souhrnná charakteristika pro likvidaci	Bez porušení	GIM	4	bez porušení	4	bez porušení	4	bez porušení	4					
(*Kopirovací* řádka pro vklad dalších char. - nevyplňovat, nemazat!)														
AD potřeba průvod.odb.informací (dokumentace,školení,ap.)	- provoz (vč. údržby) - likvidace		1,3	0,25		0,25		0,25						
- Pisemné návody k obsluze	Standardní	OWN	1	standardní	3	standardní	3	standardní	3					
- Pisemné návody k údržbě	Standardní	OWN	1	standardní	3	standardní	3	standardní	3					
- Pisemné návody pro likvidaci	Standardní	OWN	2	standardní	3	standardní	3	standardní	3					
(*Kopirovací* řádka pro vklad dalších char. - nevyplňovat, nemazat!)														

Reaktivní vlast. & chov. TS	Manažerský systém	(8) Vlastn. k prod. hl. manaž.-tech. syst.	AD vhodn. TS(s) pro produktová manaž.-tech. hled.	- provoz (vč. údržby) - likvidace	0,0	0,00	0,00	0,00				
			- Žadné zvláštní požadavky	---	OWN							
			- Žadné zvláštní požadavky pro likvidac	---	OWN							
			(*Kopirovací řádka pro vklad dalších char.- nevyplisovat, nemazat!)									
			AD vhodn. TS(s) pro časová manaž.-tech. hled.	- provoz (vč. údržby) - likvidace	1,0	0,13	0,13	0,13				
			Viz: Požad. na Tech.&Tg.refi.(AD) vlastn.&chov. TS v provozu	List: Spec&Hodn AD T&TgProvVI	0							
	- Čas na likvidaci	Minimální	OWN	1	středni	2	středni	2	středni	2		
	(*Kopirovací řádka pro vklad dalších char.- nevyplisovat, nemazat!)											
	Všechny operátory	(9) Vlastn. k čas. a nákl. hled. manaž.-tech. systému	AD vhodn. TS(s) pro nákladová manaž.-tech. hled.	- provoz (vč. údržby) - likvidace	3,0	0,58	0,44	0,44				
			- Náklady na provoz	Minimální	OWN	3	minimální	4	malé	3	malé	3
			- Náklady na údržbu	Minimální	OWN	4	malé	3	středni	2	středni	2
			- Náklady na likvidaci 1 ks	Minimální	OWN	2	středni	2	středni	2	středni	2
(*Kopirovací řádka pro vklad dalších char.- nevyplisovat, nemazat!)												
AD obecné konstrukční vlastnosti (fyzikální, mechanické, tepelné, apod.)			- provoz (vč. údržby) - likvidace:	3,3	0,63	0,63	0,63					
Všechny operátory	(10) Obecné konstr. vlastin.	- Odolnost vůči mechanickému namáhání	Vysoká	OWN	4	středni	3	středni	3	středni	3	
		- Odolnost vůči tepelnému namáhání	Vysoká	OWN	3	středni	3	středni	3	středni	3	
		- Odolnost vůči chemickému namáhání	stanoaranti	OWN	3	středni	3	středni	3	středni	3	
		(*Kopirovací řádka pro vklad dalších char.- nevyplisovat, nemazat!)										
		AD elementární konstrukční vlastnosti (stav. struktura a prvky TS; tvary, rozm., mat., atd. jednotl.prvků)	- provoz (vč. údržby) - likvidace:	1,0	0,25	0,13	0,19					
		- Stavební struktura	---	OWN	1	jednoduchá	4	složitá	2	středni	3	
(*Kopirovací řádka pro vklad dalších char.- nevyplisovat, nemazat!)												
Všechny operátory	(12) Znakové konstr. vlastin.	AD znakové konstrukční vlastnosti (strukturní, funkční, technologické, obecné, apod.)	- provoz (vč. údržby) - likvidace:	3,0	0,75	0,38	0,38					
		- Energie potřebná pro provoz TS	Minimální	OBL	3	minimální	4	středni	2	středni	2	
		(*Kopirovací řádka pro vklad dalších char.- nevyplisovat, nemazat!)										
Σ***						0,41	0,37	0,38				

Hodnocení AD kvality po dodání TS Q_{AD} tj. kvalita splnění spec. požad. do dodání uživatelí	$Q_{AD T\&Tg} + Q_{AD Ost}$	0,43	0,41	0,43
--	-----------------------------	------	------	------

Vysvětlivky:	
* Vlivem konstrukce stavební struktury TS bez tržnic a dalších vlivů	** ASS - Zadáno (Assigned) OBL - Povinné (Obligatory) GIM - Obec. předpokládané (Generally Implied) OWN - Vlastní (Own)
*** Symbol Σ je v tomto programu používán v přeneseném smyslu pro "výslednou hodnotu", "množinu položek", apod., ne tedy v přesném matematickém významu součet.	**** Srovnatelný TS: konkurenční, analogický, alternativní technické řešení, apod.

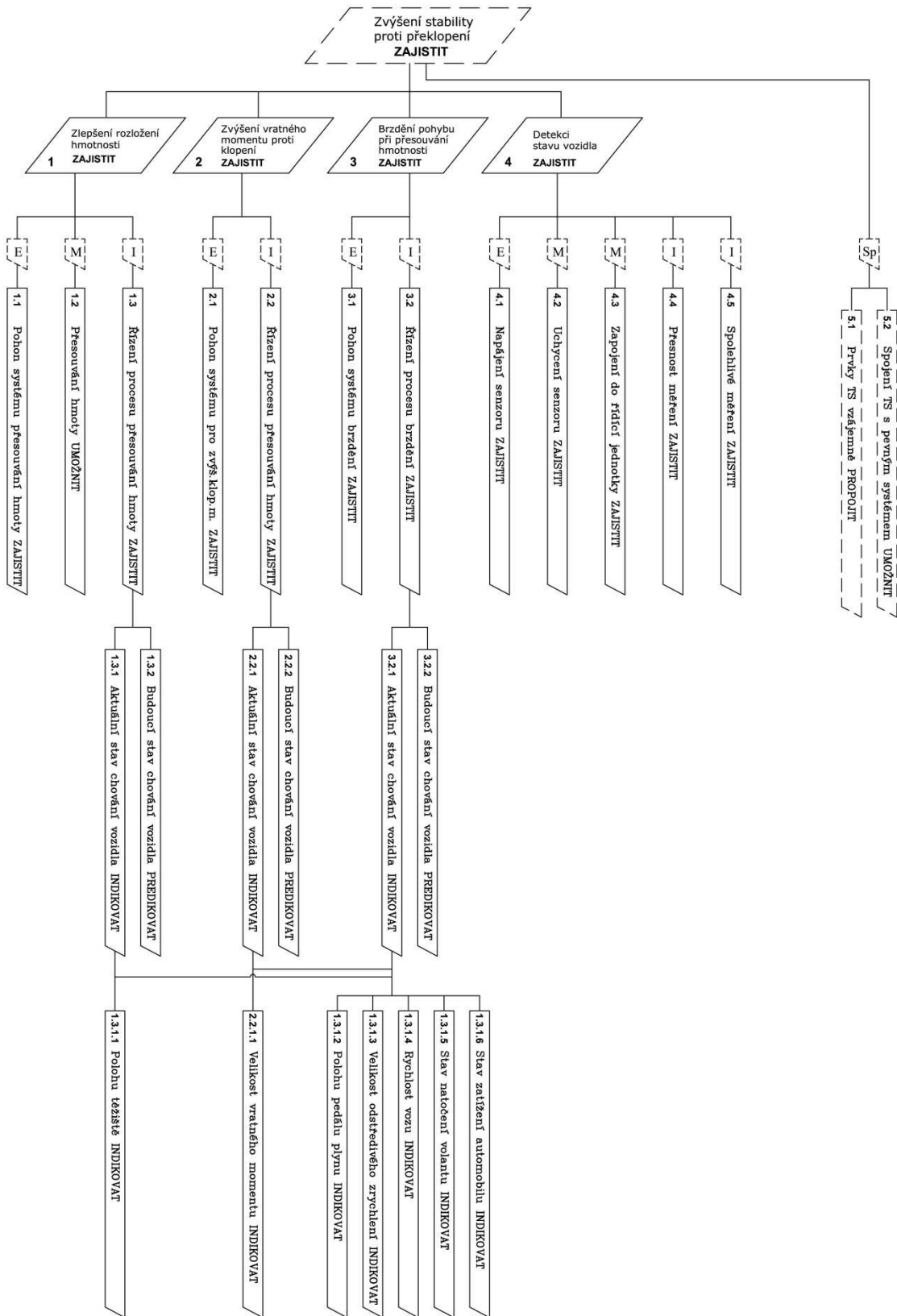
Tab. 3-2: Specifikace požadavků na TS, hodnocení a jejich splnění část 2.

SPECIFIKACE POŽADAVKŮ na vlastnosti & chování konstruovaného tech. produktu/systému (TS(s)) a HODNOCENÍ & POROVNÁNÍ jejich splnění - část 3 ze 3															
Doména & oblast vlastnosti TS	Operátor Transf. Systému	Třída vlastnosti TS	Požadavky na podřídy vlastností&chování TS(s) před jeho předáním (Before Delivery - BD) přím. uživateli (zde uvážovány předvýrobní etapy, výroba a distribuce)	etapa živ. cyklu TS(s)	Zdroj** Váha pož. na vlastn. (0-4)	GM - Lean Machine		Mercedes F300		Navržený TS					
						Vážené hodnocení splnění vlastnosti (0 až 4)	Vážené hodnocení splnění vlastnosti (0 až 4)	Vážené hodnocení splnění vlastnosti (0 až 4)	Vážené hodnocení splnění vlastnosti (0 až 4)						
			- Charakteristiky přísluš. vlastností&chování (u každé uvedené invariální podřídy příbuzných vlastností&chování, musí být přiřazena min. 1 char., v meziní příp. pojmenovaná jako "Souhrnná charakteristika")	Požad. hodnota ("měřit." úroveň) charakteristiky vlastn./chov. a příp. i její tolerance	Zdroj** poř. na charakt. (0-4)	Váha char. (0-4)	Hodnota/úrov. spln charakt. (vč. příp. rozm)	Hodnoc. spl char. (0 až 4)	Hodnota/úrov. spln charakt. (vč. příp. rozm)	Hodnoc. spl char. (0 až 4)	Hodnota/úrov. spln charakt. (vč. příp. rozm)	Hodnoc. spl char. (0 až 4)			
Reflexivní vlastnosti & chování TS vzt. se k operátorům transf. systémů	Člověk a osl. žive bytosti	(3) Vlastnosti k člověku a osl. živ.	BD vhodnost TS(s) pro zdraví člověka: bezpečnost, • hygieničnost, • ergonomičnost, apod.)	- předvýrobní etapy - výroba - montáž:	GIM	1,7	0,40	0,38	0,38						
			- Bezpečnost proti poranění (bez ostrých hran, úzkých otvorů, ap.)	Vysoká	OBL	3	vysoká	4	vysoká	4	vysoká	4			
			- Zdravotní nezávadnost materiálů TS(s)	Úplná	OBL	2	standardní	3	střední	2	střední	2			
			- Zdravotní nezávadnost asistujících materiálů pro výrobu	Úplná	OBL	2	úplná	4	úplná	4	úplná	4			
			- Ergonomie tvaru ručně dotýkaných ploch	Standardní	GIM	1	standardní	3	standardní	3	standardní	3			
			- Hmotnost ručně manipulovaných polotovárů/dílů	max. hodn. daná normou	OBL	1	dle normy	4	dle normy	4	dle normy	4			
			- Ovládací síly při výrobě	max. 200 N	OBL	1	dle normy	4	dle normy	4	dle normy	4			
			- Další účinky při výrobě TS(s) na zdraví člověka	Minimální	GIM	2	minimální	4	minimální	4	minimální	4			
			("Kopirovací".řádka pro vklad.dalších char.- nevyepisovat, nemazat!)												
						BD příjemnost TS(s) pro smysly člověka: (pro zrak, sluch, čich, hmat, chut: • vzhled, • hlučnost, • pach, apod.)	- předvýrobní etapy - výroba - montáž:	GIM	2,0	0,38	0,38	0,38			
			- Další účinky TS(s) na čl. (zrak, sluch, čich, hmat, atd.) při výr.	Standardní	GIM	2	standardní	3	standardní	3	standardní	3			
			- Další účinky výr. TS(s) na člověka (zrak, sluch, čich, hmat, atd.)	Standardní	GIM	2	standardní	3	standardní	3	standardní	3			
("Kopirovací".řádka pro vklad.dalších char.- nevyepisovat, nemazat!)															
Technický systém (ostální TS)	Vlastnosti k ostatním TS	(4) Vlastnosti k ostatním TS	BD náročnost TS(s) na tech.prostředky & tg.	- předvýrobní etapy - výroba - montáž:	GIM	1,0	0,19	0,11	0,11						
			- Náročnost na HW a SW pro plánování	Standardní	OWN	1	standardní	3	vysoká	1	vysoká	1			
			- Náročnost na HW a SW pro konstruování (vč. výpočtů)	Standardní	OWN	1	standardní	3	vyšší	2	vyšší	2			
			- Náročnost na HW a SW pro Org.&Tg přípravu výroby	Standardní	OWN	1	standardní	3	standardní	3	standardní	3			
			- Náročnost na tech.prostř. &Tg pro vyrobení vč. montáže	Stand.úroveň záměrněcké dílny	OWN	1	standardní	3	vyšší	1	vyšší	1			
("Kopirovací".řádka pro vklad.dalších char.- nevyepisovat, nemazat!)															
Aktivní a reaktivní okolí Transf. Syst.	Vlastnosti k mater.&energ. akt.& reak. okolí	(5) Vlastnosti k mater.&energ. akt.& reak. okolí	BD odolnost TS(s) k mater.&energ. vstupům z okolí	- předvýrobní etapy - výroba - montáž:	GIM	1,0	0,19	0,19	0,19						
			- Korozivzdornost v obvyklém dílenském prostředí	Standardní	OWN	1	standardní	3	standardní	3	standardní	3			
			("Kopirovací".řádka pro vklad.dalších char.- nevyepisovat, nemazat!)												
						BD mater.&energ. náročn. vst.&výst. TS(s) z/do okolí	- předvýrobní etapy - výroba - montáž:	GIM	1,3	0,31	0,31	0,31			
						- Ekologičnost materiálů TS(s)	Úplná	OBL	2	úplná	4	úplná	4	úplná	4
						- Ekologičnost asist. materiálů pro TS(s)	Úplná	OBL	1	úplná	4	úplná	4	úplná	4
						- Spotřeba a ztráty asist. materiálů a nástrojů pro výrobu TS(s)	Minimální	GIM	1	minimální	4	minimální	4	minimální	4
						- Souhrnná charakt. mater. &energ. náročn. TS(s) při montáži	Minimální	GIM	1	minimální	4	minimální	4	minimální	4
			("Kopirovací".řádka pro vklad.dalších char.- nevyepisovat, nemazat!)												
						BD vztah TS(s) k patentovým a licenčním právům	- předvýrobní etapy - výroba - montáž:	GIM	4,0	1,00	1,00	1,00			
			- Souhrnná charakteristika vzt. k patent. &licenčním právům	Bez porušení	GIM	4	bez porušení	4	bez porušení	4	bez porušení	4			
("Kopirovací".řádka pro vklad.dalších char.- nevyepisovat, nemazat!)															
			BD vztah TS(s) k dalším předpisům a normám	- předvýrobní etapy - výroba - montáž:	GIM	4,0	1,00	1,00	1,00						
			- Souhrnná char. vzt. k obecně závazným předp. &normám	Dodržení	GIM	4	dodržení	4	dodržení	4	dodržení	4			
("Kopirovací".řádka pro vklad.dalších char.- nevyepisovat, nemazat!)															

Reaktivní vlastnosti & chování TS vzt. se k operátorům, transp. systémům, živ. cyklu (LC)	Informační systém	(7) Vlastnosti k odb. inf. syst.	BD potřeba průvod.odb.informací (dokumentace, školení...) - předvýrobní etapy - výroba - montáž:	GIM	2,0	0,38	0,38	0,38				
		- Výpočtová a další interní dokumentace k vývoji TS(s)	Úplná	OWN	2	standardní	3	standardní	3	standardní	3	
		- Výrobní a montážní dokumentace	Úplná	GIM	2	standardní	3	standardní	3	standardní	3	
	("Kopirovací".řádka pro vklád dalších char.- nevyepisovat, nemazat!)											
	Manažerský systém	(8) Vlastn. k prod. hl. manaž.-tech. systému	BD vhodn. TS(s) pro produktová manaž.-tech. hled.	- předvýrobní etapy - výroba - montáž:	GIM	1,3	0,25	0,23	0,23			
			- Využitelnost dědičnosti v předvýr. etapách TS(s)	Standardní	OWN	1	standardní	3	standardní	3	standardní	3
			- Využitelnost kooperace s ext. firmami v předvýr. etapách TS(s)	Standardní	OWN	1	standardní	3	standardní	3	standardní	3
			- Náročnost TS(s) na výzkumné práce	Standardní	OWN	1	střední	2	vysoká	1	vysoká	1
			- Vhodnost TS(s) pro sériovou výrobu	Úplná	OWN	2	úplná	4	úplná	4	úplná	4
	("Kopirovací".řádka pro vklád dalších char.- nevyepisovat, nemazat!)											
	Všechny operátory	(9) Vlastn. k čas. a nákl. hled.	BD vhodn. TS(s) pro časová manaž.-tech. hlediska	- předvýrobní etapy - výroba - montáž:	GIM	2,0	0,25	0,25	0,25			
			- Časová náročnost na výrobu a dodání 1 ks TS	Standardní	OWN	2	standardní	2	standardní	2	standardní	2
("Kopirovací".řádka pro vklád dalších char.- nevyepisovat, nemazat!)												
BD vhodn. TS(s) pro nákladová manaž.-tech. hled.			- předvýrobní etapy - výroba - montáž:	GIM	3,0	0,56	0,38	0,38				
- Celk. náklady na TS(s)	Nizké	OWN	3	střední	3	vyšší	2	vyšší	2			
("Kopirovací".řádka pro vklád dalších char.- nevyepisovat, nemazat!)												
Všechny operátory	(10) Obecné konstr.vlastn.	BD obecné konstrukční vlastnosti (fyzikální, mechanické, tepelné, apod.)	- předvýrobní etapy - výroba - montáž:	GIM	2,0	0,38	0,38	0,38				
		- Odolnost proti opotřebení v různých situacích	Standardní	OWN	2	standardní	3	standardní	3	standardní	3	
		("Kopirovací".řádka pro vklád dalších char.- nevyepisovat, nemazat!)										
Všechny operátory	(11) Elementární	BD elementární konstr. vlastnosti (stav struktura a prvky TS; tvary, rozm., mat., atd. jednot.prvků)	- předvýrobní etapy - výroba - montáž:	GIM	1,0	0,19	0,06	0,06				
		- Stavební struktura	--	OWN	1	standardní	3	složitá	1	složitá	1	
("Kopirovací".řádka pro vklád dalších char.- nevyepisovat, nemazat!)												
Znakové konstr.vlastn.	(12)	BD znakové konstrukční vlastnosti (strukturní, funkční, technologické, obecné, apod.)	- předvýrobní etapy - výroba - montáž:	GIM	0,0	0,00	0,00	0,00				
		--	--	OWN	0							
("Kopirovací".řádka pro vklád dalších char.- nevyepisovat, nemazat!)												
						0,28	0,26	0,25				
Hodnocení BD kvality ***** před dodáním TS Q_{BD} tj. kvalita splnění spec. požad. do dodání uživateli						0,28	0,26	0,25				
Hodnocení AD kvality po dodání TS Q_{AD} tj. kvalita splnění spec. požad. do dodání uživateli		$Q_{AD T\&Tg} + Q_{AD Ost}$				0,43	0,41	0,43				
Hodnocení AD + BD kvality po dodání TS Q_{LC} tj. kvalita splnění celé spec. požad.		$Q_{AD T\&Tg} + Q_{AD Ost} + Q_{BD}$				0,37		0,35				
Vysvětlivky:												
* Vlivem konstrukce stavební struktury TS bez tržních a dalších vlivů				**	ASS - Zadáno (Assigned)							
					OBL - Povinné (Obligatory)							
					GIM - Obec. předpokládané (Generally Implied)							
					OWN - Vlastní (Own)							
*** Symbol Σ je v tomto programu používán v přeneseném smyslu pro "výslednou hodnotu", "množinu položek", apod., ne tedy v přesném matematickém významu "součet".				****	Srovnatelný TS: konkurenční, analogický, alternativní technické řešení, apod.							
***** Lze zjistit jen pro vlastní, tj. dosavadní TS a navržené TS 1 a TS 2 (u srovnatelných "cizích" TS A a TS B nelze obecně zjistit BD (Before Delivery) vlastn.&chov. před jejich dodáním zákazníkovi tj. "na trh")												

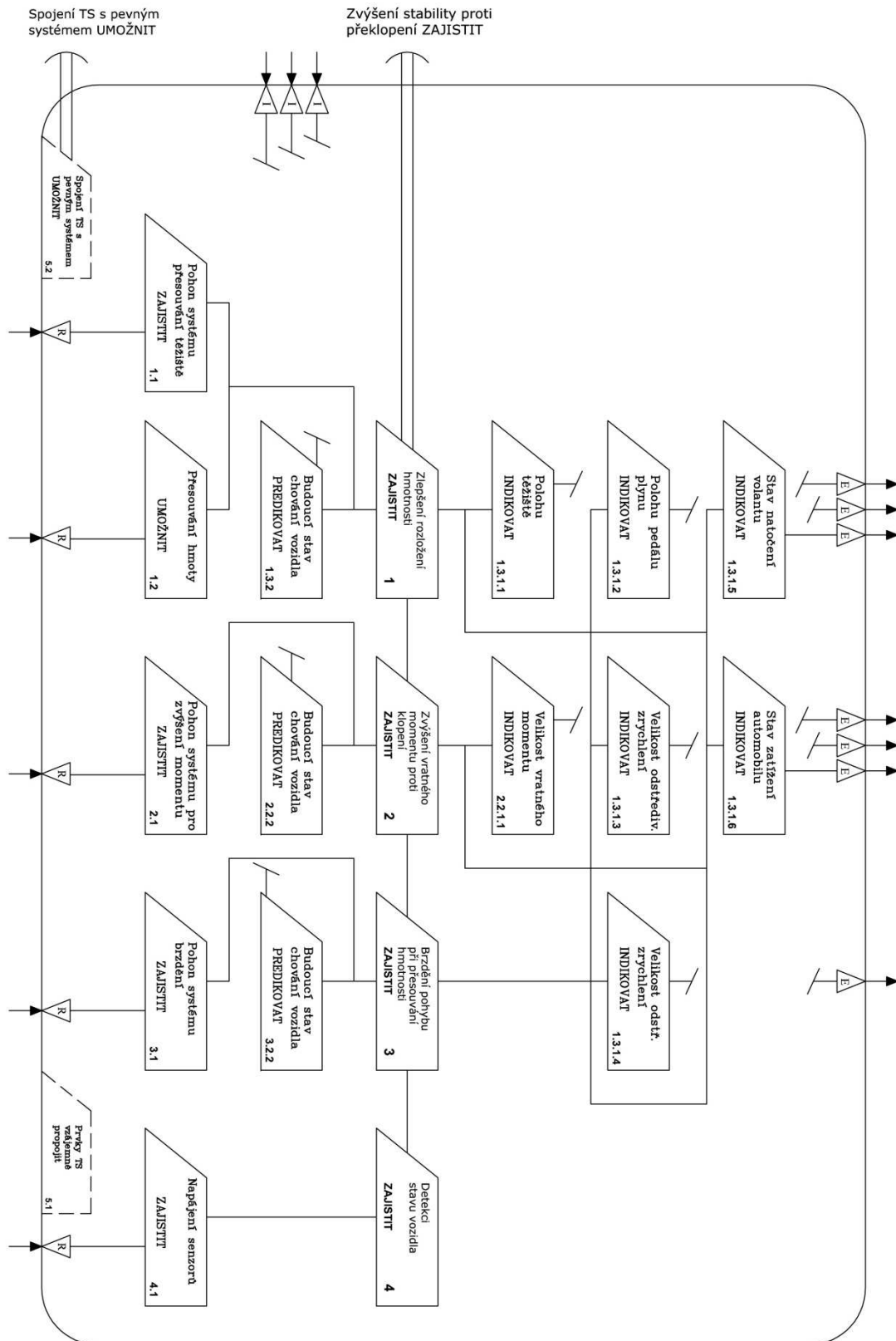
Tab. 3-3: Specifikace požadavků na TS, hodnocení a jejich splnění část 3.

3.4 Hierarchický funkční strom TS



Obr. 3-4: Hierarchický funkční strom TS

3.5 Funkční struktura TS



Obr. 3-5: Funkční struktura TS

3.6 Morfologická matice

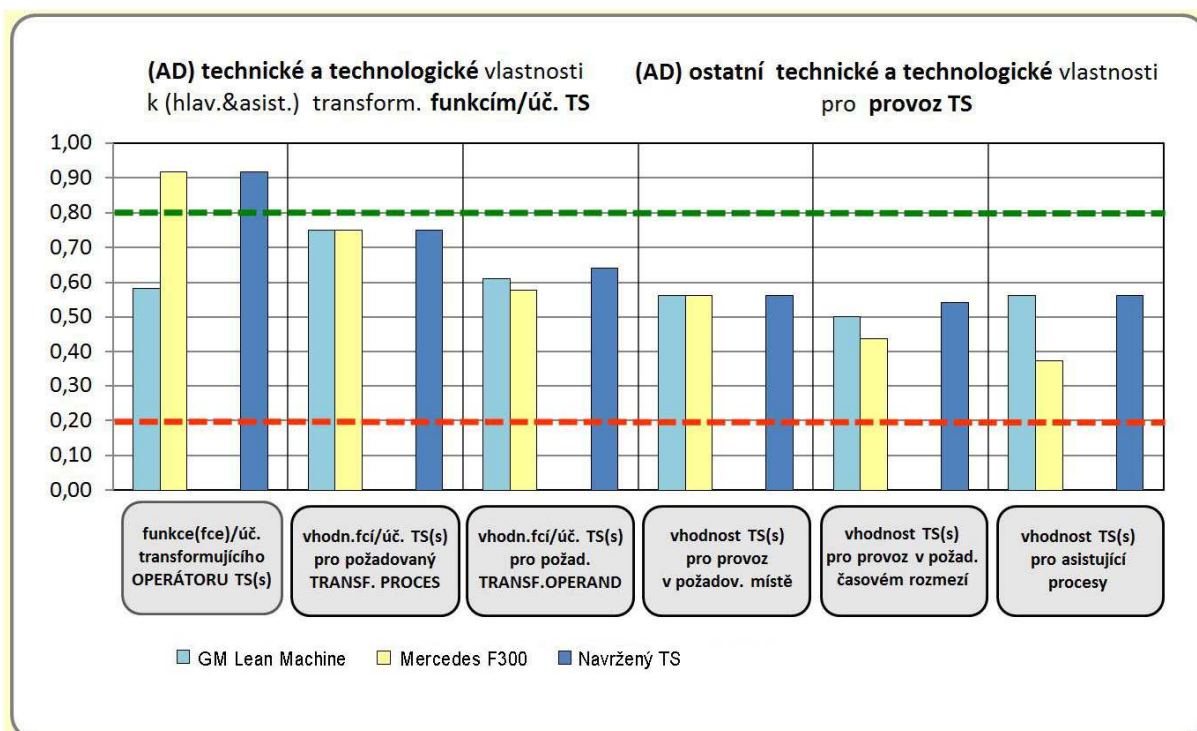
Z vybraných funkcí TS je sestavena obecná morfologická matice. V matici jsou zvýrazněny dvě současná řešení dané problematiky (GM – Lean Machine, Mercedes F300) a navržené řešení.

Dílčí funkce		Funkční principy a příslušné orgány - Nositelé funkcí			
		1.	2.	3.	4.
1	Zlepšit rozložení hmotnosti	Naklápět část vozidla	Posouvat část vozidla		
2	Naklápět část vozidla *	Koncepce naklápění 1	Koncepce naklápění 2	Koncepce naklápění 3	Koncepce naklápění 4
3	Zajištění pohonu TS	Volné (mechanické)	Hydraulicky	Pneumaticky	Elektricky
4	Brzdění pohybu při přesouvání hmotnosti	Není	Pomocí pohonu TS	Samostatná brzda	
5	Umožnit zásah řidiče	Není	Možnost vypnutí/zapnutí TS	Stálý nezbytný zásah řidiče	
6	Měření a vyhodnocení stavu	Není	Senzory + CPU		
7	Zajistit bezpečnost při výpadku energie	Není	Mechanická aretace pohybu	Vícecestný zdroj energie	
8	Zajistit spolehlivé měření aktuálního stavu	Konstrukční jednoduchost	Integrací systému	Samostatná měřící jednotka	
9	Zajistit stálou odezvu měření aktuálního stavu	Kontinuální měření	Cyklické měření		
10	Predikce budoucího stavu potřeby rozložení hmotnosti	Není	Pomocí indikovaných signálů a CPU	Pomocí zkušeností řidiče	
11	Řízení procesu přesouvání hmotnosti	Volné (řidič řídí přesouvání hmotnosti)	Pomocí signálů z CPU		

Tab. 3-4: Morfologická matice

- * Koncepce naklápění 1: Vozidlo 1F2R se zadní nenaklápěnou nápravou
- Koncepce naklápění 2: Vozidlo 1F2R se všemi naklápěnými koly
- Koncepce naklápění 3: Vozidlo 2F1R se všemi naklápěnými koly
- Koncepce naklápění 4: Vozidlo 2F1R s nenaklápěnými koly, s naklápěným kokpitem

3.7 Výsledky hodnocení TS



Obr. 3-6: Výsledky hodnocení indikátorů základních provozních vlastností vybraných principů technických systémů pro zvýšení stability proti překlopení vozidla

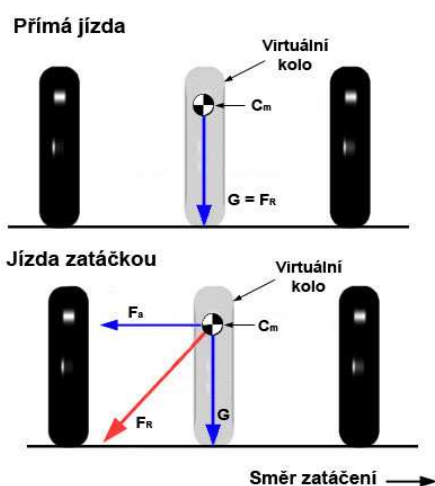
Z porovnání indikátorů základních provozních vlastností vybraných principů technických systémů vyplývá, že navržený TS vyrovnává a často i lehce převyšuje současná řešení v provedení GM a Mercedesu. Navržený TS uplatňuje přednosti vozidel s naklápějící karoserií, díky čemuž i uspěl v předchozím hodnocení v porovnání s vybranými TS. Navržený TS bude dále rozvíjen a podrobně zpracován.

