

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta strojního inženýrství

Ústav dopravní techniky

Ing. David Kollhammer

**MATEMATICKÉ MODELOVÁNÍ
OVLADATELNOSTI VOZIDEL**

MATHEMATICAL SIMULATION OF VEHICLE HANDLING

ZKRÁCENÁ VERZE PH.D. THESIS

Obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Školitel: Prof. Ing. František VLK, DrSc., ÚDT FSI VUT v Brně

Oponenti: Prof. Ing. Albert BRADÁČ, DrSc., ÚSI VUT v Brně
Doc. Ing. František BAUER, CSc., MZLU v Brně
Ing. Miroslav BUREŠ, CSc., PANA V, a. s., Senice na Hané

Datum obhajoby: 13. 12. 2004

KLÍČOVÁ SLOVA

Matematické simulování ovladatelnosti vozidel, jízdní vlastnosti, Vedys, nelineární prostorový model, přívěšová souprava, návěšová souprava

KEY WORDS

Mathematical simulation of vehicle handling, driveability, Vedys, nonlinear three-dimensional model, tractor-trailer combination, semitrailer combination

MÍSTO ULOŽENÍ PRÁCE

Oddělení pro vědu a výzkum FSI VUT v Brně

OBSAH

1	SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY.....	5
2	CÍLE PRÁCE	7
3	ZVOLENÁ METODA ZPRACOVÁNÍ.....	8
3.1	Model dvounápravového vozidla.....	9
3.2	Model kloubového autobusu.....	10
3.3	Model návěšové soupravy.....	13
3.4	Model přívěšové soupravy.....	15
3.5	Dílčí modely.....	17
3.5.1	<i>Model pneumatiky</i>	17
3.5.2	<i>Model pro výpočet klopení</i>	18
3.5.3	<i>Model řízení</i>	19
3.5.4	<i>Ostatní modely</i>	19
3.6	Numerické řešení	20
4	VÝSLEDKY PRÁCE.....	21
4.1	Výsledky matematického simulování	21
4.2	Verifikace výsledků	25
4.3	Porovnání simulací s měřením.....	28
5	ZÁVĚR.....	30
6	SUMMARY.....	31
7	POUŽITÉ ZDROJE.....	31
8	SEZNAM VLASTNÍCH PUBLIKACÍ	32
9	CURRICULUM VITAE	32

1 SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY

Doprava po silnici je stále se rozšiřující a dynamicky se rozvíjející oblast lidské činnosti. Proto je bezpečnosti dopravy věnována stále větší pozornost jak ze strany výrobců tak ze strany zákonodárců. V Evropské unii je již zavedena řada homologačních (povinných) testů pro motorová vozidla. Z důvodu obtížnosti stanovení hodnotících kritérií je však těchto zkoušek relativně málo a nevystihují přesně situace vznikající v běžném provozu. Navíc při zkoušce dojde většinou ke zničení vozidla nebo toto zničení riskujeme.

Jedním z důležitých ukazatelů aktivní bezpečnosti vozidel je jejich ovladatelnost. Aby mohli být jízdní vlastnosti vozidel zlepšovány a optimalizovány, je nutné umět nacházet a odstraňovat slabé stránky v jejich konstrukci. Tato potřeba vedla ke vzniku zkoušek ovladatelnosti. Dnes je definováno několik základních typů zkoušek ovladatelnosti, které se snaží simulovat určité děje probíhající při řízení a ovládání motorových vozidel. Modelovány jsou dnes nejen kritické, ale i běžné stavy. Opět ale narážíme na problém vyhodnotitelnosti takových zkoušek. Zkoušky musí být standardizovány a musí být eliminovány náhodné vlivy. Také je potřeba zdůraznit, že měřící technika pro tyto zkoušky je velice nákladná.

V dnešní době, s dynamickým rozvojem výpočetní techniky, se nabízí možnost provést matematické simulování ovladatelnosti vozidel. Pokud bude toto simulování dostatečně věrohodné, může usnadnit výrobcům automobilů technické řešení problémů související s bezpečností vozidel a zároveň může zlevnit jízdní zkoušky a zvýšit jejich bezpečnost simulovanou predikcí výsledků. Taková simulace musí být ovšem dostatečně věrohodná, dosažitelná v reálném čase, a takovýto simulační program musí být snadno ovladatelný, dostupný a nenákladný.

V současné době dosáhl výzkum dynamiky silničních vozidel vysoké úrovně jak v oblasti teoretické, tak experimentální. Automobilový průmysl má k dispozici propracovaný software a je možno zahrnout do simulačního programu mnoho vlivů. Matematický model nemůže nahradit jízdní zkoušky, ale může omezit jejich množství, případně vysvětlit následky těchto zkoušek.

Aby byly výsledky simulování použitelné, musí matematický model dostatečně přesně vystihovat chování skutečného vozidla, tzn. do modelu vozidla musí být zahrnuty ty faktory, které zaručují reálnost teoretických výsledků. Toto umožňuje pouze prostorový nelineární model vozidla. Model musí zahrnovat jízdní manévry s možností jejich změny, dále musí být zohledněna akcelerace, příp. brzdění, adhezní vlastnosti povrchu vozovky, vlastnosti náprav při akceleraci a brzdění, řízení, apod.

Cílem mé práce je sestavení matematického modelu, tj. vytvoření typických modelů vozidel, sestavení programu pro numerické řešení a verifikace programu. Samotný program budu koncipovat jako universální a snadno ovladatelný. Chtěl bych vytvořit zajímavý kompromis mezi mohutnými drahými softwary a přesností výsledku.

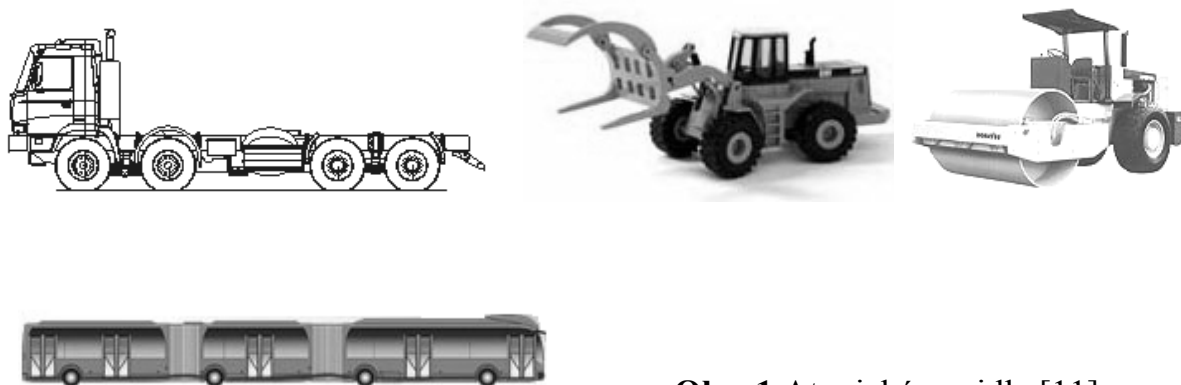
V současné době jsou na vysoké úrovni teoretické poznatky týkající se jízdní dynamiky, v literatuře [1] jsou odvozeny rovnice pro výpočty u osobního automobilu. Další literatura [3] se zabývá kloubovými autobusy, přívěsovými a návěsovými jízdními soupravami [4], [5]. Byly publikovány i práce zabývající se matematickým

modelováním ovladatelností vozidel [6]. Problém ovšem je, že dané práce řešily vždy konkrétní úkol, tím pádem konkrétní vozidlo, konkrétní manévr, konkrétní požadavky na výsledek. V dnešní době je pro modelování ovladatelnosti možno použít multi-body systémů (MBS). Universální řešení pomocí MBS je však náročné na vstupní hodnoty. Není proto obvyklé, aby se používal universální program, pracující na bázi MBS, většinou se jedná o vyřešení konkrétního problému, [7], [8].

Předmětem disertační práce je vytvořit universální program, který jako vstupní veličiny bude využívat běžně zjistitelné hodnoty. Přesto je potřeba vozidla typizovat. Nejčastěji používaným vozidlem je čtyřkolový dvounápravový osobní automobil. Dnes se již ustálila koncepce motoru vpředu uloženého napříč a pohon přední nápravy. Používají se ale i jiné koncepce a stále populárnější je pohon 4 kol, používá se i řízení všech kol. Autobusy mají dnes většinou motor za zadní nápravou a pohon zadních kol [3], [11]. Nákladní automobily mají zase nejčastěji motor vpředu a pohon zadních nebo všech kol [4], [5], [11].

Kloubové autobusy mají dnes většinou motor vzadu a pohon zadní (poslední nápravy) - [11]. Právě pohon zadní nápravy, konstrukce kloubu a velký rozdíl mezi prázdným a plně zatíženým autobusem mohou vést při průjezdu zatáčkou ke zlomení soupravy. Modelování může konstruktérům usnadnit navrhnout konstrukci kloubu tak, aby ke zlomení nedošlo.

Pro přepravu nákladů se dnes používají převážně návěsové nebo přívěsové soupravy. Problém u vícenápravových vozidel je určení reakcí vozovky působící v nápravách vozidla a dále určení brzdných sil [4], [5], [6]. Většinou je potřeba znát konkrétní konstrukci nápravy. U návěsových souprav se ustálila konstrukce s hydraulickým nebo pneumatickým vyrovnáváním sil, [11]. Je to výhodné, protože to vede k rovnoměrnějšímu opotřebením pneumatik a brzdového obložení. Je již také běžná konstrukce se zdvihací první nebo první a druhou nápravou trojnápravy. Nejobvyklejší koncepce návěsové soupravy je dnes dvounápravový tahač a třínápravový návěs. U přívěsových jízdních souprav je možno více variant a nedá se jednoznačně říct, že některá je ustálenější než jiná. Je zde také větší pestrost při konstrukci, zejména zadních dvojnáprav u tahačů i přívěsů. Kvůli snížení opotřebením pneumatik se často používají zdvihací varianty dvojnáprav. Kvůli snížení mezery mezi přívěsem a tahačem se používají speciální konstrukce točen a umístění tažných háků [9].



Obr. 1 Atypická vozidla [11]

Dále se v silničním provozu používají různé atypické varianty vozidel, viz obr.1. Tyto vozidla se používají velmi vzácně a nebudou v řešení zahrnuta. Program bude koncipován tak, aby šel v případě potřeby rozšířit i o tyto atypické varianty běžných vozidel, stavební a speciální stroje.

Jelikož vozidlo ovládá řidič, při vyšetřování jízdní dynamiky by měl být zahrnut i jeho vliv. Avšak chování řidiče je matematicky velice těžko definovatelné, proto budeme převážně uvažovat pouze vlastnosti samotného automobilu.

2 CÍLE PRÁCE

Cílem práce je matematicky nasimulovat chování vozidel a jízdních souprav. Je nutno provést simulaci tak, aby byla opakovatelná a dále využitelná.

Rozpis jednotlivých cílů projektu:

- identifikace důležitých rysů matematického simulování,
- identifikace důležitých vstupních veličin,
- požadavky na výstupní veličiny,
- matematický model a jeho řešení,
- verifikace výsledků,
- návrh dalšího rozvoje.

Soustředil jsem především na následující oblasti:

- studium dostupné literatury, která řeší problémy matematického simulování a souvisejících problémů, jako numerické metody, vyhodnocení výsledků apod.,
- vytvoření matematického modelu, volba a aplikace numerické integrační metody,
- volba vhodných výsledků a vytvoření zadávacího prostředí a prostředí pro prezentaci výsledků,
- zjištění možností zlepšení a rozvoje.

Při správné interpretaci výsledků matematického simulování je možné provádět konstrukční změny a tyto opět ověřit pomocí simulace. To vede ke zrychlení a také zlevnění vývoje vozidla. Proto je cílem vytvořit takový program, který je nenáročný a věrohodný.

Cílem disertační práce je tedy vytvořit simulační model, který umožní konstruktérům ověřovat nová řešení pomocí matematického simulování. Umožní rovněž zkoumání chování vozidla v různých jízdních situacích a napomůže toto chování objasnit. Získané poznatky mají sloužit jak přímo pro potřeby konstruktérů automobilového průmyslu, tak pro další rozvoj vědní oblasti.

3 ZVOLENÁ METODA ZPRACOVÁNÍ

Každý automobil si můžeme představit jako systém, který tvoří kola a karoserie. U čtyřkolového automobilu máme tedy 5 těles o 6 stupních volnosti, čili celkem 30 stupňů volnosti. K popisu pohybu je potřeba stejný počet diferenciálních rovnic. Na vozidle se vyskytují ještě další pohyby, jako např. pohyb kabiny, nákladu, apod., kterým odpovídají rovněž příslušné diferenciální rovnice. Vzhledem k tomu, že množství navzájem svázaných pohybových rovnic ztěžuje přehled o jízdních vlastnostech, připustíme určitá zjednodušení a vyšetříme pouze dílčí problémy a jejich podstatu.

Pro matematické modelování můžeme použít 3 základní modely, lineární rovinný model (jednostopý nebo dvoustopý), lineární prostorový model a nelineární prostorový model.

