

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

TECHNICKÁ FAKULTA



**KINEMATIKA A ELASTOKINEMATIKA NEZÁVISLÉHO
ZAVĚŠENÍ VÍCEPRVKOVÉ NÁPRAVY SE ZOHLEDNĚNÍM
PODDAJNOSTI NOSNÝCH PRVKŮ**

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Doktorská disertační práce

Ing. TOMÁŠ VRÁNA

2016

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto disertační práci vypracoval samostatně pod vedením školitele a uvedl jsem veškerou použitou literaturu. Tištěná a elektronická verze práce se doslovně shodují.

JMÉNO A PŘÍJMENÍ: Tomáš Vrána

PODPIS:

DATUM: 25.05.2016

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat svému školiteli panu prof. Ing. Janu Kovandovi, CSc. za odborné konzultace, cenné rady, připomínky a podporu v průběhu celého doktorského studia. Dále děkuji pracovníkům servisu Auto Brejla, a.s. ve Vlašimi za umožnění experimentálního měření elastokinematických charakteristik víceprvkového zavěšení.

Nejvíce však srdečně děkuji své manželce Ing. Alici Vránové a svým rodičům za jejich nesmírnou morální podporu a obětavou trpělivost, kterou mi věnovali po celou dobu mého doktorského studia na TF ČZU, bez nichž by tato práce nikdy nevznikla.

Abstrakt CZ

Tato práce se zabývá elastokinematickými vlastnostmi víceprvkového systému zavěšení zadní nápravy, se zaměřením na využití počítačových simulací. Ke stavbě výpočtového modelu zavěšení a k simulacím elastokinematiky je využito specializovaných modulů systému Hyperworks. Námět práce je motivován vytvořením nových modelů se snahou o jejich zlepšení.

Úvodní část práce pojednává o současném stavu techniky v problematice elastokinematických vlastností zavěšení, popsány jsou doposud publikované práce. Je zde zařazena i kapitola definující základní pojmy, charakteristiky a konstrukční prvky v tématice zavěšení a náprav osobních vozidel, která pomůže plně neorientujícímu se čtenáři v tomto oboru.

První část práce je zaměřená na sběr kvalitních vstupních dat pro vytvoření výpočtového MBS modelu z reálného vzorku zavěšení. Je zde představeno stanovení kinematických bodů zavěšení, experimentální měření momentů setrvačnosti nosných prvků zavěšení a popsáno měření deformačních charakteristik gumokovových lůžek. Nechybí zde i měření charakteristik silových elementů zavěšení jako je například pružina nebo tlumič. Dále je zde navržena metoda měření elastokinematických charakteristik zavěšení na zkušebním stavu pro validaci modelu.

Druhá část práce se věnuje stavbě nových simulačních MBS modelů víceprvkového zavěšení zadní nápravy v systému Hyperworks. Model zavěšení je postupnými kroky zdokonalován, od čistě kinematického modelu, přes model s poddajným popisem lůžek, až po komplexní model, v kterém jsou zohledněny poddajné vlastnosti všech nosných prvků zavěšení. Jsou popsány vlastnosti modelů a úskalí, která při jejich vývoji vznikala. Ve výsledcích je rozebrán vliv zohlednění poddajností daných prvků a jejich konstrukčních variant na elastokinematické vlastnosti systému zavěšení.

Klíčová slova: Víceprvkové zavěšení, kinematika, elastokinematika, MBS model, poddajné modely nosných prvků, Hyperworks, experiment, nelineární charakteristiky lůžek, úhel sbíhavosti, úhel odklonu

Abstrakt EN

This thesis deals with elasto-kinematic properties of multi-link rear suspension system, based on simulations. The creation of computational model and simulation of elastokinematics are based on specialized modules of the HyperWorks software. The thesis idea is to create new models and improve their properties.

The chapter introduction presents and discusses the current knowledge state in the issue of elasto-kinematic characteristics of the vehicle suspension. Previously published works are presented in this section. The following section defines basic terms, features and design elements concerning the topic vehicle suspension and vehicle axle, which can help readers to orientate in this field.

The first part of the thesis is focused on the collection of high-quality input data to create the MBS computational model based on the real suspension components. The determination of kinematic suspension points, experimental measurements of inertia moments of supporting elements of the suspension and measurements of deformation characteristics of rubber-metal bushings are presented in the thesis. There are also measuring characteristics of force elements such as springs or shock absorbers. Then the proposed method of measuring elasto-kinematic characteristics of the suspension using testing machine for model validation is also introduced.

The second and main part is devoted to creating a new MBS simulation models of multi-link rear suspension using HyperWorks system. The suspension model is improved by successive steps, from kinematic model, through model with flexibility of the bushings, to the complex model in which the flexible properties of all supporting elements are reflected. The properties of the used models are described together with arising calculation problems. The results discuss the impact of elements flexibility and individual structural alternatives on elasto-kinematic characteristics of the suspension system.

Key words: Multi-link suspension, kinematics, elastokinematics, MBS model, flexible models of supporting elements, Hyperworks, experiment, non-linear characteristics of bushing, Toe, Camber

Obsah

1	Úvod	1
2	Současný stav řešené problematiky	2
2.1	Teorie náprav osobního automobilu.....	3
2.1.1	Zavěšení kola	4
2.1.2	Kinematika nezávislého zavěšení kola	5
2.1.3	Geometrie zavěšení kola	6
2.1.4	Elastokinematika zavěšení kola	9
2.1.5	Nápravy vozidel a jejich skladba	11
2.1.6	Nosné prvky	12
2.1.7	Izolační prvek–gumokovové lůžko.....	13
2.1.8	Systém odpružení nápravy	14
2.2	Přehled současného stavu odborné literatury.....	16
3	Cíle disertační práce	29
4	Materiál a metody	30
4.1	Popis řešeného typu víceprvkového zavěšení zadní nápravy	30
4.2	Stanovení vstupních dat do výpočtového modelu.....	32
4.2.1	Definice zatížení a geometrická data mechanismu zavěšení	32
4.2.2	Geometrie prvků zavěšení a jejich hmotnostní charakteristiky	35
4.2.3	Ověření momentů setrvačnosti nosných prvků měření	36
4.2.4	Měření deformačních charakteristik gumokovových lůžek.....	40
4.2.5	Charakteristiky silových prvků.....	43
4.3	Experimentální měření pro validaci výpočtového modelu	44
4.4	Matematické modelování v systému Hyperworks	47
4.4.1	Struktura systému Hyperworks.....	48
4.4.2	MBS model v modulu MotionView	49
4.4.3	Základy práce s MotionView.....	51
4.4.4	Základní matematický popis MotionView a MotionSolve.....	52
4.4.5	Poddajná tělesa v MBS modelu	53
4.4.6	Příprava konečně-prvkových modelů v Hypermesh.....	57
4.4.7	Vložení modálně poddajných těles do MBS modelu.....	59
4.5	Model nezávislého zavěšení víceprvkové nápravy	61
4.5.1	Kinematický model zavěšení-„Kin“	61
4.5.2	Elastokinematický model zavěšení-„Elast“	63
4.5.3	Elastokinematický model zavěšení s poddajnými tělesy-„Elast+Flex“	64
4.5.4	Elastokinematické modely pro citlivostní analýzu	66

4.6	Konečně-prvkové modely nosných prvků zavěšení.....	66
4.6.1	Model nápravnice	67
4.6.2	Model podélných ramen	68
4.6.3	Model horního příčného ramene.....	69
4.6.4	Model pomocné tyče.....	70
4.6.5	Model dolního příčného ramene	70
4.7	Model nosiče kola	71
4.7.1	Modální vlastnosti nosných prvků zavěšení	72
4.8	Definice zátěžných režimů při simulacích MBS.....	76
5	Výsledky a diskuse.....	78
5.1	Kinematický, elastokinematický a Flex model	78
5.2	Vliv konstrukčních variant poddajných nosných prvků.....	87
5.2.1	Nápravnice	87
5.2.2	Podélné rameno.....	92
5.2.3	Horní příčné rameno	94
5.2.4	Pomocná tyč.....	97
5.2.5	Dolní příčné rameno	100
5.2.6	Nosič kola	102
5.3	Diskuse.....	105
6	Závěry a doporučení pro využití poznatků v praxi nebo pro další rozvoj oboru	109
7	Seznam použité literatury	113

Seznam obrázků

Obr. 2.1: Souvislost mezi hlavními funkcemi nápravy a jejím vlivem na bezpečnost.....	3
Obr. 2.2: Možnosti zavěšení kola pomocí jednoho ramene [27].....	6
Obr. 2.3: Možnosti zavěšení kola pomocí více ramen [27].....	6
Obr. 2.4: Negativní odklon kola γ podle ISO 612/DIN 70000.....	7
Obr. 2.5: Úhel sbíhavosti δ podle ISO 612/DIN 70000.....	8
Obr. 2.6: Konstrukce okamžitého středu klopení kola (bod P) a karosérie (bod S) pro víceprvkovou nápravu.....	9
Obr. 2.7: Elastokinematika zavěšení kola při působení síly ovlivněná lůžkem v bodě C.....	10
Obr. 2.8: Schematické znázornění principu zkušebnímu stavu (vlevo), zatížení podpory kola zkušebnímu stavu (vpravo) [10].....	10
Obr. 2.9: Ukázka zkušebnímu stavu pro měření elastokinematiky celého vozu [60].....	11
Obr. 2.10: Skladba zadní hnací nápravy [78].....	12
Obr. 2.11: Nosné prvky náprav: a) nápravnice, b) ložisková jednotka, c) 3-bodové příčné rameno, d) nosič kola – náprava s pohonem, e) nosič kola – náprava bez pohonu, f) 2-bodové příčné rameno [27].....	13
Obr. 2.12: Konstrukční provedení a statické deformační charakteristiky gumokovového lůžka pro klikovou nápravu se spojenými rameny [27].....	14
Obr. 2.13: Konstrukční provedení dvouplášťového (vlevo) a jednoplášťového tlumiče (vpravo) [27].....	15
Obr. 2.14: Funkční schéma příčného stabilizátoru nápravy [27].....	16
Obr. 4.1: Kinematické schéma zkoumaného zavěšení (vlevo), konstrukční provedení víceprvkového zavěšení zadní nápravy vozu Ford Focus (vpravo).....	31
Obr. 4.2: Mobilní přenosné váhy pro měření hmotnosti připadající na kolo [25].....	33
Obr. 4.3: Souřadnicový systém vozidla.....	34
Obr. 4.4: Sestava modelů nosných prvků zavěšení pro výpočet hmotnosti a momentů setrvačnosti.....	35
Obr. 4.5: Trifilární torzní závěs pro měření momentů setrvačnosti.....	36
Obr. 4.6: Cykly I-II-III torzního kmitání závěsu.....	37
Obr. 4.7: Měření momentu setrvačnosti I_{zz} nápravnice (vlevo) a dolního příčného ramene (vpravo).....	39
Obr. 4.8: Definice zátěžných stavů při měření charakteristik gumokovových lůžek,	41
Obr. 4.9: Zkušební stav Zwick/Roll (vlevo) [82], měřicí přípravek se zalisovaným lůžkem při měření radiální charakteristiky (vpravo), pozn.: majitel stroje si nepřál zveřejnit foto z měření.....	42
Obr. 4.10: Deformační radiální charakteristika $D_x=f(F_x)$ gumokovového lůžka C1.....	43
Obr. 4.11: Deformační charakteristika šroubové pružiny.....	43
Obr. 4.12: Rychlostní charakteristika tlumiče (vlevo), deformační charakteristika přídavné pružiny (vpravo).....	44
Obr. 4.13: Součásti zařízení Beißbarth VAG 1995 K/VAS 5080 pro měření geometrických parametrů zavěšení – měřicí hlavice (vlevo), upínací držák hlavice (uprostřed), řídicí počítač (vpravo).....	45
Obr. 4.14: Princip měření (vlevo) a uchycení snímací hlavice Beißbarth na levém kole zadní nápravy při měření na vozidle (vpravo).....	46
Obr. 4.15: Okno programu měřicího zařízení Beißbarth.....	46
Obr. 4.16: Proces vytváření MBS modelu ve výpočtovém systému Hyperworks.....	48
Obr. 4.17: Pracovní plocha modulu MotionView systému Hyperworks.....	51
Obr. 4.18: Grafická reprezentace lineární náhrady [3].....	54

Obr. 4.19: Okno FLEXPREP v MotionView pro vytvoření modálně pružného tělesa (vstupy, výstupy)	56
Obr. 4.20: Polohový vektor modálně pružného tělesa ve výpočtovém MBS modelu....	56
Obr. 4.21: Okno modulu Hypermesh-otevřený model pomocné tyče (PT).....	57
Obr. 4.22: Porovnání vytvořených konečně-prvkových sítí modelu příčného ramene, automaticky vygenerovaná síť-Automesh (vlevo), optimalizovaná síť (vpravo).....	58
Obr. 4.23: Úprava sítě pomocí funkce MeshAdapt	58
Obr. 4.24: Zadaní pro vytvoření RBE2-Spideru pro kinematický bod B1 pomocné tyče (PT)	59
Obr. 4.25: Dialogové okno funkce Nodes pro poddajný model horního příčného ramene (levé)	59
Obr. 4.26: Okno Modes pro volbu modálního tlumení u modelu dolního příčného ramene.....	60
Obr. 4.27: Kinematické schéma výpočtového modelu zavěšení „Kin“	61
Obr. 4.28: Vygenerovaná šablona nezávislého zavěšení nápravy v Hyperworks 11	62
Obr. 4.29: Výpočtový kinematický model s tuhými prvky „Kin“	63
Obr. 4.30: Výpočtový elastokinematický model „Elast“ s tuhými tělesy a poddajnými lůžky.....	64
Obr. 4.31: Výpočtový model „Elast+Flex PR“ obsahující poddajná lůžka a poddajné modely podélných ramen (PR)-vlevo, kinematické schéma (vpravo).....	65
Obr. 4.32: Výpočtový model „Elast+Flex All“ obsahující poddajná lůžka a poddajné modely všech nosných prvků (vlevo), schéma modelu s vyznačením poddajných nosných prvků (vpravo)	65
Obr. 4.33: Konečně-prvkový model nápravnice (vlevo), detail na spojovací uzly RBE2-B1 (vpravo dole) a RBE2-NKP (vpravo nahoře).....	67
Obr. 4.34: Konečně-prvkový model podélného ramene (levé)	69
Obr. 4.35: Konečně-prvkový model horního příčného ramene (levé).....	69
Obr. 4.36: Konečně-prvkový model pomocné tyče (levá).....	70
Obr. 4.37: Konečně-prvkový model dolního příčného ramene (levé).....	71
Obr. 4.38: Konečně-prvkový model nosiče kola (levý, pohled na jeho vnitřní stranu)..	72
Obr. 4.39: Modální vlastnosti nápravnice, a-první vlastní tvar (krut), b-druhý vlastní tvar (ohyb), c-třetí vlastní tvar (ohyb) varianty V1, d-porovnání vlastních frekvencí dalších variant	73
Obr. 4.40: Modální vlastnosti podélného ramene, a-první vlastní tvar (krut), b-druhý vlastní tvar (ohyb), c-třetí vlastní tvar (ohyb) varianty V1, d-porovnání vlastních frekvencí dalších variant	74
Obr. 4.41: Modální vlastnosti horního příčného ramene, a-první vlastní tvar (ohyb), b-druhý vlastní tvar (ohyb), c-třetí vlastní tvar (krut) varianty V1, d-porovnání vlastních frekvencí dalších variant	74
Obr. 4.42: Modální vlastnosti pomocné tyče, a-první vlastní tvar (krut), b-druhý vlastní tvar (ohyb), c-třetí vlastní tvar (ohyb) varianty V1, d-porovnání vlastních frekvencí dalších variant	75
Obr. 4.43: Modální vlastnosti dolního ramene, a-první vlastní tvar (krut), b-druhý vlastní tvar (ohyb), c-třetí vlastní tvar (ohyb) varianty V1, d-porovnání vlastních frekvencí dalších variant	75
Obr. 4.44: Modální vlastnosti těhlice, a-první vlastní tvar, b-druhý vlastní tvar, c-třetí vlastní tvar varianty V1, d-porovnání vlastních frekvencí obou výpočtových variant...	76
Obr. 4.45: Porovnání prvních tří vlastních frekvencí poddajných těles nosných prvků.	76
Obr. 4.46: Silové zatížení kola zavěšení (vlevo), průběh sil v závislosti na čase (vpravo)	77

Obr. 5.1: Závislost $\gamma=f(Rz)$ pro modely víceprvkového zavěšení s poddajnými nosnými prvky	78
Obr. 5.2: Závislost $\delta=f(Rz)$ pro modely víceprvkového zavěšení s poddajnými nosnými prvky	79
Obr. 5.3: Závislost $\delta=f(FB)$ pro modely víceprvkového zavěšení s poddajnými nosnými prvky	83
Obr. 5.4: Závislost $\gamma=f(FB)$ pro modely víceprvkového zavěšení s poddajnými nosnými prvky	84
Obr. 5.5: Závislost $\delta=f(FP)$ pro modely víceprvkového zavěšení s poddajnými nosnými prvky	85
Obr. 5.6: Závislost $\gamma=f(FP)$ pro modely víceprvkového zavěšení s poddajnými nosnými prvky	85
Obr. 5.7: Změna úhlu sbíhavosti δ a odklonu γ při působení boční síly FB a brzdné síly FP	86
Obr. 5.8: Závislost $\delta=f(Rz)$ pro varianty V1-V8 poddajného modelu nápravnice	88
Obr. 5.9: Závislost $\gamma=f(Rz)$ pro varianty V1-V8 poddajného modelu nápravnice	89
Obr. 5.10: Závislost $\delta=f(FB)$ pro varianty V1-V8 poddajného modelu nápravnice	89
Obr. 5.11: Závislost $\gamma=f(FB)$ pro varianty V1-V8 poddajného modelu nápravnice	90
Obr. 5.12: Závislost $\delta=f(FP)$ pro varianty V1-V8 poddajného modelu nápravnice	90
Obr. 5.13: Závislost $\gamma=f(FP)$ pro varianty V1-V8 poddajného modelu nápravnice	91
Obr. 5.14: Změny geometrických parametrů při silovém zatížení	92
Obr. 5.15: Závislost $\delta=f(Rz)$ pro varianty V1-V6 poddajného modelu podélného ramene	92
Obr. 5.16: Závislost $\delta=f(FB)$ -vlevo a $\gamma=f(FB)$ -vpravo pro varianty V1-V6 poddajného modelu podélného ramene	93
Obr. 5.17: Závislost $\delta=f(FP)$ -vlevo a $\gamma=f(FP)$ -vpravo pro varianty V1-V6 poddajného modelu podélného ramene	94
Obr. 5.18: Závislost $\delta=f(Rz)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu horního ramene	95
Obr. 5.19: Závislost $\gamma=f(Rz)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu horního ramene	95
Obr. 5.20: Závislost $\gamma=f(FB)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu horního příčného ramene	96
Obr. 5.21: Závislost $\gamma=f(FP)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu horního příčného ramene	96
Obr. 5.22: Závislost $\delta=f(Rz)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu pomocné tyče ..	97
Obr. 5.23: Závislost $\delta=f(FB)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu pomocné tyče ..	98
Obr. 5.24: Závislost $\gamma=f(FB)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu pomocné tyče ..	98
Obr. 5.25: Závislost $\delta=f(FB)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu pomocné tyče ..	99
Obr. 5.26: Závislost $\gamma=f(FP)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu pomocné tyče ..	99
Obr. 5.27: Závislost $\delta=f(Rz)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu dolního příčného ramene	100
Obr. 5.28: Závislost $\gamma=f(Rz)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu dolního příčného ramene	101
Obr. 5.29: Závislost $\delta=f(FB)$ -vlevo, $\gamma=f(FB)$ -vpravo pro varianty V1-V4 poddajného modelu dolního příčného ramene	101
Obr. 5.30: Závislost $\delta=f(FP)$ -vlevo, $\gamma=f(FP)$ -vpravo pro varianty V1-V4 poddajného modelu dolního příčného ramene	102
Obr. 5.31: Závislost $\delta=f(Rz)$ pro dvě varianty poddajného modelu nosiče kola	103
Obr. 5.32: Závislost $\gamma=f(Rz)$ pro dvě varianty poddajného modelu nosiče kola	103
Obr. 5.33: Závislost $\delta=f(FB)$ -vlevo, $\gamma=f(FB)$ -vpravo pro variantu V1 a V2 poddajného modelu nosiče kola	104