4 Dynamika úzkého naklápěného vozidla

Pro pochopení chování vozidla při naklápění je v této kapitole rozebrána dynamika naklápění úzkého tříkolového vozidla. Vozidlo je uvažované koncepce 2F1R s předními natáčecími koly. Poznatky z této kapitoly budou dále použity při návrhu systému aktivního naklápění.

4.1 Odstředivá síla vzniklá při jízdě vozidla po zakřivené dráze

Při jízdě vozidla po zakřivené dráze vzniká boční odstředivá síla, která na vozidle působí v jeho těžišti. Boční síla vytváří klopný moment. Tento moment způsobuje klopení vozidla kolem osy klopení. Klopný moment je kompenzován gravitační silou, vyvolávající při naklopení moment v opačném směru.



Obr. 4-1: Síly na vozidle

Vzniklé odstředivé zrychlení a_d vyvolávající odstředivou sílu F_a lze vyjádřit ze vztahu (4.1) pro okamžitou rychlost jízdy vozidla v a okamžitý poloměr křivosti trajektorie R^I :

$$a_d = \frac{v^2}{R^I} \quad (4.1)$$

Těžiště vozidla C_m se přitom pohybuje rychlostí v , která svírá s podélnou osou vozidla x úhel směrové úchyly těžiště β . Střed otáčení vozidla leží v bodě O , střed křivosti trajektorie je v bodě S . Tečné zrychlení těžiště \dot{v} má směr shodný se směrem rychlosti v . Úhel mezi podélnou osou vozidla x a pevnou souřadnou osou x_0 je úhel stáčení vozidla ε . Jak je znázorněno na Obr. 4-2.

Okamžitý poloměr křivosti R^I trajektorie není znám, proto je třeba vyjádřit dostředivé zrychlení v závislosti na v , β , ε :

$$v_{x_0} = v \cdot \cos(\beta + \varepsilon);$$

$$v_{y0} = v \cdot \sin(\beta + \varepsilon) \quad (4.2)$$

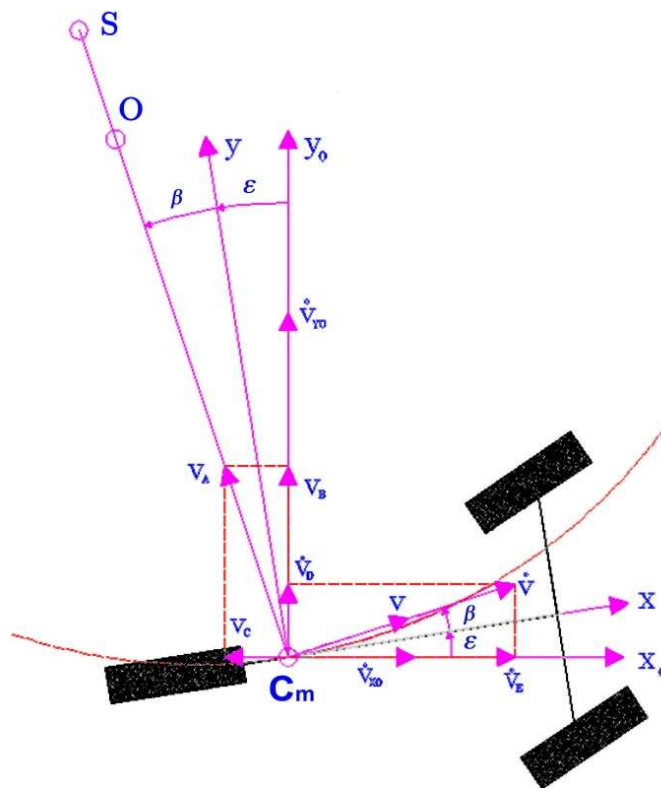
$$\dot{v}_{x0} = \dot{v} \cdot \cos(\beta + \varepsilon) - v(\dot{\beta} + \dot{\varepsilon}) \cdot \sin(\beta + \varepsilon) \quad (4.3)$$

$$\dot{v}_{y0} = \dot{v} \cdot \sin(\beta + \varepsilon) + v(\dot{\beta} + \dot{\varepsilon}) \cdot \cos(\beta + \varepsilon) \quad (4.4)$$

$$a_d = v \cdot (\dot{\beta} + \dot{\varepsilon}) \quad (4.5)$$

Pohybuje-li se vozidlo ustáleným pohybem po kruhové dráze $\rightarrow v = konst, \beta = konst \rightarrow R^I = R$ je odstředivé zrychlení:

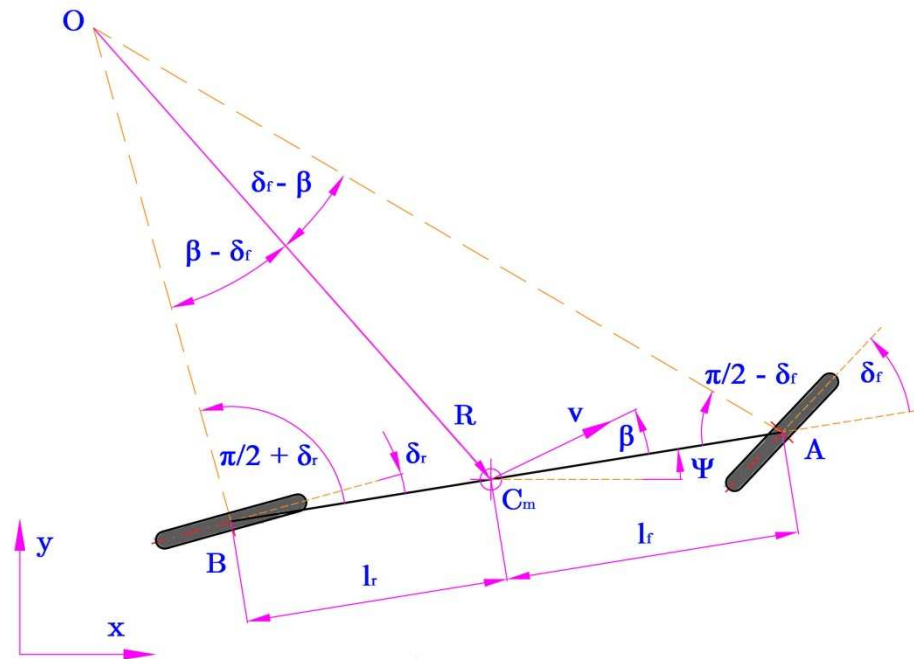
$$a_{dstat} = \frac{v^2}{R} = v \cdot \dot{\varepsilon}_{stat} \quad (4.6)$$



Obr. 4-2: Skica k odvození odstředivého zrychlení těžiště [23]

4.2 Vozidlo jako motocyklový model - staticky

Náhradu vozidla motocyklovým modelem ukazuje obrázek Obr. 4-3. Dvě přední kola vozidla jsou reprezentována pouze jedním kolem v bodě A. Zadní kolo je umístěné v bodě B. Úhel natočení předního, zadního kola je daný úhlem δ_f, δ_r . Úhel δ_r je často roven 0. Těžiště vozidla C_m je od bodu A vzdáleno o l_f a od bodu B o l_r . Rozvor kol je dán vztahem $L = l_f + l_r$. Orientaci vozidla vůči souřadnicovému systému xy určuje úhel ψ . Vozidlo se pohybuje rychlostí v natočenou o úhel směrové úchyly β vůči podélné ose vozidla. [24] [25] [26]



Obr. 4-3: Skica motocyklového modelu

Předpokladem řešení je, že vektory rychlostí v bodech A, B kopírují směr orientace kol. Dále je předpokládán nulový úhel skluzu kol, což lze uvažovat pouze při malých rychlostech, kdy boční síla na kolech je malá. Při jízdě po zakřivené trajektorii o rádiu R vznikne na kolech boční síla $\frac{m \cdot v^2}{R}$

Boční síla na kolech roste se čtvercem rychlosti. Je-li rychlost a tedy i boční síla malá, vektor rychlosti na kolech směřuje ve směr kol.

Střed otáčení vozidla leží v bodě O, a je určen průsečíkem čar AO a BO. Poloměr otáčení R definuje úsečka OC_m, která spojuje střed otáčení s těžištěm vozidla. Vektor rychlosti vozidla je kolmý na úsečku OC_m. Úhel mezi vektorem rychlosti vozidla a osou vozidla β, definuje úhel směrové úchylky těžiště. Úhel ψ určuje natočení vozidla vůči souřadnému systému. Vektor rychlosti vozidla tak svírá se souřadným systémem úhel $\gamma = \psi + \beta$.

V trojúhelníku OCA platí:

$$\frac{\sin(\delta_f - \beta)}{l_f} = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \delta_f\right)}{R}$$

$$\frac{\sin(\delta_f)\cos(\beta) - \sin(\beta)\cos(\delta_f)}{l_f} = \frac{\cos(\delta_f)}{R} \quad (4.7)$$

Vynásobením obou stran: $\frac{l_f}{\cos(\delta_f)}$

$$\tan(\delta_f)\cos(\beta) - \sin(\beta) = \frac{l_f}{R} \quad (4.8)$$

V trojúhelníku OCB platí:

$$\frac{\sin(\beta - \delta_r)}{l_r} = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2} + \delta_r\right)}{R}$$

$$\frac{\cos(\delta_r)\sin(\beta) - \cos(\beta)\sin(\delta_r)}{l_r} = \frac{\cos(\delta_r)}{R} \quad (4.9)$$

Vynásobením obou stran: $\frac{l_r}{\cos(\delta_r)}$

$$\sin(\beta) - \tan(\delta_r)\cos(\beta) = \frac{l_r}{R} \quad (4.10)$$

Sečtením rovnic (4.8) a (4.10)

$$\{\tan(\delta_f) - \tan(\delta_r)\} \cdot \cos(\beta) = \frac{l_f + l_r}{R} \quad (4.11)$$

Protože je předpokládána pomalá jízda vozidla, lze předpokládat i malá změna poloměru otáčení R . Potom změna natočení vozidla $\dot{\psi} = \frac{v}{R}$

Rovnici (4.11) lze potom přepsat do tvaru:

$$\dot{\psi} = \frac{v \cdot \cos(\beta)}{l_f + l_r} \cdot (\tan(\delta_f) - \tan(\delta_r)) \quad (4.12)$$

Pohybové rovnice jsou proto dány:

$$\dot{X} = v \cdot \cos(\psi + \beta) \quad (4.13)$$

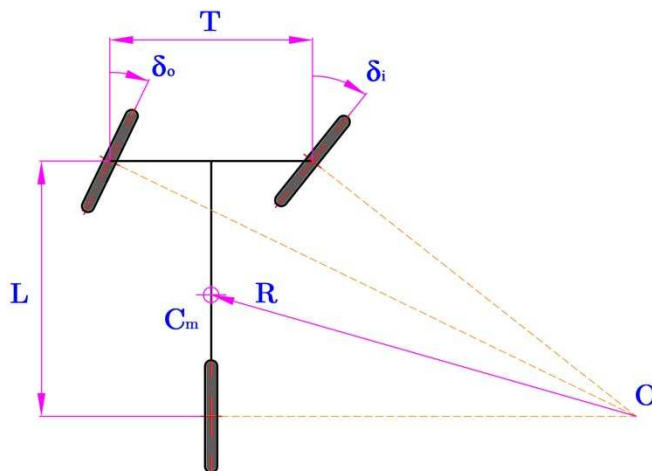
$$\dot{Y} = v \cdot \sin(\psi + \beta) \quad (4.14)$$

U tohoto řešeného modelu jsou tři vstupní veličiny: δ_f , δ_r a v . Úhel směrové úchyly těžiště β vyjádřený z rovnic (4.8) a (4.10) je formulován:

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{l_f \cdot \tan(\delta_r) + l_r \cdot \tan(\delta_f)}{l_f + l_r} \right) \quad (4.15)$$

Doposud je předpokládán motocyklový model, kde jsou přední kola vozidla nahrazena jedním kolem a jedním δ_f . Skutečný model tříkolového vozidla má však přední kola natočena pod

rozdílným úhlem, který je dán rozdílnými rádiusy stop kol. Na obrázku Obr. 4-4 je znázorněno rozdílné natočení předních kol podle Ackermanovy teorie.



Obr. 4-4: Ackermannova geometrie řízení

Rozchod předních kol je T . Natočení vnějšího kola δ_o a natočení vnitřního kola δ_i , respektující vnitřní a vnější stopu vozidla. Rozvor vozidla $L = l_f + l_f$ je v porovnání s poloměrem zatáčení R malý. Pokud je úhel směrové úchylky β malý, může být z rovnice (4.12) vyjádřena závislost:

$$\frac{\dot{\psi}}{v} \approx \frac{\dot{\delta}}{R} = \frac{\dot{\delta}}{L} \rightarrow \delta = \frac{L}{R} \quad (4.17)$$

Rozdílný úhel natočení předních kol lze vyjádřit vztahy:

$$\delta_o = \frac{L}{R + \frac{l_w}{2}} \quad (4.18)$$

$$\delta_i = \frac{L}{R - \frac{l_w}{2}} \quad (4.19)$$

Střední úhel natočení předních kol je přibližně daný vztahem:

$$\delta = \frac{\delta_o - \delta_i}{2} \cong \frac{L}{R} \quad (4.20)$$

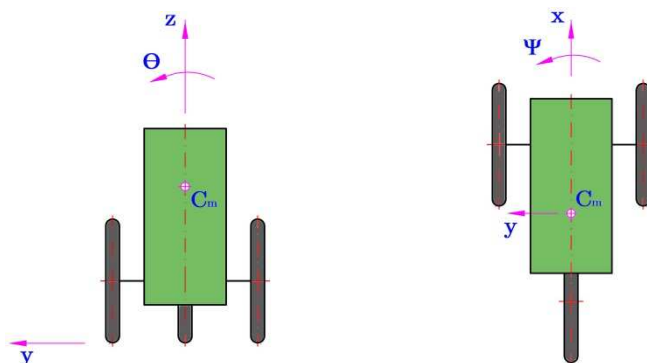
Diference mezi δ_o a δ_i může být vyjádřena vztahem:

$$\delta_i - \delta_o = \frac{L}{R^2} \cdot l_w = \delta^2 \frac{l_w}{L} \quad (4.21)$$

4.3 Pohybové rovnice zjednodušeného modelu naklápěného vozu

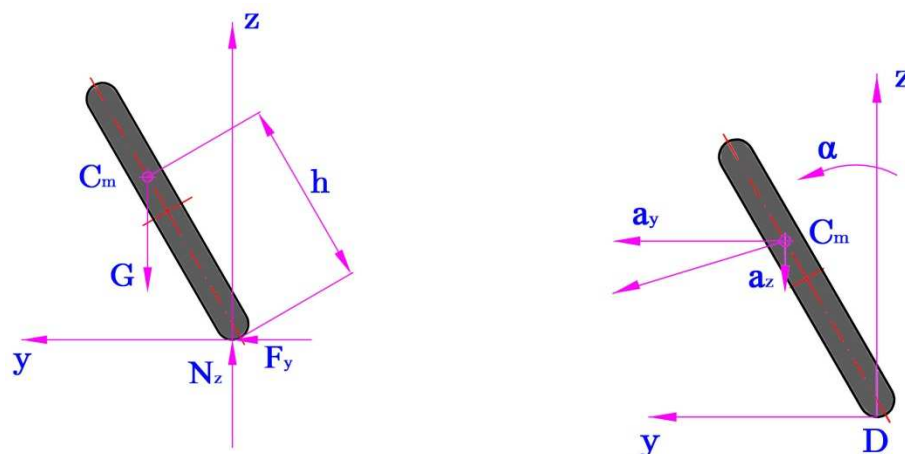
U představeného modelu úzkého naklápěného vozidla jsou uvažovány tyto 3 stupně volnosti [25] [27] [28]:

- Příčná poloha vozidla s ohledem na vozovku - y
- Úhel natočení vozidla - ψ
- Úhel naklonění vozidla - Θ



Obr. 4-5: Přední a horní pohled na model vozidla se znázorněnými stupni volnosti

Hmotnost kol vzhledem k hmotnosti celého vozidla je zanedbatelná, proto pro zjednodušení není uvažováno natáčení předních kol a gyroskopický efekt, kterým ovlivňují rotující kola úhly Ψ a Θ . Při odvození rovnic pro zjednodušený model vozidla je brán předpoklad, že na přední kola působí shodné reakční síly. Tento předpoklad však není zcela relevantní při působení momentu, který naklápí vozidlo. Proto je i v dalších úvahách počítáno s rozdílným zatížením předních kol.



Obr. 4-6: Zjednodušený volný model vozidla

Na obrázku je znázorněno volné naklápění zjednodušeného modelu vozidla. Bod D vyznačuje styk vozidla s vozovkou, s předpokladem, že je tento bod stálý, neposouvá se s nakloněním

kol. Na těžiště vozidla C_m působí setrvačné zrychlení a_y , a_z a úhlové zrychlení α , nebo-li druhá derivace úhlu naklonění $\ddot{\theta}$. F_y a N_z jsou vyvolané reakce na kola vozidla. Potom:

$$m \cdot a_y - F_y = 0 \quad (4.22)$$

$$-m \cdot a_z - N_z + m \cdot g = 0 \quad (4.23)$$

$$I_x \cdot \ddot{\theta} - N_z \cdot h \cdot \sin \theta + F_y \cdot h \cdot \cos \theta = 0 \quad (4.24)$$

I_x – moment setrvačnosti vozidla k ose x

Zrychlení a_y i a_z obsahuje jak zrychlení bodu D vůči vozovce, tak i relativní zrychlení těžiště bodu C_m vůči bodu D . Proto:

$$a_y = a_{Dy} + a_{G/Dy} \quad (4.25)$$

$$a_z = a_{Dz} + a_{G/Dz} \quad (4.26)$$

Jednotlivé složky zrychlení na pravé straně předchozích rovnic mají následující tvar [25]:

$$a_{Dy} = \ddot{y} + \dot{\psi} \cdot v \quad (4.27)$$

$$a_{G/Dy} = h \cdot \ddot{\theta} \cdot \cos \theta - h \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \sin \theta \quad (4.28)$$

$$a_z = 0 \quad (4.29)$$

$$a_{G/Dz} = -h \cdot \ddot{\theta} \cdot \sin \theta - h \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \cos \theta \quad (4.30)$$

Po dosazení (4.25), (4.26), (4.27), (4.28), (4.29) a (4.30) do rovnic (4.22), (4.23) a (4.24) dostaneme:

$$R_y = m \cdot \ddot{y} + m \cdot \dot{\psi} \cdot v + m \cdot h \cdot \ddot{\theta} \cdot \cos \theta - m \cdot h \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \sin \theta \quad (4.31)$$

$$R_z = m \cdot g - m \cdot h \cdot \ddot{\theta} \cdot \sin \theta - m \cdot h \cdot \dot{\theta}^2 \cdot \cos \theta \quad (4.32)$$

$$M_{tilt} = I_x \cdot \ddot{\theta} - R_z \cdot h \cdot \sin \theta + R_y \cdot h \cdot \cos \theta \quad (4.33)$$

Kde M_{tilt} je vnější krouticí moment od aktuátoru naklápění vozidla.

V podélné ose vozidla platí momentová rovnováha:

$$I_z \cdot \ddot{\psi} = l_f \cdot F_f - l_r \cdot F_r \quad (4.34)$$

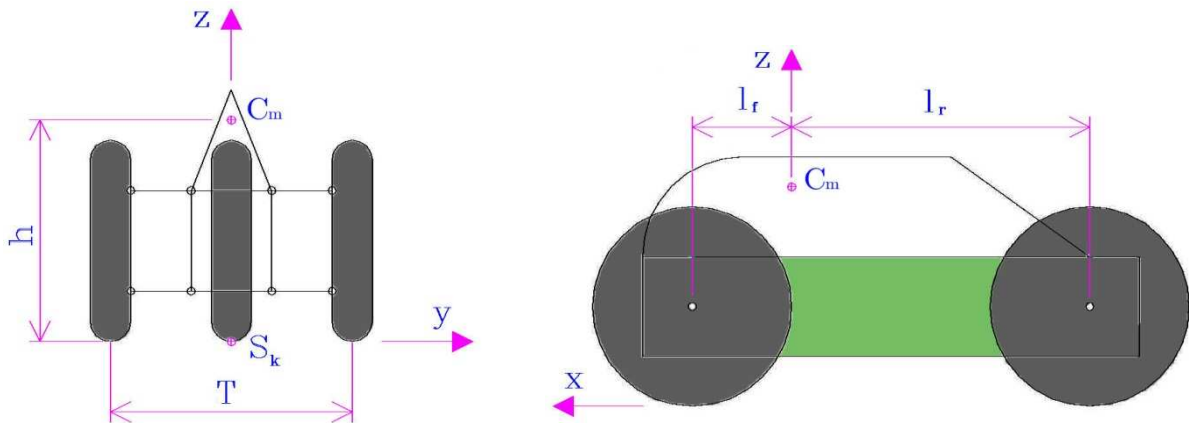
$$R_y = F_f + F_r \quad (4.35)$$

F_f – síla na předních kolech v ose y

F_r – síla na zadním kole v ose y

4.4 Rovnováha sil nakloněného vozidla v ustáleném stavu

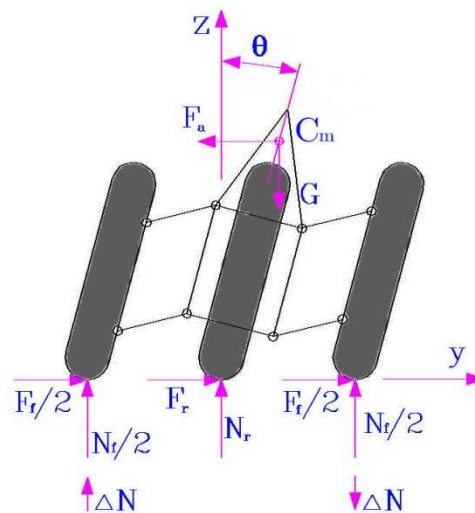
Rovnováha sil je sestavována na vozidle konajícím rovnoměrný ustálený pohyb rychlostí v po kruhové dráze o poloměru R . Vozidlo je nakloněno o úhel θ . V těžišti vozidla C_m je soustředěna hmotnost vozidla m a působí zde odstředivá síla $F_a = m \cdot v^2 / R$.



Obr. 4-7: Rozměrová skica vozidla

h – výška těžiště

S_k – střed klopení



Obr. 4-8: Rozložení sil na nakloněném vozidle v ustáleném stavu

Rovnováha sil v ose y:

$$\frac{F_f}{2} + F_r + \frac{F_f}{2} - F_a = 0$$

$$F_f + F_r - F_a = 0 \quad (4.36)$$

Rovnováha sil v ose z:

$$\frac{N_f}{2} + \Delta N + N_r + \frac{N_f}{2} - \Delta N - G = 0$$
$$N_f + N_r - G = 0 \quad (4.37)$$

Rovnováha momentů k ose x:

$$\frac{N_f}{2} \cdot \frac{T}{2} + \Delta N \cdot \frac{T}{2} - F_a \cdot h \cdot \cos \theta + G \cdot h \cdot \sin \theta - \frac{N_f}{2} \cdot \frac{T}{2} + \Delta N \cdot \frac{T}{2} = 0$$
$$\Delta N \cdot T - F_a \cdot h \cdot \cos \theta + G \cdot h \cdot \sin \theta = 0 \quad (4.38)$$

Ze vztahu (4.36) a momentové rovnováhy $F_f \cdot l_f = F_r \cdot l_r$ lze jednoduše vyčíslit boční síly F_f , F_r působící na kola vozidla ve styku s vozovkou. Ze vztahu (4.37) a momentové rovnováhy $N_f \cdot l_f = N_r \cdot l_r$ lze vyjádřit radiální reakce N_f , N_r . Odlehčení vnitřního předního kola při ustálené jízdě obloukem vyplývá ze vztahu (4.38).

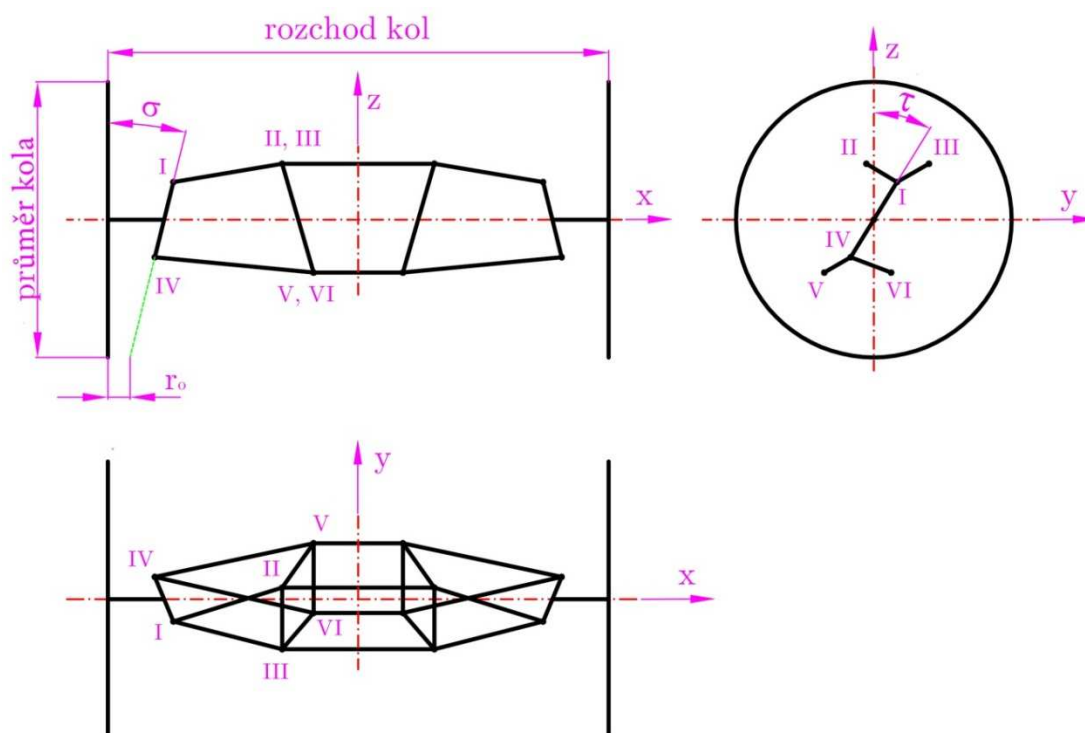
Představené modely vozidla obsahují množství předpokladů a zjednodušení. Pro reálnější výpočty bude nutné zabývat se více problematikou styku kola s vozovkou, určit parametry pneumatik a zahrnout do výpočtů odděleně setrvačné účinky jednotlivých částí vozidla a gyroskopický efekt kol. Reálné chování naklápěného 2F1R vozidla bude poté modelováno a odsimulováno pomocí vhodného softwarového nástroje.

5 Výběr vhodného konceptu naklápění

Pro další práci je potřeba určit hardpointy zavěšení, body I, II, III, IV, V a VI (viz Obr. 5-1). Poloha těchto bodů výrazně ovlivňuje kinematiku kol a rámu vozidla při naklápění nebo propružení. Při určování hardpointů je třeba zvážit množství jednotlivých, mnohdy protichůdných faktorů, které pak ovlivňují celkové chování. Poté je možné na definovaném zavěšení vyzkoušet různé návrhy mechanismů sloužících k naklápění karoserie. Každý koncept pro naklápění je kinematicky simulován a porovnán s ostatními.

5.1 Základní pojmy pro definování zavěšení

Na obrázku Obr. 5-1 jsou znázorněny stěžejní rozměry a poloha hardpointu, které je třeba pro další postup určit. Mezi tyto rozměry patří např.: příklon σ a záklon τ rejdové osy, poloměr rejdu r_o , nebo okamžitý střed klopení kola P a karoserie S_k .

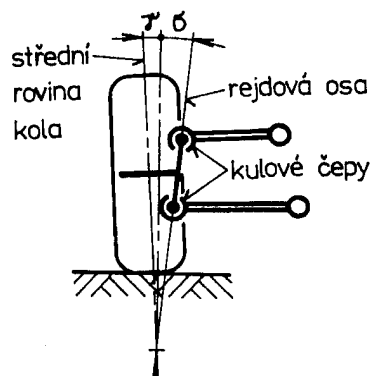


Obr. 5-1: Lichoběžníkové zavěšení

5.1.1 Příklon rejdové osy

Příklon rejdové osy označený jako úhel σ na obrázku Obr. 5-2 svírá v průmětu rejdová osa se svislicí od roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. Rejdová osa bývá dána rejdovým čepem. U lichoběžníkové nápravy však rejdový čep není. Rejdová osa je zde dána spojnici středů horního a spodního kulového čepu.

Hlavní význam příklonu rejdové osy je v samočinném vracení řízených kol do polohy přímé jízdy. Díky tomuto příklonu pochází při zatáčení k relativnímu nadzvednutí vozidla vůči řídicím kolům. Po uvolnění volantu působí na kola vratný moment, který kola natočí do přímé polohy. Toto platí pouze, je-li příklon rejdové osy kladný. Navíc propružením, nebo naklopení kola dochází ke změně příklonu rejdové osy. [5]

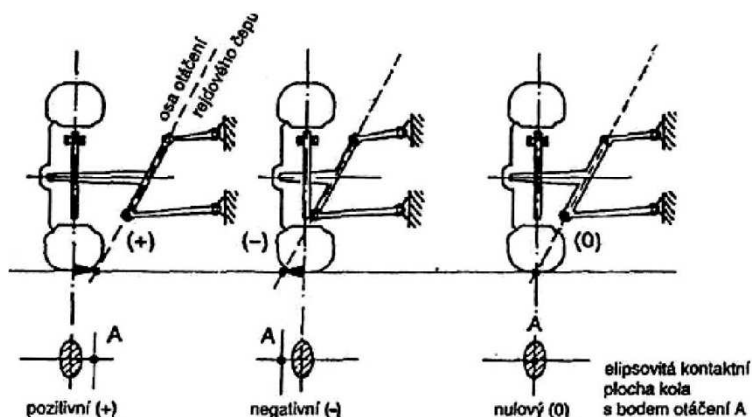


Obr. 5-2: Příklon rejdové osy [5]

5.1.2 Poloměr rejdů

Poloměr rejdů r_o je vzdálenost od středu styku pneumatiky k průřezu rejdové osy s rovinou vozovky, promítnutá do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. Leží-li tento průřez vně střední roviny kola, je brán poloměr rejdů záporný.