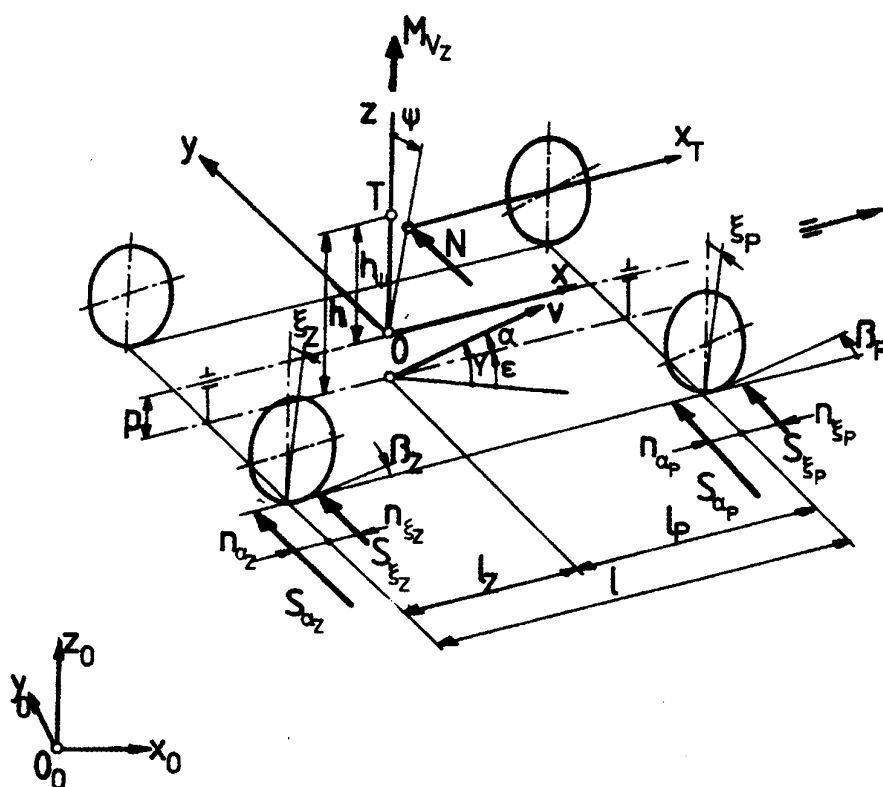
Jednostopý lineární model se velmi často používá při teoretickém vyšetřování stability jízdy osobního vozidla s obytným přívěsem a návěsových nebo přívěsových jízdních souprav. Teoretické výsledky jsou přitom v dobré shodě s výsledky jízdních zkoušek v případě, kdy při jízdě je příčné zrychlení max. 2 m/s^2 , tzn. veškeré úhly vznikající při pohybu jízdní soupravy jsou malé ($\sin x \approx 0$; $\cos x \approx 1$). Lineární rovinné modely umožňují s dostatečnou přesností určit rychlost a zrychlení těžiště vzhledem k pevnému souřadnému systému, dále dostředivé zrychlení těžiště a stáčivou rychlost. Můžeme sestavit pohybové rovnice vozidla a určit jeho polohu vzhledem k pevnému souřadnému systému. Nejsme ovšem schopni určit klopení ani klonění. U jednostopého modelu nemůžeme zjistit veličiny na jednotlivých kolech, pouze nápravách. Nejsme schopni ani zahrnout vliv změny zatížení náprav vlivem odstředivé síly. Pro určení výše uvedených veličin je však model poměrně přesný a vhodný.

Lineární prostorový model nám umožní spočítat téměř všechny požadované veličiny. Sestavíme-li pohybové rovnice, zahrneme kinematické poměry při valení kola a gyroskopický moment kola, dostaneme poměrně přesné výsledky. Jsme schopni zkoumat vliv parametrů vozidla jako vliv rychlosti jízdy, hmotnosti, momentu setrvačnosti ke svislé ose, polohy těžiště vozidla, vliv stáčivé a klopné tuhosti pneumatik, vliv závleku pneumatik. Navíc při možnosti sledovat změnu chování vozidla při změně polohy těžiště se dá odhadnout, jak se bude chovat prázdné a naložené vozidlo.

Protože cílem výpočtů je také zjištění chování vozidla v mezních stavech (smyk), musí všechny úhly vzhledem k svislé souřadné ose (úhly stáčení, úhly směrových úchylek obou těžišť a všech kol) nabývat libovolně velkých hodnot, jsou rovnice nelineární. Model vozidla je dvoustopý, neboť je nutno uvažovat rozdílná svislá zatížení v místech styku kol s vozovkou a určit pohyby jednotlivých kol. Otáčení vozidlových kol je popsáno jak pro pohon, tak pro brzdění, a to i pro případ prokluzování nebo blokování. Skluz kol s_x může být v rozsahu 0 až 100% a úhel směrové úchylky kol α v rozsahu 0 až 90° . Rovnice popisující chování pneumatiky jsou proto nelineární.

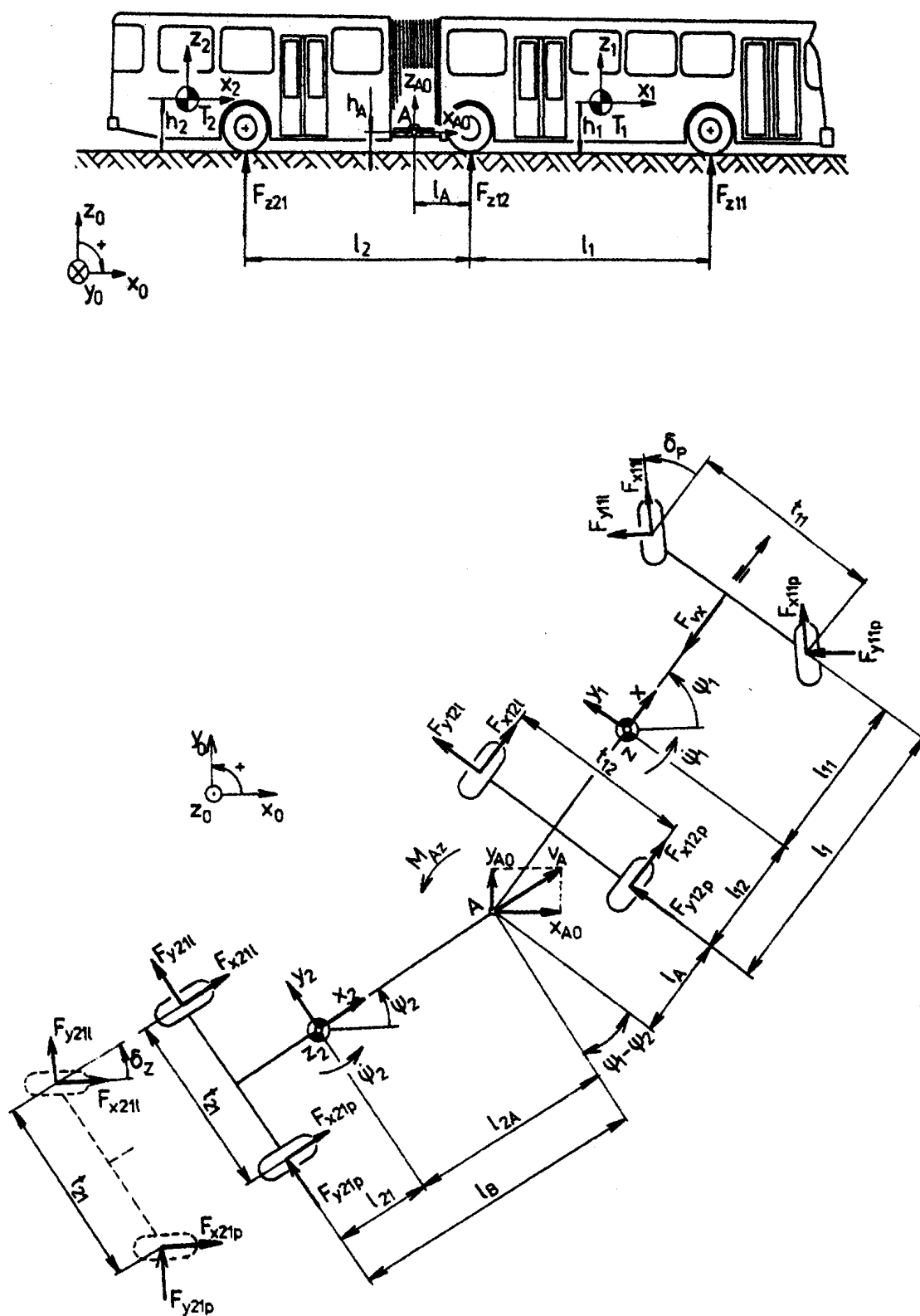
3.1 MODEL DVOUNÁPRAVOVÉHO VOZIDLA

Prostorový model automobilu je na obr. 2. Na obrázku je vidět polohu souřadného systému vozidla x, y, z a polohu a smysl směrového úhlu γ , úhlu stáčení vozidla ε a úhlu směrové úchyly vozidla α . Těžiště celého vozidla T leží ve výšce h nad vozovkou a v bočním pohledu je vzdáleno o hodnoty l_p a l_z od náprav. Karoserie se může klopit kolem okamžité osy klopení pevně spojené s vozidlem, která je vodorovná a probíhá ve svislé vzdálenosti h_v od těžiště. Obě kola téže nápravy se mohou vlivem vnějších sil nebo vlivem klopení vychylovat o stejný úhel natočení kol β popř. o stejný úhel odklonu ξ . Jako vnější síly jsou znázorněny boční síly od směrových úchylek náprav S_α a boční síly od odklonu kol S_ξ jejichž působíště je vzdáleno o závlek pneumatiky n_α , popř. o předvlak n_ξ od styku kola s vozovkou. V těžišti vozidla T působí boční vzdušná síla N a kolem svislé těžištní osy vzdušný moment M_{Vz} .



Obr. 2 Jednoduchý prostorový model vozidla [1]

3.2 MODEL KLOBOVÉHO AUTOBUSU



Obr. 3 Dynamický model kloubového autobusu a poloha souřadných soustav [3]

V tomto odstavci je naznačen matematický model pro vyšetřování směrové dynamiky („jízdního chování“) kloubových autobusů i v mezních (extrémních) jízdních situacích. Kompletní výpočtový model je uveden v disertační práci, vzhledem k rozsahu a účelu této publikace jsou zde všechny modely pouze naznačeny.

Celkový dynamický model kloubového autobusu zahrnuje rovinný pohyb vozidla, klopení vozidla, změnu zatížení kol vlivem bočního a podélného zrychlení, vlastnosti pneumatiky, stav povrchu vozovky, řídicí ústrojí, brzdovou soustavu, změnu hnacího momentu, tlumení případně blokování relativního pohybu mezi přední a zadní částí a spojení dvou částí kloubového autobusu. Spojení (kuličková točna nebo kulový čep) umožňuje relativní stáčivý pohyb („lámání“) mezi předním a zadním vozem a přenáší síly, případně momenty.

Vozidlové nástavby (karoserie) jsou uvažovány jako tuhá tělesa, která jsou s nápravami spojena vzduchovými pružinami. Jediným relativním pohybem karoserie vzhledem k nápravám je naklápění kolem os klopení. U kloubového autobusu s točnou je poloha osy klopení závislá na úhlu zlomení.

Vnitřní síly a momenty jsou vyvolány setrvačnými silami a setrvačnými momenty. Vnější síly jsou přenášeny pneumatikami z vozovky na vozidlo: svislá zatížení kol F_z ; boční vodící síly F_y a obvodové síly F_x . V modelu vozidla je zahrnut také vzdušný odpor, případně odpor stoupání. Úhly natočení kol přední nápravy jsou uvažovány stejně velké pro obě kola. Model vozidla obsahuje rovněž nucené řízení zadních kol v závislosti na úhlu lámání při zatáčení. Vliv kinematiky zavěšení náprav na úhel natočení kola je vyjádřen v závislosti na úhlu klopení (samořízení klopením).

Pro sestavení pohybových rovnic je nutno nejdříve zvolit vhodné souřadné soustavy. Vztažnou soustavu, ke které je popsán pohyb vozidla je inerciální pravoúhlá souřadná soustava x_0, y_0, z_0 . Souřadnice x_0, y_0 vyjadřují rovinnou vozovku; souřadnice z_0 je kolmá k rovině x_0, y_0 . Relativní (tzn. pohyblivé) souřadné soustavy x_1, y_1, z_1 a x_2, y_2, z_2 jsou totožné s centrálními hlavními osami vozidla a jejich počátek leží v těžištích T_1, T_2 dvou částí kloubového autobusu (obr. 4).

Pohyblivé souřadné soustavy se pohybují translačně ve vodorovné rovině x_0, y_0 a rotačně vzhledem k svislé ose z_0 . Tím lze popsat vodorovné pohyby vozidla (dopředná jízda, vybočování a stáčení). Pro matematický popis jsou nutné ještě další souřadné soustavy, a to jak z hlediska jejich počátku, tak z hlediska směru. Při označování těchto dalších souřadnic znamená první index počátek a druhý index směr. Rovinný pohyb lze vyjádřit následujícími závislostmi:

$$x_{A0} = f(\ddot{\psi}_1, \dot{\psi}_1, \psi_1, \ddot{\psi}_2, \dot{\psi}_2, \psi_2, \delta_j, F_{xj}, F_{yj}, F_{vx}), \quad (1)$$

$$y_{A0} = f(\ddot{\psi}_1, \dot{\psi}_1, \psi_1, \ddot{\psi}_2, \dot{\psi}_2, \psi_2, \delta_j, F_{xj}, F_{yj}, F_{vx}), \quad (2)$$

$$\psi_1 = f(\ddot{x}_{A0}, \dot{y}_{A0}, \delta_j, F_{xj}, F_{yj}, M_{Az}), \quad (3)$$

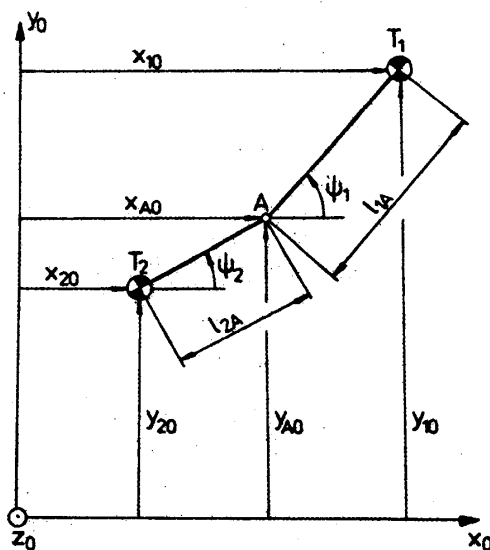
$$\psi_2 = f(\ddot{x}_{A0}, \dot{y}_{A0}, \delta_j, F_{xj}, F_{yj}, M_{Az}), \quad (4)$$

Mezi vozidlovými souřadnicemi x_i, y_i ($i = 1, 2$) a pevnými souřadnicemi x_0, y_0 platí podle obr. 4 například pro těžiště T_1 :

$$x_1 = x_{10} \cos \psi_1 + y_{10} \sin \psi_1, \quad (5)$$

$$y_1 = y_{10} \cos \psi_1 + x_{10} \sin \psi_1. \quad (6)$$

Obdobné vztahy platí také pro rychlosti a zrychlení. Ze změřené podélné rychlosti \dot{x}_1 a příčné rychlosti \dot{y}_1 (případně příslušných zrychlení) lze integrací určit polohu těžiště T_1 .