Obr. 5.34: Závislost $\delta=f(\text{FB})$ -vlevo, $\gamma=f(\text{FB})$ -vpravo pro variantu V1 a V2 poddajného modelu nosiče kola 105

Seznam tabulek

Tab. 2.1: Typy kinematických dvojic mechanismu zavěšení kola	5
Tab. 4.1: Naměřené hmotnosti připadající na jednotlivá kola vozidla v KP	33
Tab. 4.2: Souřadnice kinematických bodů zavěšení zadní nápravy pro KP v GSS	34
Tab. 4.3: Souřadnice kinematických bodů středu kola, pružiny, tlumiče, stabilizátoru a uchycení nápravnice do karosérie pro KP v GSS	34
Tab. 4.4: Hmotnosti a momenty setrvačnosti k těžišti daných prvků zavěšení nápravy	36
Tab. 4.5: Parametry trifilárního torzního závěsu pro měření momentu setrvačnosti	39
Tab. 4.6: Porovnání hodnot momentů setrvačnosti získané výpočtem a měřením na trifilárním torzním závěsu	40
Tab. 4.7: Typy kinematických vazeb nastavených v kinematickém modelu „Kin“	62
Tab. 4.8: Mechanické vlastnosti přiřazených materiálů pro modely [33]	67
Tab. 4.9: Výpočtové varianty nápravnice	68
Tab. 4.10: Výpočtové varianty podélného ramene	69
Tab. 4.11: Varianty konečně-prvkových modelů horního příčného ramene	70
Tab. 4.12: Varianty konečně-prvkových modelů pomocné tyče	70
Tab. 4.13: Varianty konečně-prvkových modelů dolního příčného ramene	71
Tab. 5.1: Průměrné odchylky úhlu sbíhavosti a úhlu odklonu z výpočtových modelů od experimentálního měření	81
Tab. 5.2: Výhody a nevýhody výpočtových modelů víceprvkového zavěšení	82

Seznam zkratek

3D	3-Dimension
ABS	Anti-lock Brake System
ADAMS	Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems
ATZ	Automobil Technische Zeitschrift
BMW	Bayerische Motoren Werke
CAD	Computer Aided Design
CAM	Computer Aided Manufacturing
CAE	Computer Aided Engineering
CMS	Component Mode Synthesis
CPU	Central Processing Unit
DOF	Degree of Freedom
DPR	Dolní příčné rameno
ELAST	Elastokinematický model
ESC	Electronic Stability Control
FEM	Finite Element Methode
FLEX	Model s poddajnými tělesy
HDD	Hard Disk Drive
HPR	Horní příčné rameno
KB	Kinematický bod
KD	Kinematická dvojice
KIN	Kinematický model
KP	Konstrukční poloha
GSS	Globální souřadnicový systém
MBS	Multi Body System
MKP	Metoda konečných prvků
MFB	Modal Flexible Body
NK	Nosič kola (těhlice)
NR	Nápravnice
OCP	Optimized Contact Patch
PR	Podélné rameno
PT	Pomocná tyč
RAM	Random Access Memory
SPMD	Suspension Parametr Measuring Device
SRN	Spolková republika Německo
USA	United States of America
WSEAS	World Scientific and Engineering Academy and Society

1 Úvod

Historie vozidel a jejich podvozků začíná v hluboké minulosti asi před 6 000 lety objevem kola, které bylo tenkrát dřevěné, skládané z desek. Významná část historie se pak píše koncem 18. století, kdy probíhaly první zkoušky vozidel poháněné parním strojem (J. Watt, 1785). Provozně náročné parní stroje se počátkem 19. století dále vyvíjely a zlepšovaly, nicméně je v pohonné soustavě vozidel postupně zcela nahradily pístové spalovací motory. Vše začalo důležitým vynálezem zážehového (N. Otto, 1862-1866) a později vznětového motoru (R. Diesel, 1897). Nosné nápravy tehdejších vozidel představovala tuhá osa, která spojovala obě otočně uložená kola. Důležitým milníkem v následujícím vývoji náprav je rok 1926, kdy automobilka Fiat podala patent na nápravu s nezávislým zavěšením kol typu McPherson. Dále následoval patent Fritze Oswalda podaný v roce 1958 na víceprvkový systém zavěšení kola a v roce 1975 byla do osobních vozidel poprvé nasazena kliková náprava se spojenými rameny.

Automobilový průmysl se v dnešní době velmi rychle rozvíjí, dynamicky reaguje na poptávku zákazníků a osobní automobily se v ekonomicky vyspělých státech stávají již běžným spotřebním zbožím. Vozidla jsou vybavena stále výkonnějšími pohonnými agregáty a jsou tedy schopna dosáhnout velmi vysokých jízdních rychlostí. Značně narůstá jejich počet, který způsobuje vyšší hustotu provozu na silničních komunikacích. Ta kromě například zhoršující se situace se životním prostředím přináší velký problém s bezpečností provozu v podobě rostoucí četnosti vzniku dopravních nehod. Proto je zapotřebí věnovat se studiu tzv. pasivní a aktivní bezpečnosti vozidel. Pasivní bezpečnost má za úkol minimalizovat všechny následky v případě vzniku dopravní nehody. Naopak aktivní bezpečnost je velmi důležitý technický obor, který má zabránit už samotné dopravní nehodě. Patří sem nejen například výhledy řidiče z vozidla nebo dnes běžný a pro nově vyvíjená vozidla povinný mechatronický asistenční bezpečnostní systém ESC, ale především velmi komplexní a široká oblast jízdních vlastností vozidla a jízdní dynamika vozidla. Vozidlo by mělo vykazovat v běžném provozu vždy bezpečné chování i bez přítomnosti asistenčních systémů. K jednomu z hlavních směrů, jak docílit výborných jízdních vlastností vozidla a zvýšit tak jeho bezpečnost, je optimální chování zavěšení nápravy vozidla, které patří i v dnešní době mezi náročné a ne vždy zcela snadné inženýrské úlohy. K tomu je nezbytně nutné podrobně znát kinematické a elastokinematické charakteristiky zavěšení kola při různých definovaných zátěžných stavech. To si někteří výrobci automobilů velmi dobře uvědomují a vkládají tak do návrhu, optimalizace a vývoje náprav a podvozkových systémů obrovské finanční prostředky. Tím se snaží dosáhnout optimálních jízdních vlastností nabízených vozidel, zvýšit jejich bezpečnost na maximální úroveň a uspět na konkurenčním poli v automobilovém průmyslu.

2 Současný stav řešené problematiky

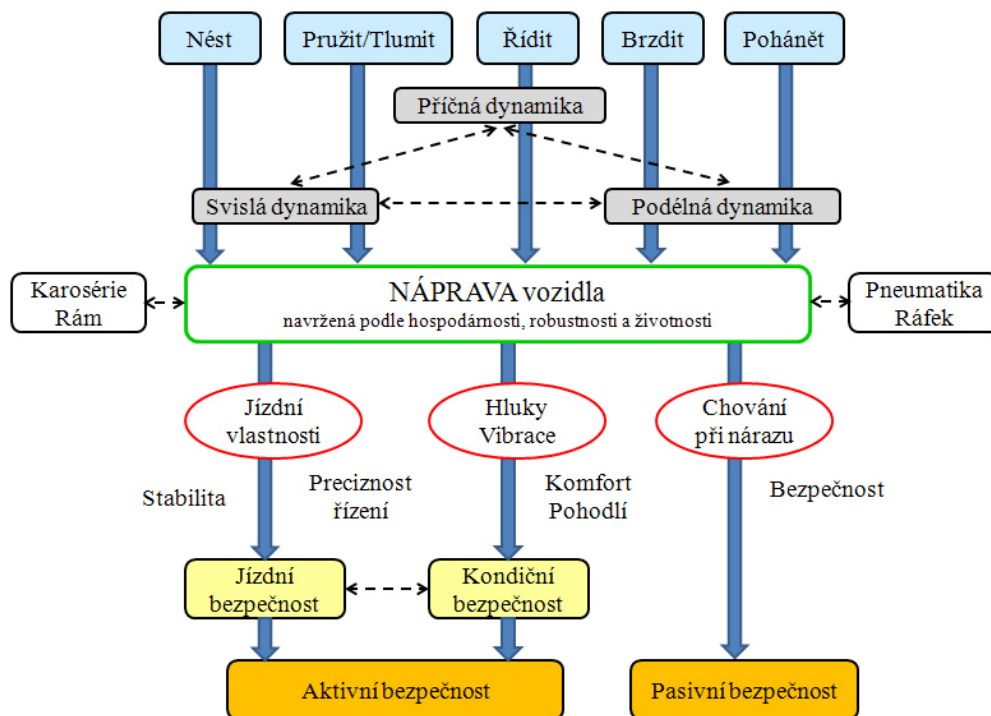
V současné době se pro návrh náprav a celého podvozku moderního vozidla z hlediska kinematických a elastokinematických vlastností využívá několik způsobů, které se vzájemně překrývají a kombinují. V první řadě se u základního návrhu zavěšení nápravy s výhodami využívá cenných zkušeností vývojových odborníků a specialistů z předešlých projektů. Rozvoj počítačové techniky v minulých letech dovolil sestavení virtuálního modelu tedy fyzikálního popisu mechanického systému zavěšení nápravy, který se simuluje a řeší matematickým aparátem. Tyto nástroje umožňují výrobcům vozidel rychlejší, méně nákladnější a efektivnější vývoj celých náprav a jejich jednotlivých dílů. S vývojem automobilů je ale od pradávna pevně spjatá příprava a stavba reálného prototypu, která má stále rozhodující význam i v dnešní počítačové době. Mnoho výrobců vozidel si ovšem uvědomuje, že stavba fyzického vzorku, případné konstrukční změny a v neposlední řadě testování a experimentální měření jsou časově a finančně velmi náročné disciplíny. Proto dnes výpočtové modely a simulace staví rovněž do velmi důležité role a snaží se je často a efektivně využít. Hlavní výhodou počítačových simulací je jejich rychlá modifikovatelnost, variantnost a snadné zapracování konstrukčních změn ještě před stavbou prototypu. Nevýhodou naopak je, že nemusí vždy zcela přesně popisovat fyzikální realitu. Dále obsahují celou řadu vstupních parametrů a v případě zadání nereálných hodnot jsou výsledky ze simulací zkreslené. Automobilky v dnešní době srovnatelně využívají při vývoji nových náprav a jejich subsystému jak počítačové simulace, tak i zkoušky na reálném prototypu. Ideálně využívají simulační nástroje v rané fázi vývoje a výsledky optimalizované varianty ověřují reálnými zkouškami a měřeními. Většina automobilek využívá již historický ale pořád celosvětově nejrozšířenější software MSC.ADAMS se speciálním modulem pro automobilový průmysl ADAMS/Car, do kterého ještě vkládají další, vlastními silami vyvinuté efektivní nástroje a makra.

Dalším vhodným nástrojem je softwarový balík výpočtových programů Hyperworks, jehož licenci vlastní i katedra vozidel a pozemní dopravy na TF ČZU. Software obsahuje modul MotionView, který je vhodný rovněž k modelování mechanických vázaných soustav a lze ho komfortně v uživatelsky příjemném prostředí využít k tvorbě parametrických výpočtových modelů mechanismů zavěšení náprav a řešit problematiku jejich kinematiky, elastokinematiky i dynamiky. U výpočtů kinematiky se jedná o nalezení různých geometrických závislostí zavěšení nápravy s uvažováním absolutně tuhých prvků. Po doplnění modelu o charakteristiky poddajných prvků jako jsou především gumokovová lůžka a silových prvků (pružiny, tlumiče a stabilizátory) lze simulovat i elastokinematické vlastnosti. Na této úrovni se dnes podle neoficiálních informací pohybují výpočtové modely náprav u výrobců automobilů. Použitím softwaru Hyperworks se můžeme dostat v oblasti výpočtů

elastokinematických závislosti ještě na další úroveň. Propojením modulů Hypermesh a MotionView v tomto systému můžeme generovat poddajné modely nosných dílů zavěšení a vytvořit tak komplexní počítačový model zavěšení, v kterém budou všechny jeho prvky popsány jako poddajné. Tato modelovací technika se v praxi u automobilových výrobců plně nevyužívá kvůli své pracnosti, časové náročnosti při přípravě konečně-prvkových modelů a nutnosti výpočtové modely neustále aktualizovat v důsledku velkého počtu geometrických změn, které vznikají v konstrukci prvků zavěšení v rámci jejich vývoje. Neexistuje tedy ucelený přehled o tom, jak jednotlivé nosné prvky zavěšení nápravy ovlivňují její elastokinematické vlastnosti.

2.1 Teorie náprav osobního automobilu

Nápravy podvozku motorového vozidla určeného pro přepravu osob tvoří podstatnou, nezanedbatelnou hmotnost vozidla, která se běžně pohybuje okolo 30% pohotovostní hmotnosti. Jak je patrné z obr. 2.1, nápravy vykonávají na jedné straně několik funkcí současně a musí splňovat celou řadu požadavků a vlastností, na straně druhé zásadním způsobem ovlivňují důležité vlastnosti celého vozidla. Jednotlivé díly nápravy a spojovací elementy jsou namáhány nejen mechanickým a teplotním zatížením v různých hladinách, ale navíc jsou vystaveny i vysokému koroznímu a abraznímu zatížení. Proto jsou na ně kladeny vysoké kvalitativní požadavky z hlediska jejich výroby, zpracování, montáže a kontroly.



Obr. 2.1: Souvislost mezi hlavními funkcemi nápravy a jejím vlivem na bezpečnost

Většina prvků nápravy je zařazena do kategorie tzv. životně důležitých dílů, protože porucha jen jednoho nosného dílu může způsobit zcela neovladatelné vozidlo.

Vznikne tak dopravní nehoda, která může způsobit poranění nebo ohrozí život cestujících a ostatních účastníků silničního provozu. Proto se musí zejména při vývoji, výrobě a montáži těchto dílů dbát zvláštních opatření, aby bylo jejich případně vzniklé fatální poškození během zákaznického provozu zcela vyloučeno. Nápravy vozidla určují svým nastavením komfort cestujících, jízdní vlastnosti a chování vozidla při jeho nárazu do překážky. Ovlivňují tedy jak pasivní, tak i aktivní bezpečnost vozidla.

Jízdní vlastnosti vozidla jsou definovány jako reakce vozidla na chování řidiče a na další rušivé vlivy, které působí na vozidlo při jeho jízdě. Jsou určitým kompromisem mezi jízdní dynamikou vozidla, agilitou a komfortem.

Požadavky na jízdní vlastnosti vozidla jsou především tyto:

- vysoká hladina bezpečnosti dosažená neutrálním až lehce nedotáčivým chováním vozidla v zatáčce, přetáčivé jízdní chování je nebezpečné a proto nežádoucí,
- stabilní a předvídatelné jízdní chování a ovladatelnost vozidla při všech podmínkách jízdy až do hraničních oblastí,
- dobrá odezva na reakci vozidla a kvalitu vozovky,
- dobré boční vedení vozidla,
- nízká hladina vibrací, výborný jízdní komfort a akustické vlastnosti vozidla.

Jízdní vlastnosti vozidla je možné ovlivnit nejen konstrukčními parametry, nastavením a vlastnostmi jednotlivých náprav, jejich dílů a systémem odpružení, ale i dalšími komplexními aspekty jako je např. celková tuhost a lokální tuhosti karosérie či rámu nebo vlastnosti pneumatik.

2.1.1 Zavěšení kola

Zavěšení kola je konstrukční obvykle prostorově uspořádaný mechanismus, který zajišťuje připojení kola ke karosérii či rámu vozidla.

Základní funkce zavěšení kola můžeme definovat následovně:

- umožnit kolu relativní pohyb vůči karosérii nebo rámu tzv. propružení kola a v co největší míře eliminovat nežádoucí pohyby kola (zejména boční posuv kola a naklopení) a zajistit přesné a definované vedení kola,
- nést tíhu vozidla a přenášet síly a momenty mezi kolem a karosérií, tj. svislé síly (zatížení vozidla), podélné síly (hnačí a brzděné) a jejich momenty, boční (příčné) síly, které vznikají v kontaktní ploše pneumatika-vozovka při jízdě vozidla a dále např. reakční síly a momenty od kolových brzd či hnačí soustavy nápravy.