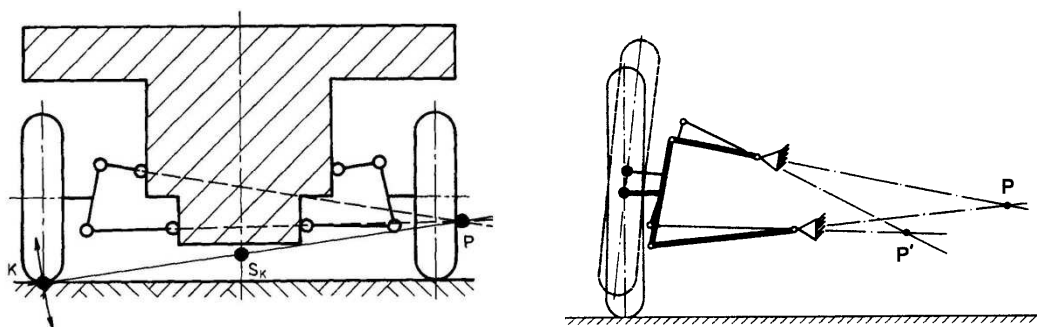
Díky nenulovému poloměru rejdů vznikají v řízení vratné silové momenty, vracející kola do přímého směru. Velký poloměr rejdů však vede k větší citlivosti přední říditelné nápravy na podélné síly vzniklé např. při brzdění nebo vlivem valivých odporů apod. Pokud jsou tyto síly na obou předních kolech rozdílné, musí jejich účinek vyrovnávat řidič svojí silou na volantu. Proto se používá nulový poloměr rejdů, nebo malý záporný, který má stabilizační účinek na řízení. [5]



Obr. 5-3: Poloměr rejdů [29]

5.1.3 Střed klopení kol a karoserie

Střed klopení kola P je střed kružnice, po které se pohybuje kolo při vzájemném pohybu kola vůči karoserii. Střed klopení karoserie S_k je bod, kolem kterého se karoserie otáčí během naklápění. Okamžitý střed klopení kola leží na průsečniku os horního a dolního ramene zavěšení. Jsou-li ramena rovnoběžná, nachází se bod P v nekonečnu. Okamžitý střed klopení karoserie S_k určuje průsečík spojnice bodu P a středu stopy kola K s osou vozidla. Pro případ rovnoběžných ramen zavěšení leží střed klopení karoserie na vozovce. Čím dále se nachází střed klopení kola P od kola samotného, tím menší změna rozchodu a odklonu kola nastává při klopení karoserie. [5]

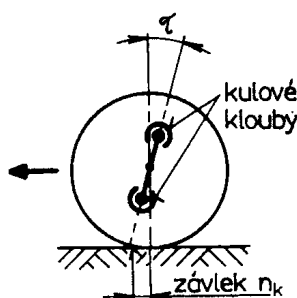


Obr. 5-4: Poloha středu klopení kola P a karoserie S_k ; Změna středu klopení kol P při odpružení [5]

5.1.4 Záklon rejdové osy a závlek

Záklon rejdové osy τ je určen průmětem úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Je-li rejdová osa skloněna vzad, je záklon rejdové osy uvažován kladný, je-li rejdová osa skloněna vpřed, je záklon brán záporný.

Vzdálenost průsečíku rejdové osy s rovinou vozovky a středu styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla, je nazýván závlek. Je-li průsečík rejdové osy s rovinou vozovky před středem styku pneumatiky, je závlek uvažován kladný. Kladný závlek zapříčiňuje vlečení kola a tím i stabilizuje kola v přímém směru. Vozidla se zadním pohonem mívají záklon 1° až 3° . [5]



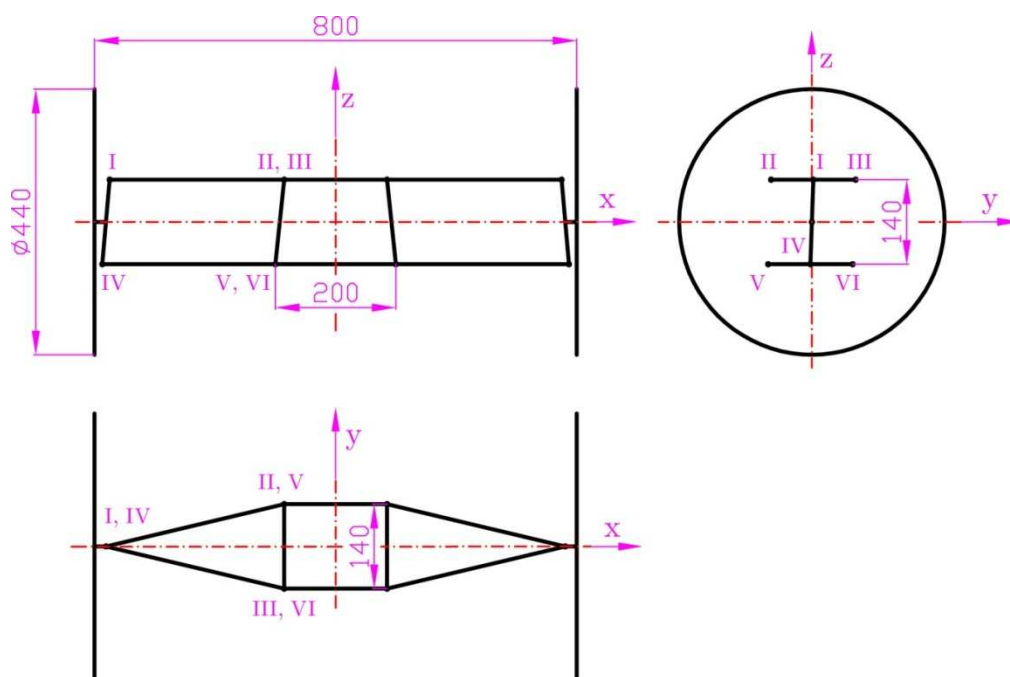
Obr. 5-5: Záklon rejdové osy a závlek [5]

5.2 Určení hardpointů a rozměrů zavěšení

Po nastudování dané problematiky a vytvoření několika zkušebních kinematických simulací ověřujících daná tvrzení byly stanoveny rozměry a hardpointy zavěšení uvedené v tabulce Tab. 5-1. Výsledná podoba zavěšení předních kol je zobrazena na obrázku Obr. 5-6.

	X	Y	Z
Bod I	-374,63	2,44	70
Bod II	-85,29	-67,66	70
Bod III	-85,29	72,44	70
Bod IV	-386,88	-2,44	-70
Bod V	-100	-72,44	-70
Bod VI	-100	67,66	-70

Tab. 5-1: Pozice hardpointů zavěšení



Obr. 5-6: Navržené zavěšení předních kol

Příklon rejdové osy: 5°

Záklon rejdové osy: 2°

Poloměr rejdu: 0 mm

Závlek: 7,68 mm

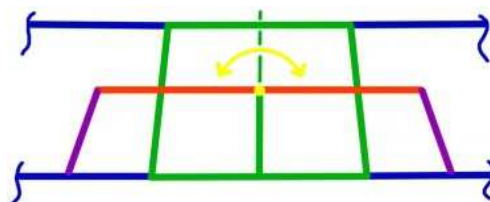
Rozchod kol, velikost rámu i průměr kol (12" + 70 mm profil pneumatiky) byl stanoven podle předpokládaného užití navrhovaného systému. Příklon i záklon rejdové osy odpovídá častým hodnotám ověřeným na mnoha vozidlech. Horní i dolní rameno zavěšení je rovnoběžné pro dosažení minimální změny rozchodu kol při naklápění. Shodná délka ramen navíc vede k minimální změně náklonu kol při odpružení nebo naklopení.

5.3 Mechanismus naklápění

Definované lichoběžníkové zavěšení vozidla je třeba vhodným mechanismem naklápět. Bylo vytvořeno mnoho kinematických simulací a optimalizací různých mechanismů pro naklápění. V této kapitole jsou představeny a popsány tři nejúspěšnější mechanismy ze všech vytvořených a odsimulovaných.

5.3.1 Mechanismus naklápění I-I

První mechanismus naklápění, pro názornost pojmenovaný I-I, vychází z patentu Harley-Davidson HD 2006 [18]. Jedná se o jednoduchý, často využívaný mechanismus u prostých naklápěcích šlapacích tříkolek, nebo u tříkolových naklápěcích motocyklů. Na obrázku Obr. 5-7 je tento mechanismus schématicky znázorněn s barevně oddělenými jednotlivými částmi. Jeho hlavní díl tvoří vahadlo (červeně) rotačně spojené s rámem (zelený díl). Vahadlo se natáčí vůči rámu ve směru žluté šipky okolo žlutě vyznačeného bodu. Naklápění je z vahadla přenášeno přes spojnice (fialové díly) na spodní ramena zavěšení (modře).



Obr. 5-7: Mechanismus naklápění I-I

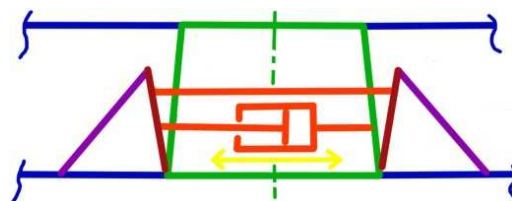
Pohyb mechanismu naklápění I-I je zachycen na obrázku Obr. 5-8. Nalevo při maximálním simulovaném naklopení na levou stranu o úhel 23°. Uprostřed v přímé poloze (naklopení 0°) a napravo při maximálním naklopení vpravo o úhel 23°.



Obr. 5-8: Polohy při naklápění s mechanismem I-I

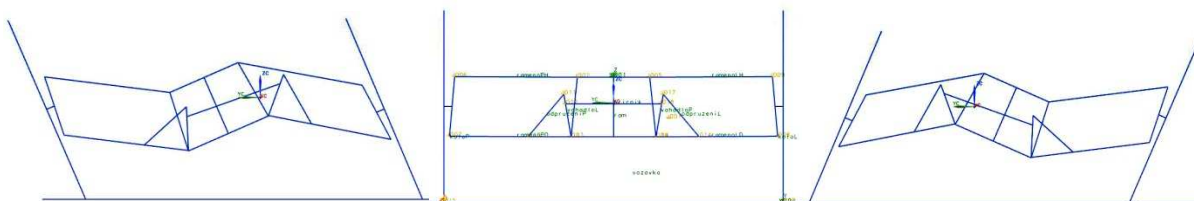
5.3.2 Mechanismus naklápění A-A

Mechanismus naklápění, pro názornost pojmenovaný A-A, je použit například u vozidla Mercedes F300 Life Jet [15]. Mechanismus pro naklápění A-A, znázorněný na obrázku Obr. 5-9, využívá lineární aktuátor umístěný mezi rám (zeleně) a levou stojnu (tmavě červený díl). Pohyb stojny je na dolní rameno zavěšení (modře) přenášén přes spojnicí (fialový díl). Pravá a levá stojna je navzájem spojena příčnickem (horní červený díl), čímž je zajištěn vázaný pohyb ramen zavěšení.



Obr. 5-9: Mechanismus naklápění A-A

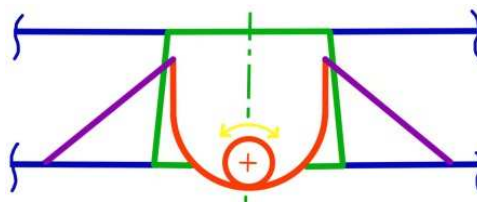
I zde je zachycen pohyb mechanismu naklápění (Obr. 5-10). Nalevo je mechanismus A-A při maximálním simulovaném naklonění na levou stranu v úhlu 23° . Uprostřed v přímé poloze a napravo při maximálním naklonění vpravo o úhel 23° . Příznivé u tohoto mechanismu je mimo jiné neměnný úhel mezi spodním ramenem zavěšení (Obr. 5-9 modře) a spojnicí (Obr. 5-9 fialově) při naklápění, což kladně ovlivní návrh odpružení, které je situováno právě na spojnicí.



Obr. 5-10: Polohy při naklápění s mechanismem A-A

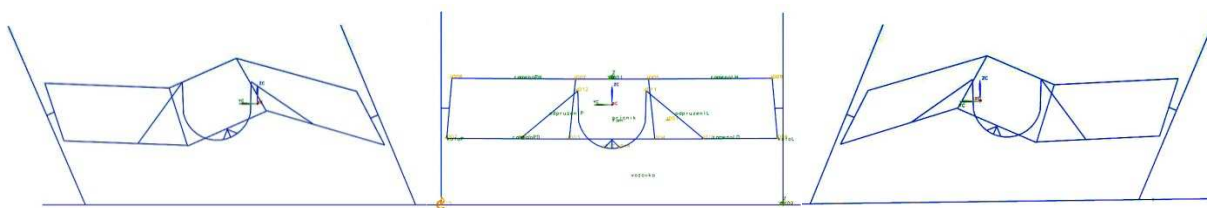
5.3.3 Mechanismus naklápění /U\

Nejúspěšnější navržený mechanismus naklápění označený /U\ vykazuje zajímavé chování při naklápění ve srovnání s ostatními navrženými a simulovanými mechanismy. Na obrázku Obr. 5-11 je jeho schématické znázornění. Hlavní část mechanismu tvoří červený díl ve tvaru písmene „U“. Jeho pohyb zajišťuje rotační aktuátor uchycený k zelenému rámu vozidla. Konce dílu ve tvaru písmene „U“ tak konají kyvný pohyb kolem středu otáčení nacházejícího se ve středu rádiusu dílu „U“. Kývajícím se konce hlavního dílu „U“ jsou pomocí spojnic (fialově) propojeny s rameny zavěšení (modře), na které přenáší svůj pohyb.



Obr. 5-11: Mechanismus naklápění /U\

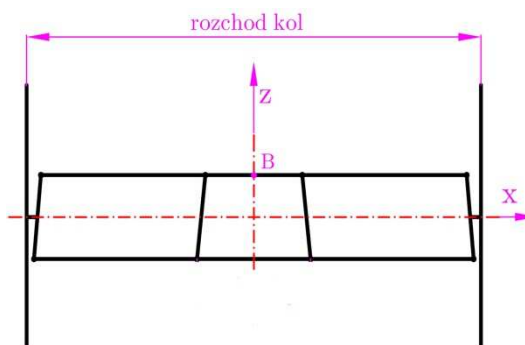
Opět byl simulován pohyb naklápění, nyní s využitím mechanismu naklápění /U\ (Obr. 5-12). Maximální naklopení je i zde v úhlu $\pm 23^\circ$ (nalevo je znázorněno maximální naklopení na levou stranu, napravo je maximální naklopení na pravou stranu) a přímá poloha s nulovým naklopením (uprostřed).



Obr. 5-12: Polohy při naklápění s mechanismem /U\

5.3.4 Porovnání představených mechanismů

U všech vytvořených a odsimulovaných mechanismů pro naklápění bylo sledováno mnoho parametrů, mezi hlavní patřil možný úhel naklopení karoserie i úhel naklopení jednotlivých kol. Základní porovnání však proběhlo na dvou důležitých parametrech a to změně rozchodu kol při naklápění a svislém pohybu daného bodu *B* (předpokládaného těžiště).



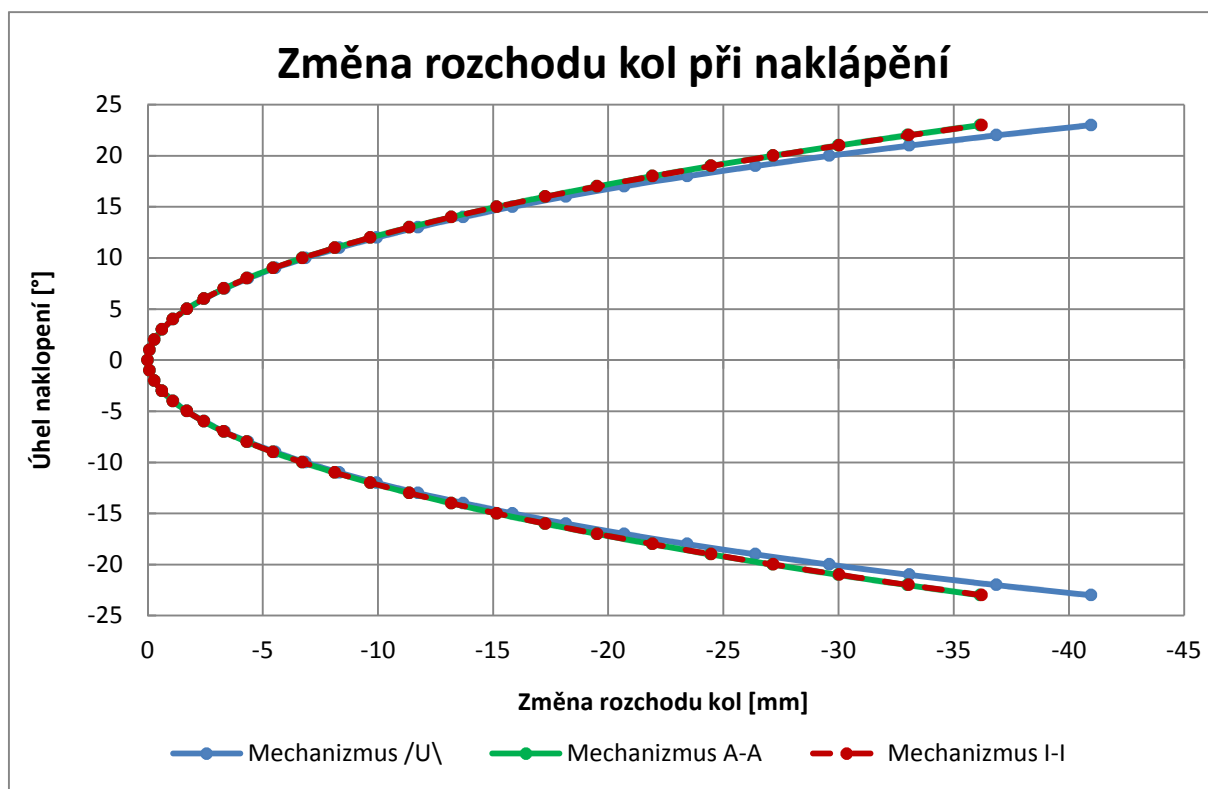
Obr. 5-13: Sledované parametry

Při naklápění dochází ke změně rozchodu kol, což má především negativní vliv na opotřebení pneumatik. Druhým sledovaným údajem je svislý pohyb bodu *B*, znázorněného na obrázku Obr. 5-13. Při naklápění dochází k pohybu těžiště, v našem případě bodu *B*. Tento bod je u všech provedených simulací na rámu ve shodném místě v přímé poloze jízdy vozidla, a proto

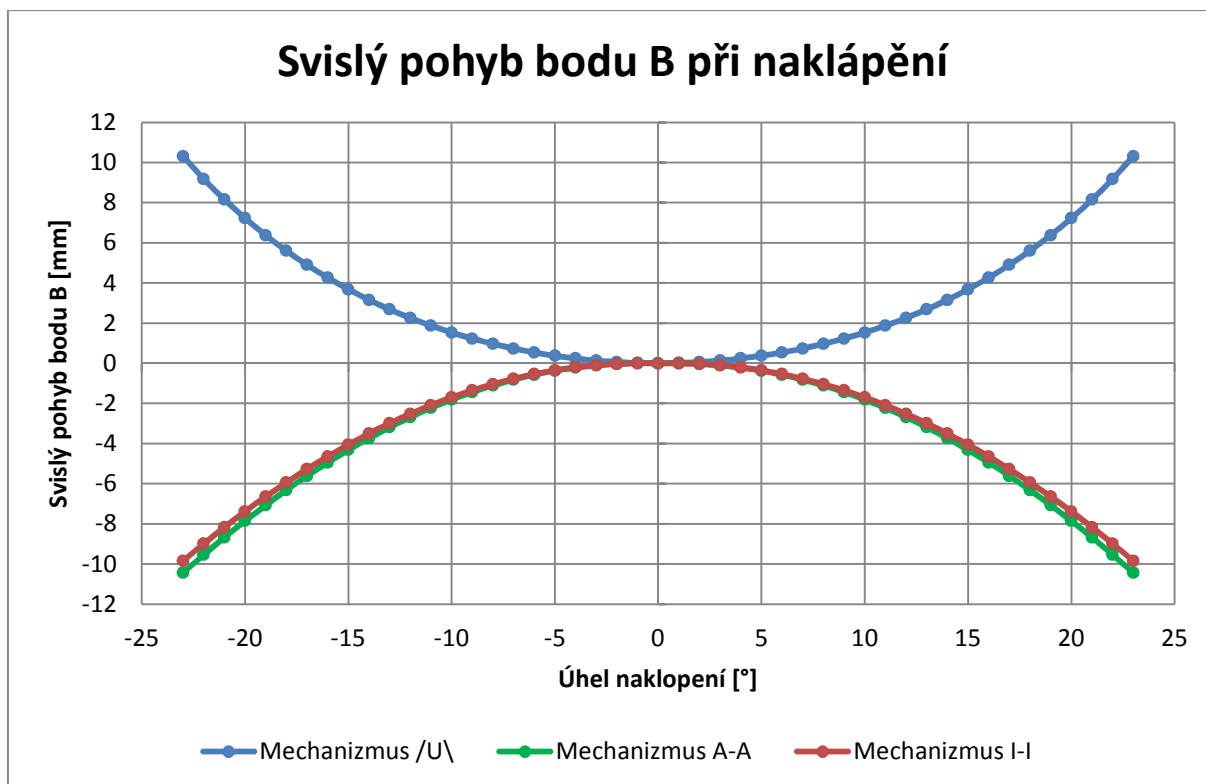
bylo vhodné sledovat tento bod a předpokládat zde celkové těžiště vozidla. Svislý pohyb těžiště při naklápění výrazně ovlivňuje stabilní polohu vozu při přímé jízdě a zároveň i potřebnou práci vynaloženou při naklápění.

Na grafu (Obr. 5-14) je znázorněna změna rozchodu kol při naklápění karoserie na představených mechanismech naklápění. Základní rozchod kol v přímé poloze je 800 mm. Při naklápění až do limitního úhlu klopení 23° se rozchod kol u všech tří systémů zmenšuje. Mechanismus I-I a A-A vykazuje takřka stejnou změnu rozchodu, oproti mechanismu /U\, který v tomto srovnání vykazuje vyšší změnu rozchodu kol.

Na druhém grafu (Obr. 5-15) jsou varianty porovnávány podle svislého pohybu bodu *B* při daných úhlech naklopení. Značnou nevýhodou takřka všech systémů naklopení je, že jejich přímá poloha je labilní a musí proto obsahovat brzdu naklápění nebo samosvorné naklápění, aby se při zastavení nebo při poruše systému naklápění nesklopily do krajní, stabilní polohy naklopení. Navržený mechanismus naklápění /U\ má však stabilní polohu přímou. Vhodnou změnou poloměru dílu *U* a délky jeho ramen lze dosáhnout nulového svislého pohybu bodu *B* při naklápění. Pokud těžiště nekoná svislý pohyb při naklápění, není ani třeba vykonávat práci potřebnou pro zdvih těžiště a jsou tak kladeny nižší nároky na aktuátor naklápění.



Obr. 5-14: Změna rozchodu kol při naklápění



Obr. 5-15: Svislý pohyb bodu B při naklápění

Navržený mechanismus naklápění /U\ na rozdíl od ostatních odsimulovaných mechanismů, přináší především možnost zkonstruovat systém naklápění se stabilní nebo volnou přímou polohou. Tato výhoda otevírá dveře novému pohledu na konstrukci naklápěcího systému s dosažením zajímavých výsledných vlastností systému.

Na navržený mechanismus naklápění /U\ byl podán a udělen užitný vzor pod názvem „Mechanismus naklápění vozidla využívající díl ve tvaru písmene U“ s číslem zápisu 24284 zapsaný dne 6. září 2012. Užitný vzor chrání myšlenku uplatnit v mechanismu naklápění vozidla speciální díl ve tvaru písmene U, přinášející výhody popsané v této kapitole. Kopie užitného vzoru je uvedena mezi přílohami této práce.

6 Vývoj softwarového modelu tříkolového naklápěného vozidla

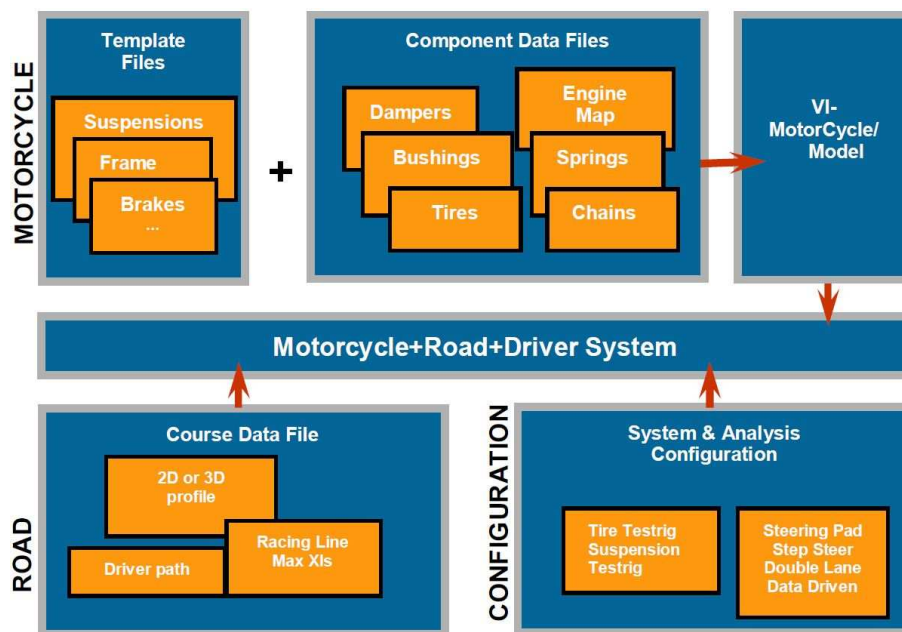
Softwarové modely a virtuální simulace hrají v dnešní době významnou roli. Obzvláště ve vývoji a zavádění nových prvků, mnohdy velmi komplexních, pomáhají zrychlit dobu vývoje a snížit cenu. Díky výkonným počítačům je možné vytvářet velmi detailní subsystémy i kompletní modely. Je však nutné využívat vhodné simulační nástroje a co nejvíce se přiblížit reálnému modelu. Teprve potom lze patřičnými simulacemi otestovat a odladit navržený systém a jeho základní parametry.

6.1 Výběr vhodného softwaru

K vývoji softwarového modelu bylo třeba vybrat vhodný software, ve kterém je možno celé vozidlo vymodelovat a podrobit patřičným analýzám jízdních vlastností. K tomuto účelu lze použít několik softwarových řešení. Mezi světově nejpoužívanější stálíci v této oblasti lze označit produkt od firmy MSC.Software nazvaný Adams. MSC.Adams (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) implementuje více jak 25 let vyvíjenou technologii výpočtů zaměřenou na statické, kinematické i dynamické analýzy vázaných mechanických soustav skládajících se z tuhých i poddajných těles spojených mezi sebou pomocí různých typů kinematických vazeb.

Software MSC.Adams nabízí mnoho specificky orientovaných řešení pro různorodá uplatnění. Adams/View a Adams/Car představují vhodné programy, ve kterých lze řešit dynamiku jízdy navrženého tříkolového vozidla. Adams/View slouží pro modelování obecných soustav. Vytvořit zde odpovídající naklápěné tříkolové vozidlo se všemi náležitostmi by bylo dosti náročné. Adams/Car je určený k analýzám jednotlivých částí vozidla, tak i k analýze kompletního vozu. Primárně je však přednastaven pro konvenčně chovající se vozidla. Naklápějící se vozidlo by ve výpočtech mohlo přinášet nepřijatelnou odchylku výpočtu. Po konzultaci s technickou podporou firmy MSC.Software bylo doporučeno vyvinout softwarový model tříkolového naklápěného vozidla v nástavbě programu MSC.Adams ve VI-Motorcycle.

VI-Motorcycle je řešení od firmy VI-grade, která nabízí mimo jiné produkty vycházející ze softwaru MSC.Adams a formou pluginů rozšiřuje jejich nabídku o další specifická řešení. VI-Motorcycle je primárně určen pro motocykly a skútry, jejich modelování a testování. Chování naklápěného tříkolového vozidla odpovídá chování motocyklu, je proto vhodné použít tento produkt k vyvinutí modelu a otestování tříkolového naklápěného vozidla. Dále bude využit doplňující plugin VI-Road, který slouží k modelování a definování vozovky pro simulaci jízdy. Struktura celého vytvářeného systému bude vypadat podle obrázku Obr. 6-1. [30] [31]



Obr. 6-1: Struktura systému pro vývoj tříkolového naklápěného vozidla [31]

6.2 Modelování vozidla

Softwarový model v MSC.Adams/VI-Motorcycle vzniká ve třech úrovních. První úroveň představuje „Template“, neboli šablona, kde je definována základní topologie modelu (jednotlivé díly, jejich spojení, vzájemná vazba). Template také obsahuje „Communicators“, důležité prvky přenášející informace ze subsystému do subsystému.

Na základně šablon je vytvořen „Subsystem“, ve kterém jsou přiřazeny základní parametry modelu (tuhost odpružení, pozice hadr pointů, vlastnosti dílů a další). Subsystémy jsou většinou základní částí modelu vozidla. Mají přiřazenou hlavní roli určující jejich zařazení (suspension, wheel, body, etc.) a vedlejší roli, která dodefinovává jejich umístění (front, rear, any).