Obr. 4 Poloha těžišť T_1, T_2 a bodu spojení A vzhledem k pevné setrvačné soustavě

K popisu pohybu soustavy těles bude použita Lagrangeova metoda, která eliminuje vnitřní síly v bodech spojení soustavy. Dynamický model kloubového autobusu pro vyjádření rovinného pohybu je znázorněn na obr. 3. Protože potenciální energie zvoleného dynamického modelu je nulová, mají Lagrangeovy rovnice druhého druhu tvar

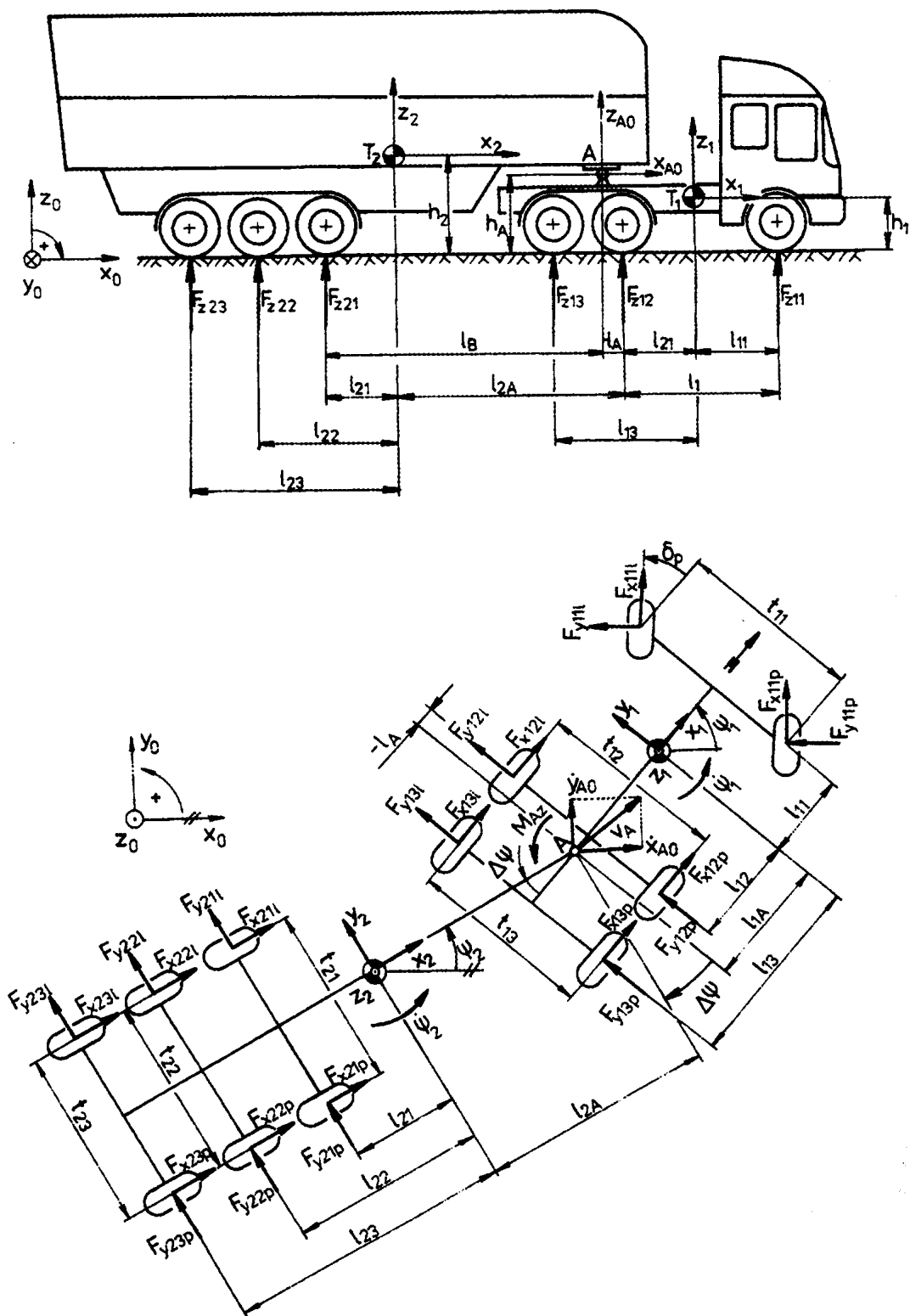
$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_j} = Q_j \quad (j = 1, 2, \dots, n). \quad (7)$$

Počet stupňů volnosti soustavy n odpovídá počtu zobecněných souřadnic q_j , tzn., že pro každou zobecněnou souřadnici q_j dostaneme jednu pohybovou rovnici. Ke každé zobecněné souřadnici q_j lze přiřadit zobecněnou sílu Q_j tak, aby platilo pro virtuální práci způsobenou virtuálním posuvem $\delta A = Q_j \cdot \delta q_j$. Zobecněná síla je dána vztahem:

$$Q_j = \sum_{i=1}^N \vec{F}_i \cdot \frac{\partial \vec{r}_i}{\partial q_j} \quad (j = 1, 2, \dots, n), \quad (8)$$

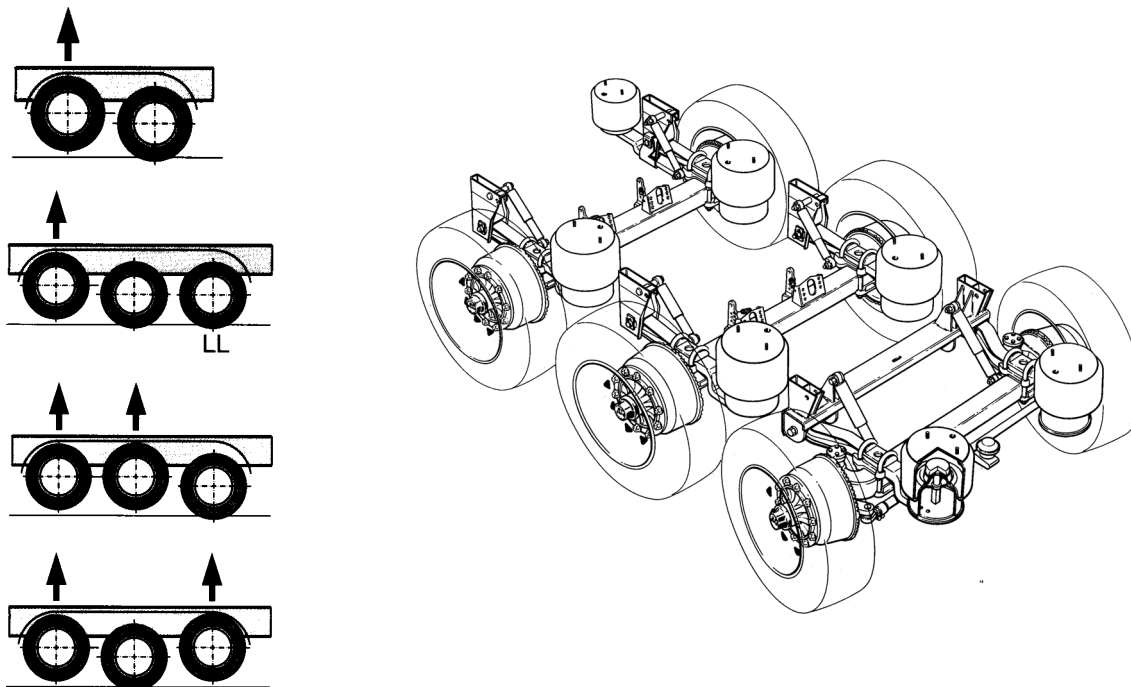
kde \vec{F}_i je pracovní síla, \vec{r}_i je polohový vektor soustavy o N bodech ($i = 1, 2, \dots, N$).

3.3 MODEL NÁVĚSOVÉ SOUPRAVY

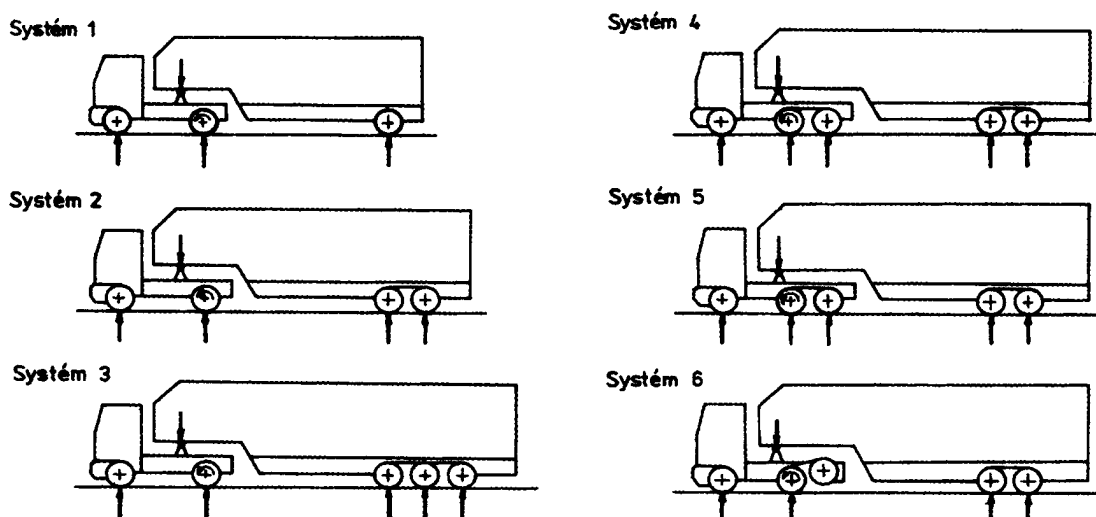


Obr. 5 Základní schéma působících sil pro návěsovou soupravu. [1]

Na obr. 5 je zaznačena nejkomplicovanější varianta návěsové soupravy. Tahač může mít 2 nápravy, návěs dokonce jenom jednu nápravu. Navíc tahač i návěs mohou být vybaveny zdvihací nápravou (viz obr. 6). Různé varianty návěsových souprav znázorňuje obr. 7. Dnes nejobvyklejší varianta je dvounápravový tahač s třínápravovým návěsem se zdvihací přední nápravou, viz obr. 7, systém 3.