Zavěšení kola musí splňovat celou řadu požadavků a funkčních vlastností:


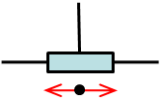
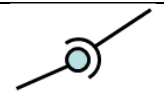
- jako životně důležité díly musí zaručit požadovanou životnost, pevnost a tuhost,

- při určeném přetížení může díl vykazovat trvalé přetvoření, nikoliv však prasknutí nebo náhlý lom,
- příznivě podpořit chování vozidla při jeho nárazu do překážky,
- v zástavbovém prostoru nekolidovat s dalšími prvky vozidla,
- nezpůsobovat žádné hluky a vibrace, naopak je tlumit,
- odolnost proti vlivům životního prostředí (teplota, nečistoty, vlhkost, abraze),
- robustnost, nízký počet dílů, nízká cena a hmotnost.

2.1.2 Kinematika nezávislého zavěšení kola

Nezávislé zavěšení umožňuje z kinematického hlediska obě kola téže nápravy zcela oddělit, pohyby kol jsou na sobě nezávislé a jejich kinematika se vzájemně neovlivňuje. Kinematiku pohybu kola zajišťuje mechanismus zavěšení. Tento mechanismus se dá nahradit tzv. kinematickým schématem, jehož jednotlivé entity představují tělesa (ramena, vzpěry, čep kola) a kinematické dvojice (KD) nahrazují ideálním způsobem spojovací elementy (kulové klouby, gumokovová lůžka) mezi tělesy. Počtem, vzájemnou polohou jednotlivých prvků a typů kinematických dvojic (tab. 2.1) lze vytvářet různé kinematické řetězce zavěšení a ovlivňovat tak jeho kinematické vlastnosti.

Tab. 2.1: Typy kinematických dvojic mechanismu zavěšení kola

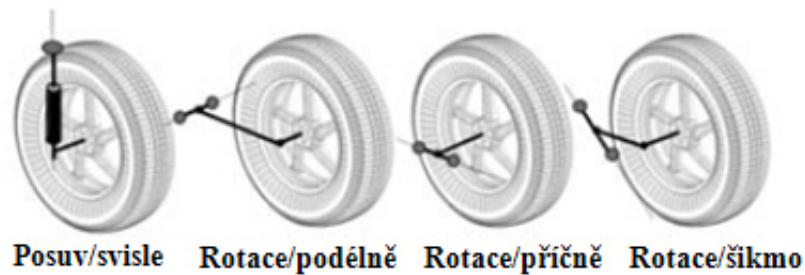
Typ kinematické dvojice (KD)	Grafická interpretace	Označení	Třída KD (počet odebraných stupňů volnosti)	Počet stupňů volnosti
rotační		R	5	1
posuvná		P	5	1
sférická		SF	3	3

Mechanismus zavěšení kola se navrhuje syntézou, která má za cíl stanovit polohu uchycení zavěšení na karosérii a polohu jeho dalších kinematických bodů (resp. délky ramen) tak, aby kolo při propružení konalo relativní pohyb vůči karosérii s definovanými kinematickými charakteristikami. Základní charakteristikou mechanismu je počet stupňů volnosti DOF (Degree of Freedom) určující počet souřadnic, které jednoznačně definují jeho polohu. Z kinematického schématu mechanismu zavěšení se jeho počet stupňů volnosti DOF stanoví podle vztahu 2.1.

$$\text{DOF} = 6 \cdot (u - 1) - 5 \cdot (\text{RO} + \text{PO}) - 3 \cdot \text{SF}, \quad (2.1)$$

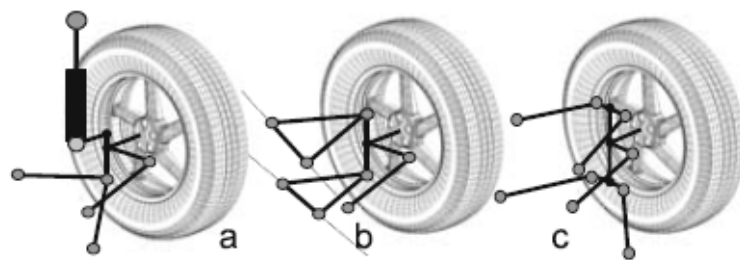
kde u je počet členů mechanismu zavěšení včetně rámu [-], RO počet rotačních KD [-], PO počet posuvných KD [-], SF počet sférických KD [-].

Základní pohyb kola může být v nejjednodušším případě posuvný nebo otočný, který lze dosáhnout, když se kolo vertikálně posouvá nebo otáčí okolo příčné, podélné nebo šikmé osy pomocí podélného, příčného nebo šikmého ramene (obr. 2.2). U těchto nejjednodušších zavěšení je rameno připojeno na nosič kola pevně, bez kloubu. Střed kola se pohybuje v rovině po určité křivce. Tyto principiálně jednoduchá zavěšení kola již nejsou schopná plnit vysoké požadavky kladené na nápravy vozidel dnešní doby.



Obr. 2.2: Možnosti zavěšení kola pomocí jednoho ramene [27]

Zvýšení komfortu a zlepšení dynamiky jízdy se dosáhne pružným připojením ramen na nosič kola a přidáním dalších elementů zavěšení. Tím vznikne zavěšení McPherson (obr. 2.3a) a lichoběžníkové zavěšení (obr. 2.3b), u kterých se střed kola pohybuje v rovině. Uspořádáním tří (obr. 2.3c) nebo čtyř ramen vznikne ještě složitější a nákladnější zavěšení, které umožňuje složitý prostorový pohyb a nejlépe tak splňuje požadavky kladené na zavěšení kola.



Obr. 2.3: Možnosti zavěšení kola pomocí více ramen [27]

2.1.3 Geometrie zavěšení kola

U moderních typů zavěšení kola vykonává nosič kola při propružení složitý prostorový pohyb, který se nechá popsat několika nezávislými parametry závislé výhradně na kinematickém schématu zavěšení. U zavěšení zadní nápravy se jedná především o tzv. úhel odklonu kola a úhel sbíhavosti. Odklon kola ovlivňuje přenos boční síly, změna sbíhavosti při propružení určuje vlastní přiřizování náprav a společně se změnou odklonu ovlivňuje boční vedení zavěšení a tedy vozidla v limitních situacích.

Tyto parametry se nazývají geometrickými parametry zavěšení kola, budou definovány podle normy ISO 612/DIN 70000 [31, 15] a podrobněji popsány v dalším textu. Někdy se ještě doplňují např. o tzv. póly pohybu, které vypovídají o klopení kola zavěšení či karosérie.

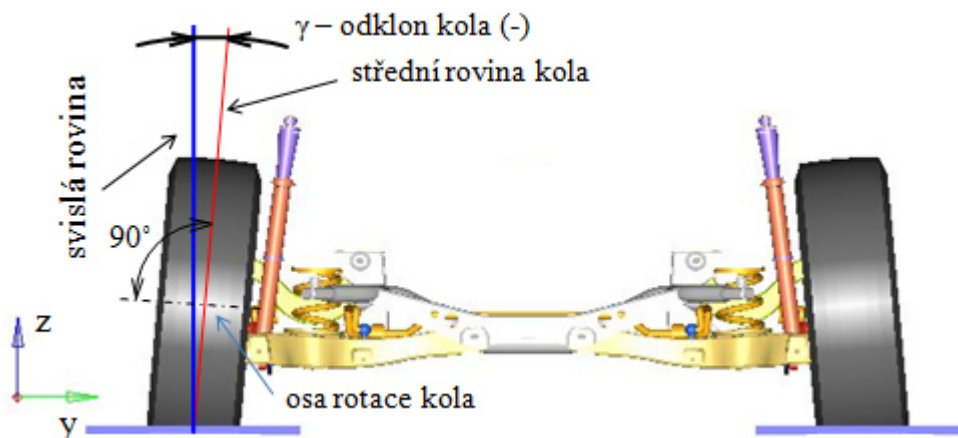
Pružicí dráhy kola, propružení kola

Pružicí dráha neboli tzv. propružení je dráha pohybu kola, kterým se kolo pohybuje z konstrukční polohy (KP). Je uvažováno jako kladné při směru do karosérie a záporné ve směru od karosérie. Pružicí dráha musí pokrýt všechny hodnoty zatížení nápravy (tzv. Messlast) a je omezená horním a dolním dorazem. Propružení kola se často vyjadřuje z-ovou souřadnicí středu kola v globálním souřadnicovém systému vozu. Jako konstrukční poloha se definuje často stav vozidla s nízkým zatížením (např. 2 osoby). Větším propružením kola se dosáhne vyššího komfortu pro cestující, ale i větší světlé výšky vozidla (vhodné pro vozy typu SUV). Propružení kola může obecně vzniknout vlivem nerovností vozovky, náklonem karosérie nebo zatížením vozidla. Rozlišuje se na dva případy:

- stejnosměrné-při přejezdu nerovnosti oběma koly současně, při brzdění a akceleraci,
- protisměrné-při přejezdu nerovností pouze jedním kolem nebo při jízdě zatáčkou.

Odklon kola γ

Odklon kola γ je úhel mezi střední rovinou kola a rovinou kolmou k vozovce, která paralelně prochází průsečnicí střední roviny kola a roviny vozovky (obr. 2.4). Je uvažován kladně (pozitivně), když je kolo naklopeno horní částí vně vozidla a záporně (negativně), jestliže se naklápí dovnitř. Při negativním odklonu vzniká boční síla, která zlepšuje boční vedení pneumatiky resp. nápravy při jízdě vozidla v zatáčce a přispívá tak k jeho stabilitě. Úhel odklonu je na zavěšení nápravy nastavován obvykle ve velikosti několika úhlových stupňů.

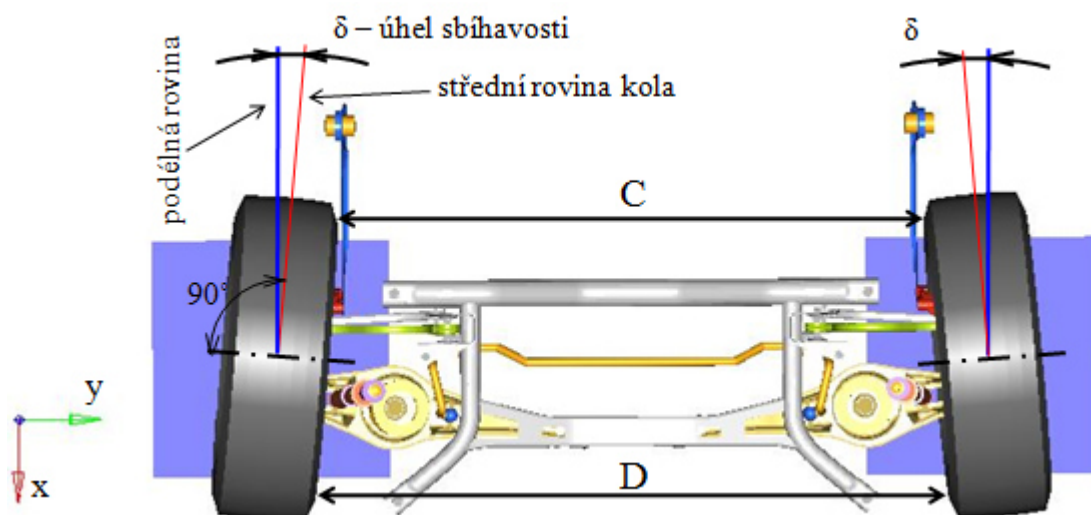


Obr. 2.4: Negativní odklon kola γ podle ISO 612/DIN 70000

Velké hodnoty úhlu odklonu způsobují opotřebení pneumatik a vyšší odpor valení. Změna odklonu kola při propružení způsobuje vznik bočních sil ve stopě pneumatiky, které zvyšují namáhání zavěšení kola. Proto by měla být změna odklonu co možná nejmenší.

Úhel sbíhavosti δ

Úhel sbíhavosti δ (tzv. dělená sbíhavost) je definován jako průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky (obr. 2.5). V praxi se používá často i celková sbíhavost zavěšení, která je uvažovaná na obou kolech a vzniká tedy jako součet dělené sbíhavosti obou kol. Pro úhel sbíhavosti se oproti odklonu obvykle používá znatelně menších hodnot, v řádu úhlových vteřin. Sbíhavost vzniká na kolech zavěšení v případě, že je vzdálenost mezi vnitřními okraji ráfků kol vpředu menší než tato vzdálenost vzadu, platí tedy $C < B$. Naopak je-li $C > B$, jedná se o rozbíhavost.

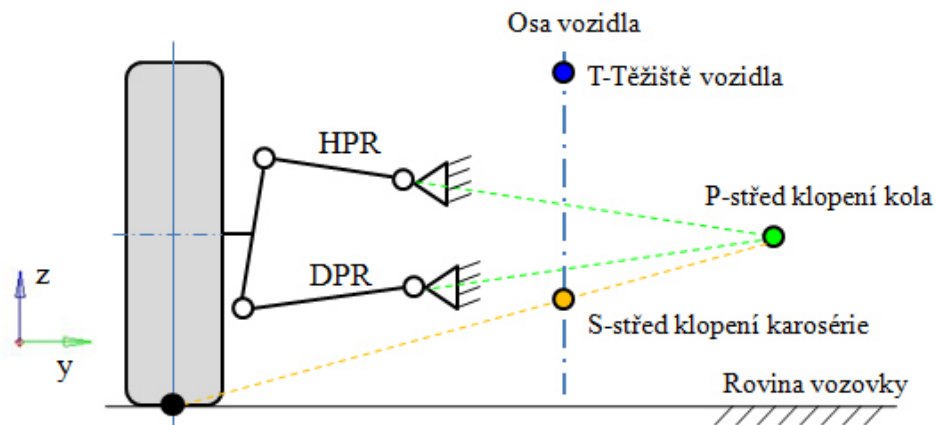


Obr. 2.5: Úhel sbíhavosti δ podle ISO 612/DIN 70000

Střed klopení

Střed klopení karosérie neboli metacentrum je okamžitý bod S (pól pohybu) karosérie v rovině nápravy, okolo kterého se karosérie či nadstavba bočně naklápí. Střed klopení karosérie ovlivňuje změnu zatížení jednotlivých kol při průjezdu zatáčkou a tím i jízdní chování. Vysoká poloha středu klopení (nad rovinou vozovky) způsobuje malé naklápění karosérie, protože vzniká malé rameno středu klopení k těžišti. Naopak nízká poloha středu klopení (na nebo pod rovinou vozovky) způsobuje malé změny odklonu kola a rozchodu nápravy. Konstrukce středu klopení karosérie je pro případ víceprvkové nápravy ukázán na obr. 2.6, kde je zobrazen i bod P-okamžitý střed klopení kola, okolo kterého se kolo a zavěšení nápravy otáčí. Čím leží bod P dále od kola, tím při propružení kola vznikají menší změny odklonu a rozchodu nápravy. Poloha středů

klopení závisí na konstrukci nápravy a poloze kinematických bodů. Pomocná tyč (PT) zavěšení nemá na konstrukci bodů vliv, fixuje kolo proti otáčení okolo svislé osy.



Obr. 2.6: Konstrukce okamžitého středu klopení kola (bod P) a karosérie (bod S) pro víceprvkovou nápravu

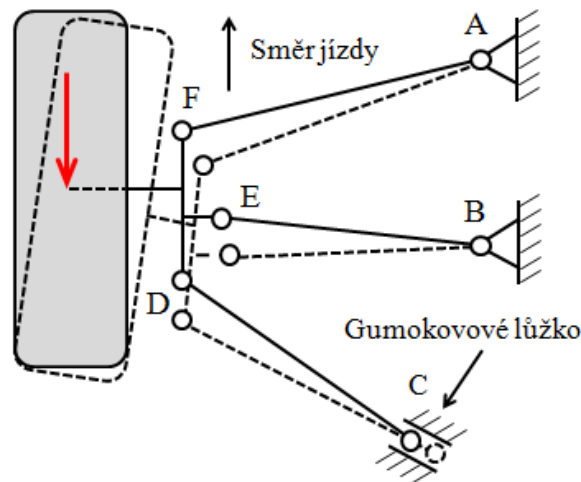
Kinematické charakteristiky zavěšení kola

Kinematickými charakteristikami zavěšení kola se rozumí průběhy parametrů geometrie zavěšení (zejména úhel odklonu kola a úhel sbíhavosti) v závislosti na propružení kola při uvažování absolutně tuhého mechanismu zavěšení. Parametry geometrie kola tedy nejsou při propružení kola konstantní, nýbrž kinematicky proměnné a jejich změna má zvláštní význam pro jízdní chování vozidla při různých podmínkách a hraničních situacích. Správnou optimalizací je možné docílit zlepšení jízdních vlastností, snížení silového zatížení konstrukčních prvků zavěšení ovlivňující životnost a snížení opotřebení pneumatik.

2.1.4 Elastokinematika zavěšení kola

Při vyšetřování kinematických charakteristik náprav se lůžka a ramena uvažují jako dokonale tuhá tělesa. Ve skutečnosti ovšem gumokovová lůžka i ramena udělují mechanismu zavěšení určitou poddajnost, kterou je možné využít k izolaci karosérie či nadstavby od vibrací a hluků. Tato poddajnost (elasticita) nevyhnutelně ovlivňuje pohyby kinematického mechanismu zavěšení, které jsou závislé na velikosti a směru působících sil. Výpočet a optimalizace mechanismu zavěšení při zohlednění poddajnosti jeho dílů v závislosti na působících silách a pohybech se nazývá elastokinematika a průběhy geometrických parametrů v závislosti na pohybu kola nebo velikosti působících kol elastokinematické charakteristiky. Cílem elastokinematiky je pomocí poddajnosti jednotlivých dílů kompenzovat nepříznivé deformace zavěšení při působení vnějšího zatížení či je dokonce transformovat na vhodné pohyby. Elastokinematikou můžeme výrazně zlepšit jízdní komfort a především jízdní vlastnosti vozidla tak, že jsou průběhy geometrických parametrů kola optimální nastavením tuhosti gumokovových lůžek zavěšení. Příklad je uveden na obr. 2.7, kde se vhodným elastokinematickým

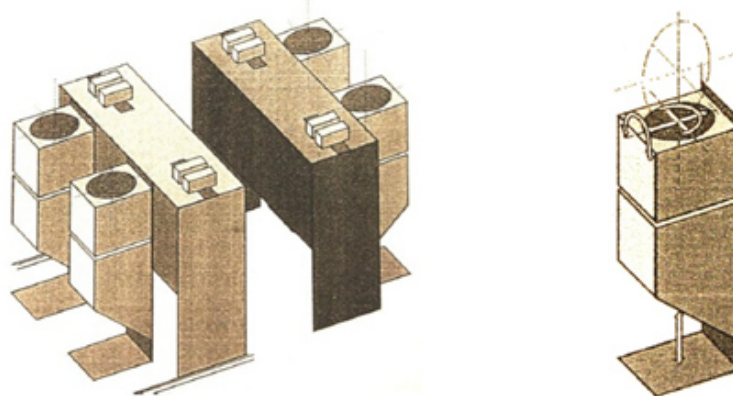
návrhem zavěšení kompenzuje účinek brzděné síly. Kolo se nastavuje do sbíhavosti, která podstatným způsobem zlepšuje jízdní chování vozidla v zatáčce nebo při brzdění. Výpočet elastokinematických charakteristik zavěšení je značně komplikovaný, v technické praxi se využívají komerční simulační softwary, nejčastěji se ovšem přistupuje k jejich experimentálnímu měření podle přesně definované metodiky.