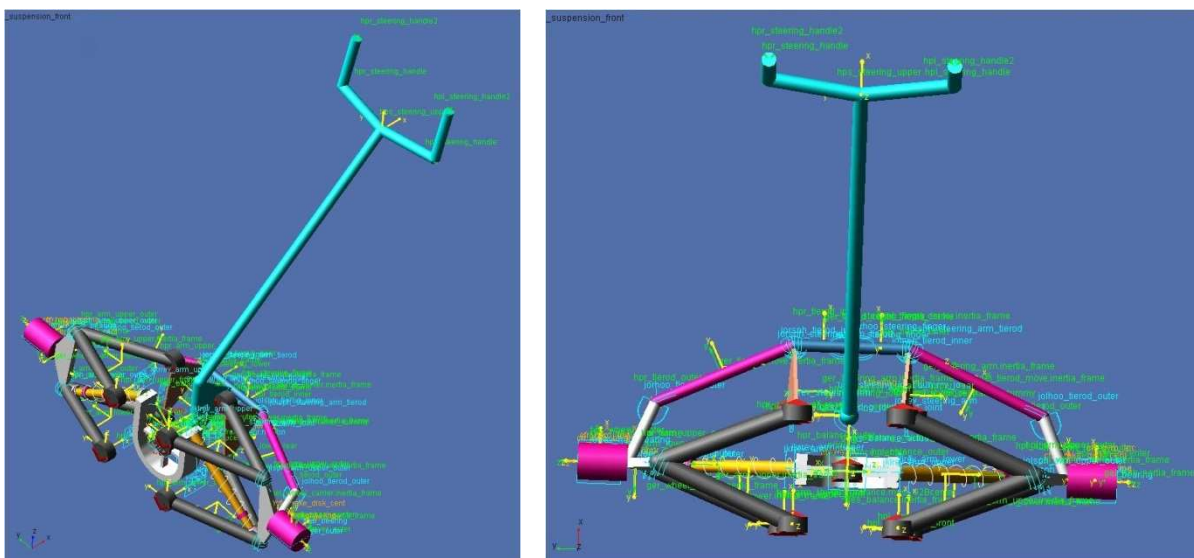
Výsledný softwarový model vozidla „Assembly“ je v podstatě pouze seznam všech potřebných subsystémů vozidla a test rigů, který přináší potřebné akce do modelu během analýzy. Pro sestavení modelu tříkolového naklápěného vozidla je třeba těchto subsystémů:

- Front Susp Sybsystem
- Rear Susp Subsystem
- Rider Subsystem
- Front Wheel Subsystem
- Rear Wheel Subsystem
- Body Subsystem
- Powertrain Subsystem
- Brake Subsystem
- Other Subsystem [30] [32]

6.2.1 Front Suspension

Front Suspension je klíčová část modelovaného vozidla. Obsahuje kompletní přední lichoběžníkové zavěšení, odpružení kol, mechanismus řízení a mechanismus naklápění. Všechny tyto části Front Suspension je potřeba vytvořit, správně zdefinovat jejich vlastnosti a vztah na ostatní části systému.

Vytvoření jednotlivých dílů v MSC.Adams/VI-Motorcycle probíhá v této sekvenci kroků: Hardpoints → Parts → Geometry. Nejprve je potřeba zdefinovat hardpointy, které určují klíčové pozice v modelu. Jsou definovány pouze svým umístěním v prostoru a neurčují tak orientaci. Lze je parametrizovat a jednoduše upravovat v subsystémech. Následná geometrie požadovaných dílů (Parts) se posléze vytvoří mezi Hardpointy. Dále je třeba definovat spojení mezi díly (Attachments) a určit jejich vzájemnou vazbu (Joints, Bushings). Speciálními příkazy je definována pružina s danou charakteristikou, tlumič a aktuátor naklápění. Nezbytné je také vytvoření potřebných input, output communicators, pro výměnu informací mezi subsystémy. [32]



Obr. 6-2: Front Suspension Template

TEMPLATE NAME:

`._suspension_front`

MAJOR, MINOR ROLE:

suspension, front

DESCRIPTION:

Vyvinutá šablona `._suspension_front` obsahuje lichoběžníkové zavěšení kol. Spodní rameno zavěšení `gel(r)_arm_lower` je složeno ze dvou válcových geometrií `gralin_arm_lower_front`, `gralin_arm_lower_rear` vytvořených mezi body `hpl(r)_arm_lower_front`, `hpl(r)_arm_lower_rear` a `hpl(r)_arm_lower_outer`. Na jedné straně je rameno pomocí vazby bushing `bkl(r)_arm_lower_front` uchycené k části rámu vozidla k `mtl(r)_subframe_to_body`.

Na druhé straně je rameno spojeno s těhlicí *gel(r)_wheel_carrier* pomocí vazby spherical joint *jol(r)sph_arm_lower_outer*. Těhlice *gel(r)_wheel_carrier* je složena z geometrie *graarm_wheel_carrier* natažené mezi body ukončující ramena zavěšení a uchycením kola (bodem *hpl(r)_wheel_center*), geometrie *gralin_carrier_link* zajišťuje přenos řízení na kola. Náboj kola *gel(r)_hub* je rotační vazbou *jol(r)rev_hub_bearing* spojen s těhlicí *gel(r)_wheel_carrier* v bodě *hpl(r)_wheel_center*. Horní rameno zavěšení *gel(r)_arm_upper* stejně jako spodní rameno vytváří dvě válcové geometrie *gralin_arm_upper_front* a *gralin_arm_upper_rear* natažené mezi body *hpl(r)_arm_upper_front*, *hpl(r)_arm_upper_rear* a *hpl(r)_arm_upper_outer*. Na jedné straně je pomocí vazby bushing *bkl(r)_arm_upper_front* uchycené k části rámu vozidla k *mtl(r)_uca_to_body*. Na druhé straně je rameno spojeno s těhlicí *gel(r)_wheel_carrier* pomocí vazby spherical joint *jol(r)sph_arm_upper_outer*. Zavěšení je odpružené pružinou *nsl(r)_front_spring* a tlumičem *dal(r)_front_damper* umístěné mezi spodní rameno zavěšení *gel(r)_arm_lower* a dílem sloužícím k naklápění *ges_balance*. Díl *ges_balance* obsahuje importovanou geometrii *SOLID2* vytvořenou v ProEngineeru, představující díl ve tvaru písmene „U“ obsahující markery v bodech pro uchycení odpružení *hpl(r)_balance_outer* a bodu pro uchycení k rámu vozu *hps_balance_center*. Spojení balančního dílu s rámem vozu zajišťuje vazba *josrev_balance_center*. Do vazby je vložen pohybový aktuátor *jms_balance_actuator*, který umožňuje aktivní naklápění vozidla. Řízení vozidla zajišťuje aktivní steering joint *ues_steering_joint*, který přes mechanismus řízení natáčí předními koly. Steering joint je umístěn mezi díl řídítek *ges_steering_column_lower* a část rámu vozidla *mts_steeringshaft_to_frame*. Mechanismus řízení je složen z dílů *ges_steering_column_lower*, *gel(r)_tierod_center*, *gel(r)_steering_arm* a *gel(r)_tierod_move* na svém konci spojené hooke jointem *jol(r)hoo_tierod_outer* k těhlicí *gel(r)_wheel_carrier*. Všechny vazby na mechanismu řízení jsou voleny tak, aby nedošlo ke vzniku redundantních vazeb. Potřebná data pro šablonu *._suspension_front* jsou získávána 14-ti definovanými vstupními komunikátory. V šabloně je také definováno 21 výstupních komunikátorů, které umožňují odesílání potřebných informací ostatním šablonám tvořícím softwarový model tříkolového naklápěného vozidla.

VERIFY MODEL: *._suspension_front*

- 6 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)
- 24 Moving Parts (not including ground)
- 1 Cylindrical Joints
- 11 Revolute Joints
- 8 Spherical Joints
- 6 Fixed Joints
- 4 Hooke Joints
- 1 Inplane Primitive_Joints
- 2 Motions

6 Degrees of Freedom for ._suspension_front

There are no redundant constraint equations.

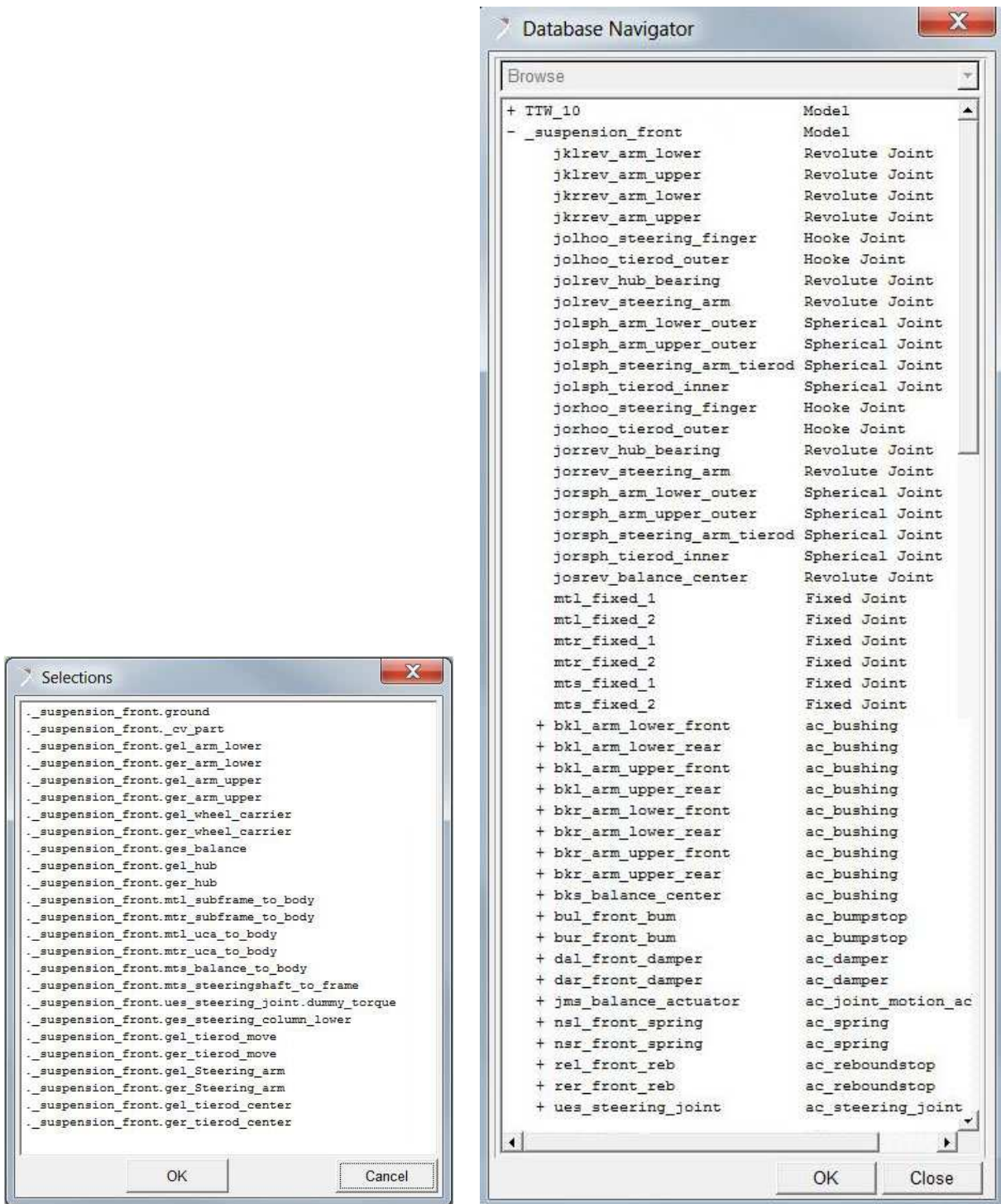
Model verified successfully

THE HARDPOINT:

	loc_x	loc_y	loc_z
hpl_arm_lower_front	-90.0	-100.0	-90.0
hpl_arm_lower_outer	-2.44	-320.0	-110.0
hpl_arm_lower_rear	90.0	-100.0	-90.0
hpl_arm_upper_front	-90.0	-85.29	90.0
hpl_arm_upper_outer	2.44	-305.29	70.0
hpl_arm_upper_rear	90.0	-85.29	90.0
hpl_balance_outer	0.0	-80.0	40.0
hpl_steering_handle	620.0	-150.0	570.0
hpl_steering_handle2	650.0	-150.0	700.0
hpl_strut_down	0.0	-280.0	-100.0
hpl_tierod_inner	200.0	-92.645	0.0
hpl_tierod_outer	100.0	-312.645	-20.0
hpl_wheel_center	0.0	-400.0	-20.0
hpr_arm_lower_front	-90.0	100.0	-90.0
hpr_arm_lower_outer	-2.44	320.0	-110.0
hpr_arm_lower_rear	90.0	100.0	-90.0
hpr_arm_upper_front	-90.0	85.29	90.0
hpr_arm_upper_outer	2.44	305.29	70.0
hpr_arm_upper_rear	90.0	85.29	90.0
hpr_balance_outer	0.0	80.0	40.0
hpr_steering_handle	620.0	150.0	570.0
hpr_steering_handle2	650.0	150.0	700.0
hpr_strut_down	0.0	280.0	-100.0
hpr_tierod_inner	200.0	92.645	0.0
hpr_tierod_outer	100.0	312.645	-20.0
hpr_wheel_center	0.0	400.0	-20.0
hps_balance_center	0.0	0.0	-50.0
hps_steering_finger	200.0	0.0	0.0
hps_steering_lower	90.0	0.0	90.0
hps_steering_upper	600.0	0.0	560.0
hps_tierod_center	90.0	0.0	-90.0

Obr. 6-3: Seznam a pozice hardpointů

THE PART, THE JOINT:



Obr. 6-4: Seznam dílů a vazeb šablony Front Suspension

THE COMMUNICATOR:

Listing of input communicators in '_suspension_front':

Communicator Name:	Entity Class:	From Minor Role:	Matching Name:
ci[lr]_front_tire_radius	parameter_real	front	tire_radius
ci[lr]_subframe_to_body	mount	inherit	subframe_to_body
ci[lr]_tire_force	force	inherit	tire_force
ci[lr]_uca_to_body	mount	inherit	front_susp_to_frame, uca_to_body
cis_balance_to_body	mount	inherit	susp_to_frame, balance_to_body
cis_driving_torque	solver_variable	any	driving_torque
cis_locking_torque_damping	solver_variable	front	locking_torque_damping
cis_locking_torque_stiffness	solver_variable	any	locking_torque_stiffness
cis_simulation_type	parameter_integer	any	simulation_type
cis_steeringshaft_to_frame	mount	inherit	susp_to_frame, steeringshaft_to_frame

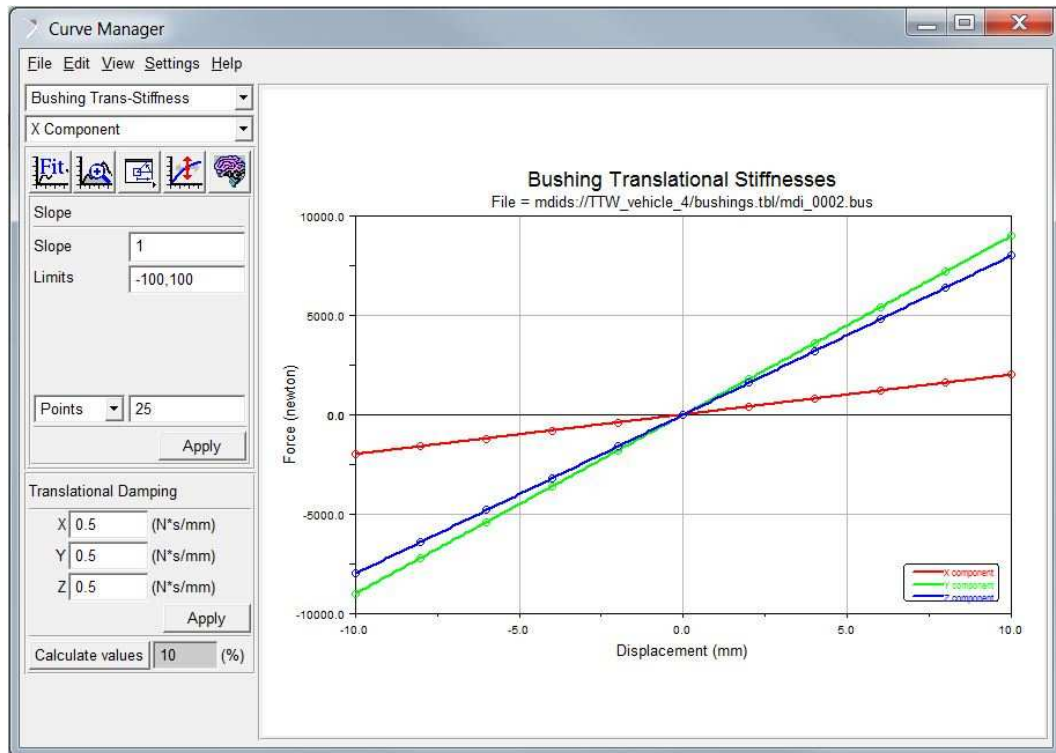
14 input communicators were found in '_suspension_front'

Listing of output communicators in '_suspension_front':

Communicator Name:	Entity Class:	From Minor Role:	Matching Name:
co[lr]_brake_disk_loc	location	inherit	brake_disk_loc
co[lr]_brake_disk_ori	orientation	inherit	brake_disk_ori
co[lr]_caliper_to_susp	mount	inherit	caliper_to_susp
co[lr]_camber_angle	parameter_real	inherit	camber_angle
co[lr]_gyro_loc	location	inherit	gyro_loc
co[lr]_std_tire_ref_location	location	any	std_tire_ref_location
co[lr]_suspension_mount	mount	inherit	suspension_mount
co[lr]_toe_angle	parameter_real	inherit	toe_angle
co[lr]_wheel_center	location	inherit	wheel_center
cos_steering_joint	joint_for_motion	inherit	steering_joint
cos_steering_joint_i_marker	marker	inherit	steering_joint_i_marker
cos_upright_accelerometer_location	location	inherit	upright_accelerometer_location

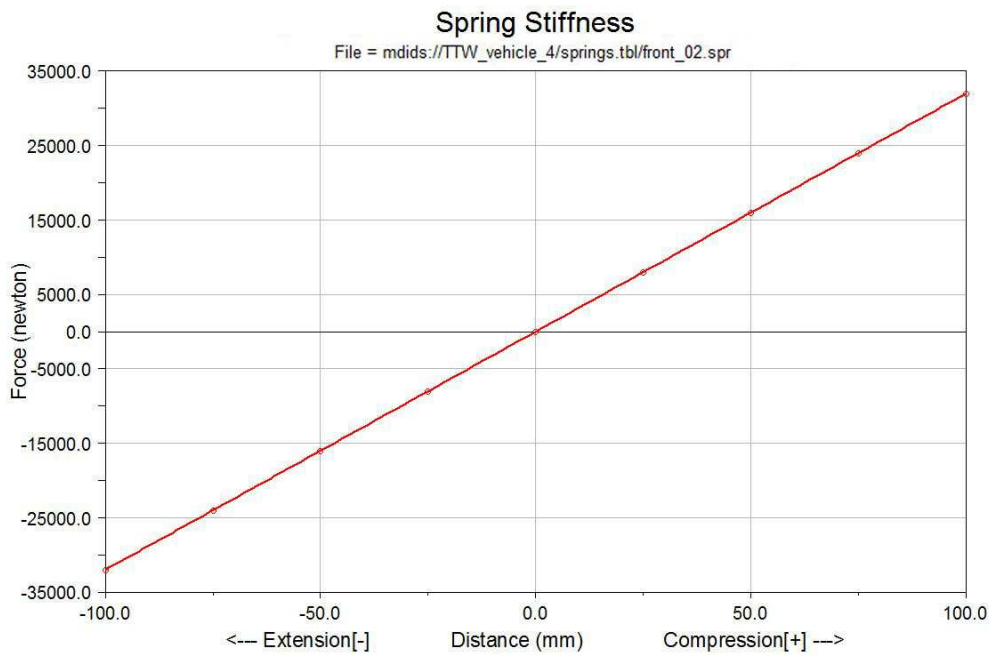
21 output communicators were found in '_suspension_front'

THE BUSHING:

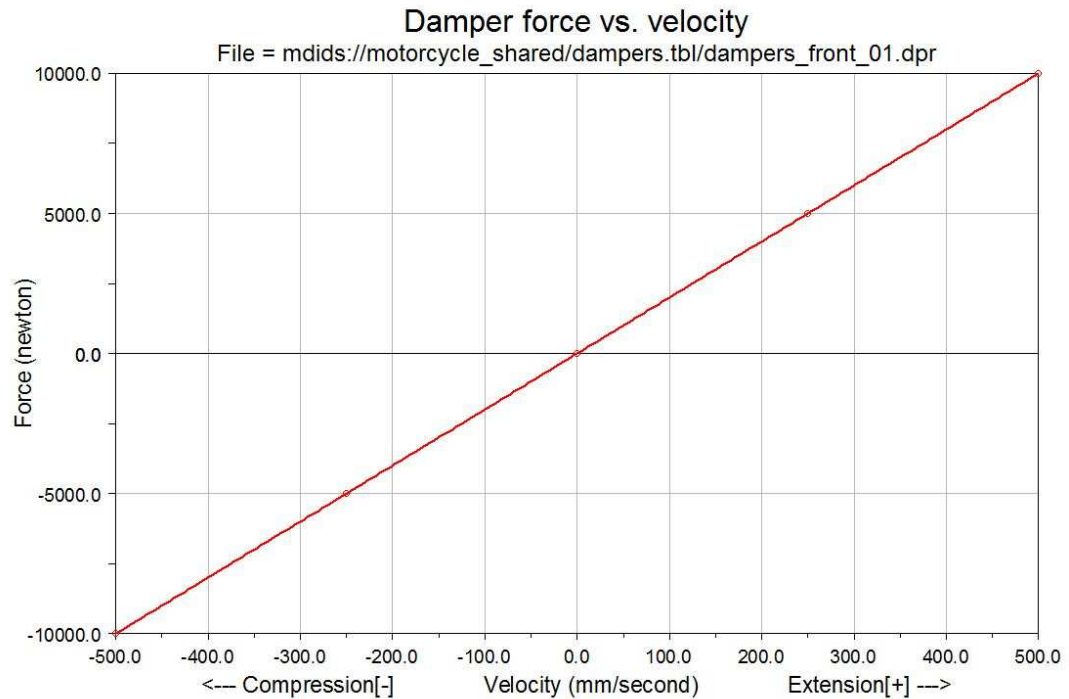


Obr. 6-5: Tuhosti bushing vazeb

THE SPRING, THE DAMPER:

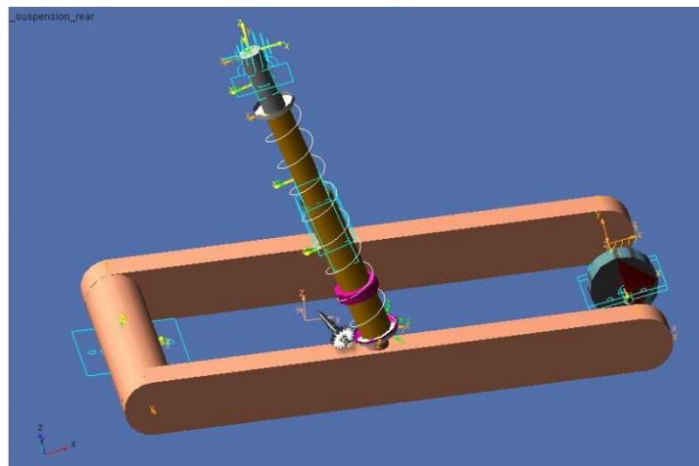


Obr. 6-6: Charakteristika pružiny předního zavěšení



Obr. 6-7: Charakteristika tlumiče předního zavěšení

6.2.2 Rear Suspension



Obr. 6-8: Rear Suspension Template

TEMPLATE NAME:

._suspension_rear

MAJOR, MINOR ROLE:

suspension, rear

DESCRIPTION:

Šablona zadního zavěšení *._suspension_rear* se skládá z kyvného ramene (dílu *ges_swingarm*) složeného ze tří geometrií (*gralin_swa_pivot*, *swa_left*, *swa_right*). Rameno *ges_swingarm* je pomocí revolute jointu *josrev_swingarm_to_frame_rigid* spojeno přes *mts_swingarm_to_frame* s rámem vozidla. Na konci kyvného ramene je přes vazbu bushing *bks_bearing_to_swingarm* (reprezentující ložisko) připojen díl *ges_spindle*, na kterém je construction frame *cfs_wheel_center*, sloužící k upevnění zadního kola. Odpružení zavěšení zajišťuje jednostranně umístěná pružina *nss_cushion_spr* a tlumič *das_cushion_dmp*. Odpružení je umístěno mezi díly *ges_damper_at_arm* a *ges_damper_at_chassis*, jeho vedení je zajištěno translational jointem *jostra_damper_tube*. Díl *ges_damper_at_chassis* je přes spherical joint *josph_shock_to_frame* spojen k rámu vozu prostřednictvím *mts_rear_cushion_to_frame*.

VERIFY MODEL: *._suspension_rear*

2 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)

9 Moving Parts (not including ground)

1 Cylindrical Joints

2 Revolute Joints

1 Spherical Joints

1 Translational Joints

1 Convel Joints

4 Fixed Joints

1 Inplane Primitive_Joints

1 Motions

2 Degrees of Freedom for *._suspension_rear*

There are no redundant constraint equations.

Model verified successfully

THE HARDPOINT:

	loc_x	loc_y	loc_z
hps_cushion_upper	160.0	-113.0	300.0
hps_rear_RH_frame_ref	300.0	0.0	200.0
hps_swingarm_pivot	0.0	0.0	0.0
hps_upright_accelerometer_location	422.8832457	0.0	-80.562759988

Obr. 6-9: Seznam a pozice hardpointů

THE COMMUNICATOR:

Listing of input communicators in '_suspension_rear'

Communicator Name:	Entity Class:	From Minor Role:	Matching Name:
cis_rear_cushion_to_frame	mount	inherit	rear_cushion_to_frame, susp_to_frame
cis_rear_tire_radius	parameter_real	rear	tire_radius
cis_simulation_type	parameter_integer	any	simulation_type
cis_std_tire_ref_location	location	any	std_tire_ref_location
cis_swingarm_to_frame	mount	inherit	swingarm_to_frame, susp_to_frame
cis_tire_force	force	inherit	tire_force

6 input communicators were found in '_suspension_rear'

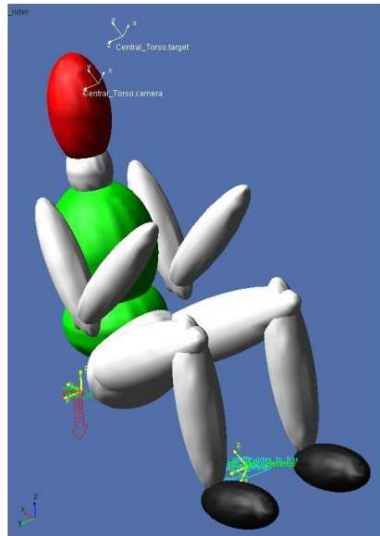
Listing of output communicators in '_suspension_rear'

Communicator Name:	Entity Class:	From Minor Role:	Matching Name:
cos_brake_disk_loc	location	inherit	brake_disk_loc
cos_brake_disk_ori	orientation	inherit	brake_disk_ori
cos_caliper_to_suspension	mount	inherit	caliper_to_susp
cos_chain_output	joint_for_motion	inherit	chain_output
cos_DN_spr_reaction_part	mount	any	dn_spr_reaction_part
cos_driven_spr_to_spindle	mount	inherit	driven_spr_to_spindle
cos_gyro_loc	location	inherit	gyro_loc
cos_report_array_single	array	inherit	report_array
cos_suspension_mount	mount	inherit	suspension_mount
cos_suspension_upright	mount	rear	suspension_upright
cos_swingarm	mount	inherit	swingarm
cos_swingarm_pivot_loc	location	inherit	swingarm_pivot_loc
cos_swingarm_pivot_ori	orientation	inherit	swingarm_pivot_ori
cos_upright_accelerometer_location	location	rear	upright_accelerometer_location
cos_wheel_center	location	inherit	wheel_center

15 output communicators were found in '_suspension_rear'

[33] [32]

6.2.3 Rider



Obr. 6-10: Rider Template

TEMPLATE NAME:

._rider

MAJOR, MINOR ROLE:

rider, any

DESCRIPTION:

Šablonu *._rider* představuje jeden hlavní díl *ges_rider* složený z několika geometrií tvořící vzhled sedící osoby. Vlastnosti osoby jsou definovány v těžišti dílu *ges_rider*. Polohu šablony určuje hardpoint *hps_rider_position* a orientaci určuje construction frame *cfs_rider_reference*. Díl *ges_rider* je fixed jointem spojen s rámem vozu prostřednictvím *mts_rider_to_frame*.

VERIFY MODEL: ._rider

0 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)

4 Moving Parts (not including ground)

1 Cylindrical Joints

3 Fixed Joints

1 Inplane Primitive_Joints

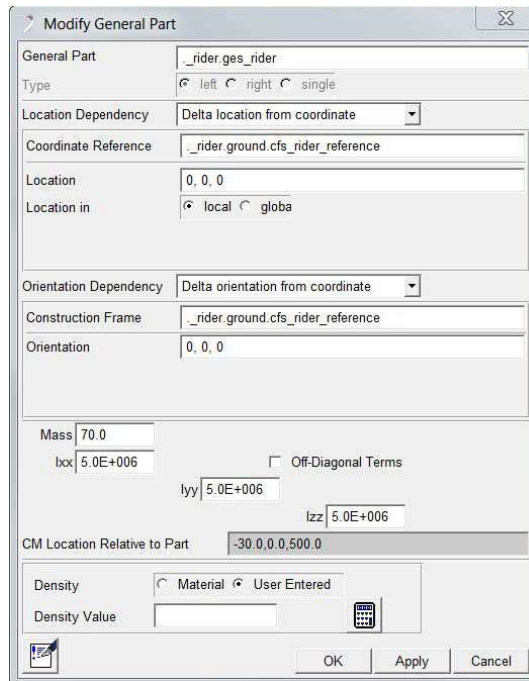
1 Motions

0 Degrees of Freedom for ._rider

There are no redundant constraint equations.