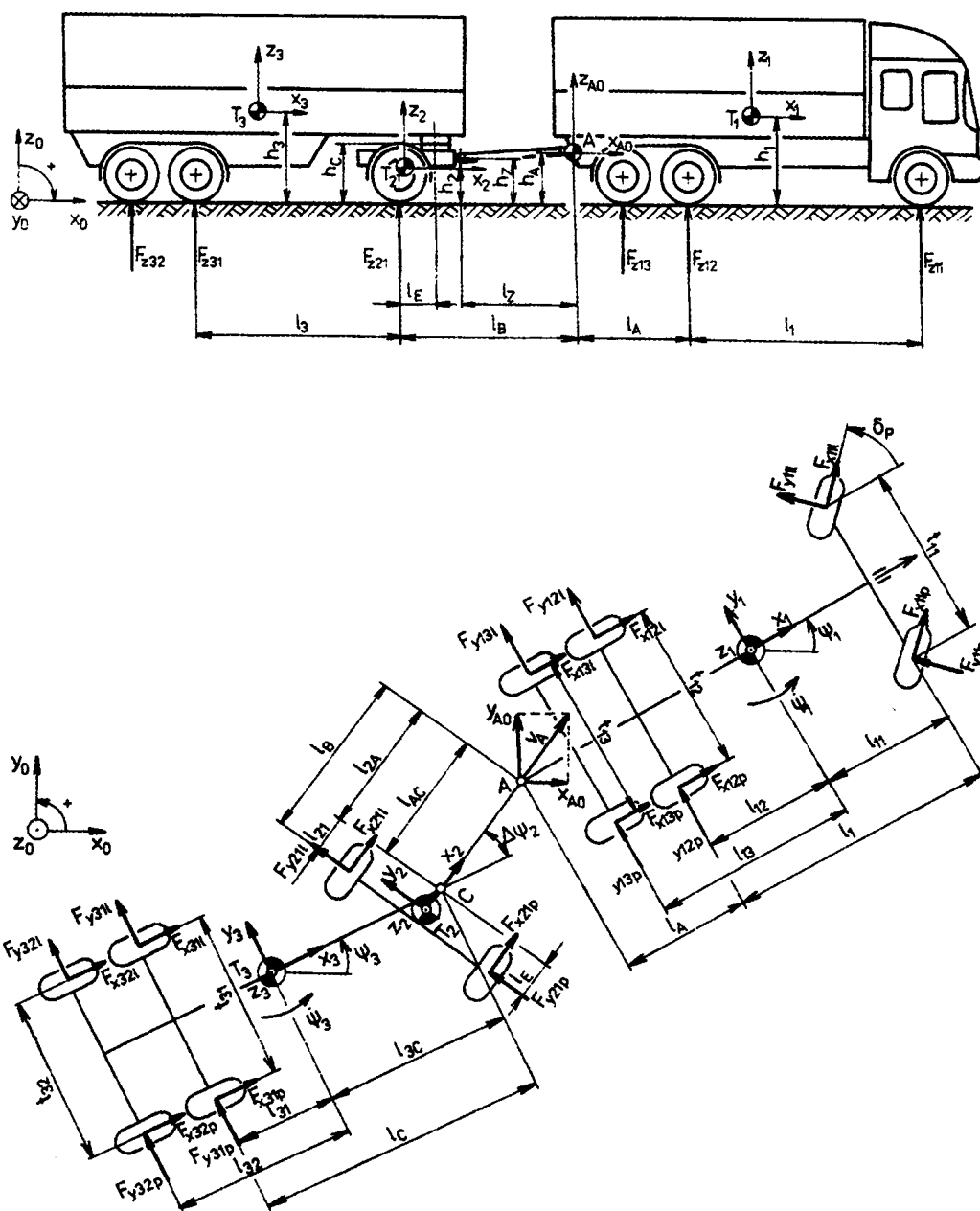


Obr. 6 Různé varianty zdvihacích náprav [11]



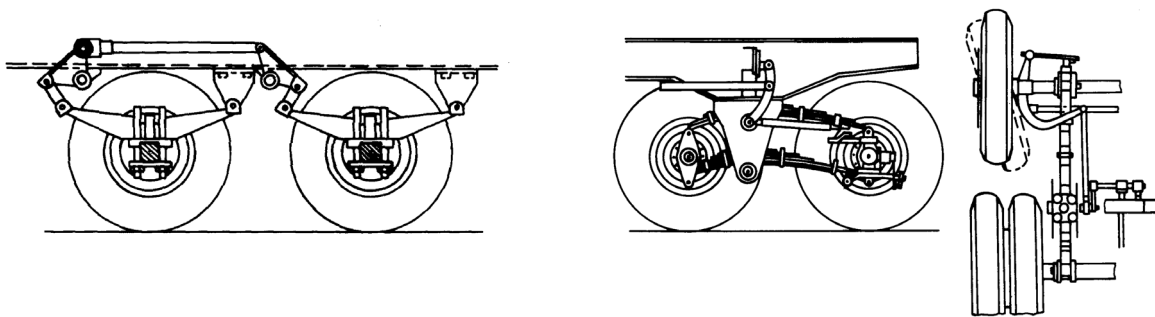
Obr. 7 Různé varianty návěsových souprav [1]

3.4 MODEL PŘÍVĚSOVÉ SOUPRAVY

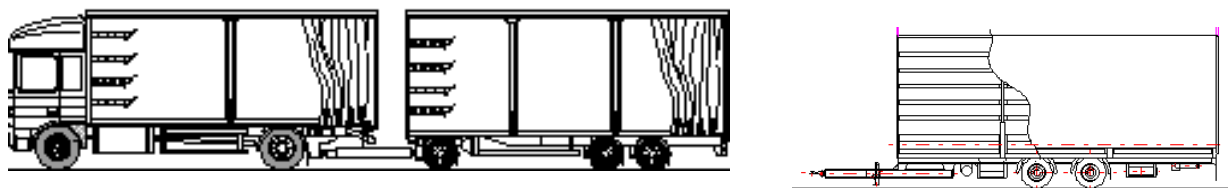


Obr. 8 Základní schéma působících sil pro přívěsovou soupravu.

Na obr. 8 je zaznačena nejkomplicovanější varianta přívěsové soupravy. Jak tahač, tak přívěs mohou mít pouze 2 nápravy. Jsou možné a obvyklé i různé vzájemné kombinace tahačů a přívěsů (viz. obr. 11). Navíc tahač i přívěs mohou být vybaveny zdvihací dvojnápravou (viz obr. 9) případně může být použit tandemový přívěs (obr. 10), nebo může být použit spojovací systém upraven tak aby, byla zmenšena mezera mezi tažným vozidlem a přívěsem.



Obr. 9 Zdvihací dvojnáprava (vlevo) a řiditelná poslední náprava (vpravo) [11]



Obr. 10 Velkoobjemová přívěsová souprava (vlevo), tandemový přívěs (vpravo)

Tažený vůz			
Stav zatížení		Pohon	Celková přípustná hmotnost
Prázdný	Zatížený		
		4 x 2	18 t
		6 x 4	25 t
Zvednutá náprava 		6 x 2	26 t *
● Poháněná náprava ○ Volně se valící náprava			
Přívěs			
Stav zatížení			Celková přípustná hmotnost
Prázdný	Proměnný	Zatížený	
			18 t
			24 t

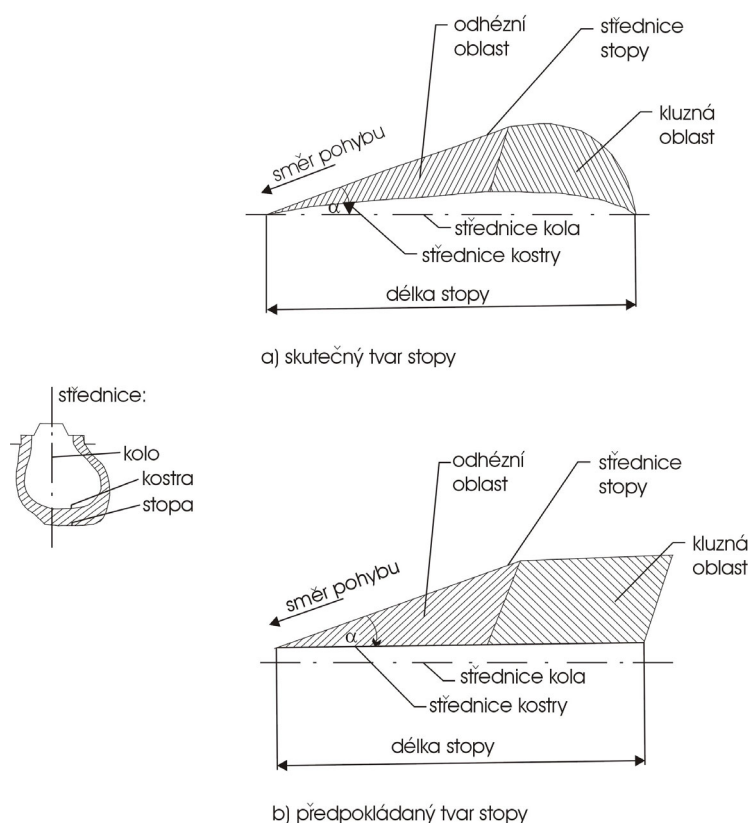
Obr. 11 Různé možnosti tahačů a přívěsů a jejich maximální celkové hmotnosti dle předpisů

3.5 DÍLČÍ MODELY

Aby byly výsledky co nejpřesnější musíme postihnout co nejvíce problémů. Proto je nutno zavést několik dílčích modelů, např. model pro určení klonění, klopení, apod. Vzhledem k omezenému rozsahu této publikace není možné uvést všechny dílčí modely, proto vyberu jenom některé na ukázkou.

3.5.1 Model pneumatiky

Co nejlépe vystihnout vlastnosti pneumatiky je velice důležitým krokem ke správným výsledkům. Vyjdeme ze skutečného tvaru stopy zavedeme zjednodušení, která nám pomohou matematicky popsat chování pneumatiky.

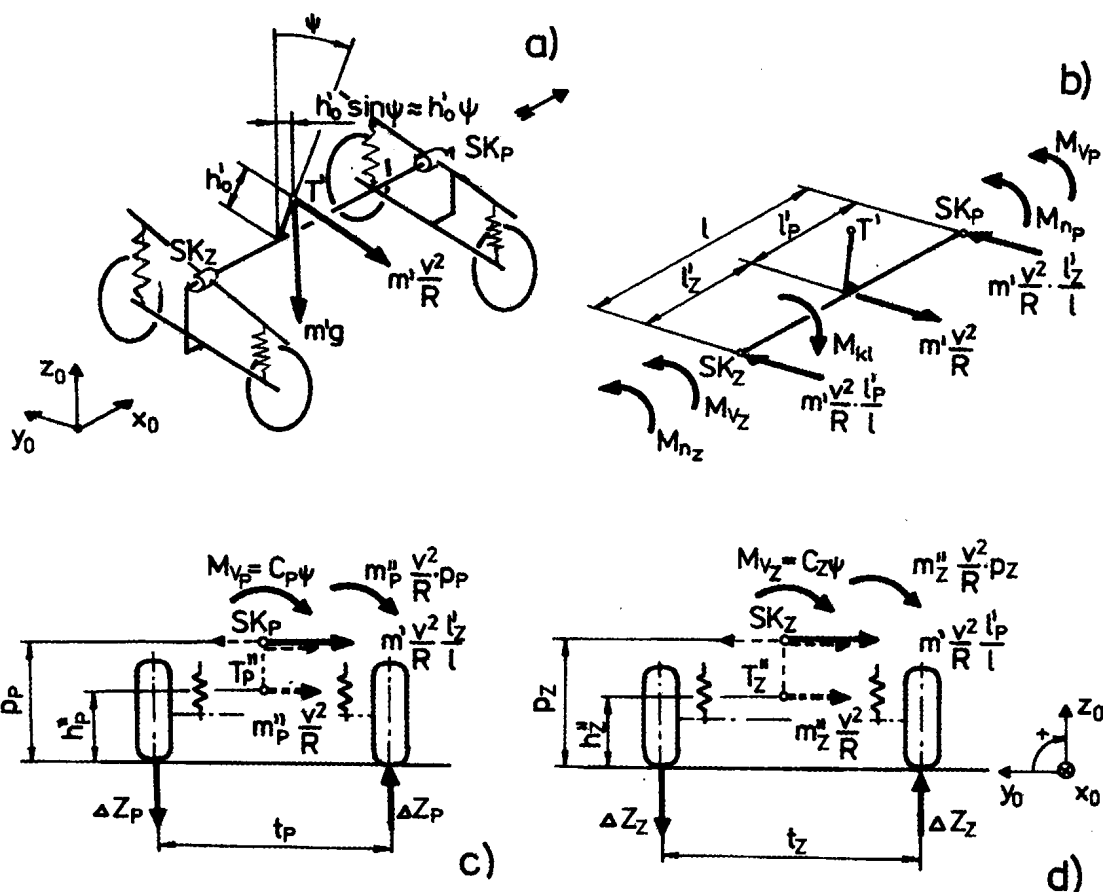


Obr. 12 Předpokládaný a skutečný tvar stopy pneumatiky [1]

Při výpočtu jsou uvažovány tyto zjednodušující předpoklady: není uvažován odklon kola, ve stopě pneumatiky je konstantní plošný tlak, účinkem boční síly se střednice kostry posune rovnoběžně vzhledem k střednici kola, v adhezní oblasti vzrůstá vychýlení střednice stopy lineárně, v kluzné oblasti je vychýlení střednice stopy rovnoběžné se střednicí kola. Následně určíme jestli vzniká nebo nevzniká smyk, poté určíme boční vodící a brzdné síly. Podle modifikovaného modelu HSRI jsme schopni určit ostatní parametry pneumatiky. Je možno použít i jiný model, parametry pneumatiky lze zjistit různými výpočtově experimentálními metodami.

3.5.2 Model pro výpočet klopení

Jako další ukázkový model jsem zvolil určení úhlu klopení. Na obr. 13 je karosérie vozidla nahrazena prutovou konstrukcí, která je otočně uložena ve středech klopení SK_P a SK_Z a která je k nápravám připojena pružinami. Odstředivá síla $m'v^2/R$ působící v těžišti karosérie T' vyvolá k ose klopení moment $m'(v^2/R)h'_0$. Poněvadž těžiště se při otáčení odpružené části kolem osy klopení přesune bočně o hodnotu $h'_0 \sin \psi = h'_0 \psi$, vzniká ještě další moment o velikosti $m'gh'_0 \psi$.



Obr. 13 K výpočtu úhlu klopení a změn radiálních reakcí: a) model vozidla; b) rozložení odstředivé síly na nápravy; c) síly a momenty na přední nápravě; d) síly a momenty na zadní nápravě [1]

Obr. 13 zároveň ukazuje, že při působení odstředivé síly dochází ke změně zatížení náprav. Tuto skutečnost musíme taky do modelu zahrnout. Mění se tím maximální přenesitelná síla a tím možnosti pohonu a brzdění a vliv na nestabilní situaci.