Obr. 2.7: Elastokinematika zavěšení kola při působení síly ovlivněná lůžkem v bodě C

Princip měření elastokinematiky nápravy

Pro měření elastokinematických vlastností nápravy se používají v automobilovém průmyslu speciální zkušební stavy. Jedná se o velmi cenově a provozně nákladná zařízení, která umožňují měření požadovaných charakteristik zavěšení náprav. Americká společnost MTS Systems Corporation, která vyvíjí a dodává zkušební stavy pro měření elastokinematických charakteristik řadu let, patří dnes mezi celosvětově uznávanou špičku se silnou pozicí na automobilovém trhu. Karoserie automobilu je uchycena ke zkušebnímu stavu na tzv. centrální rám (obr. 2.8). Každé kolo je umístěno na vlastní zkušební plošině, pomocí níž je do kola vnášeno silové zatížení v místě kontaktní plochy pneumatiky s plošinou.



Obr. 2.8: Schematické znázornění principu zkušebního stavu (vlevo), zatížení podpory kola zkušebního stavu (vpravo) [10]

Pro přesnější měření existuje varianta, kdy je náprava nebo celý automobil umístěn na tzv. náhradách kola. To umožňuje vnášení sil do středu kola a vliv pneumatik je při tomto způsobu eliminován.

Díky pevnému uchycení karoserie automobilu k centrálnímu rámu a pohybu jednotlivých plošin či náhrad je vyvolána síla, která zatěžuje kolo a způsobuje změnu jeho postavení vůči vozovce, resp. plošině zkušebního stavu. Zatěžování kola může být řízeno silovým nebo dráhovým způsobem. Měření elastokinematiky zavěšení probíhá v několika přesně definovaných zatěžovacích režimech, popsanych v příloze A. Na každé kolo vozidla je instalováno měřicí zařízení, které zaznamenává změnu postavení kola vůči měřicí plošině. V zatěžovacích stavech jsou hlavními sledovanými parametry změny sbíhavosti, odklonu kola a změna rozchodu nápravy a jsou vyhodnocovány v závislosti na propružení kola a na působících silách. Z těchto průběhů je pak možné posuzovat vliv na jízdní vlastnosti a chování vozidla.

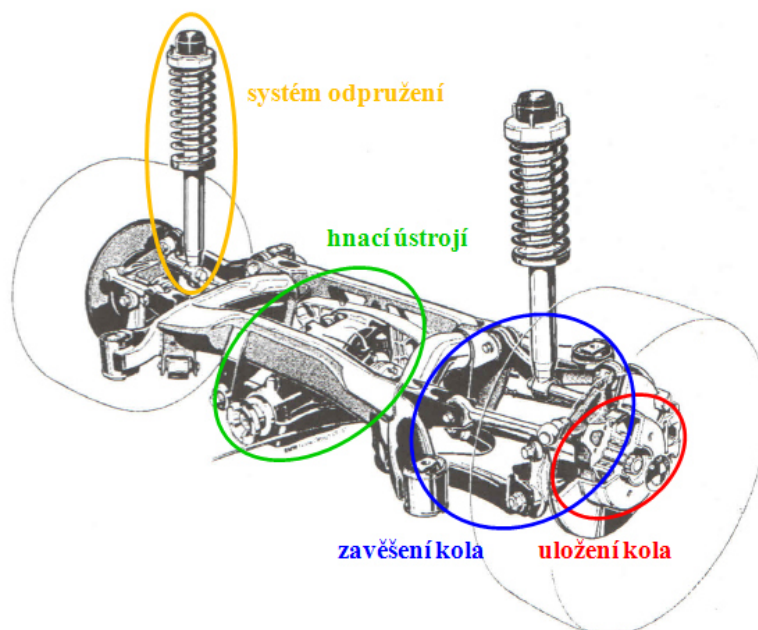


Obr. 2.9: Ukázka zkušebního stavu pro měření elastokinematiky celého vozu [60]

2.1.5 Nápravy vozidel a jejich skladba

Náprava vozidla je celková konstrukční sestava, tvořená několika podsystémy jako je zavěšení kola, uložení kola, systém odpružení kola, dále brzdovým systémem a hnacím, popř. řídicím ústrojím (nejčastěji u přední nápravy). Tyto jednotlivé skupiny, které jsou graficky znázorněny na obr. 2.10, plní při jízdě vozidla řadu společných i rozdílných funkcí a úkolů. Náprava se dále skládá z nosných a izolačních prvků,

stabilizačních elementů, popř. je doplněna mechatronickým systémem. Základní funkci, charakteristiku a konstrukční popis těchto dílů pro orientaci shrnují následující stránky.



Obr. 2.10: Skladba zadní hnací nápravy [78]

2.1.6 Nosné prvky

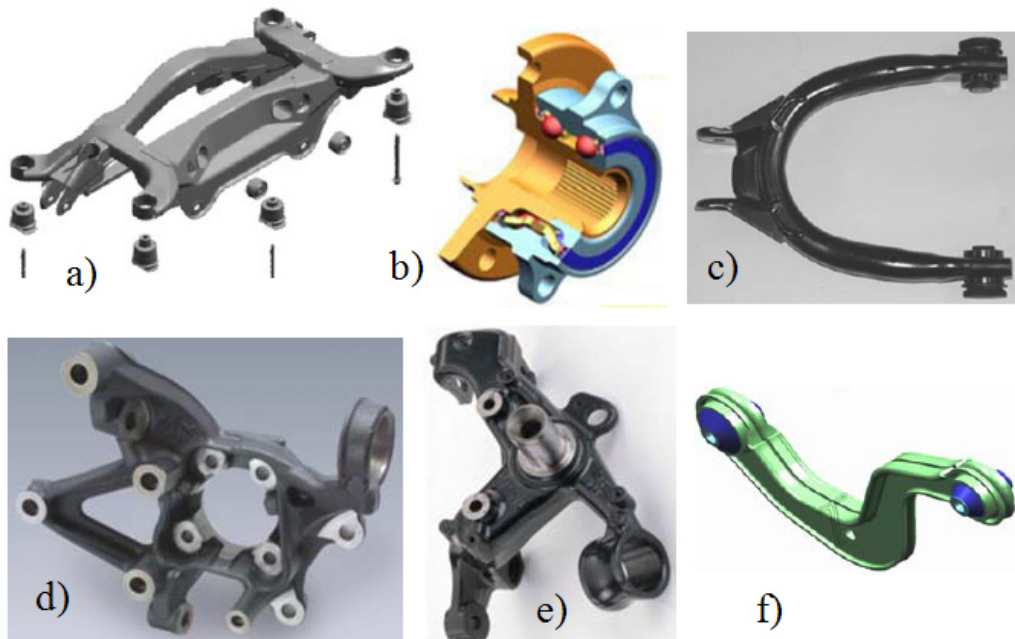
Velký počet dílů zavěšení náprav patří do skupiny tzv. nosných prvků (obr. 2.11), které primárně slouží k přenosu silového zatížení mezi kolem vozidla a karosérií. Jsou to životně důležité díly, proto je nutné věnovat vysokou pozornost jejich dimenzování, pevnosti a únavové životnosti. Do této skupiny patří především různé typy ramen, nápravnice a těhlice kola.

Rameno-pevně a navzájem spojuje gumokovová lůžka a slouží k přenosu sil a pohybů. Nejčastěji se ramena vyrábí z ocelí nebo slitin hliníku jako odlitky nebo svařence. Podle počtu kinematických bodů (lůžek) se rozdělují na dvou, tří a čtyřbodová a podle směru zástavby na podélná, příčná a šikmá.

Nápravnice-pojímá a dále rozděluje silové zatížení do struktury karosérie, slouží k uchycení ramen, pohonu nápravy a stabilizátoru. Jako jeden kompaktní modul je pomocí několika šroubů uchycena do karosérie. Nápravnice je vyrobena nejčastěji jako svařenec z ocelových výlisků a profilů nebo jako odlitek z hliníkové slitiny.

Nosič kola-neboli těhlice ukládá ložisko a brzdovou jednotku, dále převádí silové zatížení od kola na podélná a příčná ramena. Na nosiči kola musí být nevyhnutelně vytvořen systém kinematických bodů pro připojení ramen. Nejčastěji se vyrábí ve formě ocelových nebo hliníkových odlitek. Používají se v provedení pro hnané a hnací nápravy.

Ložisko kola-umožňuje kolu rotační pohyb, používají se výhradně valivá ložiska. Od klasických kuželíkových ložisek se postupným vývojem došlo až k nasazení tzv. ložiskových jednotek I., II., III. a IV. generace. Rozlišují se v provedení hnaná a hnací.



Obr. 2.11: Nosné prvky náprav: a) nápravnice, b) ložisková jednotka, c) 3-bodové příčné rameno, d) nosič kola – náprava s pohonem, e) nosič kola – náprava bez pohonu, f) 2-bodové příčné rameno [27]

2.1.7 Izolační prvek–gumokovové lůžko

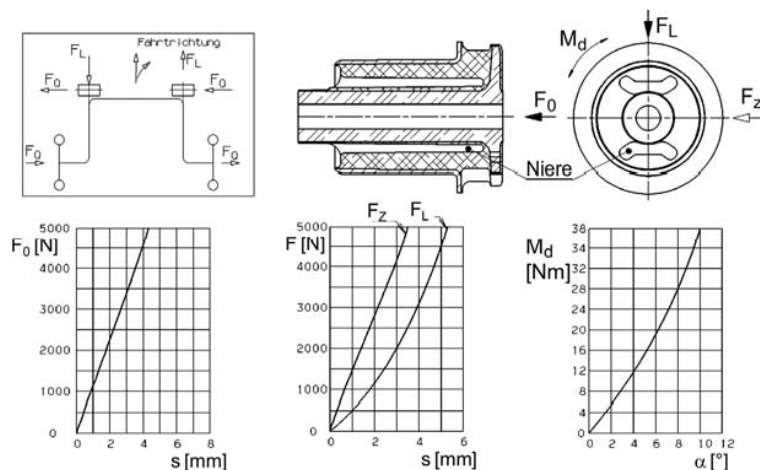
Gumokovové lůžko je prvek tvořený základním pryžovým materiálem, který je pomocí procesu vulkanizace spojen s vnitřním a vnějším kovovým nebo plastovým pouzdrům. Přes toto pevné spojení se přenáší vibrace z kovu na elastomer, který kmitání tlumí a izoluje ho. Pouzdra lůžka jsou určena k zástavbě lůžka do nosných součástí zavěšení nápravy. Často se za účelem zvýšení tuhosti lůžka ještě do pryže vkládají vnitřní pouzdrové elementy z kovu či plastu.

Hlavním úkolem gumokovových lůžek zavěšení nápravy je:

- **Přenášet síly** z nápravy do karosérie bez vznikajících trhlin v gumovém těle lůžka pro zajištění komfortu a bezpečnosti a současně splnit požadovanou životnost lůžka.
- **Umožnit definované pohyby nápravy** pod zavedenými silami má velký význam z hlediska jízdní dynamiky vozidla, proto jsou požadovány různé deformační charakteristiky v několika směrech (obr. 2.12). Lůžka svojí poddajností velmi silně ovlivňují elastokinematiku nápravy a je možné jejich naladěním příznivě řídit pohyb nápravy v závislosti na jízdní situaci.

- **Tlumit vibrace a izolovat hluky** v přenosových cestách z nápravy do karosérie vozidla prostřednictvím materiálového tlumení gumového těla lůžka.

Z hlediska jízdní dynamiky je požadována co nejvyšší tuhost lůžek, aby změny geometrických parametrů zavěšení kola vlivem deformací lůžek nepůsobili negativně na jízdní vlastnosti vozidla. Na druhé straně mají být lůžka z důvodu vysokého mechanického jízdního a akustického komfortu měkká, což může vést při působení sil k nevhodnému postavení kola a negativnímu ovlivnění jízdních vlastností. Při vývoji gumokovových lůžek se musí najít kompromis mezi těmito dvěma požadavky.



Obr. 2.12: Konstrukční provedení a statické deformační charakteristiky gumokovového lůžka pro klikovou nápravu se spojenými rameny [27]

2.1.8 Systém odpružení nápravy

Systém odpružení jako soustava při společném působení pružin a tlumičů musí plnit řadu velmi významných úkolů pro celkové chování podvozku vozidla. Odpružení vozidla přispívá nejen ke komfortu, ale také k bezpečnosti vozidla. Odpružení zmenšuje přenos kmitavých pohybů z nápravy vozidla na karosérii. Chrání tak cestující před rázy a nepříjemnými kmitavými pohyby karosérie a tím přispívá ke zvýšení mechanického komfortu. Dále zajišťuje stálý kontakt pneumatiky s vozovkou při přejíždění nerovností. Ten zabezpečuje důležitý přenos podélných a bočních sil, které jsou nutné pro bezpečné vedení kola.

Šroubové pružiny

Šroubové neboli vinuté pružiny se nejčastěji používají u osobních vozidel pro odpružení náprav s nezávislým zavěšením. Jejich výhodou je malá hmotnost, žádná údržba a jednoduché uložení. Vinutá pružina je schopna přenášet pouze osové zatížení, proto je nutno nápravu se šroubovými pružinami vždy doplnit o vodící prvky. Šroubová pružina je velmi citlivá na mechanické poškození rázového typu, které může při

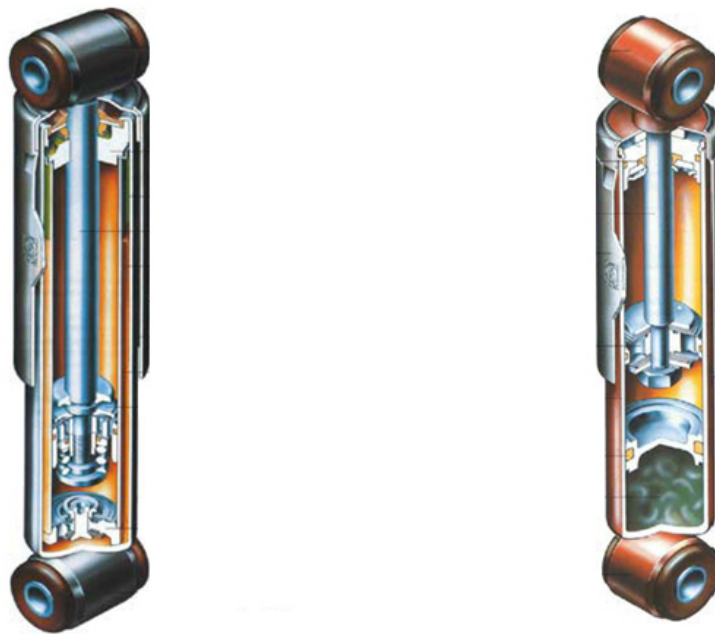
provozu vozidla běžně vzniknout nárazem kamínků a jiných ostrých předmětů do pružiny. Proto se velmi často pružiny chrání gumo-plastovými kryty.

Tlumič

Tlumič v systému odpružení nápravy vozidla musí zajistit dva primární úkoly:

- utlumit rázy a vibrace, které vznikají při přejezdu nerovností vozovky a nepřenášet je dále do karosérie, tzn. zvýšit jízdní pohodlí a komfort;
- udržovat kmitání neodpružených částí nápravy v co nejmenší možné míře. Tím je dosažen pokud možno nepřerušovaný styk kol s vozovkou, který je nezbytný k zajištění vysoké jízdní bezpečnosti.

Tlumič v činnosti odebírá kmitající soustavě mechanickou energii a přeměňuje ji na teplo, které je nutno z tlumiče odvézt. V současnosti se používají nejčastěji pasivní hydraulické tlumiče, které k maření energie využívají škrcení hydraulického průtoku kapaliny. Podle základního konstrukčního uspořádání se dělí na dvouplášťové a jednoplášťové (obr. 2.13).



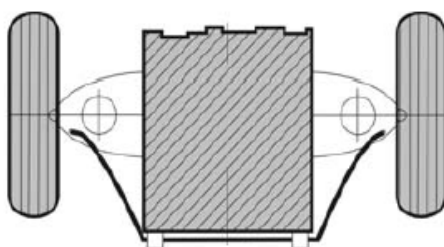
Obr. 2.13: Konstrukční provedení dvouplášťového (vlevo) a jednoplášťového tlumiče (vpravo) [27]

V samotné konstrukci tlumičů je velmi často integrován horní a dolní doraz zavěšení, které omezují celkové propružení kola. Dolní doraz je v řadě případů realizován samotným pístem, jehož pryžový kroužek při úplném vyvěšení nápravy dosedne na horní víčko tlumiče. Horní doraz je nejčastěji proveden jako elastický vlnovec z pěnového polyuretanu, uložený v horní konzole tlumiče pro jeho uchycení do karosérie. Tento prvek se deformuje i v oblasti před horním dorazem, kde pracuje jako přídatná pružina a svojí velmi progresivní deformační charakteristikou pomáhá při propružení kola hlavní pružině. Okamžik začátku stlačování přídatné pružiny je

obvykle řízen její konstrukční délkou. Teprve při své maximální deformaci funguje jako horní doraz zavěšení. V praxi se můžeme pro pojmenování přídavné pružiny setkat také s termíny puffer či elastogran.

Stabilizační prvek – příčný stabilizátor

Při jízdě vozidla zatáčkou dochází k protisměrnému propružení vnějšího a vnitřního kola a ke klopení karosérie. Stabilizátor nápravy je zkrucován a tím vzniká vratný moment působící kolem osy klopení karosérie, který náklon karosérie redukuje. Při stejnoměrném propružení kol nápravy zůstává stabilizátor bez působení. Stabilizátor dále ovlivňuje směrovou dynamiku vozidla, přiřazením tuhosti stabilizátoru pro přední a zadní nápravu je řízena přetáčivost/nedotáčivost vozidla. Stabilizátory se vyrábí v podobě různě formovaných torzních tyčí plného nebo dutého profilu. Pro modelovou řadu vozidla je připraveno vždy několik dimenzí a tedy tuhostí stabilizátorů, aby bylo možno ovlivňovat jízdní vlastnosti při zástavbě různých agregátů, výšek podvozků či výbav vozidla.