Model verified successfully

RIDER PROPERTIES:



Obr. 6-11: Vlastnosti průměrné osoby

THE COMMUNICATOR:

Listing of input communicators in '_rider'

Communicator Name:	Entity Class:	From Minor Role:	Matching Name:
cis_rider_to_frame	mount	inherit	rider_to_frame
cis_std_tire_ref_location	location	any	std_tire_ref_location

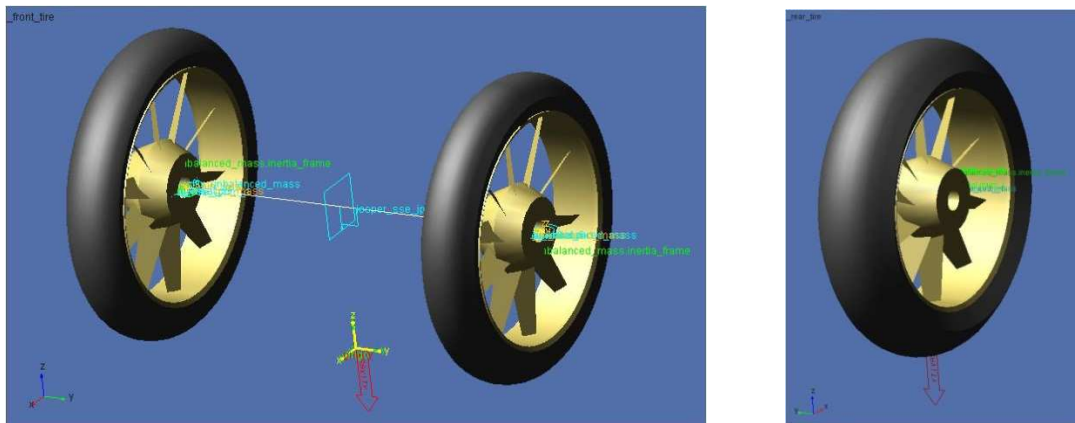
2 input communicators were found in '_rider'

Listing of output communicators in '_rider'

0 output communicators were found in '_rider'

[33] [32]

6.2.4 Wheel



Obr. 6-12: Front, Rear Tire Templates

TEMPLATE NAMES:

._front_tire / ._rear_tire

MAJOR, MINOR ROLE:

wheel, front / rear

DESCRIPTION:

Šablony *._front_tire* a *._rear_tire* vycházejí ze šablony *._tire_test* ze sdílené knihovny *motorcycle_shared*. Šablony pneumatik obsahují všechny prvky potřebné k propojení, jak se subsystémem zavěšení přes náboj kola, tak spojení s referenční zemí reprezentovanou šesti složkami silového působení. Složky silového působení zahrnují podélnou, boční sílu, zatížení kola, zrychlení od motoru, zpomalení od brzdy, vratný moment a klopný moment působící na kolo. Přední pláště mají rozměr *120/70R17* a zadní *180/55R17*. Jejich vlastnosti jsou definovány v referenčních souborech uvedených v příloze této práce.

VERIFY MODEL: ._front_tire

0 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)

7 Moving Parts (not including ground)

1 Cylindrical Joints

6 Fixed Joints

1 Inplane Primitive_Joints

2 Perpendicular Primitive_Joints

1 Motions

0 Degrees of Freedom for *._front_tire_03*

There are no redundant constraint equations.

Model verified successfully

THE COMMUNICATOR:

Listing of input communicators in '_front_tire'

Communicator Name:	Entity Class:	From Minor Role:	Matching Name:
ci[lr]_camber_angle	parameter_real	inherit	camber_angle
ci[lr]_std_tire_ref_location	location	any	std_tire_ref_location
ci[lr]_suspension_mount	mount	inherit	suspension_mount
ci[lr]_toe_angle	parameter_real	inherit	toe_angle
ci[lr]_wheel_center	location	inherit	wheel_center

10 input communicators were found in '_front_tire'

Listing of output communicators in '_front_tire'

Communicator Name:	Entity Class:	From Minor Role:	Matching Name:
co[lr]_rotor_to_wheel	mount	inherit	rotor_to_wheel
co[lr]_tire_force	force	inherit	tire_force
co[lr]_tire_radius	parameter_real	inherit	tire_radius

6 output communicators were found in '_front_tire'

Listing of input communicators in '_rear_tire'

Communicator Name:	Entity Class:	From Minor Role:	Matching Name:
cis_std_tire_ref_location	location	any	std_tire_ref_location
cis_suspension_mount	mount	inherit	suspension_mount
cis_wheel_center	location	inherit	wheel_center

3 input communicators were found in '_rear_tire'

Listing of output communicators in '_rear_tire'

Communicator Name:	Entity Class:	From Minor Role:	Matching Name:
co[lr]_double_rotor_to_wheel	mount	inherit	rotor_to_wheel
cos_rotor_to_wheel	mount	inherit	rotor_to_wheel
cos_tire_force	force	inherit	tire_force
cos_tire_radius	parameter_real	inherit	tire_radius

5 output communicators were found in '_rear_tire'

[33] [32]

6.2.5 Body

TEMPLATE NAMES:

._body

MAJOR, MINOR ROLE:

body, any

DESCRIPTION:

Šablona *._body* reprezentuje vlastnosti rámu vozidla. Jedná se o základní část, ke které jsou všechny ostatní části připojeny. Šablona je tvořena obecně - neobsahuje žádnou geometrii. Tvoří jí jeden hlavní díl *ges_frame_body* v jehož těžišti je definována hmotnost a momenty setrvačnosti rámu. Do hardpointu *hps_Aero_Centre_of_pressure* je soustředěna aerodynamická síla *aero_forces* působící v podélném směru proti jízdě vozidla. Informace z okolních částí vozidla jsou do rámu přenášeny prostřednictvím komunikátorů.

VERIFY MODEL: *._body*

6 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)

2 Moving Parts (not including ground)

1 Cylindrical Joints

1 Inplane Primitive_Joints

1 Motions

6 Degrees of Freedom for *._body_02*

There are no redundant constraint equations.

Model verified successfully

THE COMMUNICATOR:

Listing of input communicators in '*._body*'

Communicator Name:	Entity Class:	From Minor Role:	Matching Name:
<i>cis_brake_demand</i>	<i>solver_variable</i>	front	<i>brake_demand</i>
<i>cis_brake_demand_rear</i>	<i>solver_variable</i>	rear	<i>brake_demand</i>
<i>cis_gyro_reference</i>	marker	any	<i>gyro_reference</i>
<i>cis_gyro_VX</i>	<i>solver_variable</i>	any	<i>gyro_vx</i>
<i>cis_std_tire_ref_location</i>	location	any	<i>std_tire_ref_location</i>

5 input communicators were found in '*._body*'

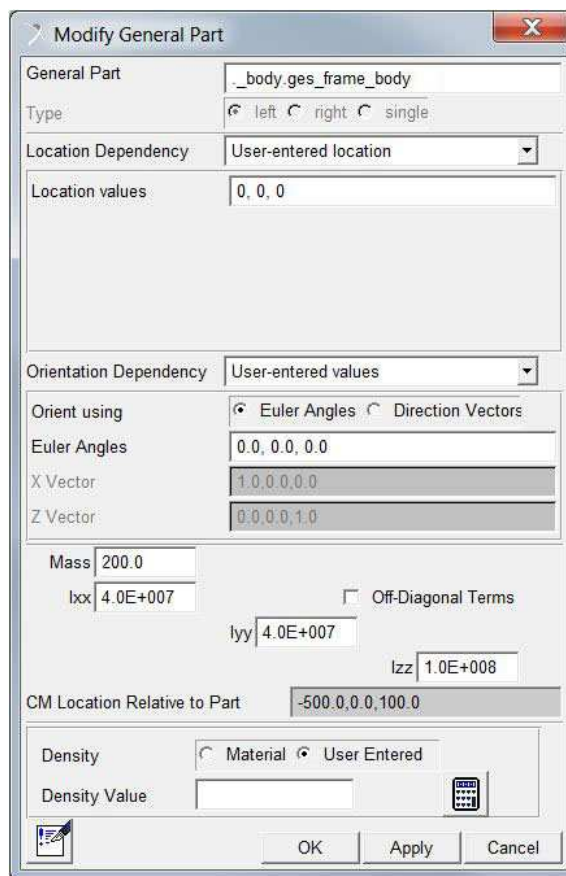
Listing of output communicators in '*._body*'

Communicator Name:	Entity Class:	From Minor Role:	Matching Name:
<i>co[lr]_foot</i>	mount	inherit	foot
<i>co[lr]_frame_att</i>	mount	any	<i>subframe_to_body</i>
<i>co[lr]_front_susp_to_frame</i>	mount	any	<i>front_susp_to_frame</i>
<i>co[lr]_hand</i>	mount	inherit	hand
<i>cos_aero_cp_marker</i>	marker	any	<i>aero_cp_marker</i>
<i>cos_aero_frontal_area</i>	parameter_real	any	<i>aero_frontal_area</i>
<i>cos_air_density</i>	parameter_real	any	<i>air_density</i>
<i>cos_body</i>	mount	any	body

cos_drag_brake_coefficient	parameter_real	any	drag_brake_coefficient
cos_drag_coefficient	parameter_real	any	drag_coefficient
cos_engine_mount_location	location	inherit	engine_mount_location
cos_engine_to_frame	mount	any	engine_to_frame
cos_gyro_to_chassis	mount	inherit	gyro_to_chassis
cos_longitudinal_aero_force	solver_variable	inherit	longitudinal_aero_force
cos_rider_to_frame	mount	any	rider_to_frame
cos_seat	mount	inherit	seat
cos_susp_to_frame	mount	any	susp_to_frame

21 output communicators were found in '_body'
[33] [32]

BODY PROPERTIES:



Obr. 6-13: Vlastnosti dílu ges_frame_body

6.2.6 Powertrain

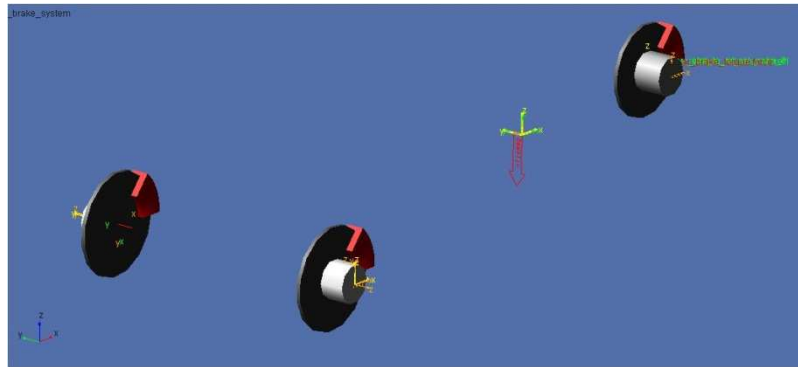
TEMPLATE NAMES:

._powertrain

MAJOR, MINOR ROLE:

powertrain, any

6.2.7 Brake



Obr. 6-14: Brake System Template

TEMPLATE NAMES:

._brake_system

MAJOR, MINOR ROLE:

brake_system, any

DESCRIPTION:

Šablona *._brake_system* popisuje zařízení přenášející brzdící moment na kola vozidla. Jedná se pouze o matematický aktuátor, poskytující kontrolu řízení Rideru, ve formě točivého momentu působícího proti otáčení kol na každé ose kola.

VERIFY MODEL: ._brake_system

0 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)

7 Moving Parts (not including ground)

1 Cylindrical Joints

6 Fixed Joints

1 Inplane Primitive_Joints

1 Motions

0 Degrees of Freedom for ._brake_system

There are no redundant constraint equations.

Model verified successfully

THE COMMUNICATOR:

Listing of input communicators in ' _brake_system'

Communicator Name:	Entity Class:	From Minor Role:	Matching Name:
ci[lr]_brake_disk_loc	location	front	brake_disk_loc
ci[lr]_brake_disk_ori	orientation	front	brake_disk_ori
ci[lr]_caliper_to_susp	mount	front	caliper_to_susp
ci[lr]_front_rotor_to_wheel	mount	front	rotor_to_wheel
ci[lr]_wheel_center	location	inherit	wheel_center
cis_brake_demand	solver_variable	front	brake_demand
cis_rear_brake_demand	solver_variable	rear	brake_demand
cis_rear_brake_disk_loc	location	rear	brake_disk_loc
cis_rear_brake_disk_ori	orientation	rear	brake_disk_ori
cis_rear_caliper_to_susp	mount	rear	caliper_to_susp
cis_rear_rotor_to_wheel	mount	rear	rotor_to_wheel
cis_rear_whl_center	location	rear	wheel_center
cis_std_tire_ref_location	location	any	std_tire_ref_location

18 input communicators were found in ' _brake_system'

Listing of output communicators in ' _brake_system'

Communicator Name:	Entity Class:	From Minor Role:	Matching Name:
cos_front_brake_bias	parameter_real	inherit	front_brake_bias
cos_max_brake_torque_front	parameter_real	front	max_brake_torque_front
cos_max_brake_torque_rear	parameter_real	rear	max_brake_torque_rear

3 output communicators were found in ' _brake_system'

[33] [32]

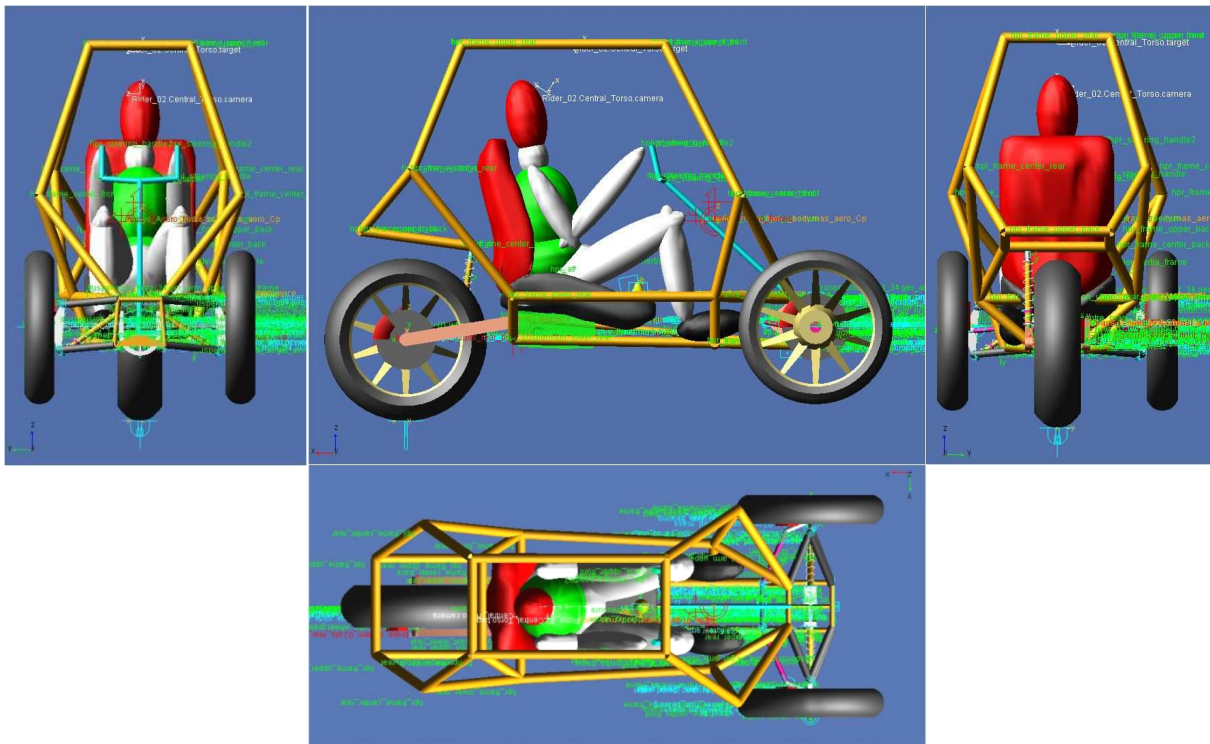
6.2.8 Other

Vyvinutý softwarový model tříkolového naklápeného vozidla načítá v záložce *Other* dva subsystémy. Subsystém *body_graphic.sub* vytvořený na základě šablony *._frame_graphics* obsahuje pouze grafické ztvárnění sedačky a rámu vozidla. Slouží k oddělení grafické částí těla vozidla od subsystému *body.sub*. Tento subsystém nijak neovlivňuje chování vozidla, obsahuje pouze nehmotnou grafiku. Jeho chování a hmotnost sedačky a rámu je obsažena v subsystému *body.sub*. Je zde třeba definovat pouze jeho umístění hardpointem *hps.graphics_origin* a orientaci construction framem *cfs_graphics_reference*.

Druhý subsystém, načítaný v záložce *Other*, je *driveline_chain.sub*. Tento subsystém matematicky popisuje přenos trakční síly od motoru (*powertrain.sub*) na zadní kolo vozidla (*rear_wheel.sub*). Společně se subsystémem *powertrain.sub* je využíváný u většiny sdílených modelů v databázi *<motorcycle_shared>*. [33]

6.2.9 Full-Vehicle Assembly

Výsledný softwarový model tříkolového naklápněného vozidla vznikne spojením všech potřebných subsystémů. Jednotlivé subsystémy si vzájemně pomocí definovaných komunikátorů přenášejí mezi sebou potřebné informace. Důležitým subsystémem potřebným pro všechny jízdní simulace je *mcy_virider_testrig*, načítaný společně s ostatními subsystémy vozidla, jehož *Major Role* je *analysis*. Tento subsystém přináší do modelu vozidla potřebné rozhraní pro software MSC.Adams/VI-Motorcycle do kontrolního systému a do modelu trati.



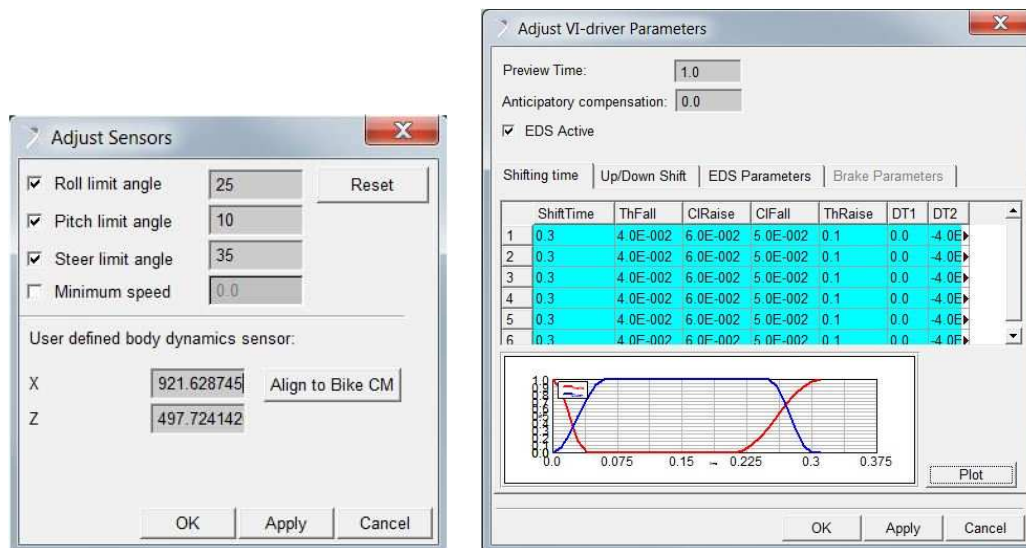
Obr. 6-15: Pohledy na softwarový model vozidla vytvořený v MSC.Adams/VI-Motorcycle

Subsystem Category	Subsystem Name	Template Name	Major Role	Minor Role
Front Susp	suspension_front	._suspension_front	suspension	front
Rear Susp	suspension_rear	._suspension_rear	suspension	rear
Rider	rider	._rider	rider	any
Front Wheel	front_wheel	._front_tire	wheel	front
Rear Wheel	rear_wheel	._rear_tire	wheel	rear
Body	body	._body	body	any
Powertrain	powertrain	._powertrain	powertrain	any
Brake	brake_system	._brake_system	brake_system	any
Other	body_graphic	._frame_graphics	body_graphics	any
Other	driveline_chain	._driveline_chain	driveline	rear
Vehicle Test Rig	mcy_virider_testrig	._mcy_virider_testrig	analysis	-

Tab. 6-1: Seznam všech subsystémů načtených v Full-Vehicle Assembly

Většina senzorů sledující dynamiku vozidla je umístěna do těžiště tříkolového naklápěného vozidla.

Nastavení chování *driveru*, řídicího vozidla během simulace, je prováděno v záložce *VI-driver Parameters*. Pomocí *Preview Time* je možné určit reakční odezvu řidiče na vzniklý podnět naskytnutý během analýzy. Lze tak nastavit chování opravdového řidiče a vyzkoušet například jak bude vozidlo reagovat na zbrklého řidiče.



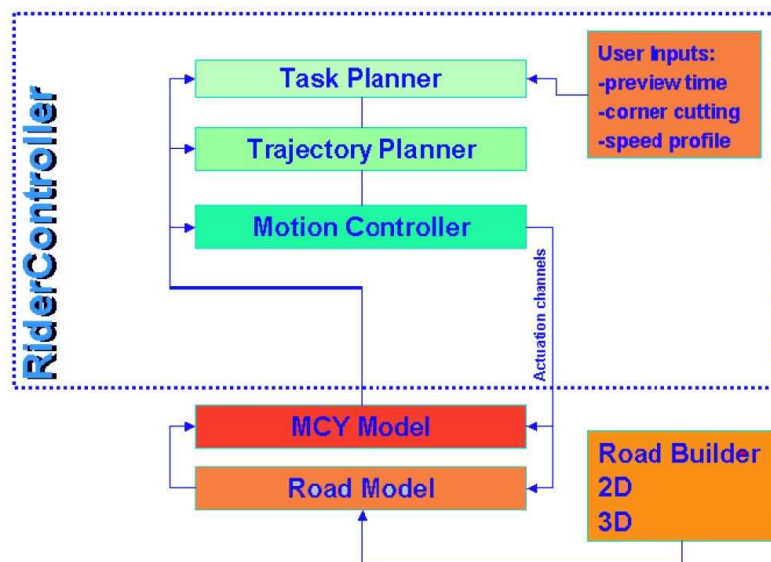
Obr. 6-17: Sensors, VI-driver Parameters

Vozidlo je v základním funkčním stavu, připravené k ladění a modifikaci svých částí. Lineární charakteristiky odpružení mohou být snadno změněny na požadovanou testovanou charakteristiku. Všechny rozměry i přiřazené vlastnosti jednotlivých částí mohou být také snadno modifikovány v prostředí MSC.Adams/VI-Motorcycle.

Softwarový model tříkolového naklápěného vozidla má pět vstupních silových akcí. První je točivý moment působící na mechanismus řízení v *steering_jont*. Druhý silový vstup je trakční síla od motoru na zadní kolo. Třetí silové působení je na mechanismus naklápění na díl ve tvaru písmena U ve vazbě *balance_center*. Posledními dvěma vstupy je brzdový moment na přední a zadní kola vozidla.

6.3 Simulace jízdy

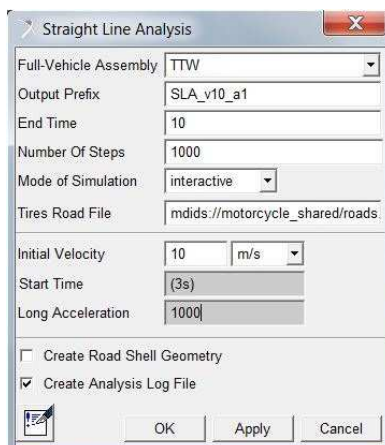
Vozidlo je během simulace řízeno pomocí Rideru, pokročilého prvku pluginu VI-Motorcycle, popsaného na obrázku Obr. 6-18. Na začátku simulace vstupují do bloku *Task Planner* informace o zadaném manévru, modelu vozidla, data vozovky a data popisující řidiče. Potom je v bloku *Trajectory Planner* podle zadané cesty a rychlostního profilu vypočítána trajektorie jízdy. Nakonec je určována detailní poloha modelu na předpočítané trajektorii a stanovován zásah řidiče do jízdy. Rider ovlivňuje zatáčení, plynový pedál a brzdy. [31]



Obr. 6-18: Struktura Rideru [31]

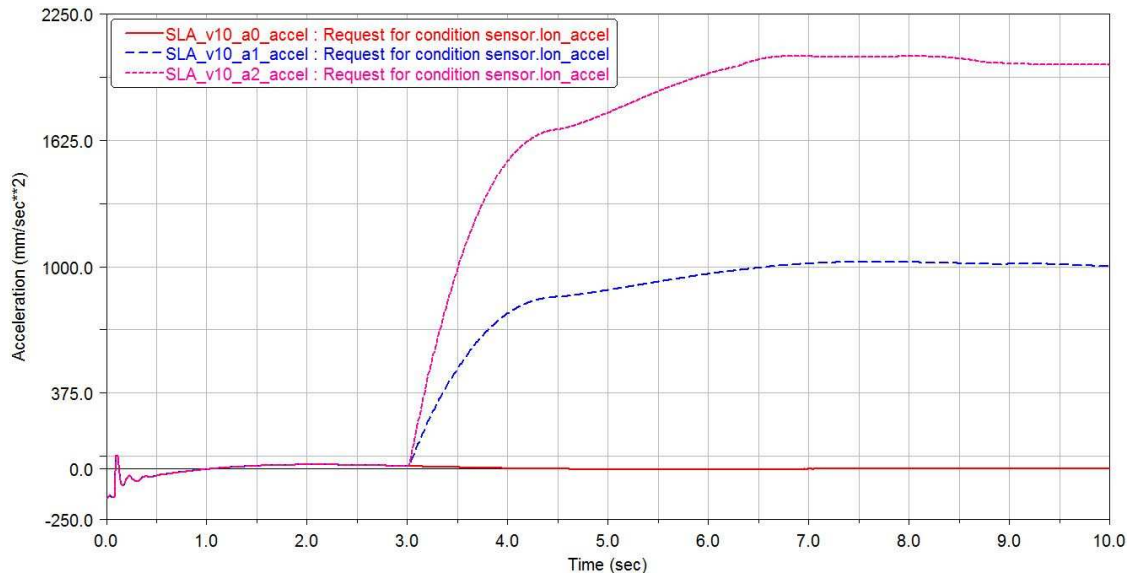
6.3.1 Simulace přímé jízdy

Na simulaci přímé jízdy vozidla lze odhalit mnoho věcí spojených s geometrií vozidla. Jedná se často o první provedenou analýzu, na které sledujeme, jak vozidlo dokáže udržet přímý směr. Definovanými parametry jsou celkový čas simulace, počet kroků, profil vozovky, počáteční rychlost a zrychlení vozidla po dosažení požadovaného času.

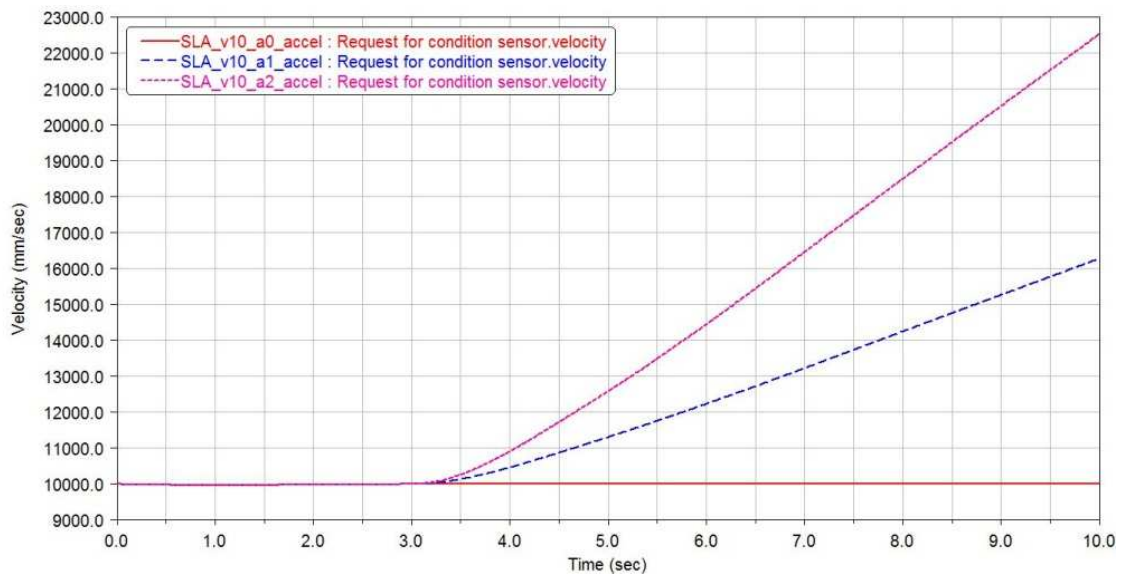


Obr. 6-19: Ukázka nastavení Straight Line Analysis

Model naklápěného tříkolového vozidla byl nejprve podroben třem analýzám přímé jízdy. Všechny simulace představovali 10 sekund jízdy vozidla určené 1000 kroky. Jízda probíhala po rovné vozovce. Počáteční rychlost byla vždy 10 m/s. Po ustálení pohybu (po 3 sekundách) bylo vozidlu nastaveno zrychlení 0, 1 a nakonec 2 m/s². Ukázka definování druhé analýzy je znázorněna na obrázku Obr. 6-19.