3.6 NUMERICKÉ ŘEŠENÍ

Odvozené nelineární diferenciální rovnice popisující rovinný pohyb vozidla a otáčení kol lze zapsat v maticovém tvaru

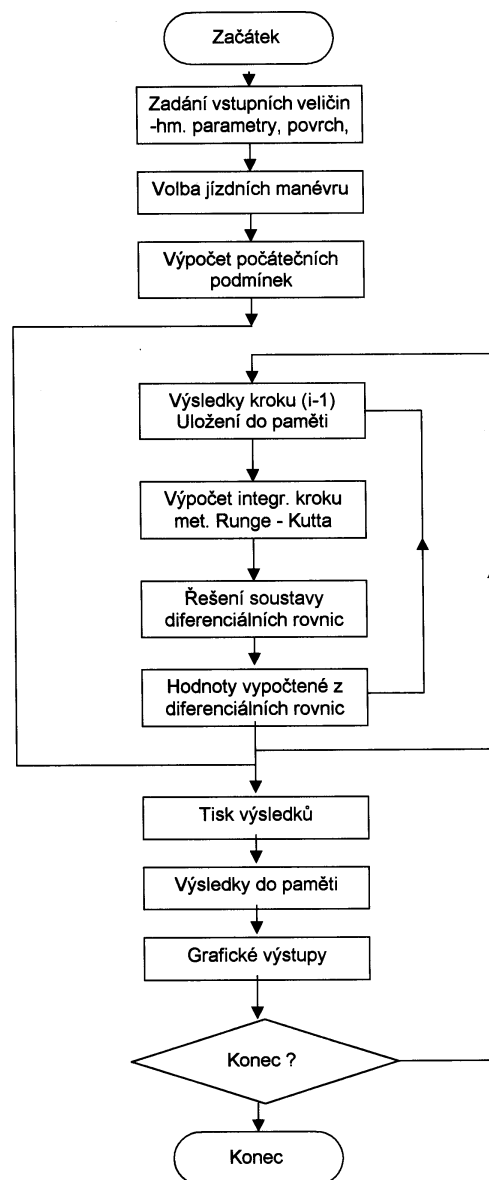
$$[A] \cdot \{\dot{u}\} + \{B\} = \{0\} \quad (9)$$

přičemž čtvercová matice $[A]$ a sloupcový vektor $\{B\}$ jsou funkcemi stavového sloupcového vektoru $\{u\}$ a jeho časové derivace $\{\dot{u}\}$.

Pro numerickou integraci systému nelineárních rovnic je použita metoda Runge-Kutta. Jako softwarový nástroj byl zvolen program Matlab. Pro svůj konkrétní příklad jsem nepoužil přednastavenou metodu numerické integrace Runge – Kutta. Při řešení daného problému je potřebná délka jednoho kroku $\Delta t = 0,001$ s, pokud se kolo otáčí a $\Delta t = 0,0001$ s pro blokuující nebo prokluzující kolo z důvodu matematické stability. Použil jsem vlastní pomocný program, který se v minulosti osvědčil jako přijatelný kompromis mezi přesností a výpočtovým časem. Výsledky jsou uloženy v matici. Matlab rovněž prezentuje výsledky v samostatných grafických oknech, jejichž počet není nijak omezen. Každé okno má své vlastnosti, které je možno modifikovat.

Na začátku programu budou zadány vstupní parametry, jako např. hmotnostní parametry, rozměrové parametry, poloha těžišť, hmotnost náprav, poloha těžišť náprav, momenty setrvačnosti, apod. Zvolí se volitelné parametry jako akcelerace, brzdění, druh manévru, řízení zadní nápravy, druh tlumení, apod. Požadovaný stav se zadá předdefinovaným číslem. Po té se spočítají veličiny, které jsou konstantní během celého manévru, jako jsou statické zatížení náprav, data pro výpočet klopení, odpor stoupání a valivý odpor, hnací moment na jedno kolo apod. Po té je proveden samotný výpočet a numerická integrace.

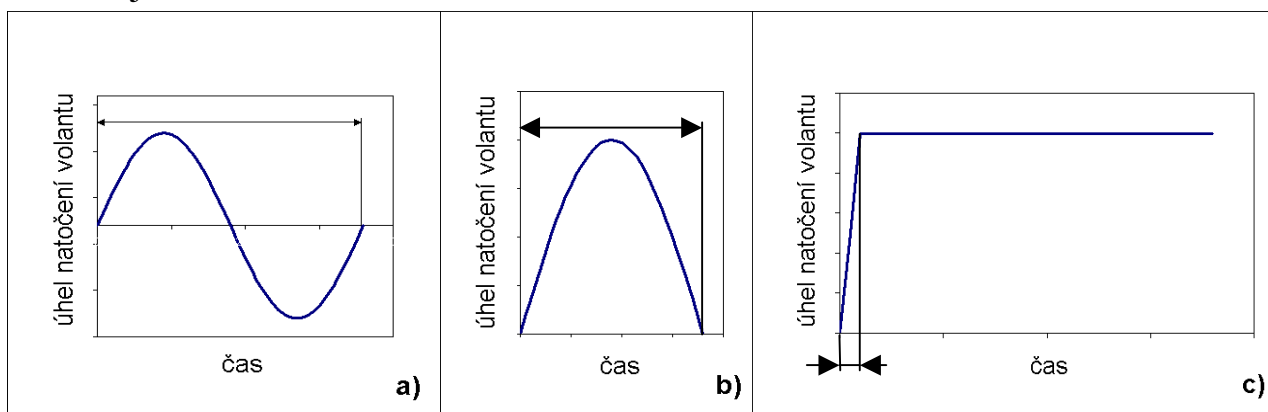
Pro snadnější práci jsem vytvořil jednoduché ovládací prostředí v programu Front Page. Vstupní veličiny se zadávají tabulkově v programu Excel. Rovněž výsledky z Matlabu jsou exportovány a uloženy jako tabulka Excelu. Jako standardní výstupy jsou naprogramovány veličiny: úhel natočení volantu, stáčivá rychlost obou částí, úhel zlomení obou částí, Pro rozdílnou přilnavost mezi nápravami pak ještě navíc: rychlosti kol, skluz.



Obr. 15 Zjednodušený vývojový diagram programu VEDYS.

4 VÝSLEDKY PRÁCE

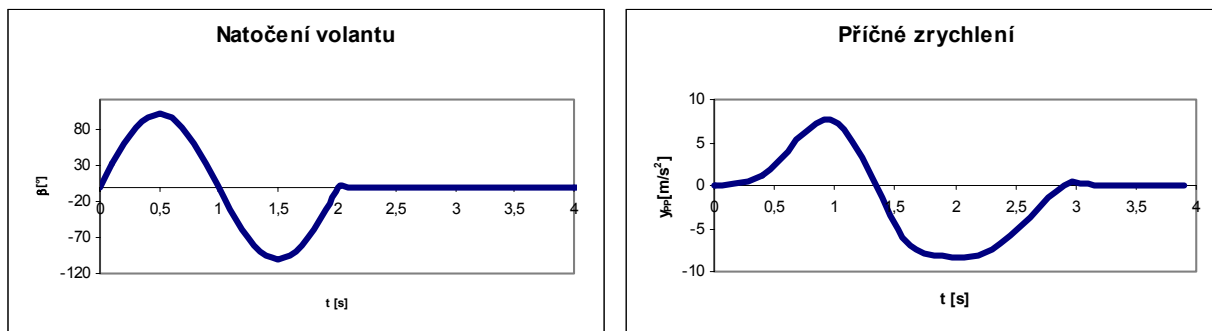
Matematické modely byly koncipovány jako universální, takže program umožňuje získat celou škálu zajímavých výsledků. Můžeme např. porovnávat jak se změni jízdní vlastnosti při různém zatížení vozidla, dá se sledovat změna chování vozidla při nerovnoměrném zatížení, na různém povrchu vozovky, chování vozidla při různých rychlostech, apod. Výstupy je možno modifikovat. Protože cílem práce nebylo vyřešit konkrétní jízdní manévry na konkrétním vozidle nebo soupravě, byla použita starší vozidlová data a jsou ukázány některé možné výstupy. Pro konkrétní vozidlo je možno provést stejné výpočty, pokud známe potřebné vstupní údaje. Verifikace výsledků byla provedena na základě měření provedených na Ústavu soudního inženýrství a pro sledované vozidlo Škoda Octavia, které bylo předmětem kontroly simulací byl zadán skutečný jízdní manévry, který byl na vozidle naměřen a data zjištěná při měření. Ukázky budících funkcí systému, tedy vstupního natočení volantu jsou na obr. 16.

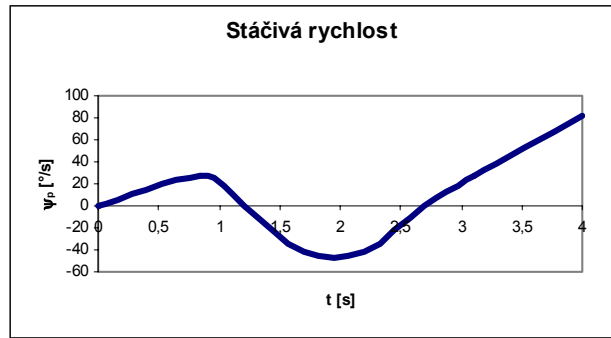
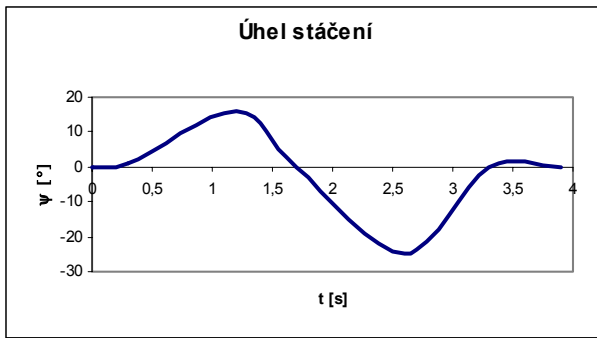


Obr. 16 Různé budící funkce vozidlového systému – časové průběhy úhlu natočení volantu: a) sinusová funkce - simuluje vyhýbání překážce nebo předjíždění, b) pulsusinová funkce - simuluje prudké zatočení c) skokové natočení volantu.

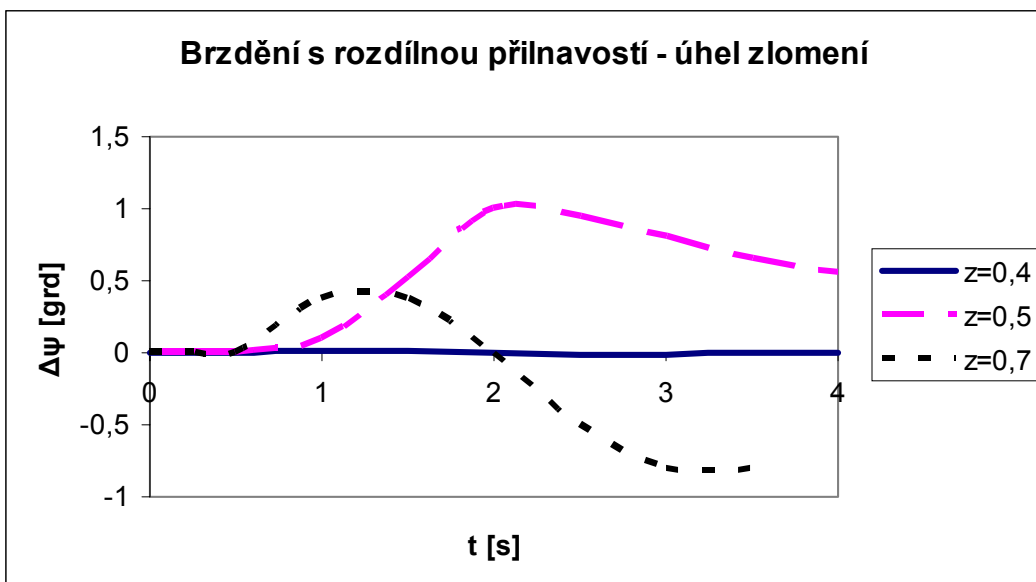
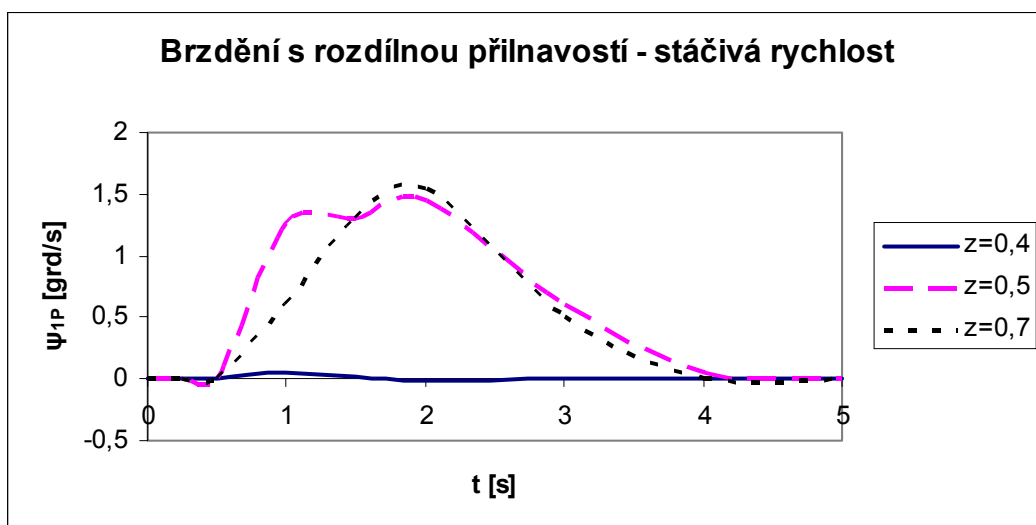
4.1 VÝSLEDKY MATEMATICKÉHO SIMULOVÁNÍ