Obr. 2.14: Funkční schéma příčného stabilizátoru nápravy [27]

2.2 Přehled současného stavu odborné literatury

Po zpracování rešerše odborné literatury a především vědeckých článků, které se zabývají problematikou elastokinematických vlastností zavěšení náprav, jsem zjistil, že jich není velký počet, i když je zkoumaná oblast velmi důležitá a má velký technický význam v konstrukci vozidel. Důvodem je zřejmě postoj výrobců automobilů, kteří nemají žádnou motivaci výsledky publikovat a své informace v konkurenčním prostředí spíše naopak tají. Dalším důvodem může být, že studium této problematiky vyžaduje nemalé finanční prostředky na koupi komerčního simulačního software, jehož licence nejsou zrovna levné, protože programování vlastních softwarů a matematických řešičů mechanických soustav zavěšení není zrovna moc efektivní.

Nejdříve vypracovaná literární rešerše v Národní technické knihovně v Praze a v technické knihovně university TU Braunschweig (SRN) mi podala přehled odborné, technicky zaměřené literatury. Dále byla zpracovaná rešerše vědeckých publikací a článků v informačních citačních databázích Web of Science, Scopus a EBSCO, které ukázaly doposud zkoumané otázky, výstupy a výsledky v definovaném tématu této práce. Zkoumaná problematika byla vyhledávaná i ve vědeckých časopisech zabývající

se mechanikou obecně jako je např. Engineering Mechanics, WSEAS (Transaction on Applied and Theoretical Mechanics) nebo věnující se novým trendům v konstrukci a technice vozidel jako je časopis ATZ (Automobil Technische Zeitschrift).

Studiem a matematickým popisem jízdních vlastností vozidla se zabývají celosvětově uznávané a rozsáhlé publikace [51] a [55], které obecně ukazují důležitost a význam tohoto technického oboru v praxi. Rozebírají problematiku dynamiky jízdy vozidla v podélném, příčném a svislém směru, odvozují pro ně pohybové rovnice na základě vytvořených modelů, které následně řeší různými matematickými metodami.

K vyšetřování dynamických úloh soustav mnoha těles se převážně používají komerční výpočtové systémy, mezi které patří především již zmiňovaný nejrozšířenější MSC.ADAMS, SimPack nebo moduly systému Hyperworks. Jejich výpočtová jádra automaticky sestavují pro vytvořený výpočtový MBS (Multi-Body-System) model pohybové rovnice metodou Lagrangeových rovnic smíšeného typu [62, 68] a numericky je řeší. Vnitřní matematický aparát, výpočtové procedury systému ADAMS je popsán v [42, 53]. Základní pojmy používané při vytváření MBS modelů a hlavní modelovací techniky pro mechanické soustavy tuhých těles spojené kinematickými i poddajnými vazbami z matematického pohledu jsou podrobně vysvětleny v [57]. Dále zde autoři uvedli popis modelu zavěšení McPherson vytvořeného v komerčních softwarech MSC.ADAMS a SimPack a porovnali ho s analytickým modelem.

Vědecký článek [53] se zabývá vytvořením výpočtového MBS modelu celého vozidla a nelineárního MKP modelu pneumatiky, které jsou vzájemně propojeny. Model je následně využit pro simulační výzkum dynamické odezvy vozidla při jeho jízdě na hrubém povrchu vozovky s dírami (výmoly). Klasický MBS model vozidla, který byl vytvořen pomocí systému MSC.ADAMS, se skládá z přední nápravy s řízením, zadní nápravy, hnacího agregátu a karosérie. Zavěšení přední nápravy je typu McPherson, jako zadní náprava bylo v modelu vytvořeno víceprvkové zavěšení. Gumokovová lůžka zavěšení jsou modelována jako poddajná. Nápravnice, těhlice a ostatní nosné prvky zavěšení autoři popisují jako ideálně tuhé. Model dále obsahuje silové elementy-pružiny, tlumiče a dorazy, popsané nelineárními deformačními charakteristikami. Hnací agregát je do karosérie připojen pomocí poddajných lůžek. Kompletní model vozidla se tak skládá z 32 tuhých těles, 32 kinematických kloubů, 26 poddajných lůžek a 17 silových elementů. Model pneumatiky je vytvořen pomocí metody konečných prvků ve výzkumném programu FEAP. Model pneumatiky se skládá z 50 až 100 trojúhelníkových plošných elementů, rovnoměrně uspořádaných kolem obvodu pneumatik. V simulaci jízdní dynamiky je nastaven manévr, při kterém vozidlo akceleruje na rovném povrchu z počáteční nulové rychlosti na rychlost 48 km/h, při které levá kola vozidla přejíždí nerovnost vozovky v podobě díry o délce 0,76 m a hloubce 0,1 m. Za popsaných podmínek bylo pro validaci uspořádáno experimentální měření. Výsledky této práce ukazují časové průběhy podélných a vertikálních sil

předního a zadního kola při přejezdu nerovnosti. Průběhy svislé síly na kole ze simulací odpovídají velmi dobře výsledkům z měření. Podélná síla vychází v experimentu ve svých špičkových hodnotách téměř o 50% větší, než předpověděla simulace, ovšem obecný tvar průběhu se značně shoduje.

Vlivem opotřebovaných dílů nápravy, jako jsou tlumiče nebo gumokovová lůžka, na brzdou dráhu vozidla se zabývá [75]. K vyšetřování dynamiky brzdění je pomocí softwaru SimPack sestaven MBS model celého vozidla, patřící do nižší střední třídy. Model obsahuje zavěšení přední nápravy typu McPherson a zadní vlečenou nápravu. Elastokinematické vlastnosti zavěšení přední nápravy byly měřeny na zkušebním stavu FS ČVUT. Charakteristiky v podobě závislostí geometrických parametrů (úhel odklonu, úhel sbíhavosti) při působení podélné a boční síly byly vloženy do simulačního modelu. Zadní náprava nebyla měřena. Vliv na velikost brzdě dráhy vozidla byl zkoumán pro tři stavy tlumičů: nové tlumiče (100% charakteristika), opotřebované tlumiče s 50% charakteristikou a nefunkční tlumiče (bez účinku tlumení). Z výsledků simulace je zřejmá delší brzdě dráha bez použití ABS oproti brzdění s ABS systémem. Při brzdění vozidla s ABS systémem je brzdě dráha při použití nových tlumičů 49,34 m, u opotřebovaných tlumičů je to 50,65 m a při nefunkčnosti tlumičů je dosaženo až 58,35 m. Zjevně tedy zhoršující se funkční stav tlumičů prodlužuje brzdou dráhu vozidla, rozdíly jsou patrnější při brzdění se systémem ABS. Při brzdění bez ABS nejsou rozdíly v brzdě drahách pro různé stavy tlumičů tak patrné. U modelu s opotřebovanými gumovými lůžky je jejich tuhost snížena na 1/3 nových lůžek. Nová lůžka způsobují při brzdění vozidla jeho boční posun pouze 0,009 m, naopak opotřebovaná pak už 0,29 m. Nejhorší případ nastává, pokud jsou opotřebovaná lůžka pouze na jedné straně zavěšení, které vyvolávají velký boční posuv vozidla 2,72 m!

Výpočtový MBS model osobního vozidla střední nižší třídy vytvořený v systému SimPack je prezentován v [45]. Celý model se skládá celkem ze tří dílčích subsystémů. Je to karosérie, jako přední náprava je použito zavěšení McPherson a poslední subsystém je tvořen zadní klikovou nápravou s propojenými rameny pomocí torzně poddajného příčného profilu. Nápravy jsou osazeny pružinami a tlumiči. Se sestaveným modelem vozidla je proveden jízdni manévr, průjezd zatáčkou. Výsledkem jsou graficky zpracované změny geometrických parametrů náprav a posuvy kinematických bodů v závislosti na čase pro variantu tuhého kinematického modelu a modelu s pružným uložením náprav. Výsledky této práce platí za předpokladu, že jsou gumokovová lůžka zavěšení popsána prostřednictvím libovolně zvolených lineárních hodnot tuhostí.

Vlivem elastokinematických parametrů a vlastností zavěšení přední a zadní nápravy na dynamiku klopení vozidla (v dynamice vozidel označovaný jako tzv. Roll) pomocí simulačních výpočtů se zabývá článek [64]. Pomocí systému MSC.ADAMS je v modulu Car vytvořen model celého vozidla, který se skládá ze subsystémů karosérie,

zavěšení přední nápravy typu McPherson s řízením a subsystému víceprvkového zavěšení zadní nápravy se třemi příčnými a jedním podélným ramenem. V systémech zavěšení jsou modelovány i pružiny, tlumiče a příčné zkrutné stabilizátory. Hodnoty kinematických bodů a deformační charakteristiky specifických gumokovových lůžek zavěšení jsou voleny tak, aby průběhy geometrických parametrů zavěšení (úhel odklonu, úhel sbíhavosti) obdržené ze simulací co nejvíce odpovídaly naměřených závislostem z uspořádaného experimentu. Úhel sbíhavosti s rostoucí polohou středu kola od -50 mm do 50 mm lineárně klesá v rozmezí od $0,5^\circ$ do $-0,5^\circ$. Úhel odklonu se mění nelineárně z hodnoty $1,5^\circ$ v poloze kola -50 mm na $-1,25^\circ$ pro polohu kola 50 mm. Pomocí nástroje DOE (design of experiments) v modulu ADAMS/Insight bylo identifikováno několik dominantních tzv. kritických kinematických bodů (Hardpointy) včetně jejich souřadnicové složky pro oba typy zavěšení, které ovlivňují průběhy úhlu sbíhavosti, odklonu a záklonu nejvýrazněji. U zavěšení McPherson ovlivňuje nejvíce například průběh sbíhavosti bod příčné rameno-těhlice s vlivem 42,2%. Pro víceprvkové zavěšení pak byl nalezen bod mezi dolním příčným ramenem a těhlicí s 50,4%. Na změnu úhlu odklonu kola má u zavěšení McPherson největší vliv kinematický bod pro uchycení tlumičové jednotky na těhlici kola, u použitého typu víceprvkového zavěšení pak bod pomocné příčné rameno-nápravnice. Od každého kritického bodu s největším vlivem na změnu daného parametru zavěšení bylo vytvořeno změnou určené souřadnice několik dalších variant zavěšení, které vykazovali pozvolnější nebo naopak progresivnější průběhy geometrických parametrů při propružení zavěšení. Citlivostní analýzou autoři následně zkoumali vliv těchto variant na dynamické vlastnosti vozidla při vyhybacím manévru. Výsledkem této práce jsou tedy časové závislosti úhlu klopení karosérie a bočního zrychlení vozidla pro různé varianty poloh kritických kinematických bodů přední a zadní nápravy. Varianta modelu předního zavěšení s nejmenší změnou sbíhavosti (varianta 2) při propružení kola produkuje ve vyhybacím manévru největší úhel klopení karosérie ze všech zkoumaných variant, nejvyšší hodnoty ($6,3^\circ$) přitom dosahuje v čase simulace 2,72 s. Nejmenší úhel klopení se překvapivě neobjevuje u varianty s největší změnou úhlu sbíhavosti (varianty 5), ale vzniká pro model, u kterého se úhel sbíhavosti s propružením kola mění pozvolněji (varianta 4). Vliv na přetáčivost vozu je minimální, gradient bočního zrychlení (nedotáčivosti) pro variantu 4 roste oproti původní variantě o pouhé 1%. Největší klopení karosérie při průjezdu vozidla vyhybacím manévrem vzniká z pohledu konstrukce víceprvkového zavěšení u varianty s polohou kinematického bodu dolní příčné rameno-těhlice kola, která způsobuje nejprogresivnější změnu sbíhavosti při propružení (varianta 2). Nejmenší změna sbíhavosti víceprvkového zavěšení pak produkuje nejmenší úhel klopení a způsobuje nárůst gradientu nedotáčivosti o 8%. Autoři tedy dokazují, že jízdní dynamika vozidla je ovlivněna konstrukcí víceprvkového zavěšení zadní nápravy velmi silně a citlivě.

Literatura zabývající se geometrií a konstrukcí zavěšení a náprav různých typů vozidel je například [46] nebo [78]. Definují kinematiku a elastokinematiku zavěšení, které dále vysvětlují na konkrétních příkladech. Podrobně popisují z konstrukčního hlediska jednotlivé prvky zavěšení jako je nápravnice, ramena a gumokovová lůžka a vysvětlují jejich funkci, nechybí ani kapitoly věnované jejich dimenzování. Uvádí příklady použití náprav pro tradiční výrobce automobilů jako je Mercedes-Benz, BMW, Toyota atd. Dále zde mohou vyzdvihnout německou publikaci [27], která problematiku náprav a zavěšení, jejich kinematiku a elastokinematiku, ale i oblast dynamiky celého vozidla probírá do nezvyklých podrobností. Tato publikace prezentuje přímo i numerické hodnoty kinematických parametrů zavěšení pro vozidla značky Audi, BMW, Ford, Opel a několika dalších výrobců, což v publikacích určitě není žádným pravidlem.

Pro kinematickou analýzu prostorových mechanismů zavěšení kol bez uvažování poddajností lze velmi výhodně a efektivně použít metody transformačních matic. Nejčastěji se zde používá metoda rozpojené smyčky nebo metoda vyjmutí tělesa, které oproti metodě uzavřené smyčky vedou na jednodušší matematické řešení díky nižšímu počtu sestavených výpočtových rovnic. Výklad těchto metod a jejich použití na praktických příkladech uvádí komplexně a přehledně [14, 69]. Kinematické rozbory a analýzy smyček mechanismů pro klasická zavěšení jako je McPherson a lichoběžníkové zavěšení ukazují [8, 65].

Příspěvek [34] se zabývá analýzou posuvů a sil u pětiprvkového systému zavěšení nápravy, řešené pomocí vytvořené algebraicko-vektorové metodě. Prostorový náhradní mechanismus zavěšení se skládá z pěti ramen, uchycené mezi nosič kola a základní rám karosérie vozidla pomocí sférických vazeb. Všechna tělesa modelu jsou popsána jako absolutně tuhá a nehmotná. Přední dolní rameno nese ještě šroubovou pružinu a tlumič. Torzní stabilizátor není v modelu obsažen. Jako numerický příklad ve výpočtech byly zvoleny data zavěšení vozu Mercedes-Benz 190. Pro analýzu pohybu sestaveného mechanismu při pohybu nosiče kola v rozsahu -100/100 mm jsou kinematické smyčky popsány vektorovými nelineárními rovnicemi. Výsledný systém rovnic je snadno programovatelný a je řešen pomocí numerické optimalizační metody. Výsledkem analýzy jsou grafické průběhy úhlu sbíhavosti, úhlu odklonu při pohybu kola a trajektorie kontaktního bodu pneumatika-vozovka v rovinách xz a yz . V silové analýze tuhého modelu je zavěšení zatíženo v kontaktní ploše pneumatika-vozovka silami v podélném, bočním a svislém směru a ještě momenty okolo os příslušných směrů. Výstup z analýzy ukazuje průběhy reakčních sil ve vazbách mechanismu ramena-nosič kola v závislosti na působení svislé síly. Největší hodnota reakční síly je ve vnějším kloubu horního předního ramene. Při sestavování elastokinematického modelu autoři konstatují, že poddajnost jednotlivých ramen a nosiče kola jsou minimální, proto v modelu zohledňují pouze elastické vlastnosti gumokovových lůžek.

Do kinematické a silové analýzy mechanismu tak přidávají tzv. matice poddajností lůžka, které používají pro popis vztahu mezi zatížením a relativním pohybem dvou kinematických bodů spojených komponent zavěšení danou poddajnou vazbou. Do této matice vstupují linearizované hodnoty radiální, torzní a kardanické tuhosti z naměřených statických deformačních charakteristik lůžek. V závěru jsou porovnané průběhy úhlu sbíhavosti v závislosti na bočním zrychlení vozidla při jeho jízdě pravou zatáčkou pro tuhý a poddajný model.

Na práci [34] navazuje publikace [35], v které je sestaven čtvrtinový model vozidla použitý pro simulování přejezdu kola vozidla přes překážku obecného tvaru. Klasický dvouhmotový diskretní model se skládá z odpružené a neodpružené hmoty, spojené lineární pružinou a tlumičem. Druhá pružina, která je připojena k neodpružené hmotě, nahrazuje svojí tuhostí radiální tuhost pneumatiky. Dynamika tohoto modelu je matematicky popsána soustavou dvou diferenciálních rovnic druhého řádu, sestavené Newtonovým principem uvolnění mechanické soustavy. V rovnicích se tak objevuje časová funkce popisující výšku profilu nerovnosti a představuje tzv. kinematické buzení soustavy. Vztah mezi silou pružiny resp. tlumiče a vertikálním posuvem hmot modelu jsou získány z počítačového programu pro kinematickou a silovou analýzu víceprvkového systému zavěšení, provedenou v [34]. Řešení rovnic dynamiky modelu je naprogramované pomocí předdefinovaných bloků v systému Matlab-Simulink, který je k tomu velmi vhodný a efektivní. Simulovaná soustava má odpruženou hmotu 300 kg a neodpruženou hmotou zavěšení 30 kg. Simulace byly provedeny pro amplitudu překážky 0,05 m, její délku 1, s rychlostí nájezdu vozidla od 0 do 20 m/s. Ve výsledcích ze simulací jsou prezentovány průběhy pohybu odpružené a neodpružené hmoty, profil překážky a vertikální síla na kole v závislosti na čase pro konvexní tvar překážky a rychlost vozidla 3 m/s. Vertikální síla dosahuje své maximální hodnoty 4 500 N. Opakovanými výpočty s rozdílnou rychlostí nájezdu byla vykreslena frekvenční charakteristika amplitudy svislé síly na kole pro případ konvexního a konkávního tvaru překážky. Maximální hodnotu nabývá svislá síla na kole u konkávní překážky pro frekvenci 15 Hz, u konvexního tvaru je maximum posunuto na 20 Hz. Simulace jsou ověřeny experimentálním měřením, při kterém se zaznamenávaly hodnoty vertikálního zrychlení na karosérii vozidla a nosiči kola, který představuje neodpruženou hmotu zavěšení. V časové závislosti jsou tato zrychlení u simulace oproti experimentu posunuta, navíc dosahují ve svých špičkách skoro dvojnásobných hodnot.