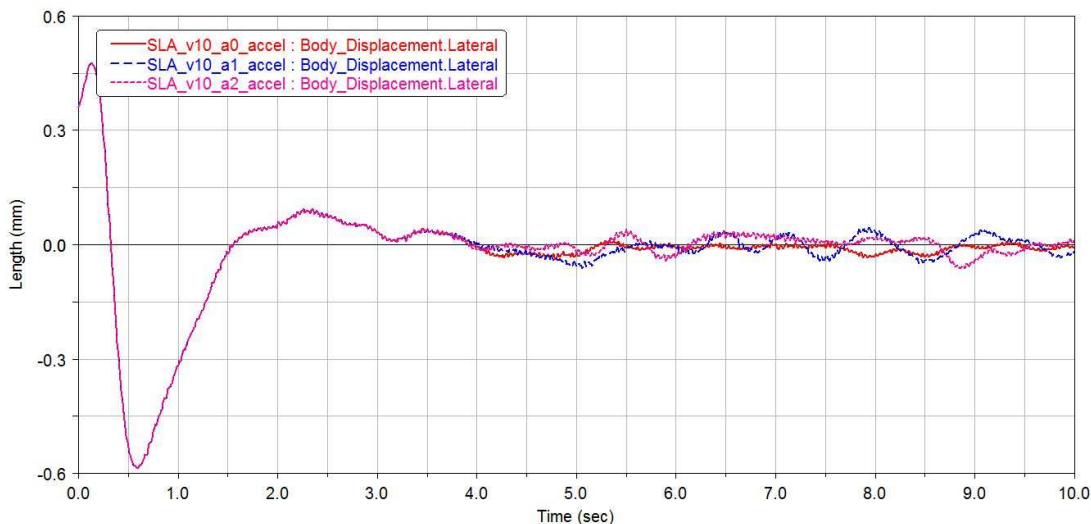


Obr. 6-20: Průběh podélného zrychlení vozidla

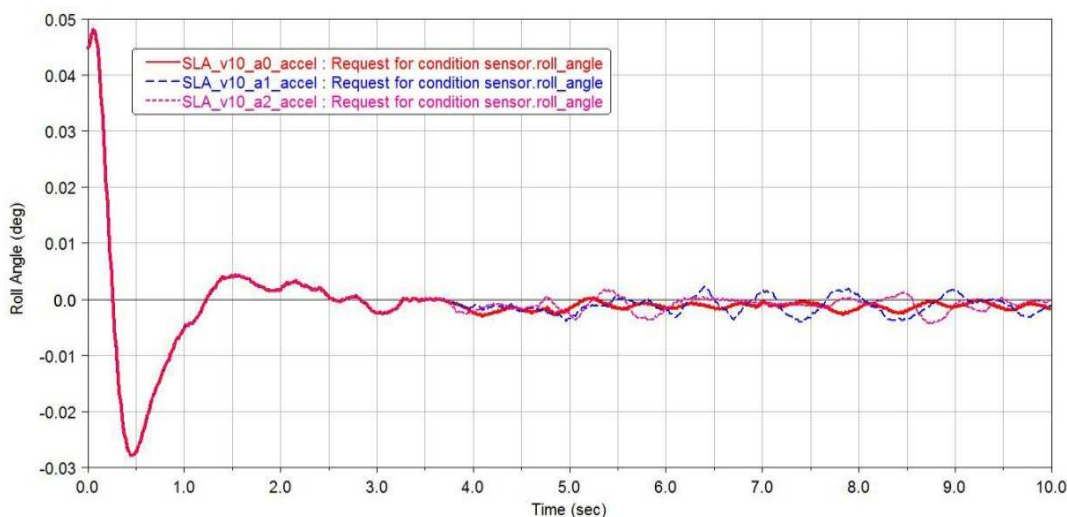


Obr. 6-21: Průběh podélné rychlosti jízdy vozidla

Na obrázcích Obr. 6-20 a Obr. 6-21 je vidět průběh podélného zrychlení, respektive rychlosti vozidla. Rychlost vozidla odpovídá požadovanému profilu u všech tří simulací. Na průběhu podélného zrychlení je vidět v první sekundě rozkmit způsobený zásahem *Rideru* do ovládání motoru pro dosažení požadované počáteční rychlosti. Ve třetí sekundě simulace má vozidlo začít zrychlovat zrychlením 0, 1 a 2 m/s². *Rider* se snaží podle možnosti pohonné jednotky těchto zrychlení v co nejkratším čase dosáhnout.



Obr. 6-22: Příčný pohyb vozidla



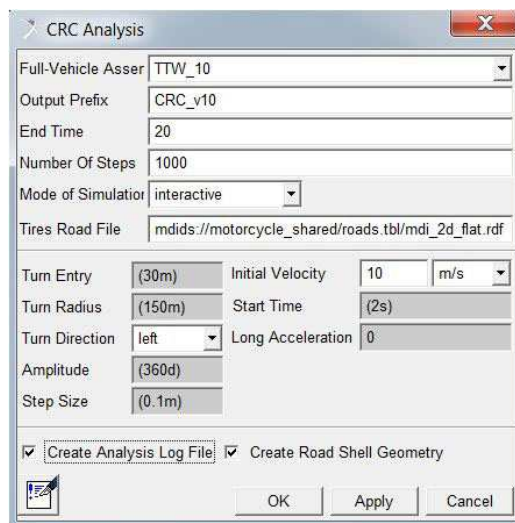
Obr. 6-23: Úhel naklonění vozidla

V prvních sekundách simulace *Rider* zásahem do řízení vozidla prověří odezvu vozidla a poté stabilizuje vozidlo v požadované trajektorii. Chování vozidla v počáteční fázi bylo konzultováno s technickou podporou výrobce softwaru, která potvrdila jeho korektní průběh. Simulace přímé jízdy ověřila vyvinutý softwarový model tříkolového naklápěného vozidla z pohledu funkčnosti a komunikace s *Riderem*.

6.3.2 Průjezd zatáčkou o konstantním poloměru

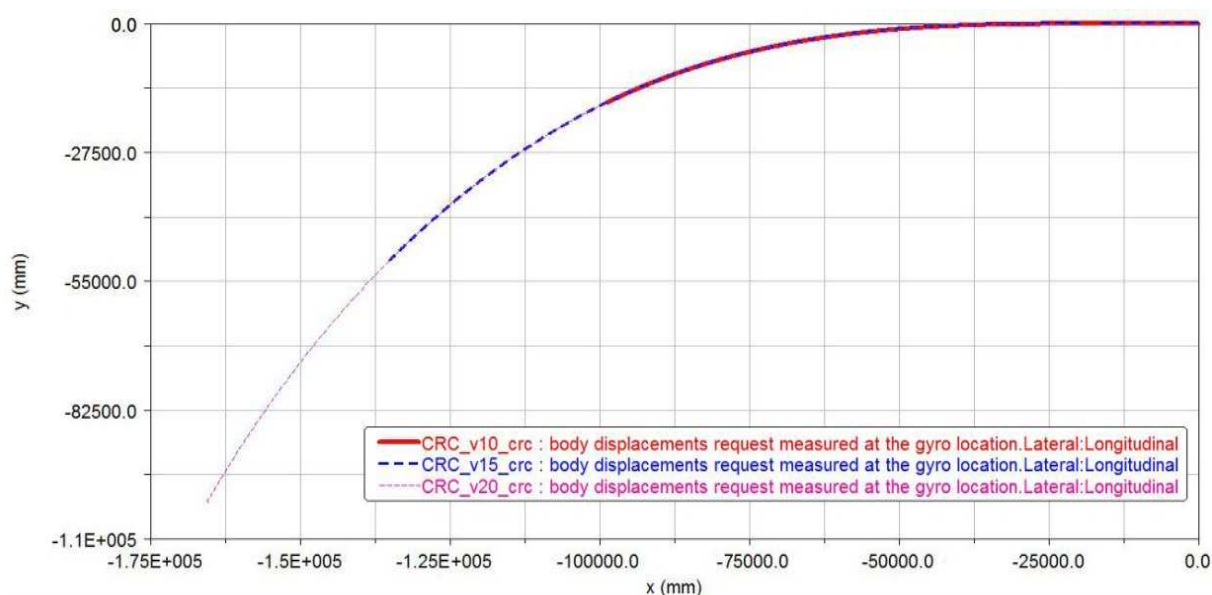
Na simulaci průjezdu zatáčkou o konstantním poloměru lze prověřit řízení vozidla a možnosti jeho naklápění během působení bočního zrychlení. Požadovaná trajektorie je definována

pomocí rozhraní *CRC Analysis*, kde je mimo jiné určen počátek oblouku, směr a rádius požadované zatáčky. Nastavení jedné z provedených analýz je vidět na obrázku Obr. 6-24.

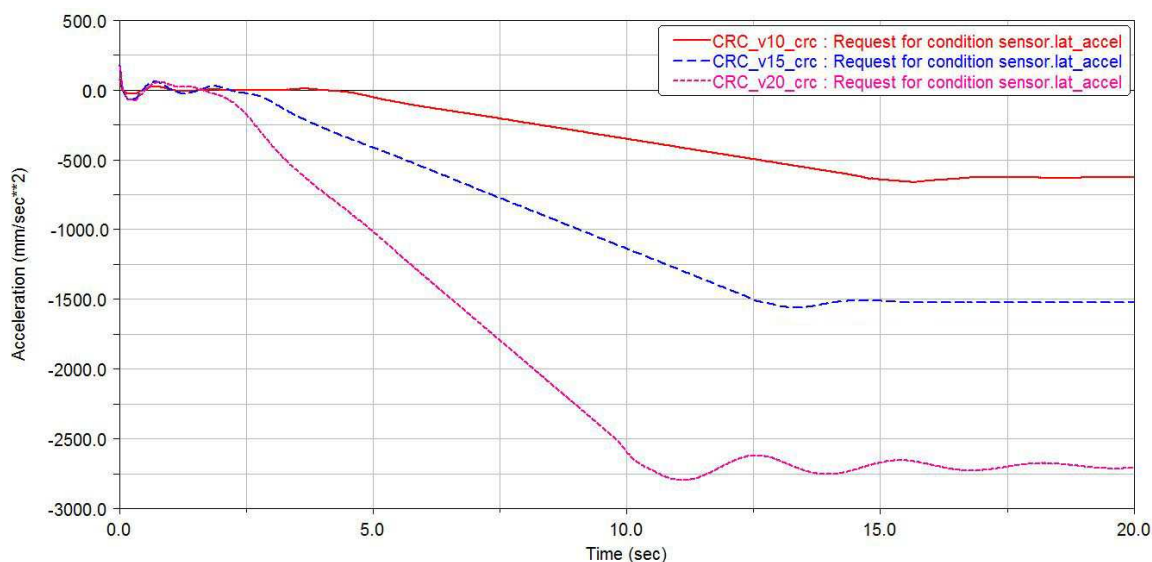


Obr. 6-24: Ukázka nastavení Constant Radius Cornering Analysis

Vyvinutý model tříkolového naklápěného vozidla byl dále otestován třemi analýzami *Constant Radius Cornering*. Vozidlo vždy jelo po rovné vozovce 30 m přímo a poté začalo zatáčet doleva obloukem o poloměru 150 m. Všechny simulace zahrnuly 20 sekund jízdy popsané 1000 kroky. Rychlost jízdy byla konstantní 10, 15 a 20 m/s s nulovým podélným zrychlením.

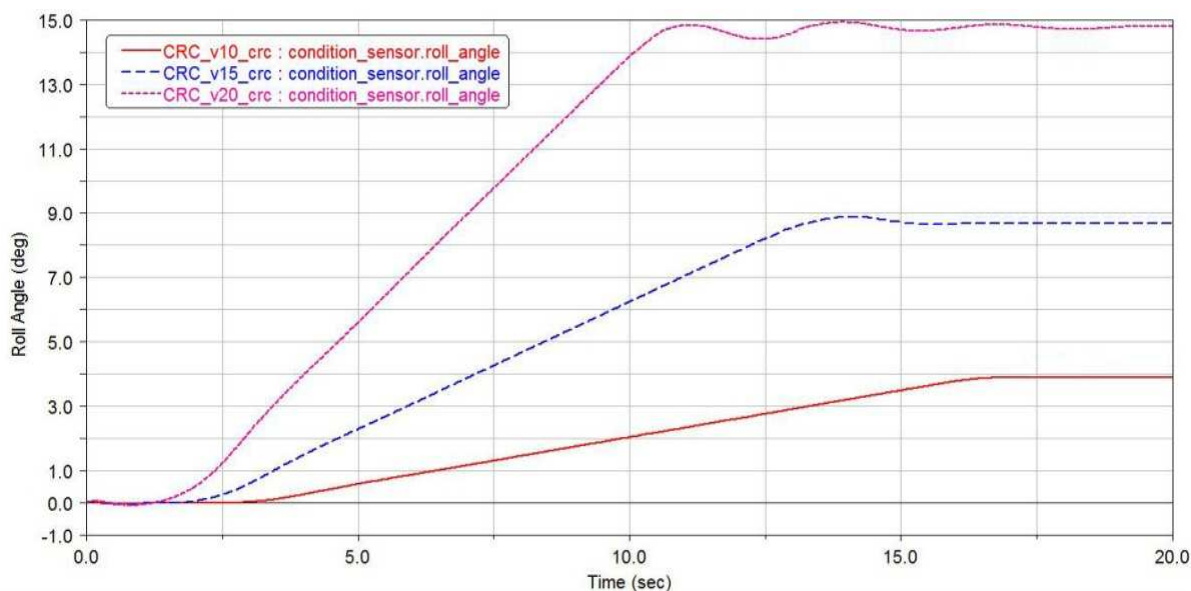


Obr. 6-25: Trajektorie jízdy

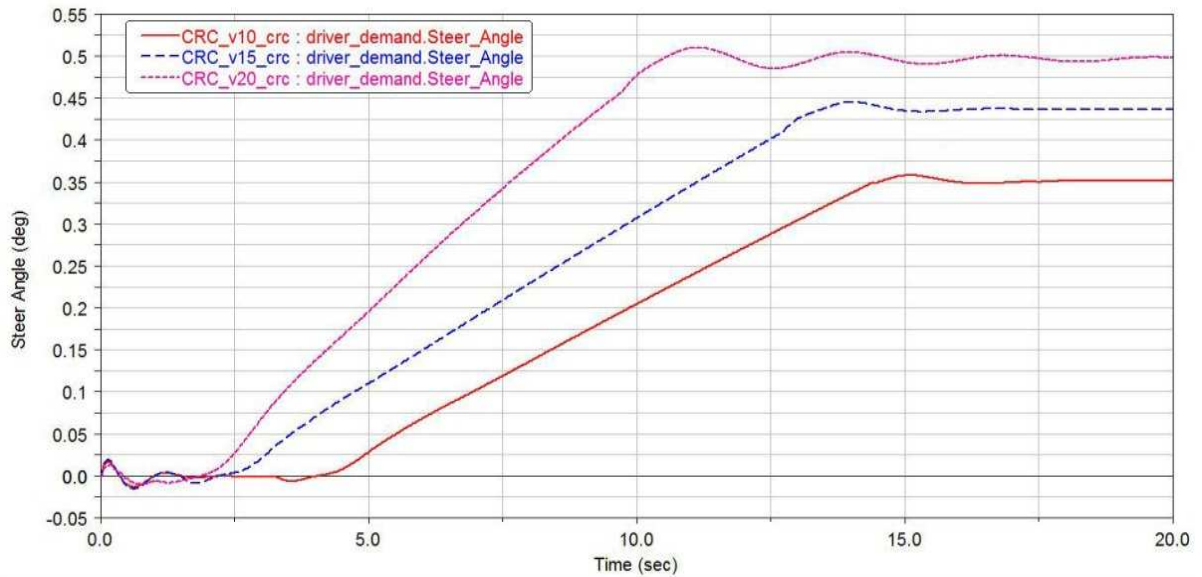


Obr. 6-26: Velikost bočního zrychlení působící na vozidlo

Na obrázku Obr. 6-25 je znázorněná trajektorie jízdy vozidla během tří provedených simulací. Vozidlo vždy jede rozdílnou rychlostí, proto i ujetá dráha za 20 sekund jízdy je rozdílná. Je patrné, že *Rider* pomocí zásahů do řízení dokonale drží požadovanou trajektorii. Obrázek Obr. 6-26 vykresluje velikost bočního zrychlení působícího na vozidlo během simulace. Největší zrychlení je správně naměřeno při jízdě rychlostí 20 m/s. Vozidlo vjede od oblouku v různém čase způsobeném rozdílnou dobou ujetí počáteční přímé dráhy 30 metrů, a proto je i působení bočního zrychlení časově posunuto.

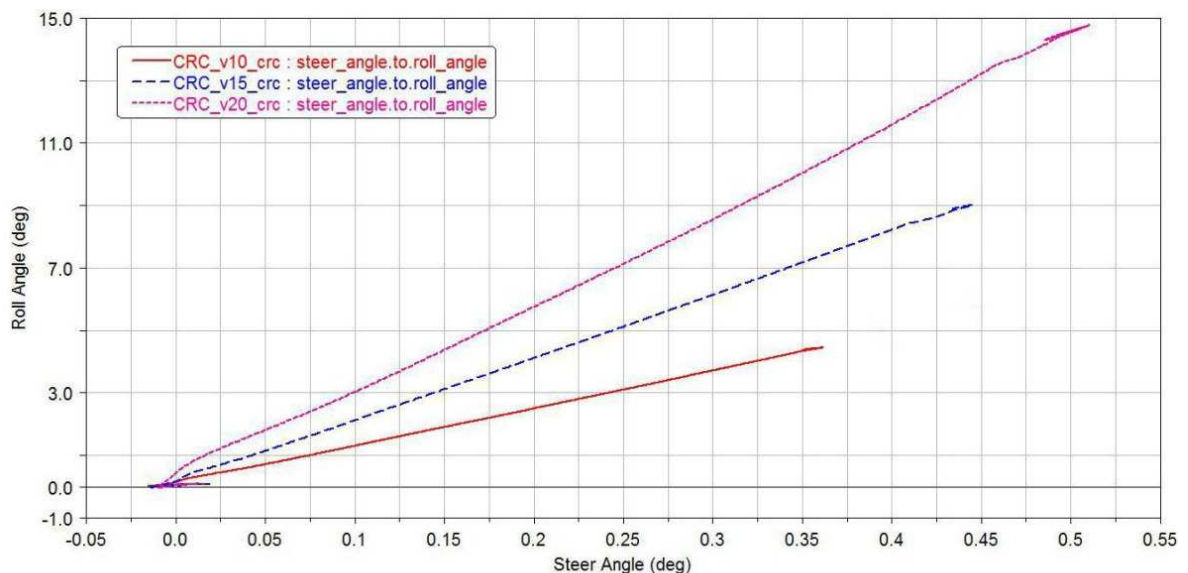


Obr. 6-27: Úhel naklopení vozidla

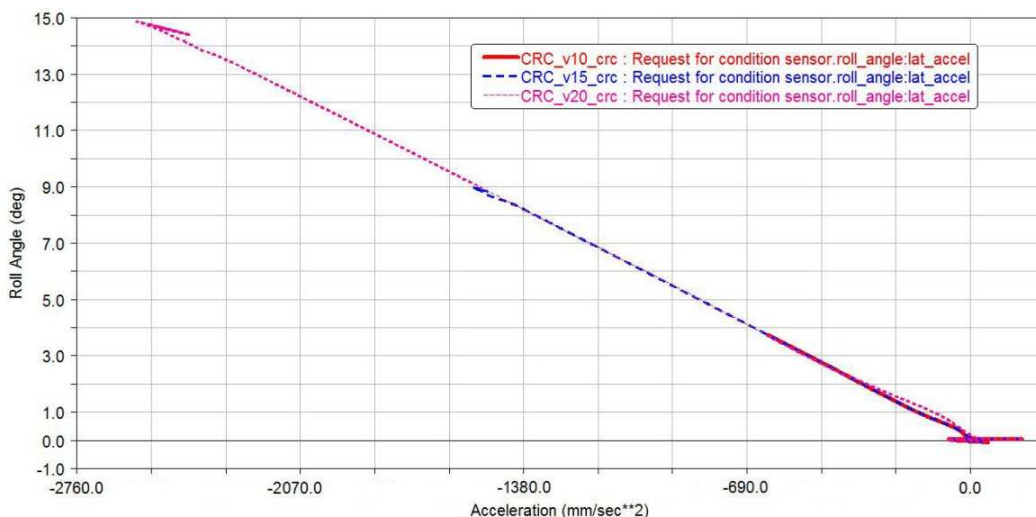


Obr. 6-28: Střední úhel natočení předních kol

Na obrázku Obr. 6-27 jsou vykresleny průběh úhlu naklopení vozidla v závislosti na čase. Při rychlosti jízdy 20 m/s je vozidlo v oblouku o poloměru 300 m k vyrovnání odstředivé a gravitační síly naklopeno o úhel $14,5^\circ$. Obrázek Obr. 6-28 zobrazuje závislost natočení předních kol na čase. Vozidlo se v těchto rychlostech chová jako motocykl. Požadovanou trajektorii dosáhne minimálním natočením předních kol díky naklopení vozidla. Při rychlosti 20 m/s natočí *Rider* přední kola o střední úhel, který je pouhých $0,5^\circ$.



Obr. 6-29: Závislost úhlu naklopení vozidla na středním úhlu natočení předních kol

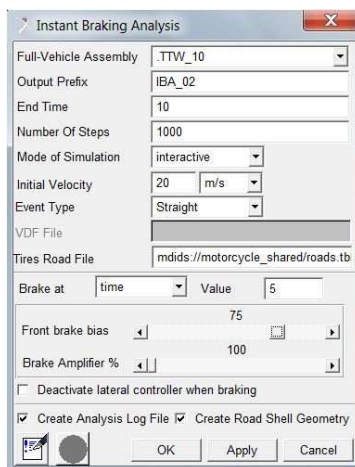


Obr. 6-30: Závislost naklopení vozidla na bočním zrychlení

Průběhy naklopení vozidla v závislosti na středním úhlu natočení předních kol (Obr. 6-29), respektive na bočním zrychlení (Obr. 6-30), dokládají lineární vztah těchto hodnot. Naklopení i natočení předních kol je závislé na rychlosti vozidla. Naklopení vozidla přímo odpovídá bočnímu zrychlení.

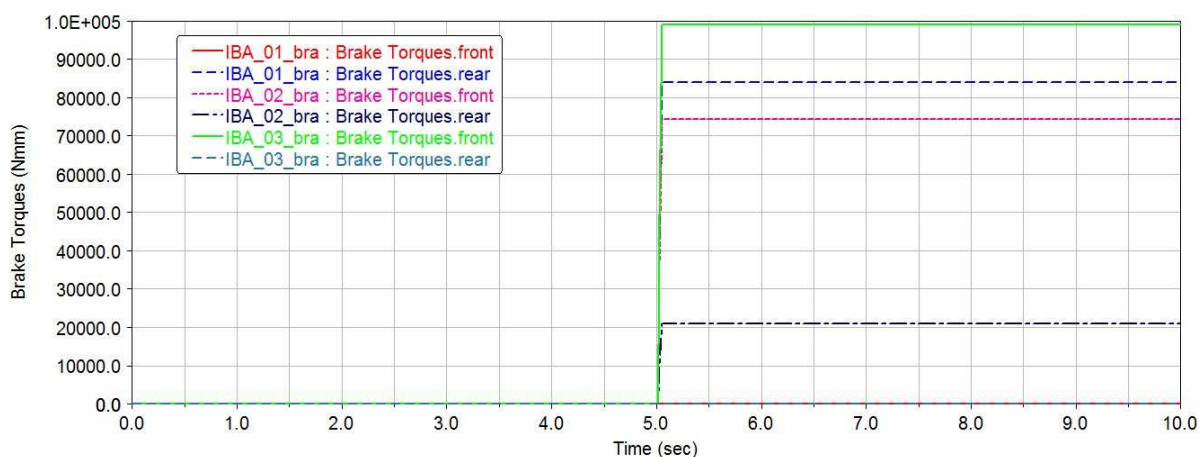
6.3.3 Náhlé brzdění

Během *Instant Braking Analysis* se vozidlo pohybuje po specifikované trajektorii, dokud není splněna podmínka pro aktivaci brzdného systému. Brzdný účinek se okamžitě projeví na vozidle díky *braking torque* aplikovanému přímo na osu kol. Podmínkou pro aktivaci může být čas od začátku simulace, nebo ujetá vzdálenost. Vyvinutému softwarovému modelu vozidla je takto prověřena funkčnost brzdného systému a jeho chování během náhlého brzdění.



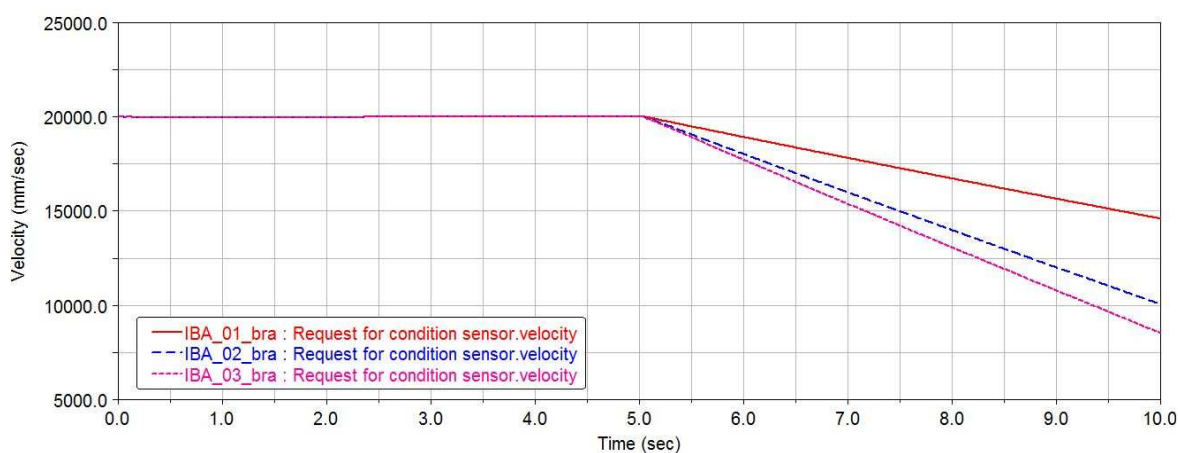
Obr. 6-31: Nastavení Instant Braking Analysis

Ve třech provedených simulacích *Instant Braking Analysis* byl softwarovému modelu naklápěného vozidla v čase 5 sekund od počátku simulace aktivován brzdný systém. Vozidlo se vždy pohybovalo po rovné přímé dráze rychlostí 20 m/s. Měnil se pouze poměr zapojení předních a zadních brzd. Při simulaci *IBA_01_bra* brzdilo vozidlo pouze zadním kolem. Při *IBA_02_bra* byl brzdný účinek rozložen 75% na přední a 25% na zadní kola (Obr. 6-31). Během poslední simulace *IBA_03_bra* byl aplikován maximální brzdný účinek pouze na přední kola.

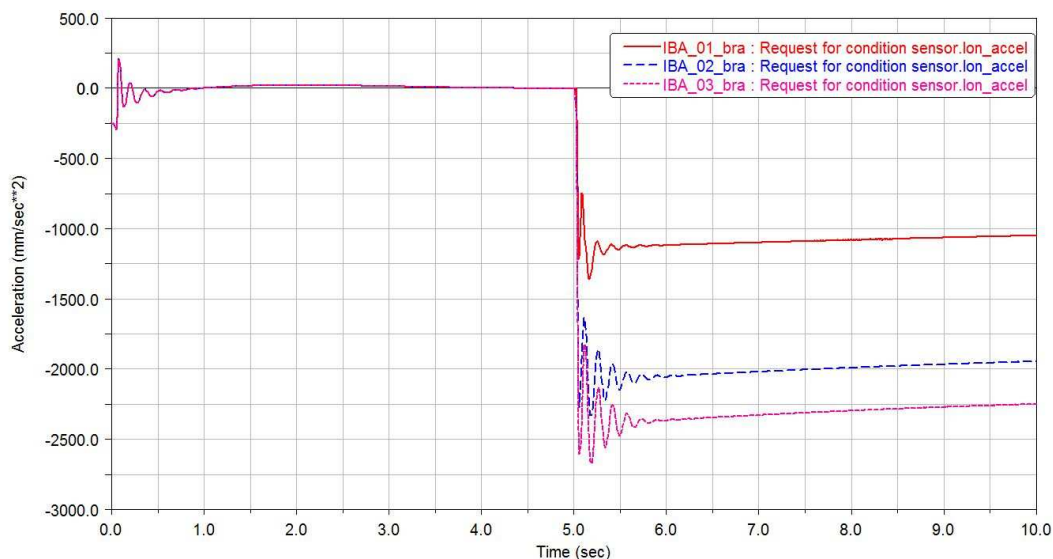


Obr. 6-32: Velikost a rozložení brzdného momentu

Velikost brzdného momentu během jednotlivých analýz je znázorněna na obrázku Obr. 6-32. Pro každou simulaci jsou vykresleny průběhy brzdného momentu pro přední a pro zadní kola. Tlak brzdné kapaliny a tedy i brzdná síla jsou tak podle nastavených požadavků rozděleny mezi přední a zadní kola.



Obr. 6-33: Rychlost jízdy vozidla

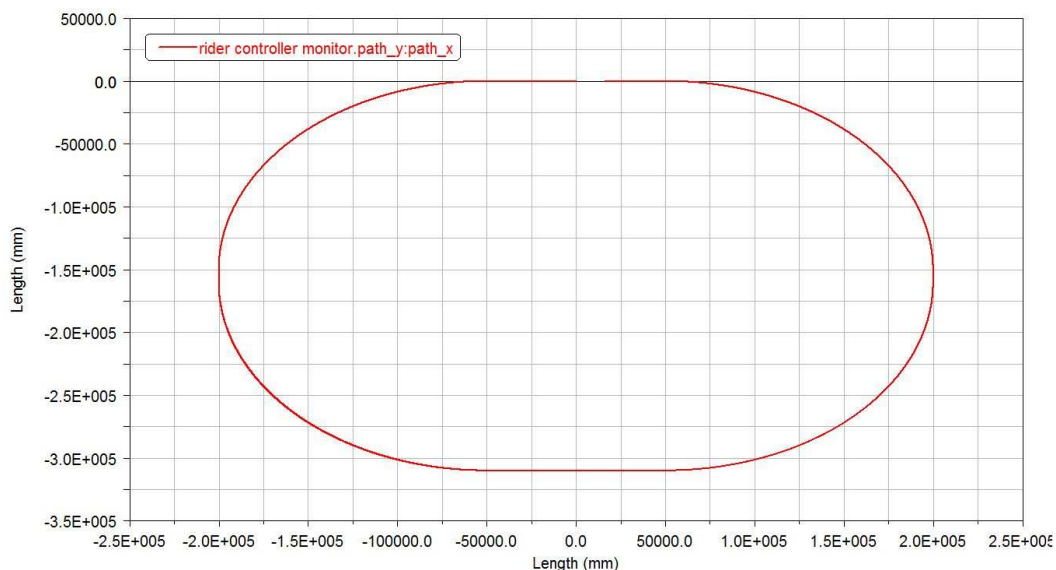


Obr. 6-34: Průběh podélného zpomalení vozidla

Vozidlo se při všech provedených analýzách chová stabilně a *Rider* dokáže udržet požadovanou trajektorii jízdy. Nejmenší zpomalení nastalo v simulaci *IBA_01_bra*, kdy bylo vozidlo brzděno pouze zadním kolem. Největšího zpomalení bylo dosaženo v simulaci *IBA_03_bra*, kde byl veškerý brzdný účinek směřován pouze na přední kola.