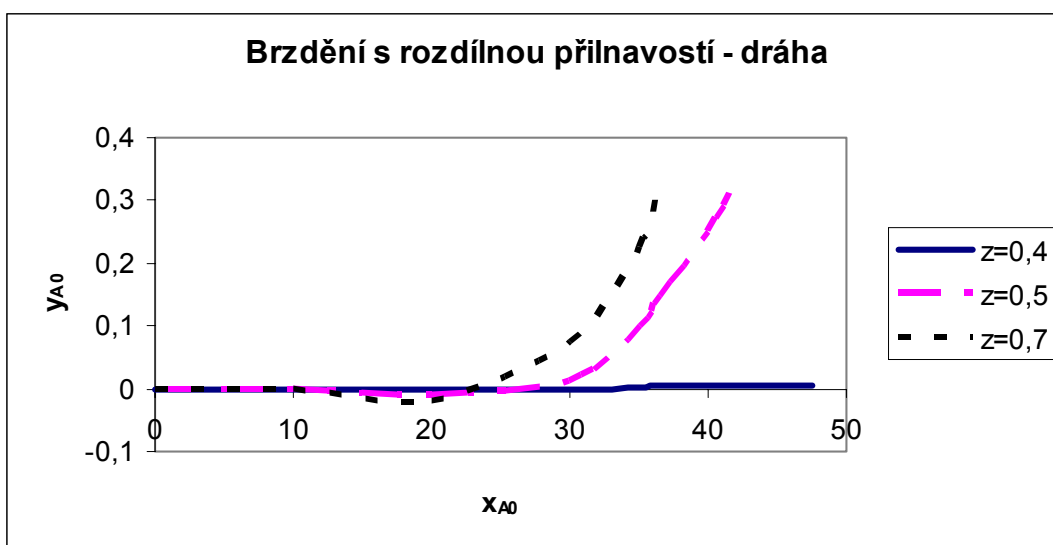
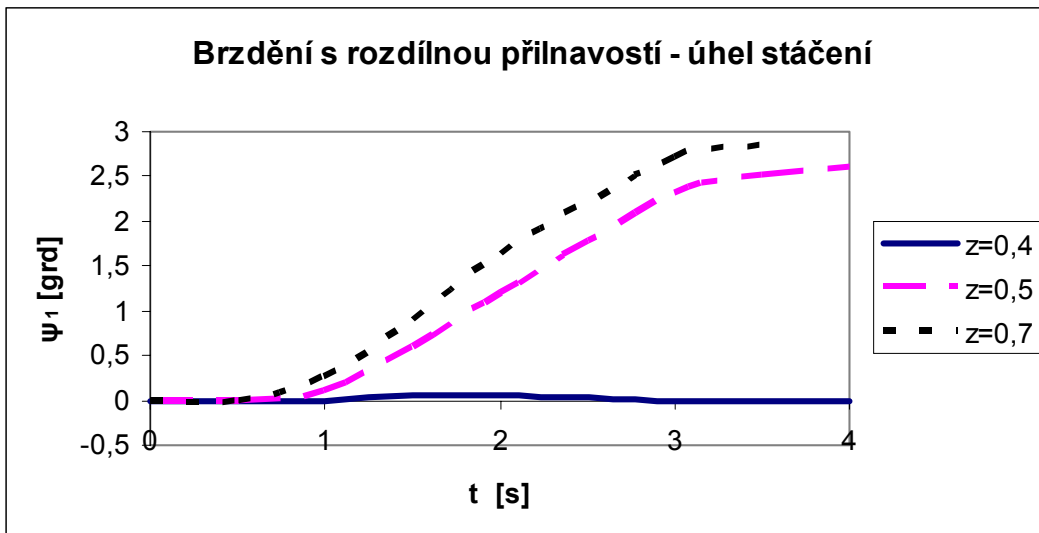
V následujících grafech jsou ukázány některé možné výstupy. Odezvy osobního automobilu na sinusové natočení volantu, rychlost 70 km/hod, sucho, pohon přední, bez akcelerace, brzdění a řízení zadní nápravy.



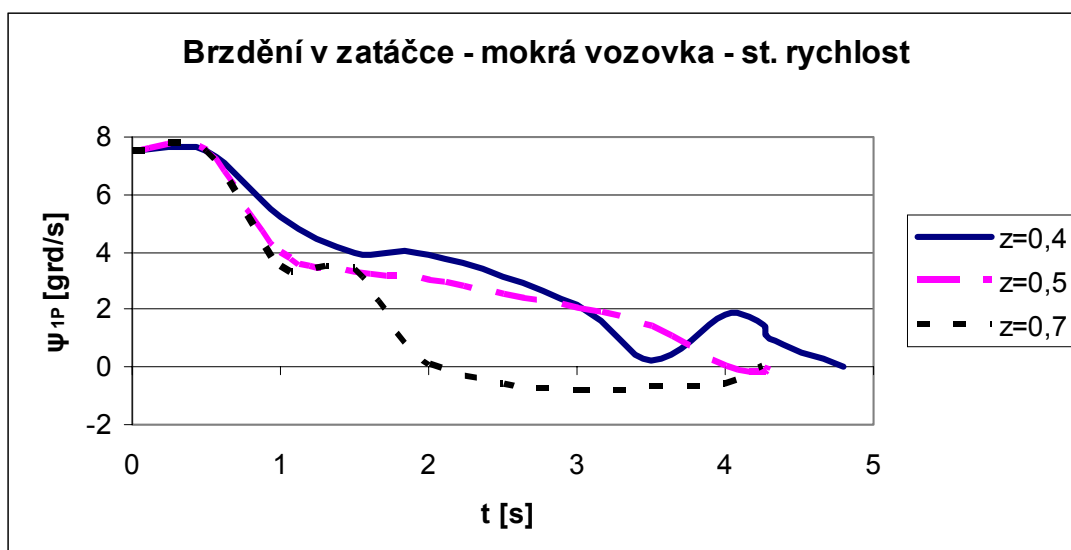


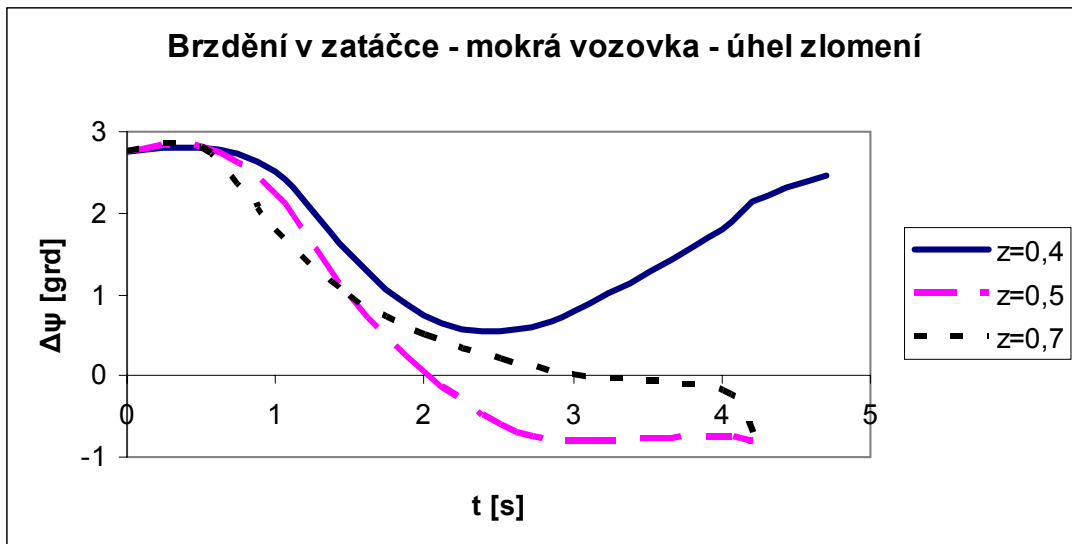
Ukázka simulace brzdění kloubového autobusu s rozdílnou přilnavostí v příčném směru. Tato situace může nastat např. v zimě pokud řidič najede pravou stranou vozidla do sněhu nebo na zledovatělou vozovku.



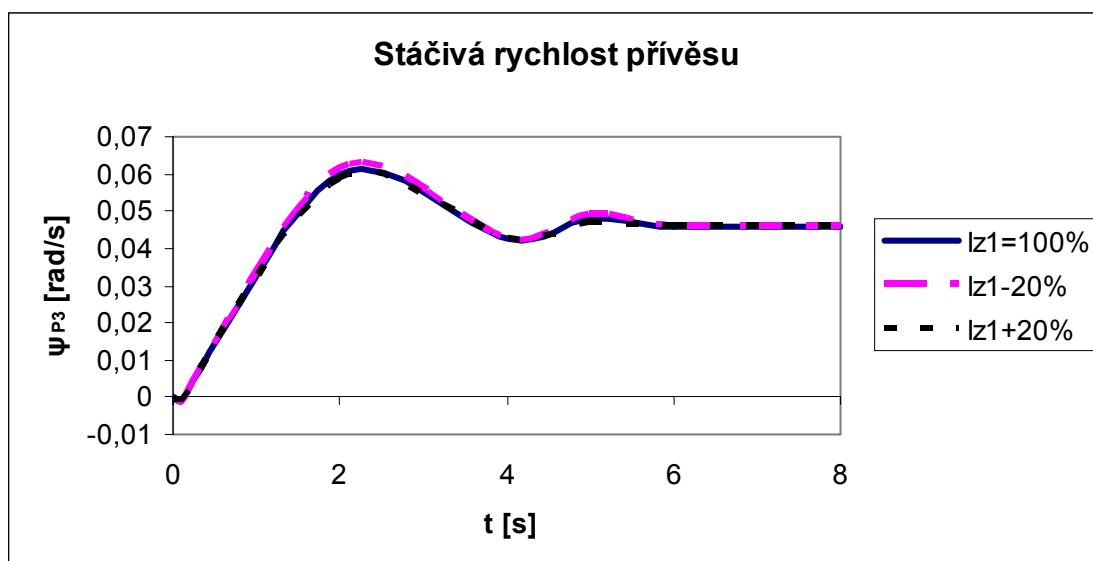
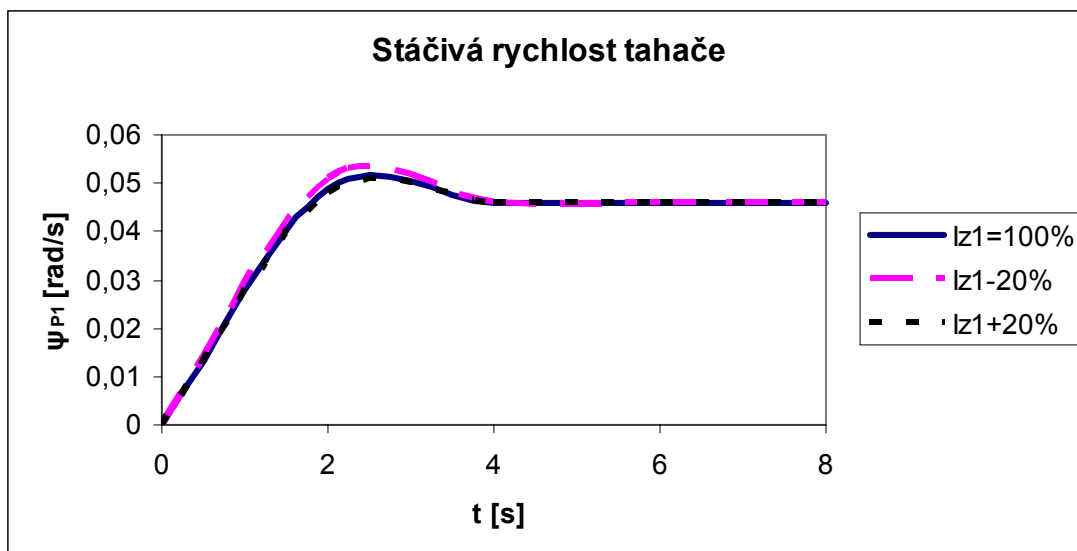