Původní model víceprvkového systému zavěšení prezentovaný v [34] je dále rozšířen o další tuhé těleso-nápravnici, která je ke karosérii připojena čtyřmi lůžky. Pomocí algebraicko-vektorové metody tak vznikl další model [36], použitý k analýze elastokinematických vlastností pětiprvkového mechanismu zavěšení. Dále je v modelu zahrnuta šroubová pružina a radiální tuhost pneumatiky. Model byl vytvořen ve třech základních verzích: 1. pouze kinematický, bez uvažování poddajností, 2. s uvažováním

poddajností v elastických lůžkách, 3. jako předešlý případ navíc s uvažováním poddajností lůžek nápravnice. Poddajné chování lůžek je modelováno pomocí tří ortogonálně umístěných lineárních šroubových pružin. Výsledky modelu jsou ověřeny experimentálním měřením na reálném vozidle, umístěného na zkušebním stavu elastokinematiky s označením DPA (Direct Position Analysis). Při měření byl sledován režim propružení zavěšení nápravy mezi dolním a horním dorazem. Dále bylo zavěšení při měření zatíženo silou v podélném směru vozidla v rozsahu od -2 kN do 2 kN.

Příspěvek [66] se zabývá optimální kinematickou syntézou a analýzou nezávislého víceprvkového systému zadní nápravy s pěti rameny. Syntéza je uvažovaná pro čistě kinematický řetězec, bez zohlednění poddajností gumokovových lůžek. Algoritmus syntézy byl autorem navržen s cílem minimální změny rozchodu nápravy, úhlu odklonu a sbíhavosti při propružení kola mezi horním a dolním dorazem. Dalším cílem je, aby navržený mechanismus zavěšení nezasahoval příliš do prostoru určeného pro cestující nebo do zavazadlového prostoru. Jsou prezentovány dva výsledky syntézy pro různou z-ovou souřadnici středu kola, které jsou v práci dále analyzovány. Pro ně jsou vykresleny závislosti změny rozchodu nápravy, úhlu odklonu, sbíhání a změna výšky středu klopení nápravy v závislosti na svislém pohybu kola. V grafických závislostech jsou porovnány s existujícím výpočtem pro zavěšení zadní nápravy osobního vozu Mercedes-Benz 190.

Další práce [38] podobného zaměření se zabývá sestavením nového algoritmu pro řešení syntézy mechanismu pětiprvkového zavěšení kola. Je řešen mechanismus se známou topologií a rozměry. Úloha syntézy mechanismu obsahuje elastokinematickou specifikaci, popsanou souborem prostorových posunutí, které vykonává těhlice kola z konstrukční polohy pod specifikovaným zatížením odpovídající typickým jízdám manévřům vozidla. Je to režim brzdění označený jako M1, režim pohonu M2 a jízdy zatáčkou M3. Radiální tuhost elastomerických lůžek uložených v ramenech zavěšení vystupují v syntéze jako navrhované proměnné. Numerický příklad je řešen pro dvě varianty pětiprvkového zavěšení (S1 a S2) se stejnou topologií ale s rozdílnou konfigurací a rozměry. Geometrické parametry uvažované na nosiči kola (úhel odklonu, úhel sbíhavosti) jsou v syntéze reprezentovány x-ovou a y-ovou složkou vektoru rotace těhlice. Dále autoři zavádí poddajnost zavěšení v podélném směru. Pro tyto parametry jsou v syntéze podle definovaných jízdních režimů vozidla zvoleny hodnoty jejich konvergence. Ve výsledcích jsou prezentovány vypočtené změny úhlu odklonu, sbíhavosti, poddajnosti zavěšení v podélném směru a hodnoty navržených tuhostí lůžek pro jednotlivé modely. Autoři v práci zjistili, že změna sbíhavosti při režimu M2 jsou kritická pro variantu zavěšení S1 a existuje silná vazba mezi změnou sbíhavosti a podélnou poddajností zavěšení. Rovněž jsou prezentované i hodnoty navržených tuhostí lůžek v jednotlivých modelech.

Pro konstrukci lichoběžníkového zavěšení je v [43] doporučováno, aby se poměr mezi délkou horního a dolního ramene zavěšení pohyboval v rozmezí 0,55-0,65. Ten pak zaručuje změnu rozchodu při propružení kola maximálně o 4-5 mm a změnu úhlu odklonu o hodnoty 5-6 °.

Naopak [16] konstatuje, že je tento doporučovaný poměr těžké dodržet vzhledem k prostorovým omezením, které vystupují u osobních vozidel. Ve své práci zkoumá vliv poměru příčných ramen nezávislého zavěšení lichoběžníkového typu na průběhy geometrických parametrů pomocí vytvořeného CAD modelu zavěšení v systému Autodesk Inventor. Mechanismus se skládá pouze z ideálně tuhých vazeb mezi tělesy, neuvažuje se zde tedy poddajnost gumokovových lůžek. Nosné prvky zavěšení-dolní rameno, horní rameno a nosič kola vystupují v mechanismu také jako absolutně tuhá tělesa. Model je vytvořen celkem ve třech geometrických variantách zavěšení. U první varianty modelu je poměr mezi rameny 0,55. Dolní rameno je tedy skoro jednou tak delší než horní rameno. Větší poměr mezi rameny 0,82 je uvažován pro mechanismus druhé varianty, u které byl čep horního ramene zároveň ještě posunut směrem nahoru. Ve třetí variantě má mechanismus poměr mezi rameny stejný jako u varianty druhé, čep horního ramene je posunut také směrem nahoru, v příčném směru více vně oproti druhé variantě. Výsledkem této práce jsou dvě grafické závislosti (změna rozchodu zavěšení a úhel odklonu v závislosti na svislém pohybu kola) pro tři zkoumané varianty zavěšení. Kolo zavěšení se pohybuje v intervalu od -100 mm (dolní doraz) do 100 mm (horní doraz). Model není ověřen ani experimentálním měřením ani pomocí numerického výpočtového modelu v systémech určených pro kinematické a elastokinematické výpočty zavěšení jako je např. MSC.ADAMS. V publikaci nejsou uvedeny polohy kinematických bodů a není tak vidět vztah mezi konkrétní polohou zavěšení a geometrickými parametry.

Ve vědeckém článku [18] je prezentován nezávislý systém lichoběžníkového zavěšení kola doplněný o nově vyvinutý mechanismus, který umožňuje aktivně řídit a přizpůsobovat změnu úhlu odklonu. Nejprve autoři vymezují několik obecných možností, jak by bylo možné úhel odklonu lichoběžníkového zavěšení měnit. Je to například změna délky horního ramene, změna délky dolního ramene nebo posun kinematického bodu v místě uložení horního popřípadě dolního ramene na nápravnici. Z rozboru výhod a nevýhod byla dále vybraná varianta vycházející z myšlenky změny polohy uložení horního ramene zavěšení. Klasické lichoběžníkové zavěšení je tedy konstrukčně upraveno tak, že horní rameno není uchyceno na nápravnici přes klasické gumokovové lůžko, ale přes klikový hřídel, jehož osa je paralelní s podélnou osou vozidla. Když se bude tento hřídel otáčet, mění se vlivem vyosení hřídele v podstatě délka horního ramene a tedy i hodnota úhlu odklonu kola. K řízení otáčivého pohybu klikového hřídele jsou použity dva pístové válce hydraulického systému, jehož návrh je

také předmětem této práce. Pro navržené zavěšení je vytvořen konstrukční CAD model a provedena kinematická analýza v softwaru Visual Nastran.

Na strojní fakultě ČVUT vznikla disertační práce [79], která se soustředí na simulace kinematických, elastokinematických a dynamických vlastností nezávislého zavěšení přední nápravy typu McPherson. Zavěšení je zkoumáno přímo na konkrétním příkladu z praxe, kterým je vozidlo značky Škoda Felicie. V práci je představen vytvořený model s poddajnými lůžky v prostředí ADAMS/Car, která jsou popsána deformačními nelineárními charakteristikami, získaná měřením na reálné nápravě. V počítačovém modelu nejsou zohledněny poddajnosti nosných prvků a uvažují se jako absolutně tuhé. Na výpočtovém modelu autor provedl kromě výpočtů elastokinematických charakteristik i citlivostní analýzu na polohu kinematických bodů, tuhost lůžek a hmotnostní citlivostní analýzu. Výsledkem práce jsou definovaná konstrukční doporučení pro zlepšení vlastností tohoto zavěšení.

Článek [9] se zabývá vytvořením numerického algoritmu pro kinematickou analýzu víceprvkového systému zavěšení. Jako příklad byl vybrán konkrétní mechanismus zavěšení s pěti rameny, který se používá u náprav vozů Mercedes-Benz, Mazda 929, určitých vozů BMW a Toyoty Supra. V modelu jsou předpokládána tuhá tělesa a tuhé kinematické vazby sférického typu, umístěná na koncích každého ramene. Autoři odvodili celkem 14 rovnic geometrických podmínek mechanismu, které definují vzájemnou polohu vazeb v rámci stejného tuhého tělesa a jednu kinematickou podmínku mechanismu. Soustava rovnic je pro nalezení neznámých souřadnic kinematických bodů řešena numerickou Newtonovou iterační metodou. Ve výsledcích jsou uvedeny kartézské souřadnice kinematických bodů pro připojení ramen na těhlici pro časy simulace od 0 s (počáteční poloha) do 1,95 s, při použití časového kroku 0,25 s. Dále jsou ve výsledku prezentovány závislosti středu kola, úhlu záklonu a úhlu odklonu kola na čase. Není provedeno validační měření.

Vliv matematického popisu gumokovových lůžek zavěšení na změny jeho geometrických parametrů při svislém pohybu kola vůči karosérii zkoumá práce [13]. Pomocí softwaru MSC.ADAMS byl vytvořen MBS model nezávislého zavěšení zadní nápravy. V úvodu autor nejprve popisuje různé typy kinematických vazeb (rotační, sférická, posuvná, universální), které se v MBS modelech využívají a klasifikuje je podle počtu odebraných stupňů volnosti. Model zavěšení se skládá z příčného ramene, podélného ramene, nosiče kola, pružiny a tlumiče. Obě ramena jsou na svých koncích vybavena elastickými lůžky. Model byl vytvořen celkem ve třech výpočtových variantách zavěšení podle způsobu modelování kinematických vazeb: ideálně tuhá kinematická lůžka, poddajná lůžka definované lineární tuhostí a nakonec poddajná lůžka popsána pomocí nelineárních deformačních charakteristik. Výstupem z práce jsou průběhy úhlu odklonu, úhlu záklonu, úhlu sbíhavosti, změny rozchodu, výšky středu klopení a vertikální síly na kole zavěšení v závislosti na svislém pohybu kola. Při

simulacích autoři uvažují pohyb zavěšení z konstrukční polohy o 85 mm do dolního dorazu a 100 mm do horního dorazu.

Dynamickou MBS simulací přejezdu nerovnosti off-road vozidla s víceprvkovou zadní nápravou se zabývá článek [74]. Autoři využili pro tvorbu polovičního modelu vozidla software MSC.ADAMS. Prezentovaný model zadní víceprvkové nápravy se skládá z pěti ramen, které jsou modelované jako absolutně tuhé. Model je doplněný šroubovými pružinami a tlumiči, popsané svými silovými charakteristikami. Gumokovová lůžka jednotlivých ramen jsou popsané nejprve nejjednodušším způsobem, jako ideálně tuhé sférické vazby se 3 stupni volnosti a poté i jako poddajné vazby s lineárním popisem. To umožnilo autorům ukázat vliv zohlednění poddajnosti lůžek na výsledky simulací. Vozidlo je v místě přední nápravy uchyceno na virtuální testovací stoličce v ADAMSu, do podpory zadního levého kola je zaveden časový zdvih o výšce 80 mm, který simuluje přejezd vozidla přes nerovnost. Pravé kolo nápravy spočívá na rovné podložce bez pohybu. Výsledky simulací jsou prezentovány v podobě časových závislostí svislého pohybu karosérie a jejího natočení okolo podélné (tzv. roll) a příčné osy (tzv. pitch). Model s poddajnými vazbami nápravy vykazuje nižší špičky v analyzovaných závislostech a kmitavý pohyb karosérie je dříve zatlumen, oproti modelu zavěšení s tuhými vazbami. Zajímavé by ovšem bylo zkoumat také vliv typu modelu na změnu geometrických parametrů zavěšení. Provedené simulace nejsou žádným způsobem validovány.

V příspěvku [28] je navržena konstrukce a provedena kinematická analýza nového typu víceprvkového mechanismu zavěšení nazvaného jako Michelin OCP (Optimized Contact Patch). Toto zavěšení bylo navrženo za účelem optimalizace kontaktní plochy mezi pneumatikou a vozovkou. Autoři tvrdí, že současné typy zavěšení mají problémy při jízdě v zatáčce. Vlivem jejich rostoucího odklonu kola se zmenšuje z pohledu dynamiky vozidla velmi důležitá kontaktní plocha pneumatika-vozovka. To chtějí vyřešit konceptem OCP s cílem, že negativní odklon je ovlivněn při jízdě v zatáčce pouze působením sil v kontaktní ploše pneumatiky s vozovkou, nikoliv už náklonem karosérie. Konstrukčním jádrem zavěšení OCP je tzv. mobilní nápravnice, která je ke karosérii uchycena pomocí dvojice svislých ramen. Pro uchycení nosiče kola na nápravnici pak slouží ještě dvě příčná ramena. Zavěšení tak získá přídavný stupeň volnosti ve vztahu k úhlu odklonu. Pro navržený mechanismus zavěšení je sestaven rovinný analytický model, který je použit pro kinematickou analýzu. Kinematické smyčky mechanismu jsou matematicky popsané vektorovou metodou. Získané rovnice jsou řešeny pomocí determinantu Sylvestrovy matice, algoritmus je naprogramovaný v systému Maple. Výsledky z analytického modelu jsou validovány porovnáním s výsledky z numerického modelu zavěšení, vytvořeného a řešeného v komerčním softwaru ADAMS. Oba výpočtové modely jsou porovnány v uvedené závislosti změna rozchodu nápravy-úhel odklonu, kde se liší okolo 5 až 10 %.

Výzkumná zpráva fakulty dopravní ČVUT a Advanced Engineering, s.r.o. [39] ve svém úvodu vysvětluje pojem střed klopení nápravy a ukazuje jeho nalezení oblíbenou grafickou metodou. Dále principiálně a teoreticky popisuje stavbu numerického výpočtového modelu zavěšení zadní nápravy v systému Hyperworks. Model je pouze základní, s ideálně tuhými prvky. Důraz autoři kladou především na definování vstupních dat a parametrů modelu jako je např. poloha kinematických bodů, typy kinematických vazeb, hmotnosti a momenty setrvačnosti elementů zavěšení atd. V závěru jsou popsány i různé možnosti zpracování výsledků ze simulací v postprocesorových modulech HyperGraph a HyperView.

Autoři v článku [17] zavádí nový pojem, tzv. kinematickou nekompatibilitu a definují ho jako neschopnost mechanismu zavěšení nápravy k provozu za daných podmínek konstrukce a deformací určených elastickými vlastnostmi jednotlivých komponentů zavěšení. V příspěvku zkoumají kinematickou analýzu víceprvkového mechanismů zavěšení se čtyřmi rameny, které se používají u některých dnešních osobních vozidel. Pro vytvoření vlastního geometrického modelu zavěšení zvolili autoři software Autodesk Inventor Profesional 8, v kterém následně poněkud netradičně provedli i kinematické výpočty. Tento systém byl doposud primárně používán jako CAD objemový modelář. Model byl vytvořen ve dvou variantách, s poddajnými lineárními gumokovovými lůžky a ideálními kinematickými vazbami. V práci není zmíněno, na jakém principu, metodě a pomocí jakých funkcí byly v použitém softwaru výpočty s poddajnými lůžky provedeny. Výsledkem práce jsou řádně okomentované průběhy změny rozchodu a úhlu odklonu v závislosti na svislém pohybu kola.

Identifikační procedura k určení elastokinematických parametrů víceprvkového zavěšení zadní nápravy je navržena v článku [59]. Zkoumané zavěšení se skládá z pěti prostorově uspořádaných ramen, těhlice a kola. K jednomu z ramen je připojena šroubová pružina. Pro toto zavěšení je vytvořen jeho numerický výpočtový model použitím MBS softwaru MSC.ADAMS. Všechna ramena a těhlice s kolem jsou modelovaná jako ideálně tuhá, vzájemně spojená kinematickými vazbami a poddajnými modely lůžek. V modelu je na kolo připojeno silové zatížení jako při klasickém reálném elastokinematickém měření, které způsobuje svislý pohyb kola. Přitom jsou zaznamenávány statické hodnoty definující polohu kola. Ty pak spolu se zatížením slouží jako počáteční hodnoty v navrženém algoritmu pro identifikaci tuhostí lůžek zavěšení. Metoda použitá pro identifikaci neznámých parametrů je optimalizační numerická procedura, která hledá řešení problému pomocí nelineární metody nejmenších čtverců. Konkrétně jsou zvoleny upravené Levenberg-Marquardtovy algoritmy.

Na vysoké škole Zwickau v Německu vznikla diplomová práce [20], která teoreticky popisuje stavbu výpočtových modelů přední a zadní lichoběžníkové nápravy v MSC.ADAMS/Car s poddajnými modely základních prvků za systému Nastran. Dále

se zabývá aspekty a úskalím jejich propojení s dynamickými modely zavěšení. Celý obsah práce podléhá na přání jejího zadavatele Audi AG utajení a není zveřejněn.

Výsledek z elastokinematické simulace zavěšení nápravy provedenou v systému MSC.ADAMS, v které je zohledněna poddajnost nosiče kola uvádí [27]. Prezentuje zde pouze grafickou závislost úhlu odklonu při působení boční síly, stanovenou pro tuhý a poddajný model těhlice. Publikace dále už neuvádí typ zkoumaného zavěšení, informace o výpočtovém modelu a nezmiňuje se ani o použité metodě pro vytvoření poddajného modelu nosiče kola či není definován jeho materiál. Výsledek ze simulačního výpočtu není ověřen experimentálním měřením.