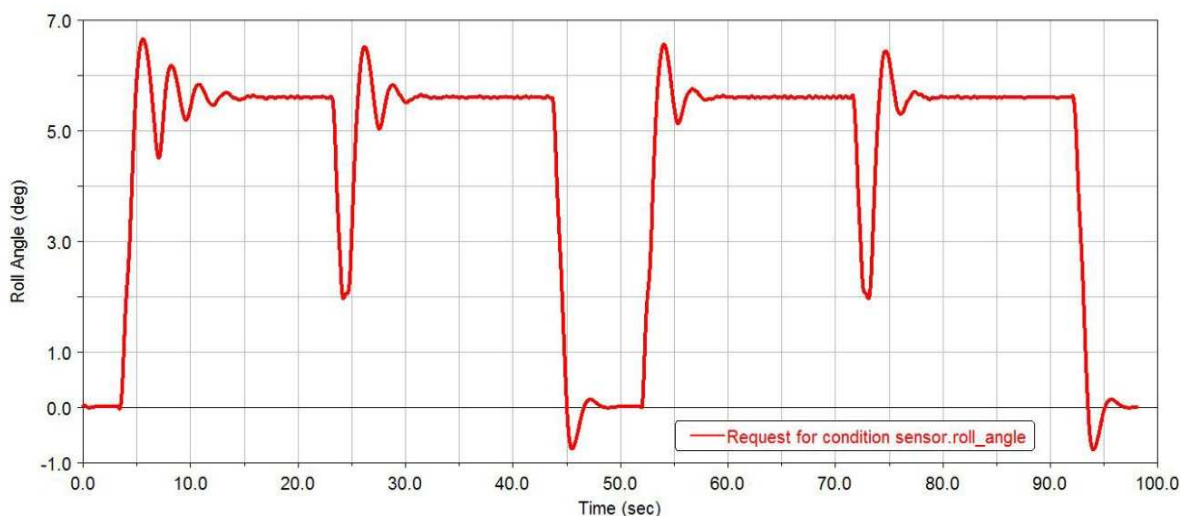
6.3.4 Jízda po ovále

Pro další simulaci jízdy vyvinutého softwarového modelu tříkolového naklápěného vozidla byla připravena trať ve tvaru závodního oválu. Ovál se skládá ze dvou 100 m dlouhých a dvou 10 m dlouhých rovinek spojených čtyřmi čtvrtkružnicemi s radiusem 150 m. Lepší představu o dráze lze získat z trajektorie jízdy vykreslené na obrázku Obr. 6-35. Trať je plochá, bez klopení a s nulovým stoupáním. Vozidlo startuje v polovině jedné z dlouhých rovinek a jede proti směru hodinových ručiček. Rychlost jízdy je konstantní 12 m/s.



Obr. 6-35: Trajektorie jízdy

Vozidlo projede celý ovál za 98 s. Při přechodu ze zakřivené části na přímou část trati vzniká při naklápění rozkmit způsobený snahou *Rideru* držet co nejpřesněji požadovanou trajektorii natáčením řídicích. Průběh úhlu naklonění s patrným rozkmitem je vidět na obrázku Obr. 6-36.



Obr. 6-36: Úhel naklonění vozidla

6.3.5 Jízda obecnou tratí

Chování softwarového modelu tříkolového naklápěného vozidla bylo na závěr otestováno na obecné trati. Trať je složena ze dvou levých, jedné pravé zatáčky a dvou přímých úseků. Přechody mezi jednotlivými úseky jsou plynulé. Celá trať měří 400 m. Vozidlo tuto trať projede rychlostí 10 m/s. Trať je popsána v tabulce Tab. 6-2 pomocí zakřivení trajektorie

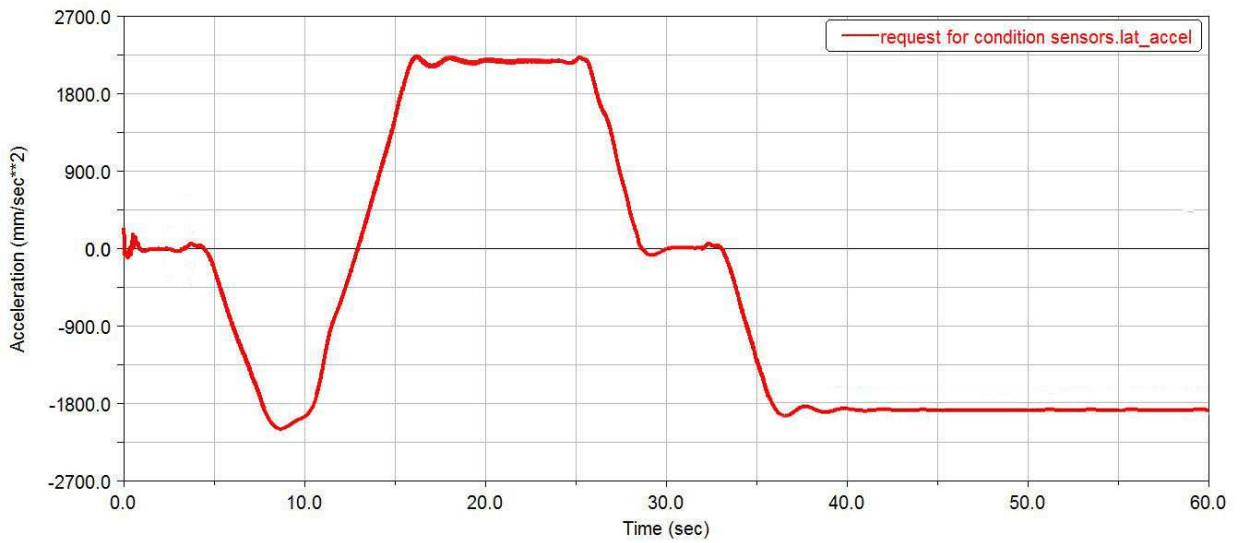
vztažené ke vzdálenosti od počátku jízdy. Skutečná trajektorie jízdy vozidla po definované trati je zobrazena na obrázku Obr. 6-37.

s [m]	0	30	55	70	90	110	180	200	230	250	400
curvature [1/m]	0	0	0,012	0,012	0	-0,013	-0,013	0	0	0,011	0,011

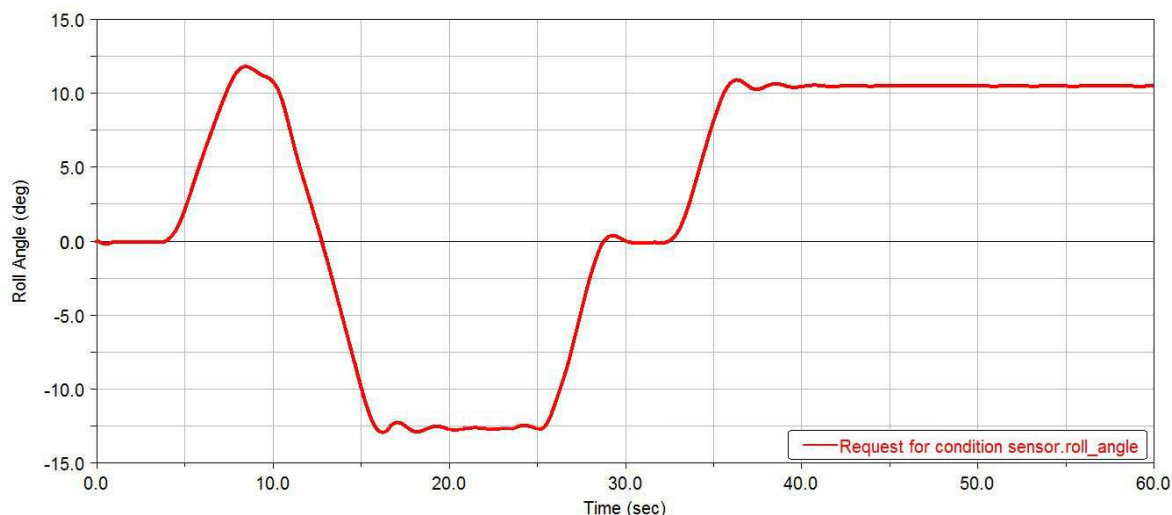
Tab. 6-2: Popis trati



Obr. 6-37: Trajektorie jízdy

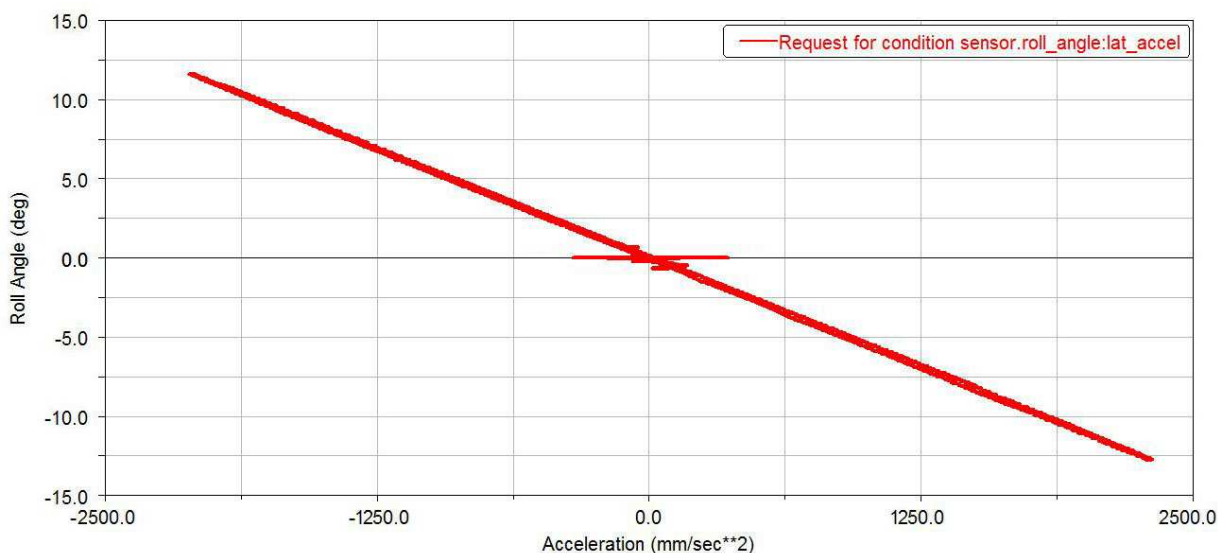


Obr. 6-38: Velikost bočního zrychlení



Obr. 6-39: Úhel naklopení vozidla

Během jízdy definovanou tratí působí na vozidlo boční zrychlení, jehož průběh je vyobrazen na obrázku Obr. 6-38. Pozvolnější změny bočního zrychlení jsou způsobeny nastavenými přechody mezi jednotlivými úseky. Díky naklopení vozidla působí výslednice boční síly způsobené bočním zrychlením a gravitační síly stále v ose vozidla. Průběh naklopení vozidla během jízdy ukazuje obrázek Obr. 6-39. I zde jsou patrné pozvolnější přechody mezi jednotlivými úseky tratě. Svázanost bočního zrychlení s řízením naklápění vozidla je patrná na obrázku Obr. 6-40.



Obr. 6-40: Závislost naklopení vozidla na bočním zrychlení

7 Řízení naklápění tříkolového vozidla

Řidič úzkého naklápěného vozidla musí vozidlo v zatáčkách správně naklápět a kompenzovat tak klopný moment, vznikající od odstředivé síly vyvolané bočním zrychlením. Naklápěné vozidlo lze připodobnit k obrácenému vahadlu. Jeho naklápění musí zajišťovat stabilitu. Volné naklápění využívané u jednostopých vozidel a u jednoduchých naklápěných tříkolových vozidel však vyžaduje řidičovy zkušenosti a jeho cit pro vybalancování odstředivé síly. Řidič musí neustále kontrolovat naklápění a správně řešit případné krizové situace. Problém většinou nastává při malých rychlostech, nebo při zastavení vozidla, kdy je velice obtížné udržet rovnováhu. Je-li to možné, obsahují systémy naklápění dodatečnou brzdou, kterou se nechá naklopení aretovat.

Aktivní systémy naklápění asistují řidiči a přináší snazší a korektnější balancování vozidla. V porovnání s volným naklápěním se jedná o komplexní, složitější systémy, na které je kladeno mnoho požadavků. Usnadňují však jízdu a ovladatelnost vozidla. Odstraňují také všechny nevýhody volného naklápění.

Základní požadavky na aktivní systém naklápění:

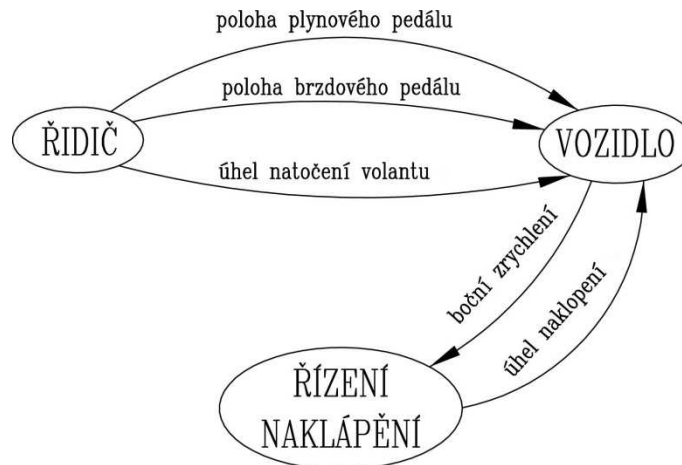
- Udržovat vozidlo v rovnováze během přímé jízdy
- Naklápět vozidlo v zatáčce
- Aretovat naklápění během stání
- Zamezovat akceleracím od řidiče
- Vyrovnávat případné nevyvážení vozidla
- Stále hlídat stabilitu

Pro automatické aktivní naklápění úzkého vozidla je nejčastěji využíváno dvou základních přístupů popsaných Hibbardem a Kornoppem v roce 1993 [34]. Direct Tilt Control (DTC) neboli přímé řízení naklápění a Steering Tilt Control (STC) řízení naklápění vázané na natočení volantu. [35] [36] [37]

7.1 Direct Tilt Control

Strategie řízení DTC je založená na přímém měření bočního zrychlení a pomocí aktuátoru pro naklápění je vozidlo nezávisle naklápěno podle dynamiky vozidla. To dovoluje řídit neustále polohu vozidla, dokonce během přímé jízdy po nerovné vozovce a výrazně se tak zvyšuje komfort jízdy. Potřebné naklopení je počítáno z bočního zrychlení vozidla. Zásah systému naklápění přichází tedy se zpožděním. Při velkých rychlostech, kdy je třeba co nejrychlejší odezva naklápění souběžná s řízením, je tato strategie nevhodná. Naopak při malých rychlostech je díky přesnosti tato strategie výhodná.

Obrázek Obr. 7-1 znázorňuje mapu směřování jednotlivých informací mezi řidičem, vozidlem a řídicí jednotkou naklápění. Je zde patrné, že u této strategie naklápění je potřebný úhel naklopení θ určován ze stavu vozidla z bočního zrychlení a_{lat} .



Obr. 7-1: Direct Tilt Control

Zhodnocení:

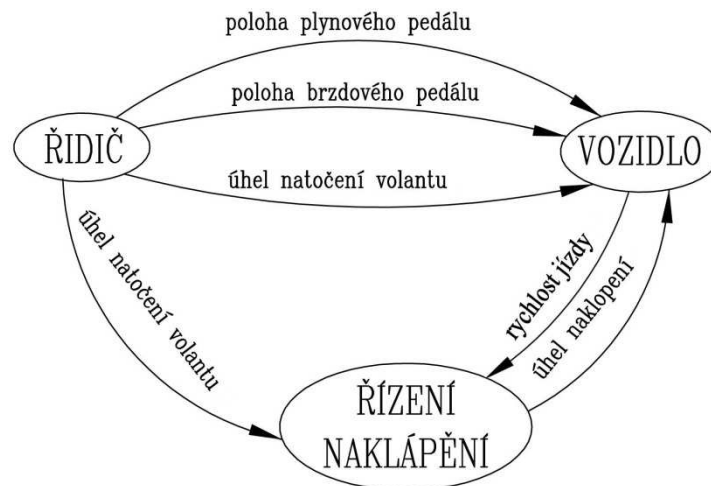
- + Naklápění a řízení je oddělené
- + Přesnost při malých rychlostech
- + Vyrovnává naklopení vozidla i během přímé jízdy
- + Snadné měření zrychlení
- Pomalejší odezva než u STC
- Vyhodnocování až ze stavu vozidla, nemožnost predikce

Požadovaný úhel naklopení θ_{des} je určen ze vztahu pro tíhové g a boční zrychlení a_{lat} :

$$\theta_{des} = \tan^{-1} \left(\frac{a_{lat}}{g} \right) \quad (7.1)$$

7.2 Steering Tilt Control

Strategie řízení STC je založena na předpokladu vzniku odstředivé síly během zatáčení a vozidlo je tedy naklápěno v každé projížděné zatáčce podle středního úhlu natočení předních kol δ , vycházejícího z natočení řídítek, a aktuální rychlosti jízdy v . STC přináší rychlou odezvu avšak na úkor přesného naklápění [37]. Vozidlo je naklápěno současně s natáčením kol, což přináší jistou míru predikce vzniku bočního zrychlení a potřeby naklápění vozidla. Včasný zásah systému naklápění tak výrazně snižuje požadavky na točivý moment aktuátoru naklápění, díky minimalizaci klopného momentu. Rychlá odezva systému snižující klopný moment je důležitá především při vysokých jízdních rychlostech.



Obr. 7-2: Steering Tilt Control

Zhodnocení:

- + Včasná odezva s jistou mírou predikce
- + Okamžité vyrovnaní boční síly během rychlé jízdy
- + Snadné měření natočení řídítek
- Vazba naklápění na řízení
- Jeden výstup (natočení volantu) pro dvě činnosti (zatáčení, naklápění)

Požadovaný úhel naklápění θ_{des} plyne ze vztahů:

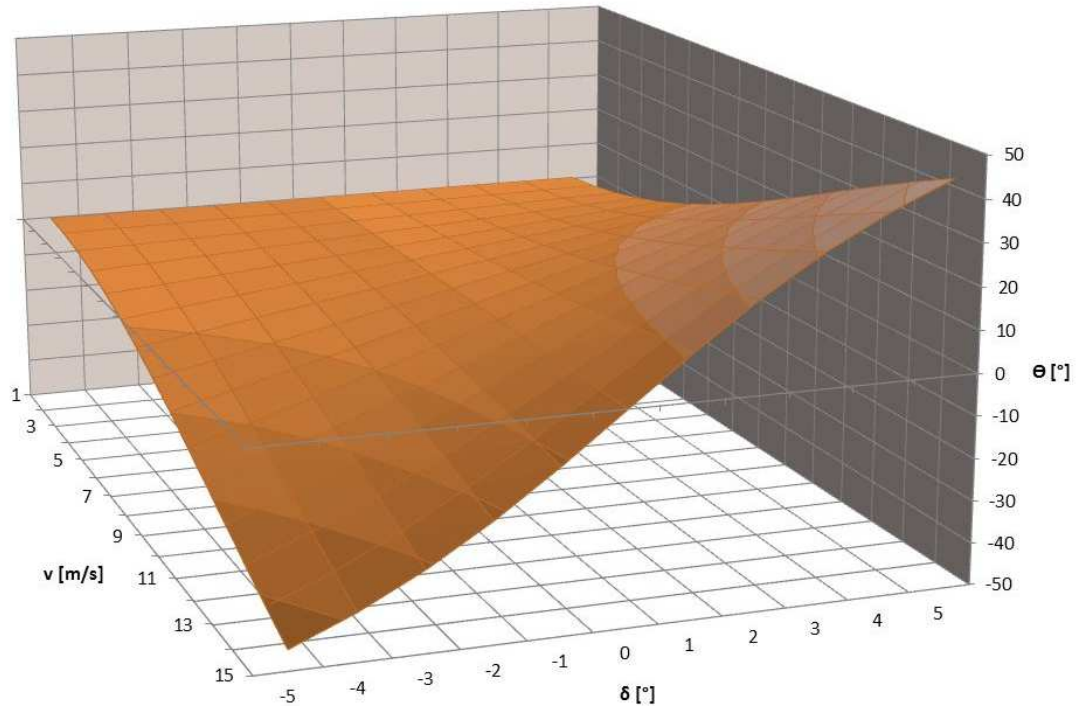
$$\theta_{des} = \tan^{-1} \left(\frac{v^2}{R \cdot g} \right) \quad (7.2)$$

$$\tan \delta = \frac{L}{R} \quad (7.3)$$

↓

$$\theta_{des} = \tan^{-1} \left(\frac{v^2 \cdot \tan \delta}{L \cdot g} \right) \quad (7.4)$$

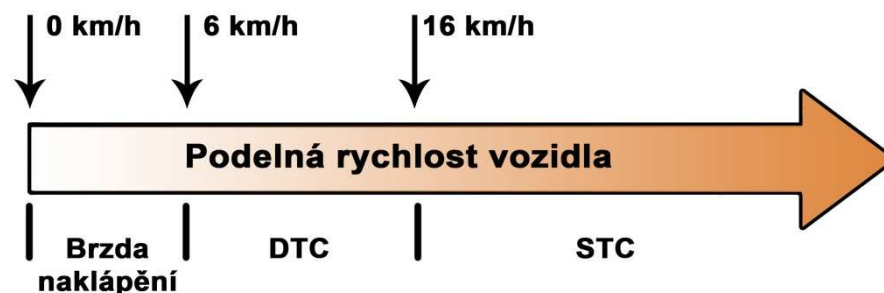
Z představených vztahů lze zobrazit mapu potřebných úhlů naklápění vozidla podle strategie STC, jak ukazuje obrázek Obr. 7-3. Mapa je počítána pro modelované vozidlo s rozvorem kol 2 m. Při malých rychlostech jízdy (1 m/s) je i u velkého středního úhlu natočení předních kol $\delta (\pm 5^\circ)$ potřeba minimálního náklonu vozu $\theta (\pm 0,26^\circ)$. Naopak při rychlosti 15 m/s je v zatáčkách se středním úhlem natočení předních kol $\pm 5^\circ$ vyžadován náklon vozidla až $\pm 45,1^\circ$.



Obr. 7-3: Mapa úhlu naklopení pro danou rychlost jízdy a natočení kol

7.3 Dual Control

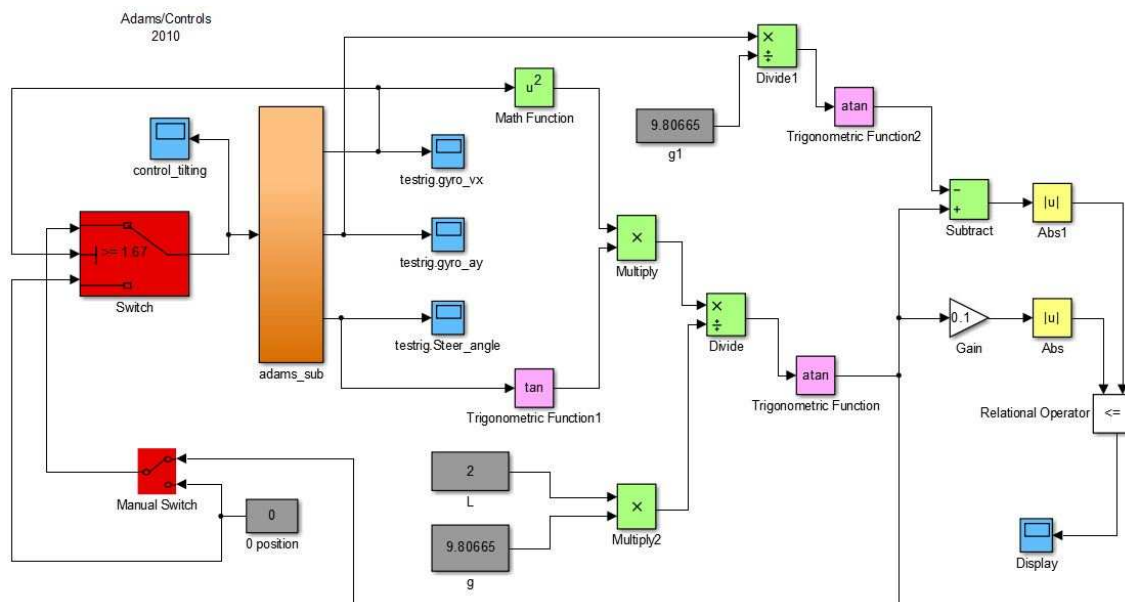
Strategie Dual Control často označovaná jako SDTC kombinuje obě představené strategie naklápění. Tato kombinace obou strategií pomáhá odstranit problém STC při malých rychlostech jízdy a problém s predikcí u DTC při velkých rychlostech jízdy. Naklápění vozu u představené strategie SDTC je při malých rychlostech jízdy do 6 km/h aretováno v nulové poloze naklopení. Optimální, experimentálně zjištěná hodnota podélné rychlosti jízdy pro přechod mezi DTC a STC je 16 km/h. [38] [39]



Obr. 7-4: Strategie SDTC

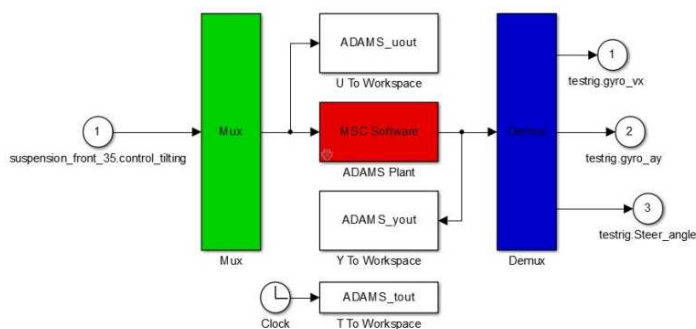
7.4 Navržené řízení naklápění

Navržená řídicí smyčka (Obr. 7-5) vychází ze strategie STC, kdy je potřebný úhel naklonění určován na základě aktuální podélné rychlosti jízdy vozidla a středního úhlu natočení předních kol. Tato strategie přináší včasné určení potřebného úhlu naklonění. Navržená řídicí smyčka je doplněna o paralelní větev, která počítá potřebný úhel naklonění na základě zjištěného příčného zrychlení vozidla. Výsledky obou větví jsou porovnány a kontrolovány zda se požadovaný úhel naklonění neliší více jak o 10%. Při rychlosti menší jak 6 km/h nebo při vypnutí systému dochází k aretaci úhlu naklonění v nulové poloze.



Obr. 7-5: Smyčka řízení naklápění

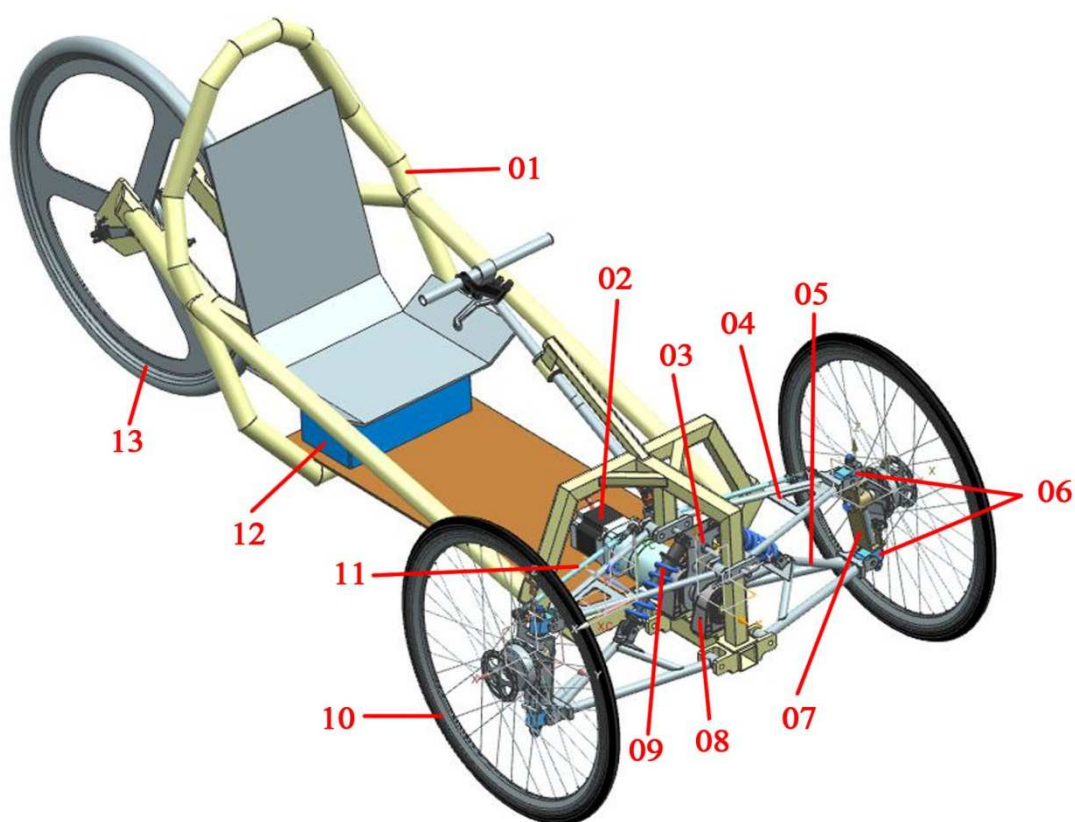
Navržená řídicí smyčka vytvořená v Matlab/Simulinku komunikuje s vyvinutým softwarovým modelem tříkolového naklápěného vozidla ve VI-Motorcycle pomocí pluginu Adams/Controls umožňující co-simulaci těchto programů. Blok Adams_sub (Obr.7-6) přináší z modelu vozidla údaje o rychlosti jízdy, bočním zrychlení a natočení předních kol. Z řídicí smyčky se pak vrací údaj o potřebném úhlu naklonění vozidla.



Obr. 7-6: Adams_sub block

8 Stavba experimentálního tříkolového naklápěného vozidla

Pro podporu výzkumu tříkolových naklápěných vozidel vzniklo během této práce skutečné experimentální vozidlo. První kompletní návrh byl vytvořen Petrem Vlasákem v diplomové práci Aktivně naklápěcí podvozek tříkolového vozidla [40]. Tento návrh měl za úkol využít existující rám dříve postaveného nenaklápěného tříkolového prototypu vozidla a vhodnými úpravami vytvořit možnost přestavby vozidla na vozidlo aktivně naklápěné. Při realizaci stavby experimentálního vozidla bylo třeba z důvodu výroby a nákupu potřebných dílů návrh Petra Vlasáka přepracovat. Konečnou podobu 3D modelu realizovaného vozidla v porovnání se skutečným vozidlem je možné vidět na obrázku Obr. 8-1. respektive na obrázku Obr. 8-2.



Obr. 8-1: Experimentální vozidlo 3D model

Experimentální vozidlo se skládá z rámu z profilů ze slitiny hliníku EN AW 6060, pozice (01), ocelových ramen horních (04) a spodních (05) vzájemně přes kameny (06) spojených pomocí těhlice (07). Přední kola vozidla (10) jsou odpružena tlumiči (09) uchycenými k páce naklápění (03). Páka naklápění je uložena v ložiskových domcích (08) a spojena s pohonem naklápění (02). Těhlice jsou táhly (11) spojeny s pákou řízení. Celý mechanismus řízení natáčí koly na základě natočení řídítek. Zadní kolo (13) obsahuje vestavěný elektromotor, společně s pohonem naklápění napájený z baterie (12).