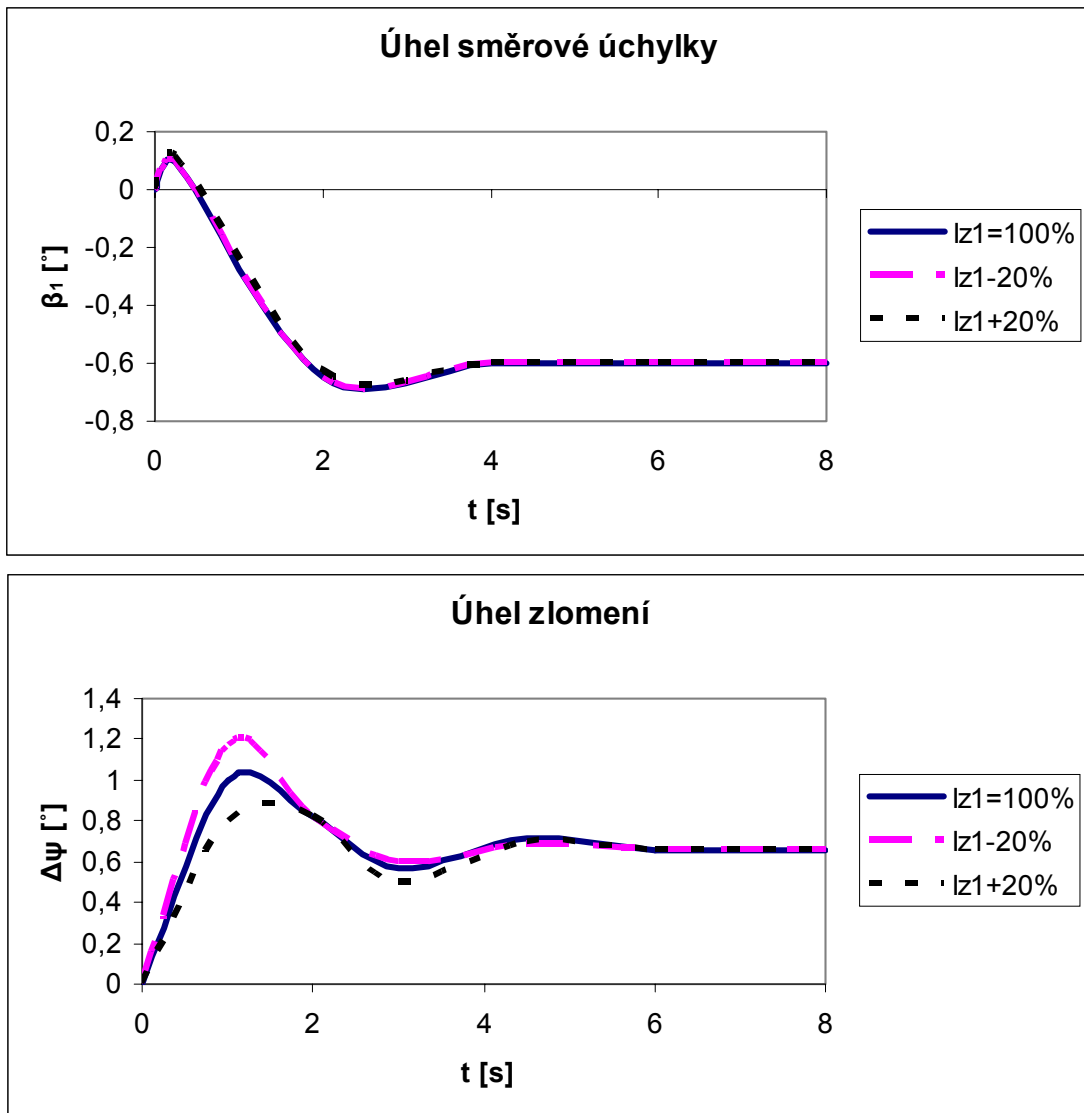
Dále bylo simulováno brzdění v zatáčce na mokré vozovce.





Vliv polohy těžiště přívěsové soupravy na jízdní vlastnosti.





4.2 VERIFIKACE VÝSLEDKŮ

Vzhledem k finanční náročnosti nebylo provést měření, která by plně experimentálně potvrdila výsledky simulací. Jsou však k dispozici výsledky měření, které se dají pro kontrolu matematických simulací použít z Ústavu soudního inženýrství v Brně. Cílem provedených měření bylo zejména porovnání teoretické a skutečné dráhy vozidla pro rekonstrukci metod. Výsledky měření byly použity převážně pro ověření vzorců používaných v soudní praxi. Byly měřeny i veličiny, které počítá můj simulační program a byly prováděny manévry, které jsem schopen zadat.

V simulačním programu je vstupní natočení volantu zadáno funkcí. Měření probíhalo, tak, že se řidič snaží projet trať vytyčenou kužely. Při některých měřeních byl snímán úhel natočení volantu. Ten je potom použit jako vstupní natočení volantu pro matematické simulování a proveden výpočet. Výsledky jsou graficky porovnány s naměřenými hodnotami. Zároveň bylo nutno předefinovat vozidlo.

Při měření byla zkoumána tato vozidla: Mercedes-Benz Actros 1843 LS/36 + návěs GT TirLiner, Tatra Terno 1, Mercedes Benz Sprinter 316 CDI/40 KAWA, Škoda Felicia Combi 1,3 Lxi, Škoda Octacia SLX 1,9 TDI, Škoda Octacia Ambiente 1,9 TDI, Škoda Fabia 1,4 Mpi.

Byly měřeny hodnoty rychlosti, horizontální pohyby pomocí vektorových snímačů a úhly klopení a klonění pomocí snímače výšky. V některých případech bylo měření doplněno o měření úhlu natočení volantu měřicím volantem MSW a úhlu směrové úchyly kola měřené vektorovým snímačem rychlosti. Dále bylo měřeno přímé zrychlení vozidla, zpravidla vždy ke všem třem osám pravoúhlého souřadného systému pevně spojeného s karoserií vozidla a dále úhlová rychlost k jedné až dvěma osám. Navíc byla měřena trajektorie vozidla, pomocí prostorového umístění snímačů na vozidle a vytýčení a proměření zkušební dráhy. Měřicí systém byl dále v některých případech doplněn o měření psychické zátěže řidiče.

Pro kontrolu bylo vybráno vozidlo Škoda Octavia Ambiente 1,9 TDI. Vozidlo bylo vybaveno měřicím volantem MSW, projíždělo dráhu odpovídající sinusovému natočení volantu a byly měřeny potřebné veličiny. Porovnání je provedeno na hodnotách příčného zrychlení, stáčivé rychlosti a úhlu klopení. Měření bylo provedeno dne 22.8.2001 na sportovním letišti v Boršicích u Buchlovic na vozovce s tvrdým drsným živičným povrchem. Měření bylo prováděno při rychlosti 40, 50, 60 km/hod a maximální rychlosti. Při maximální rychlosti byly sraženy dva kužely, proto tato rychlost nebude pro verifikaci použita. Projížděná dráha odpovídala normě ISO/WD 3881/2, šířky jízdních pruhů 2,15 m, 2,73 m, 3,00 m s přesazením 3,15 m, měřený úsek 61 m.

Vozidlo bylo vybaveno těmito přístroji:

Datron Corssis

Přístroj měří čas v sekundách, absolutní rychlost snímačem podélné a příčné rychlosti V1, absolutní rychlost snímačem podélné a příčné rychlosti a zdvihu HSCE, úhel pro rychlost v_{V1} (stupně), úhel pro rychlost v_{HSCE} (stupně), výšku snímačem HSCE - snímač byl upevněn na přední vozidla, výška naměřena snímačem HCE - snímač byl upevněn na zádi vozidla vlevo a vpravo.

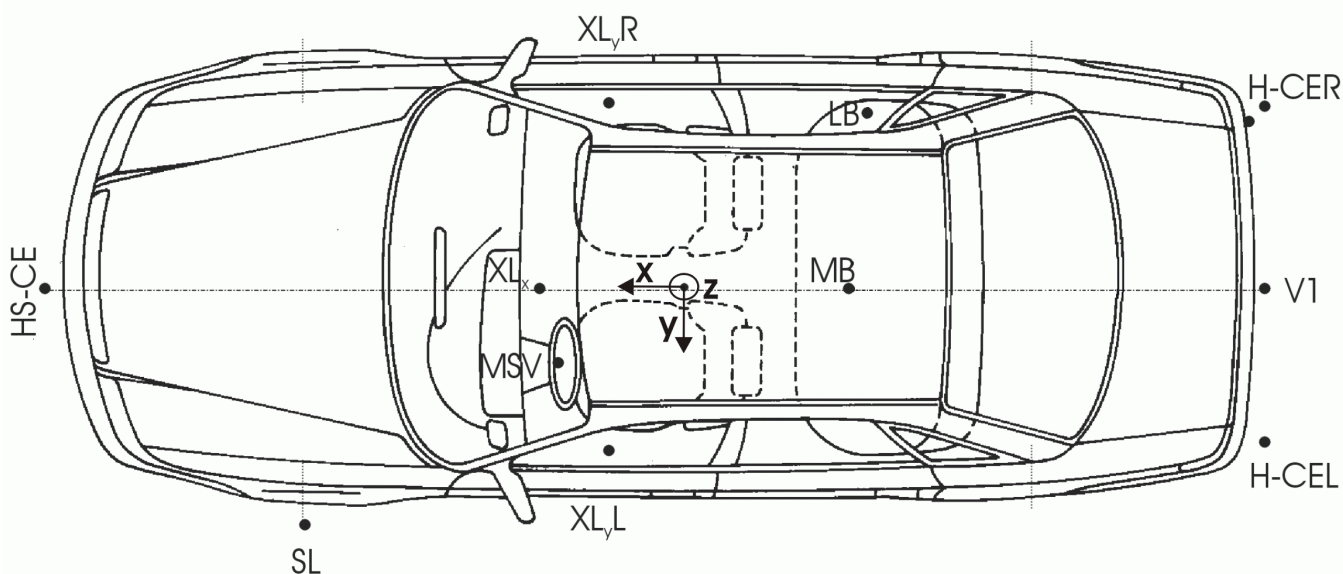
M Box

Přístroj vyvinutý na VUT v Brně – přímo měří zrychlení a stáčivé rychlosti (interaktivně zobrazuje tabulku měřených hodnot).

XL meter

Přístroj na měření zrychlení firmy Inventure (interaktivně zobrazuje tabulku naměřených hodnot) - originální prohlížeč těchto souborů XLVision.

U některých měření byla také měřena stopa pomocí značkovacího zařízení zaměřeného geodetickou totální stanicí **Topcon GTS 212** (interaktivně zobrazuje tabulku naměřených hodnot a obrázků). V daném případě nebylo toto měření prováděno.



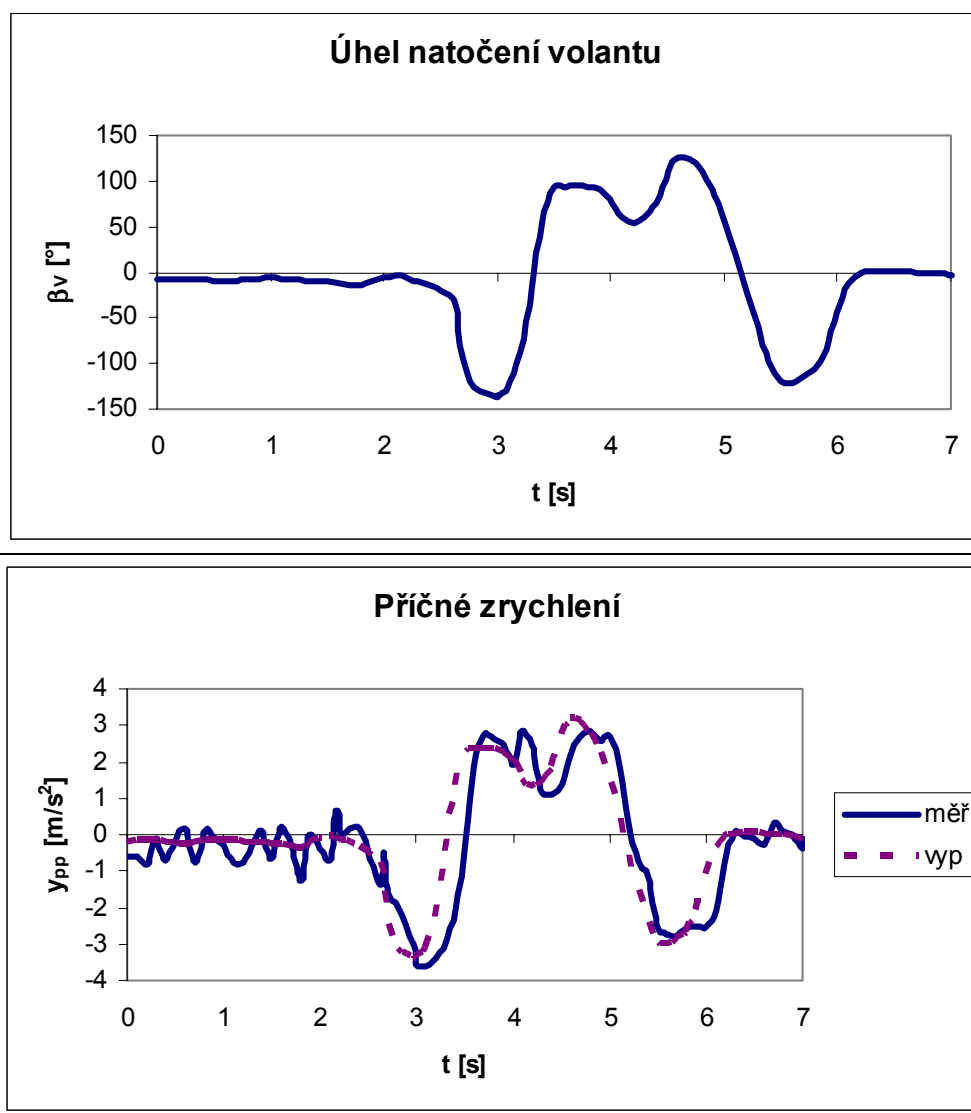
Obr. 17 Umístění snímačů na měřeném vozidle [10]