Příspěvek [52] se zabývá stavbou výpočtového modelu nezávislého zavěšení užitkového vozidla, který je využit pro analýzu kinematických a elastokinematických charakteristik. Model je vytvořen jako kombinovaný, s klasickým MBS dynamickým modelem zavěšení (MSC.ADAMS) je ve speciálním modulu FLEX spojen konečněprvkový model listové pružiny, importovaný ze softwaru MSC.NASTRAN. Výpočtová síť v modelu pružiny se skládá z 12 611 uzlů a 7 676 elementů typu hexahedral. Listové pružině je přiřazen materiál ocel s hustotou 7850 kg/m^3 , modulem pružnosti $2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ a Poissonovou konstantou 0,3. Modální analýzou byly zjištěny první dvě vlastní frekvence (34 Hz a 81,8 Hz). Další nosné prvky zavěšení jsou vytvořeny již jako absolutně tuhé. Výpočtový model je validován měřením na zkušebním stavu SPDM (Suspension Parameter Measuring Device). Pro výpočet elastokinematických charakteristik vytvořeny celkem dva zatěžovací režimy: První mód, při kterém je propružení kol ve fázi (tzv. Bump), dolní doraz je 55 mm, horní doraz je 40 mm. Druhý mód, při kterém se kola pohybují v protifázi (tzv. Roll), dolní doraz je nastaven na 55 mm, horní doraz pak 50 mm. Výsledkem jsou průběhy úhlu sbíhavosti, záklonu, odklonu a posunu středu kola v podélném a bočním směru v závislosti na svislém pohybu kola a úhlu klopení kola kola.

Příspěvek [73] se zabývá vytvořením výpočtového elastokinematického modelu zadní nápravy, v kterém je navíc přidán ještě aktuátor. Zavěšení se skládá z paralelogramového mechanismu, jeho základ tvoří horní a dolní příčné rameno. Ty jsou spojeny s mobilní nápravnicí pomocí dvojice pomocných ramen. Aktuátor je spojen s mobilní nápravnicí a jeho mechanismus je navržen tak, aby aktuátor kompenzoval změnu rozchodu kol a úhel odklonu vlivem elastokinematiky zavěšení při působení vnějšího zatížení. Model je vytvořen v MSC.ADAMS, NASTRAN a PATRAN. Model obsahuje poddajný popis kinematických dvojic a navíc ještě poddajné modely příčných ramen. Jejich CAD modely vytvořené v systému Autodesk Inventor Professional 2008 byly přes neutrální formát STEP převedeny do systému MSC.PATRAN 2007, kde byla vytvořena konečněprvková síť obsahující elementy typu Tria4 a vygenerovány jejich poddajné modely. Ty byly následně importovány do ADAMS MD R2/View a spojeny s ostatními, již tuhými prvky zavěšení, které byly do

modelu vložené přímo přes formát STEP. Jako materiál pro poddajné modely byla zvolena ocel (hustota 7800 kg/m^3 , poissonova konstanta 0,3 a modul pružnosti $2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$). Celkem byl model vytvořen ve 4 výpočtových variantách: 1. tuhá lůžka a tuhá tělesa (základní model), 2. poddajná lůžka a tuhá tělesa, 3. tuhá lůžka, poddajná tělesa, 4. poddajná lůžka a poddajná tělesa. Poddajné modely byly zatíženy boční silou celkem ve třech případech-je to případ a (0 N), případ b (2 000N) a případ c (4 000 N). Výsledky jsou prezentovány v podobě vypočtených závislostí změny rozchodu nápravy a změny úhlu odklonu při propružení kola, celkem pro 4 modely zatížené vždy třemi režimy boční síly.

Z provedené rešeršní analýzy vědeckých prací zabývající se tématem elastokinematických vlastností nezávislého zavěšení je zřejmé, že problematice modelování nosných prvků zavěšení s poddajnými vlastnostmi a jejich vlivem na elastokinematické vlastnosti zavěšení není věnovaná dostatečně podrobná pozornost. V převážné většině prací jejich autoři pracují s kinematickými nepoddajnými modely nebo s modely zavěšení zohledňující poddajnost gumokovových lůžek a poddajnost nosných elementů v analýzách ignorují. Tím tedy chybí znalost, jak zohlednění poddajností různých nosných prvků víceprvkového zavěšení jako je např. nápravnice, nosič kola, podélné a příčné rameno, které zaujímají odlišné úkoly a funkce, ovlivňuje výsledky elastokinematických charakteristik. Vzniká tak i absence odpovědí na důležité otázky jak různá tuhost daného nosného prvku zavěšení, ovlivňuje jeho elastokinematické charakteristiky, které elastokinematické parametry se mění a které zůstávají naopak neovlivněny. Rovněž není doposud publikováno elastokinematické chování a vlastnosti komplexního modelu víceprvkového zavěšení, v kterém jsou všechny jeho nosné prvky popsány jako poddajné, spolu s použitím reálných deformačních charakteristik gumokovových lůžek a reálného popisu pružin a tlumičů. Zřejmě tedy tento, již poměrně náročný výpočtový model víceprvkového systému zavěšení nebyl ani vytvořen. Dále chybí porovnání, jak přesně koreluje s experimentálním měřením na skutečném vzorku. Současně nebyl ještě zkoumán jaký vliv na elastokinematiku zavěšení mají jednotlivé dílčí komponenty svařence nápravnice, jako jsou příčné a podélné trubky, spojovací profily a úchytné konzoly pro montáž jednotlivých ramen. Ve vědním oboru elastokinematiky je tedy nutné zkoumat a dále rozvíjet poznatky o vlivu poddajnosti různých nosných prvků zavěšení na průběhy geometrických parametrů, které povedou k dosažení téměř ideálních jízdních vlastností a vysoké bezpečnosti samotného vozidla. Uváděné publikace používají při řešení svých cílů systém MSC.ADAMS, validují jeho použitelnost pro simulační výpočty v oblasti mechanismů zavěšení náprav. Výsledky elastokinematických výpočtu zavěšení ze systému Hyperworks ve vědeckých pracích a publikacích ještě zveřejněny nejsou, vzniká tak otázka, jak se výsledky obdržené tímto softwarem přibližují reálným charakteristikám z měření.

3 Cíle disertační práce

Tato práce se zabývá simulacemi elastokinematických vlastností nezávislého víceprvkového zavěšení zadní nápravy osobního automobilu. Cílem disertační práce je postupnými kroky rozšířit současné výpočtové modely víceprvkového zavěšení zavedením poddajných těles nosných prvků do jejich struktury, zvýšit tím tak přesnost modelů, zároveň je posunout na vyšší úroveň a získané výsledky z elastokinematických simulací ověřit experimentálním měřením. Ve výsledku tak vznikne komplexní model zavěšení s poddajným popisem všech funkčních komponent, které se podílejí na přenosu silového zatížení. Tento model by tak mohl již velmi přesně popisovat skutečné elastokinematické chování zavěšení. Dalším cílem je ukázat vliv zohlednění poddajnosti jednotlivých prvků zavěšení a jejich různých výpočtových variant dané konstrukčním a materiálových provedením na elastokinematické vlastnosti.

Cíle této disertační práce je možné definovat následovně:

- C1: vytvořit nový přesnější model víceprvkového zavěšení obsahující poddajný popis nosných prvků,
- C2: posoudit vliv zohlednění poddajnosti různých nosných prvků na elastokinematiku,
- C3: návrh a realizace vlastního měření elastokinematiky pro ověření výsledků ze simulací,
- C4: provést citlivostní analýzu a posoudit vliv různých konstrukčních a materiálových variant poddajných nosných prvků zavěšení na jeho elastokinematické vlastnosti.

Dále byly stanoveny tyto vědecké hypotézy, které budou systematicky potvrzeny či vyvráceny v závěru práce:

- H1: vstupní data reálného zavěšení pro stavbu výpočtového modelu je možné stanovit a ověřit experimentálně,
- H2: model víceprvkového zavěšení s poddajným popisem všech nosných prvků ukazuje ze všech modelů vůči experimentu nejpřesnější výstupy,
- H3: poddajnost nosných prvků ovlivňuje elastokinematiku zavěšení výrazným způsobem,
- H4: zvolený konstrukční materiál nosiče kola ovlivňuje především průběh odklonu kola.

4 Materiál a metody

V této kapitole je podrobně vysvětlená metodika práce, která vychází ze stanovených cílů a obecně popisuje postup pro jejich dosažení. Dále je zde uveden materiál, měřicí a zkušební zařízení, které byly v průběhu řešení práce použity.

Na základě rozsáhlých datových vstupů z experimentálních měření na reálném vozidle je vytvořen výpočtový MBS model vázané mechanické soustavy víceprvkového zavěšení. Do tohoto modelu zpracovaného v softwaru Hyperworks jsou vkládány vlastní modálně poddajné modely jednotlivých nosných prvků. Výstupem z provedených simulací jsou charakteristiky geometrických parametrů zavěšení, z kterých je posuzován a popsán vliv zohlednění poddajnosti nosných prvků na elastokinematiku.

4.1 Popis řešeného typu víceprvkového zavěšení zadní nápravy

Víceprvkový systém zavěšení se obecně skládá z různého počtu prostorově uspořádaných podélných a příčných ramen, které spojují nosič kola s karosérií nebo nápravnicí. Víceprvkové zavěšení splňuje v současné době nejlépe ze všech sériově vyráběných systémů náprav dynamické požadavky na přesné vedení kol. Dovoluje preciznější naladění podvozku, protože můžeme nastavit parametry každého prvku samostatně a umožňuje tak docílit vynikajících jízdních vlastností vozidla a vysokého stupně mechanického a akustického komfortu pro cestující. Z těchto důvodů se používá u vozidel střední a vyšší třídy. Tento typ zavěšení je možné používat jak pro nepoháněnou, tak i pro nápravu s pohonem kol.

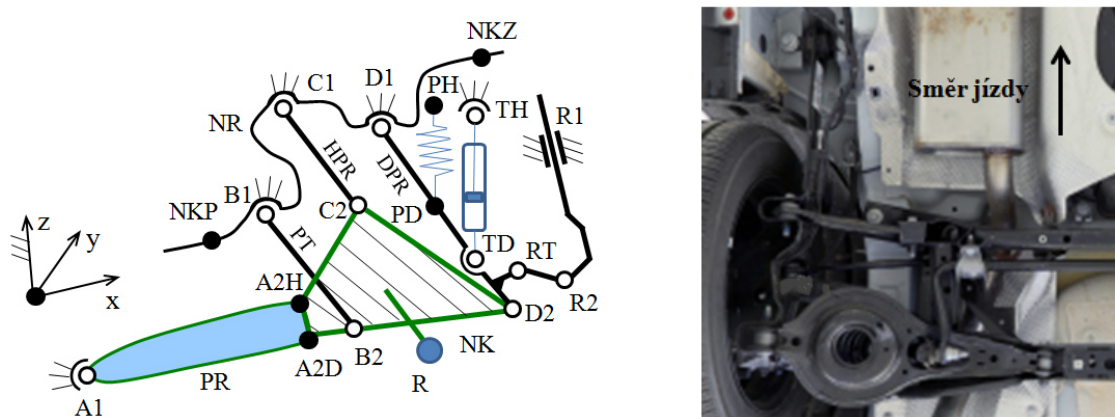
Víceprvková náprava vyniká těmito výhodami:

- umožňuje nastavení vynikajících kinematických a elastokinematických vlastností,
- nízké neodpružené hmoty,
- více úchytných bodů nápravy na karosérii, nižší přenos sil do karosérie,
- přenos sil mezi kolem a karosérií je rozděleno na větší počet dílů, které jsou méně namáhané a zvyšuje se tak jejich životnost,
- výborná izolace hluků a vibrací, vysoký komfort při přejezdu příčných spár, malých a středních vln vozovky,
- vynikající jízdní vlastnosti, vysoká tuhost nápravy v příčném směru.

Nevýhody víceprvkové nápravy:

- mimořádná prostorová náročnost,
- náročná konstrukce a naladění jednotlivých elementů nápravy,
- vysoká cena (obvykle až 5x dražší oproti klikové nápravě).

Pro tuto práci byl cíleně zvolen velmi zajímavý typ nezávislého víceprvkového systému zavěšení zadní nápravy, jehož kinematické schéma a konstrukční provedení je uvedeno na obr. 4.1. Kinematické a elastokinematické závislosti tohoto typu zavěšení nejsou doposud prezentovány. Kolo je zde vedeno pomocí tří ramen prostorově uspořádaných v příčném směru vozidla a pomocí jednoho podélného ramene (PR). Všechna ramena jsou jedním koncem přichycena k nosiči kola (NK), druhým koncem jsou příčná ramena uchycena do nápravnice (NR) a podélná ramena do nosného podélníku karosérie. Horní příčné rameno (HPR), dolní příčné rameno (DPR) a pomocná tyč (PT) jsou uchyceny na navazující prvky přes gumokovová poddajná lůžka. Podélné rameno je na straně do nosného podélníku podlahy karosérie přichyceno také lůžkem, ovšem na nosič kola již pevným spojem.



Obr. 4.1: Kinematické schéma zkoumaného zavěšení (vlevo), konstrukční provedení víceprvkového zavěšení zadní nápravy vozu Ford Focus (vpravo)

V případě, že reálná poddajná lůžka nahradíme v kinematickém schématu ideálními sférickými vazbami a spočteme počet stupňů volnosti mechanismu pomocí vztahu (2.1), vychází nám $\text{DOF} = 0$. To znamená, že je mechanismus nefunkční a nepohyblivý, zavěšení je tzv. kinematicky předurčené a potřebný jeden stupeň volnosti pro pohyb kola a kinematickou funkčnost mechanismu (tzn. stupeň volnosti $\text{DOF} = 1$) musí poskytnout určitá definovaná poddajnost podélného ramene v bočním směru. Tuhost ramene vnáší do mechanismu zavěšení jisté vnitřní silové zatížení, které přidavně zatěžuje gumokovová lůžka i nosné prvky a může tak přímo velmi výrazně ovlivňovat elastokinematiku celého zavěšení i bez působení vnějšího zatížení nápravy vznikající při jízdě vozidla. Z tohoto důvodu byl vybrán tento zajímavý typ víceprvkového zavěšení nápravy, který je například použit u osobního vozidla značky Ford Focus (obr. 4.1 vpravo). Samotné výpočty elastokinematických charakteristik u tohoto typu zavěšení budou při použití poddajných modelů nosných prvků ještě o to přínosnější a zajímavější. Příčná ramena zachycují boční síly a zajišťují boční vedení nápravy (např. jízda zatáčkou), podélné rameno je příčnými silami zatíženo jen velmi

málo a je prioritně určeno pro přenos podélných sil (brzdění, akcelerace vozidla) a může mít tak obvykle mečovitý tvar.

4.2 Stanovení vstupních dat do výpočtového modelu

Pro sestavení výpočtového modelu mechanické soustavy zavěšení v systému Hyperworks, který bude poskytovat ze simulací dostatečně přesné výsledky blížíci se experimentálním měřením, je nutná znalost mnoha vstupních parametrů a charakteristik ve vysoké kvalitě nejen samotného zkoumaného zavěšení, ale i celého vozidla. Publikace uvedené v literární rešerši neobsahují všechna nezbytně potřebná a důležitá vstupní data pro tvorbu komplexního MBS výpočtového modelu. Navíc mají data ještě velmi často rozdílnou zadávací logiku podle použitého softwaru. Protože pro zvolený typ víceprvkového zavěšení nebyly tyto parametry doposud souhrnně publikovány, musely být stanoveny vlastními silami. Jedná se o geometrická data zavěšení, tzv. kinematické body, hmotnosti a momenty setrvačnosti nosných prvků zavěšení, deformační charakteristiky gumokovových lůžek. Pro uskutečnění měření byl jako reálný vzorek zvolen sériově vyráběný osobní automobil Ford Focus (r. výroby 2012), který obsahuje zvolený typ víceprvkového zavěšení zadní nápravy a byl mi v průběhu řešení této práce k dispozici.

4.2.1 Definice zatížení a geometrická data mechanismu zavěšení

Výška podvozku vozidla resp. poloha kinematických bodů pohyblivých prvků mechanismu zavěšení nápravy je vlivem deformačních drah pružin přední a zadní nápravy při zatížení vozidla různá. Proto je v první řadě nutné ještě před zahájením všech dalších aktivit definovat zatížení vozidla, které uvede mechanismus zavěšení nápravy do obecné tzv. konstrukční polohy (KP). Pro tuto přesně definovanou polohu mechanismu budou zkoumané všechny charakteristiky zavěšení, vstupní data do výpočtů a v této poloze bude sestaven i výpočtový simulační model zavěšení. Zvolena byla následující definici zatížení vozidla, při kterém budou pomocí vah měřeny hmotnosti připadající na jednotlivá kola: vozidlo v pohotovostní hmotnosti je dále zatíženo dvěma osobami na předních sedačkách a jednou osobou na zadní sedačce uprostřed, přičemž osoba má hmotnost 80 kg. Pro každou osobu pak ještě připadá 5 kg hmotnosti do zavazadlového prostoru modelující zavazadlo. Toto zatížení způsobí, že se zavěšení zadní nápravy ustaví do obecné polohy, která je přibližně v polovině rozsahu propružení nápravy. Tato definovaná poloha je pro vyšetřování reálných vlastností zavěšení a stavbu MBS modelu optimálnější než např. poloha při pohotovostní nebo celkové hmotnosti vozu.

Zatížení nahrazující skutečné osoby bylo realizováno pomocí sáčků s olověným pískem o hmotnostech 20, 10 a 5 kg. Sáčky byly umístěny nejprve na sedačky a pak

i v zavazadlovém prostoru, kde byly rozmístěny tak, aby vyrovnávaly malou hmotnostní asymetrii vozidla okolo jeho podélné osy x a hmotnosti na pravé a levé kolo zadní nápravy se tak rovnaly. Tato úvaha byla zvolena z důvodu pozdějších simulací v Hyperworks, aby obě strany zavěšení byly zatíženy stejným způsobem a vykazovaly tak stejné vlastnosti. Pod každým kolem byla umístěna přenosná váha, vozidlo bylo při měření ustaveno na základní pracovní desce stanoviště pro měření geometrie náprav (kap. 4.3), která je ustavená do vodorovné polohy a zajišťuje tak vysokou přesnost měření. Tlak v pneumatikách byl při tomto měření nastaven na hodnoty pro částečné zatížení podle údajů výrobce.

K měření byly konkrétně použity čtyři mobilní přenosné elektronické váhy HAENNI (r. výroby 2012), s označením typu WL103/411.111/08Y, které disponují měřicím rozsahem 0 - 2 000 kg. Tyto váhy jsou uvedeny na obr. 4.2 a jejich další technické parametry specifikuje příloha B.