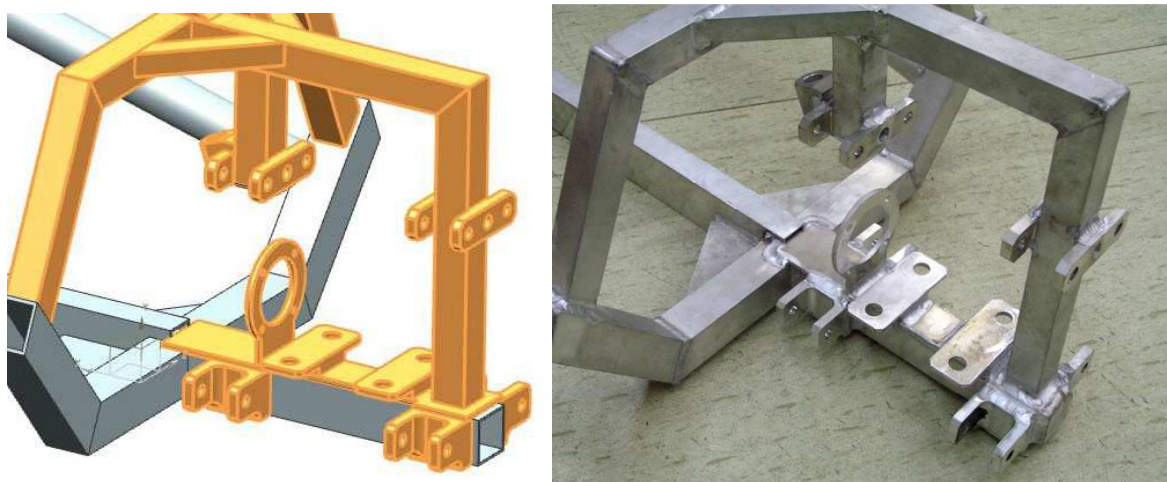
Obr. 8-2: Experimentální vozidlo

Rám vozidla

Rám vozidla pocházející z dřívě postaveného tříkolového vozidla bylo třeba konstrukčně upravit. Patky uchycení zadního kola byly sníženy, pro dosažení vyšší světlé výšky. Největší úpravy však byly provedeny v přední části. Zde bylo nezbytné vytvořit úchyty pro ramena zavěšení, pro mechanismus řízení a také pro systém naklápění. Jak je vidět na obrázku Obr. 8-3, kde šedé části znázorňují původní rám doplněný o nové, žlutě vyznačené části.



Obr. 8-3: Rám experimentálního vozidla s novými žlutě vyznačenými částmi



Obr. 8-4: Detail přední části rámu, 3D model - skutečnost

Horní, dolní ramena zavěšení

Horní i dolní ramena zavěšení jsou trojúhelníkového provedení, svařené z několika dílů z oceli ČSN 11 523. K rámu vozidla jsou přichyceny lícovanými šrouby H8 10X50 (M8). Oka ramen jsou vybavena kluznými pouzdry MFM-1016-16 od firmy Hennlich Industrietechnik, spol. s r.o. Na opačné straně ramen jsou vidlice, do kterých je upevněn kámen umožňující rotaci ve dvou osách. Dolní ramena zavěšení navíc nesou úchyt pro tlumiče zajišťující odpružení a zároveň spojení s pákou naklápění.



Obr. 8-5: Horní a dolní rameno zavěšení, 3D model - skutečnost

Těhlice, kameny zavěšení

Těhlice je ocelový svařenec několika dílů z materiálu ČSN 11 523. Slouží k uložení předních kol vozidla, k zachycení brzdného momentu od bubnové brzdy umístěné v náboji kola a pomocí mechanismu řízení umožňuje natáčení předních kol. Těhlice je se spodním a horním ramenem zavěšení spojena prostřednictvím kamenů zavěšení. Kameny zavěšení umožňují rotaci ve dvou osách, je tak umožněno natáčení těhlice s kolem, zajišťující řízení

vozidla a zároveň je umožněno naklápění vozidla. Kameny zavěšení jsou osazeny kluznými pouzdry Hennlich MFM-1016.



Obr. 8-6: Těhlice (vpravo s kamenem), 3D model - skutečnost

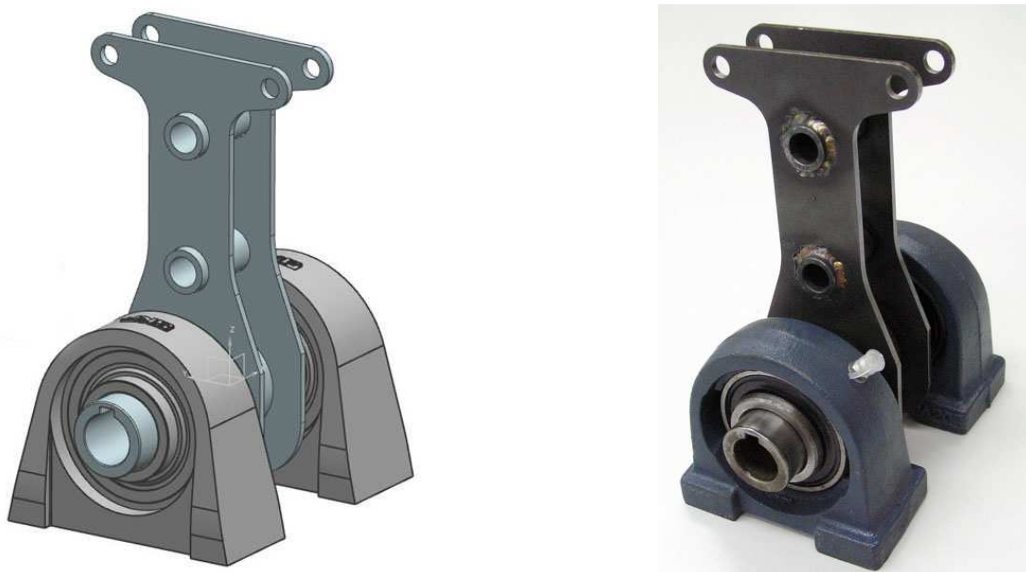
Tlumiče předního zavěšení, přední kola

Přední zavěšení vozidla je odpruženo pomocí cyklistických tlumičů Rock Shox ARIO RL se vzdáleností ok 190 mm a zdvihem 51 mm. Pružení tlumiče zajišťuje vzduchová komora (Isolite Coshion). Pohyb je tlumen olejovou náplní. Tlak vzduchu ve vzduchové komoře lze pomocí pumpičky regulovat a tím měnit i tuhost odpružení. Tlumič je opatřen také funkcí Lockout, díky níž je možné pohyb tlumiče zamknout. Na obou koncích jsou tlumiče pomocí speciálních vložek DT Swiss a lícovanými šrouby H8 8X30 (M6) upevněny mezi spodní rameno zavěšení a páku naklápění. [41]

Přední kola jsou uložena v těhlicích. Jsou opatřena nábojem Sturmey-Archer X-FDH, který má v sobě integrovanou bubnovou brzdu a je konstruován pro letmé uložení. S 20" dvoukomorovým ráfkem od firmy Delfi je náboj spojen 36 dráty výpletu. Kola jsou obuta do galuskových plášťů TUFO S3 lite plněných tlakem až 15 bar.

Páka naklápění, ložiskové domky

Páka naklápění je svařenec z několika ocelových dílů z materiálu ČSN 11 523. Natočením této páky vůči rámu dochází k naklopení celého vozidla vůči zemi. Náboj páky je na obou stranách uložen v ložiskových domcích UCPA 206 dodaných od firmy MATIS s.r.o. Na páku naklápění je v ose náboje pomocí díry s drážkou pro pero přenášen přes planetovou převodovku točivý moment z aktuátoru naklápění. K horní části páky naklápění jsou navázány tlumiče zavěšení. Toto propojení zajišťuje aktivní naklápění vozidla. V nezbytných případech lze pohyb páky naklápění v horní části pomocí tyče aretovat vůči rámu a zabránit tak naklápění vozidla.



Obr. 8-7: Páka naklápění s ložiskovými domky

Řízení předních kol

Přední kola jsou řízena pohyby z řídítek, přenášené mechanismem řízení, respektující Ackermannovu teorii. Celý mechanismus se skládá z několika vyrobených a nakoupených součástí. Osa řídítek je k rámu vozidla uložena v kluzných bronzových pouzdrech B70 B od firmy Toman-ELO a zajištěna pojistnými kroužky 25 ČSN 022930. Pohyb z řídítek je přes dvojitý kloub (10x22x74 03GD dodaný firmou MATIS s.r.o.) přenesen na páku řízení, která je v rámu vozidla uložena v kluzných pouzdrech (Hennlich MFM-1016) a v axiálním směru zajištěna pojistným kroužkem (12 ČSN 022930). Z páky řízení směřují k pravé a levé těhlici táhla řízení. Táhla jsou na obou stranách zakončena protichůdnou závitovou tyčí a úhlovými klouby (AS13R M8 dodané firmou MATIS s.r.o.). Opačný směr závitů v táhlech umožňuje jednoduché nastavení sbíhavosti předních kol.

Zadní kolo, pohon vozidla, baterie

Pohon vozidla je zajištěn elektromotorem MagicPie II (56 magnetů, 63 slotů, 56 pólů) integrovaným v náboji zapleteného cyklistického kola s ráfkem Remex 28". Integrovaný stejnosměrný bezkartáčový motor dosahuje výkonu $500 \div 1000$ W podle napájecího napětí. V našem případě s 36 V baterií se výkon pohybuje kolem 750 W. Motor umožňuje cestovní rychlost až 45 km/h. [42]

Elektromotor je doplněn řídicí jednotkou Magic 50A. Tato jednotka pracuje s napětím $24 \div 48$ V a proudem až 50 A. Jednotka disponuje komunikačním portem USB. Mezi její základní funkce patří automatické udržování přednastavené rychlosti, reverzní chod, motorovou brzdou a rekuperaci energie. Multi-control připevněný k řídítkám nabízí snadné a pohodlné ovládání pohonu vozidla. [42]



Obr. 8-8: Kit pohonu vozidla [42]

Ke kompletnímu napájení vozidla je použita baterie od firmy PingBattery. Baterie je na bázi LiFePO4 s napětím 36 V a kapacitou 20 AH. Její rozměry jsou 300x105x150 mm a váží 7,5 kg. Je umístěna v plechové vaničce přišroubované k rámu vozidla pod sedadlem řidiče. [43]

Pohon naklápění

Vozidlo je poháněno elektrickým motorem, proto i k pohonu naklápění bylo vhodné z pohledu jednoduchosti zvolit elektrický aktuátor, který by byl napájen ze společné baterie. K natáčení páky naklápění byl proto vybrán krokový motor bez zpětné vazby SX34 – 2970 od firmy Pacific Scientific doplněný o řídicí jednotku CD40x v kombinaci s planetovou převodovkou Eisele EPL-SA84.

Krokový motor, na rozdíl od stejnosměrného motoru, může pracovat v nižších otáčkách, dokáže aretovat svojí polohu při zastavení a držet svou polohu i přes působení vnější síly. Vyžaduje poměrně snadné řízení v podobě frekvence a počtu pulzů pro buzení fází krokového motoru. Vybraný motor není vybaven zpětnou vazbou, lze však na výstupní hřídel připojit enkodér a pomocí řídicí jednotky určovat přesnou polohu, která je například nezbytná v případě ztráty kroku. Při napájecím napětí 48 V a při 200 ot/min je dle momentové charakteristiky výstupní točivý moment okolo 4 Nm. V našem řešení je motor napájen z baterie 36 V, proto je počítán výstupní točivý moment na motoru při 200 ot/min 3,2 Nm.

Řídící jednotka CD40x je založena na mikrokontroléru M1486, který je ovládán jednoduchými ASCII povely po sériové lince. Snadno lze řídit rychlost, zrychlení a nastavovat polohy motoru. Umožňuje také mikrokrokování. [44]

Planetová převodovka je vhodná z pohledu velikého převodového poměru při zachování kompaktních rozměrů. Výrobce planetové převodovky uvádí vedle nominálního točivého momentu i maximální krátkodobý točivý moment, na který je možno převodovku přetížít. Tato hodnota maximálního točivého momentu může být často až trojnásobek nominálního momentu. Použitá převodovka Eisele EPL-SA84 má převodový poměr $i=35$ a účinnost 0,92. Nominální točivý moment je 100 Nm, maximální dovolený pak 216 Nm. [45]

Výstupní točivý moment M_2 na převodovce:

$$M_2 = M_1 \cdot i \cdot \eta$$

$$M_2 = 3,2 \cdot 35 \cdot 0,92 = 103 \text{ Nm}$$

M_1 – vstupní točivý moment na převodovce (výstupní z motoru)

i – převodový poměr převodovky

η – účinnost převodovky

Výstupní otáčky n_2 na převodovce:

$$n_2 = \frac{n_1}{i}$$

$$n_2 = \frac{200}{35} = 5,71 \text{ ot/min} \Rightarrow 34,3^\circ/\text{s}$$

n_1 – vstupní otáčky na převodovce (výstupní z motoru)

9 Zhodnocení dosažených cílů

V předložené práci je popsán základní problém úzkých alternativních vozidel, kterým je nižší stabilita proti překlopení při průjezdu zatáčkou. I přes nesporné výhody vozidel s úzkým rozchodem je jejich nižší stabilita hlavní důvod omezující jejich rozšíření. V úvodu práce jsou představeny úspěšné koncepty a studie úzkých alternativních vozidel převážně tříkolových. U každého konceptu je popsán způsob, jakým je dosaženo zvýšení stability proti překlopení. Během zkoumání úspěšných konceptů došlo i k průzkumu podaných patentů a chráněných myšlenek, věnujících se tomuto tématu. V práci jsou také zhodnocena různá provedení úzkých vozidel z pohledu rozložení kol. Je zde nastíněno množství způsobů zavěšení kol, které umožňuje naklápění vozidla. U každého řešení je navrženo umístění rotačního nebo lineárního aktuátoru, který koná požadované naklápění. Každé řešení zároveň obsahuje návrh umístění pružících členů, sloužících k odpružení vozidla.

Vybraná stávající řešení s nastíněným technickým řešením, zvyšující stabilitu proti překlopení úzkého vozidla při průjezdu zatáčkou, jsou zhodnocena a porovnána pomocí poznatků a metod Engineering Design Science. Představený mechanismus naklápění s dílem ve tvaru písmene „U“ byl navržen během této práce. V porovnání s ostatními mechanismy naklápění vychází jako nejlepší řešení a je proto chráněn podaným užitným vzorem. V předložené práci je také z několika pohledů zpracován matematický model vozidla a rozebrána problematika jízdy po kruhové dráze.

Pro řešení dynamiky pohybu navrženého vozidla se systémem naklápění je vybrán program MSC.Adams doplněný o VI-Motorcycle. V těchto softwarových nástrojích je vyvinut kompletní softwarový model tříkolového naklápěného vozidla s navrženým zavěšením kol a systémem naklápění. Celý softwarový model je složen z jednotlivých subsystémů, zakládajících se na vytvořených šablonách. Vyvinutý softwarový model vozidla je odladěn a prověřen několika jízdními simulacemi. Aktivní naklápění se zvolenou strategií řízení vstupuje do softwarového modelu vozidla z Matlab/Simulinku pomocí pluginu Adams/Control. Vzniklý softwarový model lze snadno modifikovat a využít i pro jiná naklápěná vozidla. Koncepty úzkých naklápěných vozidel je tak možné patřičně prověřit ještě před stavbou prototypu a zkrátit tak jejich vývoj. Oddělené aktivní řízení naklápění usnadňuje tvorbu řídicího algoritmu v prostředí Simulinku a nabízí porovnání chování vozidla během jízdy s různými strategiemi řízení.

Výsledky práce přispějí k vyšší stabilitě a tím i vyšší bezpečnosti při průjezdu vozidla zatáčkou. Cíle práce jsou především směřovány k úzkým alternativním tříkolovým vozidlům, u kterých se čeká rostoucí zájem ze strany spotřebitelů ze zemí s rychlým růstem ekonomiky a s nedostatečnou infrastrukturou. Propracovaná lehká úzká vozidla, díky svým přednostem a nižší energetické spotřebě v provozu, mohou oslovit i zatvrzelé zastánce klasických vozidel a najít své místo především v městském provozu.

Během této práce bylo na fakultě strojní ZČU v Plzni postaveno experimentální tříkolové naklápěné vozidlo. Jedná se o alternativní koncepci vozidla s elektrickým pohonem, určenou pro individuální přepravu osob. Toto vozidlo má podpořit výzkumné záměry v této oblasti a umožnit ověření teoretických poznatků.

O zájmu o koncepty tříkolových vozidel vypovídá mnoho studií a prací na toto téma zveřejněných v nedávné době. Jednu z úspěšných cest rozšíření naklápěných tříkolových vozidel naznačují rostoucí počty tříkolových skútrů. Jejich přednosti a možnosti nasazení by jistě mohl zvýraznit sofistikovaný systém aktivního naklápění. Široké pole uplatnění tříkolových vozidel je vidět také v příloze č. 3 na designové studii vozidla pro pohybově méně zdatné občany od Josefa Ludvíka Böhma z roku 2012 vytvořené na Ústavu umění a designu ZČU v Plzni.

Cíle práce stanovené v úvodní kapitole byly splněny.

10 Zdroje a použitá literatura

- [1] FENNER, P., „Tricycle Stability,“ *Deferred Procrastination - Open Source Engineering*, 2010, <http://www.deferredprocrastination.co.uk/blog/2010/tricycle-stability/>.
- [2] FENNER, P., *On the Golden Rule of Trike Design*, místo neznámé : SAE International, 2010.
- [3] MARTÍNEK, O., „Koncepty.cz,“ *Magazín o konceptech aut*, 2009, <http://www.koncepty.cz/>.
- [4] RILEY, R.Q., *Alternative Cars in the 21st Century*, Warrendale, Pa. USA : SAE International, 2004.
- [5] VLK, F., *Automobilová technická příručka*, Brno : nakladatelství a vydavatelství, 2003. ISBN 80-238-9681-4.
- [6] HANLON, T., „Gizmag, 2003,“ <http://www.gizmag.com/>.
- [7] PAYNE, E., „3-wheelers,“ 2000, <http://www.3wheelers.com>.
- [8] DIEZIGER, D.D., *Vehicle suspension system, US 7722063 B2 US*, Missoula, 25. May 2010.
- [9] MATTHIES, L., *Tilting Independent Suspension System for Motorcycle Trike, US 7343997 B1 US*, Dallas, 18. Mar. 2008.
- [10] MELCHER, T.W., *Motor vehicle with leaning system controlled by load sensor and method therefor, US 2007/0246903 A1 US*, Mesa, 25. Oct. 2007.
- [11] MELCHER, T.W., *Vehicle lean and alignment control system, US 6805362 B1 US*, Mesa, 19. Oct. 2004.
- [12] FILISS, J., „Serious Wheels Classic, Sports & Muscle Cars,“ *Serious Wheels*, 1999, <http://www.seriouswheels.com/>.
- [13] HARRIS, N., „Vandenbrink Carver One Update,“ *ATVSTYLE*, 2006, <http://www.atvstyle.com/carver-one>.
- [14] VAVERKA, L., „BMW Simple,“ *AUTO.cz*, 2001, <http://www.auto.cz/bmw-simple-simply-clever-aneb-carver-a-la-mnichov-miri-muzea-3603>.
- [15] DONALDSON, J. a MCMULLEN, J., „Mercedes-Benz F300 Life Jet,“ *Conceptcarz - From Concept To Production*, 1998, <http://www.conceptcarz.com/vehicle/z964/Mercedes-Benz-F300-Life-Jet.aspx>.
- [16] PIAGGIO, „Piaggio & c s.p.a.“ 2008, http://www.uk.piaggio.com/en_UK/.
- [17] STAFF, M., „Harley-Davidson,“ *TMW*, 1999, <http://www.totalmotorcycle.com/Harley-Davidson-Motorcycle-Guides.htm>.

- [18] SUHRE, R., *HARLEY DAVIDSON - Leaning Suspension Mechanics, US0075517* May 2007.
- [19] MATĚJKA, J., „Toyota i-ROAD působí při jízdě jako opilý námořník,“ *Autorevue.cz*, 2013, <http://www.autorevue.cz/toyota-i-road-pusobi-pri-jizde-jako-opily-namornik>.
- [20] PAVLŮSEK, O., „Toyota i-Road: Tříkolový koncept pro město,“ *Auto.cz*, 2013, <http://www.auto.cz/toyota-i-road-trikolovy-koncept-mesto-73193>.
- [21] EDER, W. E. a HOSNEDL, S., *Design Engineering: A Manual for Enhanced Creativity. 1. issue*. Boca Raton, Florida USA : CRC Press, Taylor & Francis Group, 2008. ISBN 978-1-4222-476.
- [22] HUBKA, V., EDER, W.E., *Design Science*, London : Springer, 1996. ISBN 3-540-19997-7.
- [23] VLK, F., *Dynamika motorových vozidel*, Brno : DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [24] GENTA, G. a MORELLO, L., *The Automotive Chassis, Volume 2*, místo neznámé : Springer Science+Business Media B.V., 2009.
- [25] RAJAMANI, R., a další, *Dynamics of Narrow Tilting Vehicles*, UK, London : Taylor & Francis, Aug. 2010. <http://www.informaworld.com/smpp/title~content=t713682513>.
- [26] BEROTE, J., a další, *The dynamics of a three-wheeled narrow-track tilting vehicle*, Munich : University of Bath, 2008. F2008SC032.
- [27] PIYABONGKARN, D., KEVICZKY, T. a RAJAMANI, R., *Active direct tilt control for stability enhancement of narrow commuter vehicle*, místo neznámé : International Journal of Automotive Technology, 2004. Vol. 5, No. 2, pp. 77–88.
- [28] RAJAMANI, R., a další, *Development of a Novel Tilt-Controlled Narrow Commuter Vehicle*, Minnesota : autor neznámý, 2006. <http://www.cts.umn.edu/pdf/CTS-06-05.pdf>.
- [29] KALINČÁK, D., *Dopravné systémy*, Žilina : EDIS Žilina, 2006. ISBN 80-8070-530-5.
- [30] MSC.SOFTWARE, CORPORATION, „Adams - The Multibody Dynamics Simulation Solution,“ <http://www.mscsoftware.com/product/adams>.
- [31] VI-GRADE, *Motorcycle DataSheet*, Marburg : autor neznámý, 2011. http://www.vi-grade.com/doc_dwn.php?did=66.
- [32] MSC.SOFTWARE, CORPORATION, *MD R2 Adams/Car - ADM740 Course Notes*, Santa Ana : autor neznámý, 2007. MDAM*R2*Z*Z*Z**SM-ADM740-NT1.
- [33] VI-GRADE, *VI-MotorCycle Documentation*, [engineering software & services] 2010. [MSC.Software/MD_Adams/2010/help/vi-grade/motorcycle/webhelp/index.html](http://www.mscsoftware.com/MD_Adams/2010/help/vi-grade/motorcycle/webhelp/index.html).
- [34] RAJAMANI, R., *Vehicle Dynamics and Control*, Minneapolis : Springer, 2012. ISSN 0941-5122.

- [35] MOURAD, L., CLAVEAU, F. a CHEVREL, P., Milano : 18th IFAC World Congress, 2011.
- [36] KIDANE, S., a další, místo neznámé : IEEE TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY, 2010. 1063-6536/\$26.00.
- [37] KIDANE, S., a další, New York City : Proceedings of the 2007 American Control Conference, 2007. 1-4244-0989-6/07/\$25.00 ©2007 IEEE.
- [38] SO, S.G. a KARNOPP, D., *Active dual mode tilt control for narrow ground vehicles*, University of California : Swets & Zeitlinger, 2007. 0042-3114/97/027-0019\$12.00.
- [39] SO, S.G. a KARNOPP, D., místo neznámé : International Journal of Vehicle Design, 1997.
- [40] VLASÁK, P., *Diplomová práce: Aktivně naklápěcí podvozek tříkolového vozidla*, Plzeň : ZČU v Plzni, 2012.
- [41] KUPKOLO.cz, s.r.o., „Tlumič Rock Shox ARIO RL,“ *Kupkolo.cz*, 2010, http://www.kupkolo.cz/tlumic-rock-shox-ario-rl-190mm-51mm-00-4115-162-020_z91721/.
- [42] MODRÁK, J., „e-pohon,“ *Elektrická kola, skútry, sety na přestavbu*. 2008, <http://www.e-pohon.cz/e-pohon/eshop/4-1-Komponenty-na-e-bike/4-2-Ridici-jednotky/5/28-Ridici-jednotka-50A-Magic>.
- [43] PINGBATTERY, „LiFePO4 Battery Pack,“ *PingBattery*, 2008, <http://www.pingbattery.com/servlet/the-10/36V-20AH-LiFePO4-lithium/>.
- [44] MICROCON, s.r.o., „Programovatelné jednotky typu CD pro řízení krokových motorů,“ 1995, <http://www.microcon.cz/>.
- [45] EISELE ANTRIEBSTECHNIK, GmbH., „Eisele EPL-SA84,“ *Produktneuheiten auf der HMI*, http://www.eisele-getriebe.de/content/p_epl-std_td.php.
- [46] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J., *Příručka strojního inženýra 1,2*, Plzeň : Computer Press, 2000.
- [47] BOSCH, *Automotive Handbook 7th edition*, 2007.

11 Seznam prací autora

ČERMÁK, R., BARTOŇ, L., VAVŘÍK, J., BARTÁK, J., SPAL, P. *Model of superconductive MAGLEV vehicle*. PhD2007 – 5th International PhD Conference on Mechanical Engineering, pp.21-24, Plzeň, Sept 2007, ISBN: 978-80-7043-597-7

ČERMÁK, R., BARTOŇ, L., VAVŘÍK, J., BARTÁK, J., SPAL, P., MATOUŠEK, J. *MAGLEV train laboratory experiment - some experience with bulding of a test rig*. 5th International Conference CADAM 2007. Rijeka: Zigo, 2007. s. 17-18. ISBN: 978-953-7142-24-7

ČERMÁK, R., BARTOŇ, L., SPAL, P., BARTÁK, J., VAVŘÍK, J. *Overview of magnetic levitation principles and their application in MAGLEV trains*. Advanced Engineering, 2008, roč. 2, č. 1, s. 19- 28. ISSN: 1846-5900

VAVŘÍK, J.; BARTÁK, P.; ČERMÁK, R. *Traffic signs detection in image data*. CADAM 2010 - 8th International Scientific Conference on Advanced Engineering, Computer Aided Design and Manufacturing, Sept. 21st-25th 2010, Gradac, Croatia, Ed.:Obsieger, B., pp.61-62

BARTÁK, P.; ČERMÁK, R.; VAVŘÍK, J. *Nitinol wires as a low cost actuator in robotic/mechatronic applications*. CADAM 2010 - 8th International Scientific Conference on Advanced Engineering, Computer Aided Design and Manufacturing, Sept. 21st-25th 2010, Gradac, Croatia, Ed.:Obsieger, B., pp.11-12

ČERMÁK, R.; BARTÁK, P.; VAVŘÍK, J. *EMOTIV brain-computer interface in simple robotic application*. CADAM 2010 - 8th International Scientific Conference on Advanced Engineering, Computer Aided Design and Manufacturing, Sept. 21st-25th 2010, Gradac, Croatia, Ed.:Obsieger, B., pp.17-18

VAVŘÍK, J.; ČERMÁK, R. *Algoritmus pro rozpoznávání dopravních značek*. Sborník přednášek XXXVII. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů, 14th-15th Sept 2011, Brno, VUT Brno, pp.69-71, ISBN 978-80-214-4323-5

VAVŘÍK, J. *Vývoj softwarového modelu tříkolového naklápěného vozidla*. Sborník příspěvků XXXVIII. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů, 5th-7th Sept 2012, Plzeň, Západočeská univerzita v Plzni, pp.155-159, ISBN 978-80-261-0141-3

VAVŘÍK, J. *Mechanismus naklápění vozidla využívající díl ve tvaru písmene „U“*. Praha, Úřad průmyslového vlastnictví 2012. Užitný vzor, číslo zápisu 24284

VAVŘÍK, J. *Driving properties of a software model of a tilting three wheel vehicle*. Jurnal of *JET* Group, ICET - International Congress on Engineering and Technology, 25th-27th June 2013, Dubrovnik, Croatia, ISBN 978-80-87670-08-8

ČERMÁK, R.; VLASÁK, P.; VAVŘÍK, J.; VLČEK, M.; BARTÁK, P. *Tříkolové naklápěné vozidlo*. Praha, Úřad průmyslového vlastnictví 2013. Funkční vzorek – podáno k zápisu

Nepublikované práce

VAVŘÍK, J. *Bezpečnostní prvky a vision systémy vozidel*. Doprovodný učební text k přednášce v rámci projektu CZ.1.07/2.3.00/09.0086, ZČU v Plzni, ZS 2010

VAVŘÍK, J. *Adaptive Cruise Control*. Práce k předmětu KKS/AOMD, KKS, ZČU v Plzni, LS 2010

VAVŘÍK, J. *Akcelerometry*. Práce k předmětu KKS/DMTD, KKS, ZČU v Plzni, LS 2011

VAVŘÍK, J. *Vývoj softwarového modelu tříkolového naklápěného vozidla ve VI-MotorCycle*. Doprovodný učební text, KKS, ZČU v Plzni, 2013

12 Použitý software

- [1] Microsoft Office
- [2] Siemens NX 7.5
- [3] AutoCAD 2011
- [4] Pro Engineer WF4
- [5] MSC.Adams/VI-Motorcycle 2010
- [6] Matlab/Simulink R2012b

13 Přílohy

Seznam příloh

- 1) Užitený vzor „Mechanismus naklápění vozidla využívající dílu ve tvaru písmene U“
- 2) Fotografie experimentálního vozidla
- 3) BOHM, J.L.: Designová studie vozidla pro pohybově méně zdatné občany
- 4) Specifikace pneumatiky na předních kolech 180/55R17
- 5) Specifikace pneumatiky na zadním kole 120/70R17
- 6) Technická data převodovky Eisele EPL-SA 84
- 7) Momentová charakteristika motoru SX34-2970
- 8) Data řídicí jednotky krokového motoru CD40x