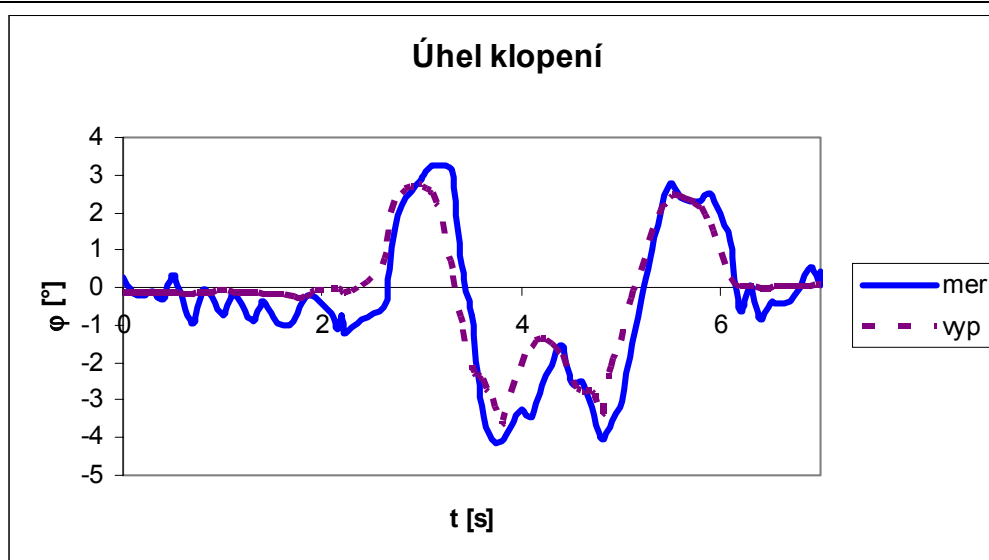
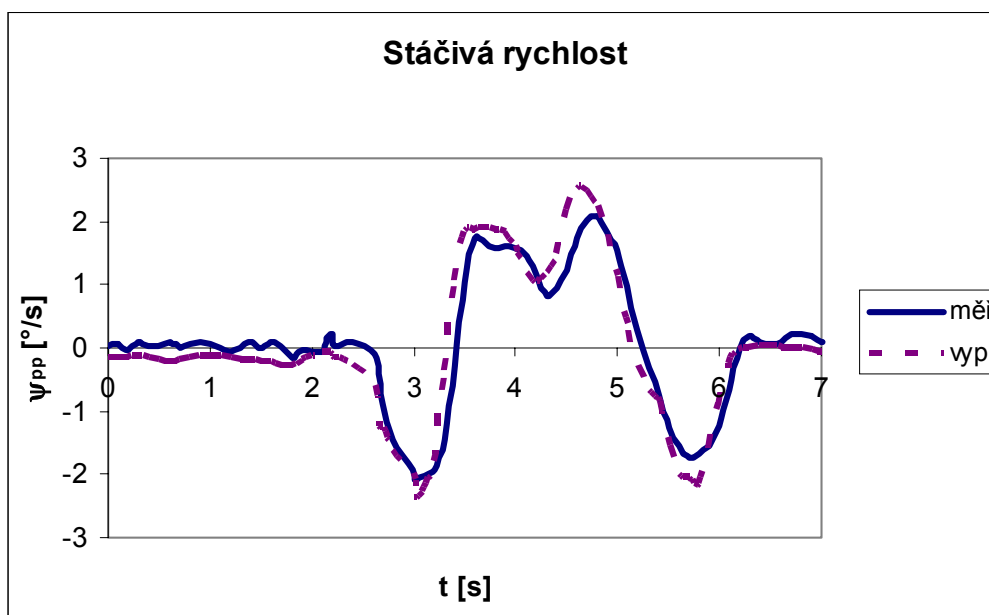
Tab. 1 Data měřeného vozidla [10]

Typ:	Škoda Octavia Ambiente 1,9 TDI
Délka:	4507 mm
Šířka:	1731 mm
Výška:	1429 mm
Rozvor náprav:	2512 mm
Rozchod vpředu / vzadu:	1516 / 1492 mm
Pohotovostní hmotnost:	1290 kg
Zdvihový objem motoru:	1896 cm ³
Max. výkon motoru (ISO):	66 kW / 4000 ot.min. ⁻¹
Pneumatiky:	195/65 R15
Výrobce, dezén na všech nápravách	Matador, MP14
Hloubka dezénu kol P nápravy LP/PP:	8,5/8,5 [mm]
Hloubka dezénu kol Z nápravy LZ/PZ:	8,5/8,5 [mm]
Tlak vzduchu kol P nápravy LP/PP:	0,21/0,21 [MPa]
Tlak vzduchu kol Z nápravy LZ/PZ	0,22/0,22 [MPa]

4.3 POROVNÁNÍ SIMULACÍ S MĚŘENÍM

Pro porovnání měření byla použita výše uvedená měření vozidla Škoda Octavia. Byly načteny hodnoty úhlu natočení volantu. Z nich pak byla vytvořena spojitá křivka, která byla navzorkována na časový úsek 0,01 s, což je optimum pro matematickou simulaci. Výsledky pak byly opět převzorkovány tak, aby bylo možno provést zobrazení měření a simulace v jednom grafu, tj. na časové úseky naměřených hodnot. Následující grafy ukazují porovnání změřených a nasimulovaných hodnot pro měřené vozidlo z nájezdové rychlosti 50 km/hod. Plná čára znázorňuje naměřené hodnoty, čárkovaná pak výsledky simulací. Porovnávané veličiny jsou: příčné zrychlení, stáčivá rychlost, úhel klopení. Tyto veličiny byly měřeny, lze je nasimulovat a zároveň jsou reprezentativní pro chování a ovladatelnost vozidel.





Byly také porovnány výsledky při nájezdové rychlosti 70 km/hod. Při tomto měření došlo ke smyku. Při výpočtu byl v čase 4,58 s přerušen výpočet, protože hodnoty začaly růst a došlo by k zacyklení programu, aniž by dokončil výpočet. Grafy jsou součástí disertační práce.

Výsledky matematického simulování vykazují poměrně dobrou shodu s naměřenými hodnotami. Počáteční oscilaci naměřených hodnot si vysvětlují nerovnostmi vozovky, které způsobí změnu měřených veličin. Simulační program tyto informace k dispozici nemá a nerovnosti vozovky ani není možné do programu zahrnout, takže vypočítané hodnoty jsou hladší. Časový předstih vypočítaných hodnot si vysvětlují setrvačností snímačů na měřeném vozidle. Zároveň je třeba uvážit, že snímače musí být umístěny co nejdál od těžiště. Na měřeném vozidle byly umístěny na přídatných držácích, které mohou ovlivnit moment setrvačnosti měřeného vozidla. Při druhém měření, kdy se vozidlo dostalo do nestabilního stavu program sice přerušil výpočet, ale předpověděl, že dojde ke smyku, což je pozitivní vlastnost a také jeden ze smyslů matematického simulování.

5 ZÁVĚR

Při řešení problému matematického simulování ovladatelnosti vozidel jsem nastudoval dostupnou literaturu a prošel obdobná témata prezentovaná na konferencích. Z toho vyplynulo, že teoretické poznatky k této oblasti jsou zpracované a publikované.

Po zvážení požadavků, kladených na mou práci jsem zvolil prostorový nelineární model vozidla. Pro řešení jsem rozdělil vozidla na několik typů. Jedná se o dvounápravové vozidlo, kloubový autobus, tahač s návěsem, tahač s přívěsem. Popsal jsem jednotlivé dynamické modely dle Lagrangeovy metody. Pomocí Lagrangeových rovnic a substituce jsem dostal soustavu diferenciálních rovnic. Při matematickém simulování jsou řešeny tyto problémy: rovinný pohyb, klopení vozidla, klonění vozidla, svislé zatížení kol, otáčení kol, pneumatiky a stav vozovky, řízení předních a zadních kol, pohon a brzdění vozidla, dále pak jsou zahrnuty vlivy konstrukce náprav a vliv tlumícího a blokovacího zařízení kloubového autobusu. Hodnocení ovladatelnosti je provedeno tak, že pro zadaná data vozidla se zvolí nájezdová rychlost a natočení volantu. Sledují se pak odezvy vozidla, které reprezentují jízdní vlastnosti. Standardně jsou zadány manévry: sinusové natočení volantu – předjížděcí manévr, pulsusové natočení volantu – vyhybací manévr, skokové natočení volantu a čtvrtsinusové natočení volantu.

Pro numerické řešení jsem zvolil metodu Runge – Kutta, matematický software Matlab. Na začátku programu jsou zadány vstupní parametry, jako např. hmotnostní parametry, rozměrové parametry, poloha těžišť, hmotnost náprav, poloha těžišť náprav, momenty setrvačnosti, rozchody kol, apod. Zvolí se volitelné parametry jako akcelerace, brzdění, druh manévru, řízení zadní nápravy, druh tlumení, apod.

Pro snadnější ovládání programu je vytvořena pomocí programu Front Page ovládací struktura. Samotné zadávání hodnot probíhá v Excelu, odkud jsou potom načteny programem Matlab, je proveden výpočet a standardní výsledky jsou exportovány opět do Excelu, kde jsou prezentovány v grafické podobě. Při řešení nějakého jiného problému lze využít buď programu v samotném prostředí Matlabu, nebo při dlouhodobějším využití provést jednoduchou úpravu. Simulační program může být po úpravách zpřístupněn on-line na internetu. V prostředí ovládání programu jsou rovněž ve stručné formě prezentovány modely a na schématech zaznačené používané symboly.

Verifikace výsledků byla provedena dle měření realizovaných na Ústavu soudního inženýrství. Měření probíhalo, tak, že se řidič snaží projet trať vytyčenou kužely. Pro verifikaci bylo použito vozidlo Škoda Octavia, které bylo vybaveno snímačem natočení volantu. Průběh natočení byl načten do programu Matlab a rozdělen na časové úseky vhodné pro simulační výpočet. Pro měření byly vybrány rychlosti 50 a 70 km/hod, při vyšší rychlosti se vozidlo dostalo do smyku. Porovnání bylo provedeno na následujících veličinách: příčné zrychlení, stáčivá rychlost, úhel klopení. Výsledky jsou graficky porovnány s naměřenými hodnotami. Výsledky simulací vykazují dobrou shodu s naměřenými hodnotami.

Program pro matematické simulování ovladatelnosti vozidle byl nazván „VEDYS“ (Vehicle Dynamics System).

6 SUMMARY

In the construction of the vehicle arise more and often want of influence intended modification to vehicle handling. Further is meaningful consecrate behavior of vehicle in the driving test and to find supposed solving. Therefore is covetable possibility mathematical simulation of driving test.

Submitted topic solves the problem of mathematical simulation of vehicle handling. Mathematical simulation is accomplished pursuant to three-dimension nonlinear model of vehicle. Next variations were solved: fourwheeler, fourwheeler with trailer, articulated bus, trailer. Numerical solution is provided by Matlab software.

Verification is accomplished pursuant to measurement of the Institute of Forensic Engineering, where was simulated the avoidance maneuver of vehicle and the maneuver of avoidance to hindrance. The measured maneuver was used as input quantity for simulation software and compared results were side acceleration, angle of pitch, yaw angle, yaw velocity and yaw acceleration. Results of simulations take good correspondece with measured datas.

Simulation software was named Vedys (**V**ehicle **D**ynamics **S**ystem).

7 POUŽITÉ ZDROJE

- [1] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství VLK, 2000. ISBN 80-238-5273-6
- [2] VLK, F.: *Podvozky motorových vozidel*. Nakladatelství VLK, Brno 2000. ISBN 80-238-5274-4
- [3] VLK, F. *Směrová dynamika kloubových autobusů*. Doktorská disertace. Brno, Fakulta strojní VUT, 1985
- [4] PIASECKI, F-U. *Theorie zur Dauerbremsung schwerer Last – und Sattelzüge*. Dissertation, Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 1977
- [5] MITSCHKE, M., PIASECKI, F-U. *Untersuchungen über die Dauerbremsung von Last – und Sattelzügen*, VDI – Verlag, Düsseldorf, 1974
- [6] REIMPELL, J. *Fahrtechnik. Lenkung*. Vogel-Verlaong, Würzburg 1984
- [7] SOCHA, J. *The modeling and simulations in the field of vechicle mechanics*, International Conference, Egeineering Mechanics, str. 105 -108, Svratka, 2000.
- [8] PORTEŠ, P. *An analysis of vechicle handling by using computer model*, National Confernece with International Participation Egeineering Mechanics, str. 205-211, Svratka, 2001.
- [9] VLK, F. *Přívěsové soupravy se zkráceným spojením: Racionalizace dopravy*, Automobil 8/93, str. 28- 32

- [10] Sborník konference 10th EVU Annual Meeting EVU Brno, CD ROM s příspěvky a výsledky měření, Brno, 2001
- [11] Firemní materiály Karosa, Volvo, Scania, BPW, Ford

8 SEZNAM VLASTNÍCH PUBLIKACÍ

- *Matematické modelování ovladatelnosti vozidel*, Mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol KOKA 2002, str. 220 - 225, Ráčkova dolina, 2002.
- *Negativní vlivy dopravy na životní prostředí*, Technika a trh, číslo 3, ročník 9, CCB, Brno 2001
- *Změny na českých silnicích*, Technika a trh, číslo 2, ročník 9, CCB, Brno 2001
- *Princip a možnosti využití Stirlingova motoru*, Technický týdeník, číslo 19, ročník 51, BertelsmannSpringer CZ, Praha 2003
- *Mathematical simulation of vehicle handling*, Perner's Contact 2004, str. 38, Pardubice, 2004
- Vlk, F., Kollhammer D.: *Elektronická kontrola bezpečné vzdálenosti*, Soudní inženýrství, číslo 3, ročník 15, USI, Brno 2004 M

9 CURRICULUM VITAE

Osobní údaje:

Jméno: Ing. David KOLLHAMMER
 Datum narození: 25. 7. 1977
 Národnost: česká
 Adresa: BRNO, Letní 6, 615 00
 Telefon: 606 876 367
 E – mail: david.kollhammer@centrum.cz

Vzdělání:

1991-1995 Integrovaná střední škola automobilní, Hybešova 15, Brno, obor: Provoz a údržba motorových vozidel
 1995-2000 Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, obor: Motorová vozidla

Odborná praxe:

1999-2000 Participace na vydání odborné literatury
 2000-2004 Pedagogická činnost na fakultě
 2000-2004 Účast na konferencích
 2000-2004 Vedení diplomových prací
 2000-2004 Oponentury diplomových prací
 2000-2004 Účast na státních závěrečných zkouškách
 2000-2004 Participace na vědecké činnosti ústavu