Obr. 4.2: Mobilní přenosné váhy pro měření hmotnosti připadající na kolo [25]

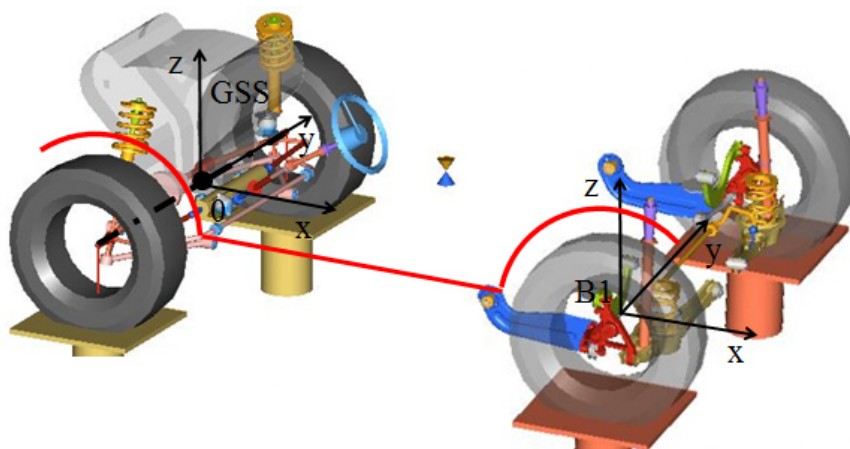
Naměřené hodnoty hmotností připadající na jednotlivá kola vozidla jsou uvedeny v tab. 4.1. Z nich lze již snadno stanovit hmotnost působící na přední a zadní nápravu a hmotnost zatíženého vozidla v definované konstrukční poloze.

Tab. 4.1: Naměřené hmotnosti připadající na jednotlivá kola vozidla v KP

Náprava	Přední		Zadní	
	Levé	Pravé	Levé	Pravé
Kolo nápravy				
Hmotnost připadající na kolo [kg]	442	435	326,5	326,5
Hmotnost připadající na nápravu [kg]	877		653	
Hmotnost vozidla [kg]	1530			

V tomto zátěžném stavu vozidla byly pomocí posuvného měřítka a vytvořených pravítek odměřeny polohy kinematických bodů mechanismu zavěšení, které tak jednoznačně definují jeho konstrukční polohu. Souřadnice jednotlivých bodů byly prakticky měřeny v souřadnicovém systému zadní nápravy s počátkem v pevném kinematickém bodě B1 (nápravnice-pomocná tyč), který byl zvolen z důvodu jeho optimální prostorové polohy umožňující jednoduché měření ostatních bodů. Tento pomocný systém má rovnoběžné osy s klasickým globálním souřadnicovým systémem

vozu (GSS), který je pevně spojen s karosérií vozidla. Počátek GSS je umístěn ve středu přední nápravy a rovina xy je vodorovná. Oba souřadnicové systémy jsou vyznačeny na obr. 4.3.



Obr. 4.3: Souřadnicový systém vozidla

Měřeny byly pouze kinematické body pro levou stranu zavěšení, pravá strana zavěšení je symetrická a liší se tak jen v y-ové souřadnici. Naměřené souřadnice jednotlivých kinematických bodů zavěšení bylo potřeba z důvodu zadávání do systému Hyperworks při tvorbě počítačového modelu ještě přepočítat do globálního souřadnicového systému vozidla, viz. tabulka 4.2 a 4.3.

Tab. 4.2: Souřadnice kinematických bodů zavěšení zadní nápravy pro KP v GSS

Souřadnice	A1	A2H	A2D	B1	B2	C1	C2	D1	D2
x [mm]	2098	2402	2402	2480	2502	2534	2540	2805	2790
y [mm]	-603	-595	-595	-365	-678	-380	-685	-105	-685
z [mm]	36	27	-33	-21	-40	143	130	-10	-45

Tab. 4.3: Souřadnice kinematických bodů středu kola, pružiny, tlumiče, stabilizátoru a uchycení nápravnice do karosérie pro KP v GSS

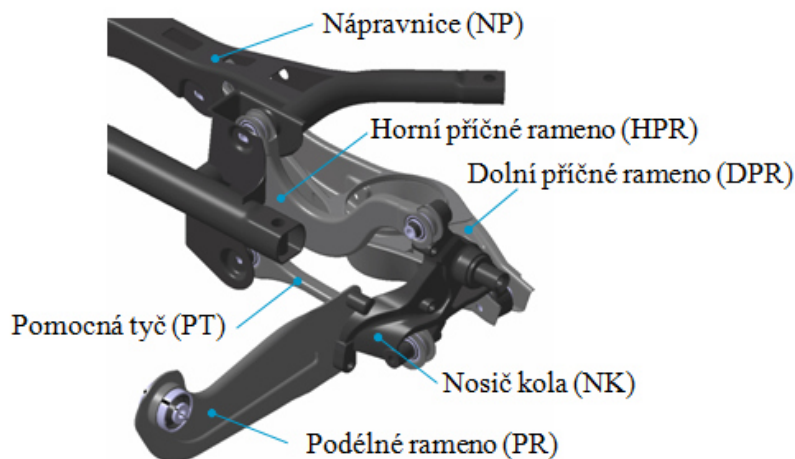
Souřadnice	NKP	NKZ	R	PH	PD	TH	TD	R1	R2	RT
x [mm]	2410	2860	2605	2757	2800	2760	2792	2670	2798	2798
y [mm]	-482	-485	-745	-479	-485	-565	-615	-379	-380	-380
z [mm]	72	95	43	133	-84	460	-45	-10	-3	-65

Přesnost uvedeného postupu měření a použitá měřidla jsou vzhledem k tolerančnímu řetězci zavěšení nápravy, rozměrovým tolerancím pružin a karosérie vozidla dostačující. Měření bylo provedeno v autorizovaném servisu Auto Brejla, a.s. Vlašim, kterému děkuji za poskytnuté měřicí pomůcky a pomoc při realizaci měření.

4.2.2 Geometrie prvků zavěšení a jejich hmotnostní charakteristiky

Po měření na celém vozidle byla zadní náprava z vozidla demontována a následně rozebrána na jednotlivé detailní konstrukční nosné prvky jako je nápravnice, ramena, těhlice, atd. Následně byl určen základní materiál nosných elementů nápravy. Těhlice je vyrobena z litiny SiboDur, materiál ostatních konstrukčních prvků mechanismu zavěšení je ocel. Tato základní specifikace materiálu je vzhledem k zadávaným mechanickým vlastnostem modelů prvků při elastokinematických simulacích plně postačující. Litina s označením SiboDur (Silicium-bor-Durability) byla vyvinuta z litiny s kuličkovým grafitem obohacením o prvky křemík a bor.

Každý nosný díl zavěšení byl nejprve zvážen pomocí vah a pak pečlivě geometricky proměřen. Podle zjištěných rozměrů byl v modulu Hypermesh systému Hyperworks co nejpřesněji vytvořen geometrický model daného dílu (metodicky popsán v kap. 4.4.6) s cílem přiblížit se po přiřazení zjištěného materiálu co nejvíce hodnotě jeho změřené hmotnosti. Modely byly vypracovány v konstrukční poloze (KP) mechanismu zavěšení, jejich skladbu v konstrukční sestavě uvádí obr. 4.4. Tvorba těchto modelů byla vzhledem ke složitému geometrickému tvaru jednotlivých součástí velmi komplikovaná a náročná. Nejnáročnější byl z tohoto pohledu nosič kola (NK) a dolní příčné rameno (DPR) zavěšení.



Obr. 4.4: Sestava modelů nosných prvků zavěšení pro výpočet hmotnosti a momentů setrvačnosti

Z modelů s konečnou geometrií nosných prvků byla odečtena jejich hmotnost, poloha těžiště a momenty setrvačnosti (tab. 4.4). Rozdíl hmotností mezi měřením a výpočtem z vytvořeného modelu např. u nápravnice činí pouhých 2,9 %. Souřadnice polohy těžiště dílů byly v systému měřeny v globálním souřadnicovém systému vozidla. Momenty setrvačnosti I_{xx} , I_{yy} , I_{zz} jsou určeny k osám x , y , z lokálního souřadnicového systému daného tělesa, který má v konstrukční poloze mechanismu rovnoběžné osy s GSS a jeho počátek je umístěn do těžiště tělesa. Vytvořené modely nápravnice, příčných ramen, podélných ramen a těhlic bez gumokovových lůžek dále sloužily jako

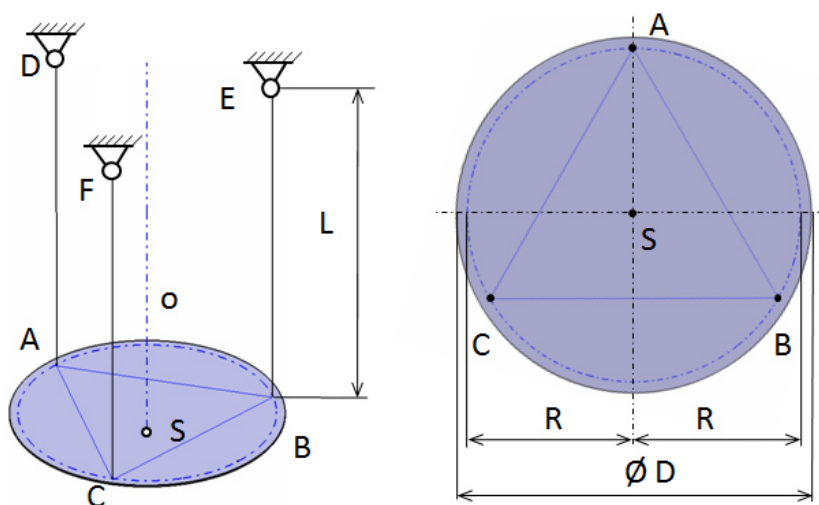
vstupní geometrie pro tvorbu modálně poddajných těles (kap. 4.6). Modely tlumičů, ložiskové jednotky, brzdiče a brzdného kotouče byly využity jen pro odečtení hmotností a inerciálních charakteristik.

Tab. 4.4: Hmotnosti a momenty setrvačnosti k těžišti daných prvků zavěšení nápravy

Prvek zavěšení zadní nápravy	Hmotnost [kg]		Hustota materiálu [kg/m ³]	Moment setrvačnosti výpočet [kg·m ²]		
	měření	výpočet		I _{xx}	I _{yy}	I _{zz}
Nápravnice	11,94	11,595	7860	1,271	0,279	1,490
Podélné rameno	1,90	1,766	7860	0,004	0,033	0,029
Horní příčné rameno	1,46	1,407	7860	0,019	0,003	0,016
Dolní příčné rameno	2,49	2,350	7860	0,074	0,007	0,073
Pomocná tyč	0,62	0,560	7860	0,008	0,0003	0,008
Nosič kola	4,41	4,358	7200	0,016	0,025	0,018

4.2.3 Ověření momentů setrvačnosti nosných prvků měřením

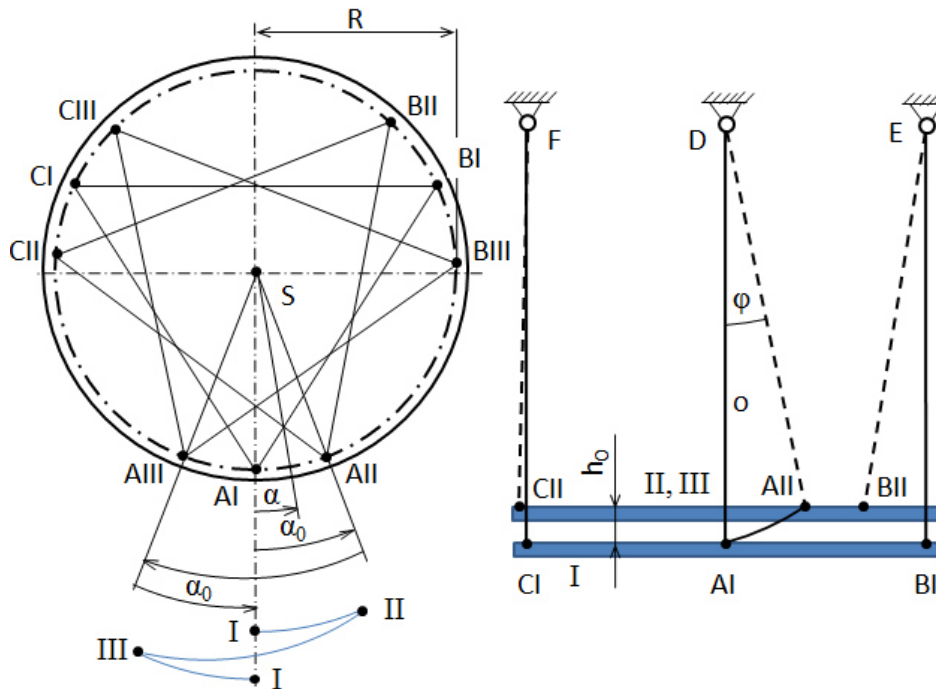
Ještě před použitím momentů setrvačnosti jednotlivých prvků zavěšení vypočtených z geometrických modelů je nutné ověřit platnost jejich hodnot experimentálním měřením. Pro jejich validaci byla zvolena metoda měření na tzv. trifilárním torzním závěsu [11, 78], která výhodně nabízí jednoduchost a možnost dosáhnout poměrně přesných výsledků. Jako další výhodu této metody lze uvést, že umožňuje měření momentu setrvačnosti součásti k libovolně definované ose. Trifilární závěs je přípravek znázorněný na obr. 4.5. Jeho základ tvoří zpravidla tenkostěnná, co možná nejlehčí kruhová deska, zavěšená v bodech A, B, C pomocí trojice lan o stejné délce L [m], pevně zakotvených v bodech D, E, F tak, aby byla lana vzájemně rovnoběžná a ukotvení tak leželo ve vodorovné poloze. Závěsné body A, B, C musí být symetricky uspořádané kolem středu desky S na roztečné kružnici o poloměru R [m].



Obr. 4.5: Trifilární torzní závěs pro měření momentů setrvačnosti

Na horní rovinné ploše desky závěsu je umístěno měřené těleso tak, aby osa symetrie závěsu o , která prochází středem a těžištěm desky S , byla totožná s osou tělesa, ke které vztahujeme hledaný moment setrvačnosti tělesa. Zajímá nás moment setrvačnosti k ose procházející těžištěm tělesa. To znamená, že těžiště měřeného tělesa musí být co možná nejpřesněji umístěno nad střed desky S .

Při samotném měření vychýlíme z ustálené polohy desku závěsu torzním momentem na libovolnou stranu, torzní závěs začne torzně kmitat v cyklech I-II, II-III a III-I uvedených na obr. 4.6. Po změření doby kmitu T soustavy závěsu s měřeným tělesem dopočteme hledaný moment setrvačnosti tělesa k dané ose podle vztahu (4.11), který bude odvozen v dalším textu.



Obr. 4.6: Cykly I-II-III torzního kmitání závěsu

Při zanedbání třecích ztrát v místech uložení kotvících lan a ztrát odporem vzduchu má soustava v každém časovém okamžiku konstantní energii, která je definovaná součtem potenciální a kinetické (pohybové) energie. Odvození je provedeno za předpokladu malého úhlu výchylky lana φ a úhlu výchylky kruhové desky α [rad]. Torzní kmitavý pohyb soustavy může být popsán pohybovou rovnicí (4.1) pro výpočet úhlu vychýlení desky

$$\alpha = \alpha_0 \cdot \sin \omega t = \alpha_0 \cdot \sin \left(\frac{2\pi}{T} \cdot t \right), \quad (4.1)$$

kde α_0 [rad] je maximální úhel vychýlení desky, ω [rad/s] úhlová rychlost desky, T [s] doba kmitu, t [s] čas.

Pak lze kinetickou energii soustavy v každém časovém okamžiku vyjádřit jako

$$E_k = \frac{1}{2} I_0 \left(\frac{d\alpha}{dt} \right)^2 = \frac{\alpha_0^2}{2} I_0 \omega^2 \cdot \cos^2 \omega t, \quad (4.2)$$

kde I_0 [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] je moment setrvačnosti soustavy závěsu k ose o.

Tato energie se s časem t mění, svého maxima dosahuje v bodě I, v kterém má soustava naopak nulovou potenciální energii. Naproti tomu v krajních bodech pohybu závěsu II a III nabývá hodnota kinetické energie minima, je zde nulová. Pro maximální kinetickou energii soustavy platí

$$E_{k\max} = \frac{1}{2} \alpha_0^2 I_0 \omega. \quad (4.3)$$

Důsledkem torzního pohybu soustavy závěsu s měřeným tělesem a jeho způsobu zavěšení na laněch koná závěs také periodický zvedací pohyb ve svislém směru. Z obr. 4.6 můžeme pro výšku h [m] tohoto pohybu v obecném čase t a h_0 [m] v krajním bodě odvodit na základě výpočtu délky úseku mezi body AI a AII vztahy (4.4) a (4.5)

$$h = L \cdot (1 - \cos\varphi), \quad (4.4)$$

$$h_0 = L \cdot (1 - \cos\varphi_0), \quad (4.5)$$

kde φ [rad] je úhel výkyvu závěsu, φ_0 [rad] max. úhel výkyvu závěsu.

Tento zvedací pohyb reprezentuje potenciální (polohovou) energii systému, kterou lze vyjádřit v obecném bodě soustavy jako

$$E_p = m \cdot g \cdot h = m \cdot g \cdot L \cdot (1 - \cos\varphi), \quad (4.6)$$

kde $g=9,8066$ [m/s^2] představuje gravitační zrychlení.

Potenciální energie je nulová v bodě I, kde je naopak kinetická energie maximální a naopak nabývá svého maxima v bodech II a III, v kterých je zase kinetická energie nulová. Pro maximální velikost potenciální energie pak můžeme psát

$$E_{p\max} = \frac{m \cdot g \cdot R^2}{2L} \cdot \alpha_0^2. \quad (4.7)$$

Na základě principu přelévání kinetické a potenciální energie soustavy porovnáme maximum kinetické energie v bodě I s maximální potenciální energií v bodě II nebo III. Při zanedbání ztrát pak porovnáním (4.3) a (4.7) dostaneme vztah (4.8) pro výpočet momentu setrvačnosti soustavy trifilárního závěsu

$$I_0 = \frac{m \cdot g \cdot R^2 \cdot T^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot L}. \quad (4.8)$$

Dosazením vztahu (4.9) a (4.10) pro moment setrvačnosti a hmotnost soustavy

$$I_0 = I_1 + I_2, \quad (4.9)$$

$$m = m_1 + m_2, \quad (4.10)$$

kde I_1 [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] značí moment setrvačnosti desky závěsu, I_2 [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] moment setrvačnosti zkoumaného tělesa, m_1 [kg] hmotnost desky závěsu a m_2 [kg] hmotnost zkoumaného tělesa,

můžeme ještě uvedený vztah (4.8) dále rozšířit na již výsledný vzorec (4.11), který použijeme přímo pro výpočet hledaného momentu setrvačnosti zkoumaného tělesa

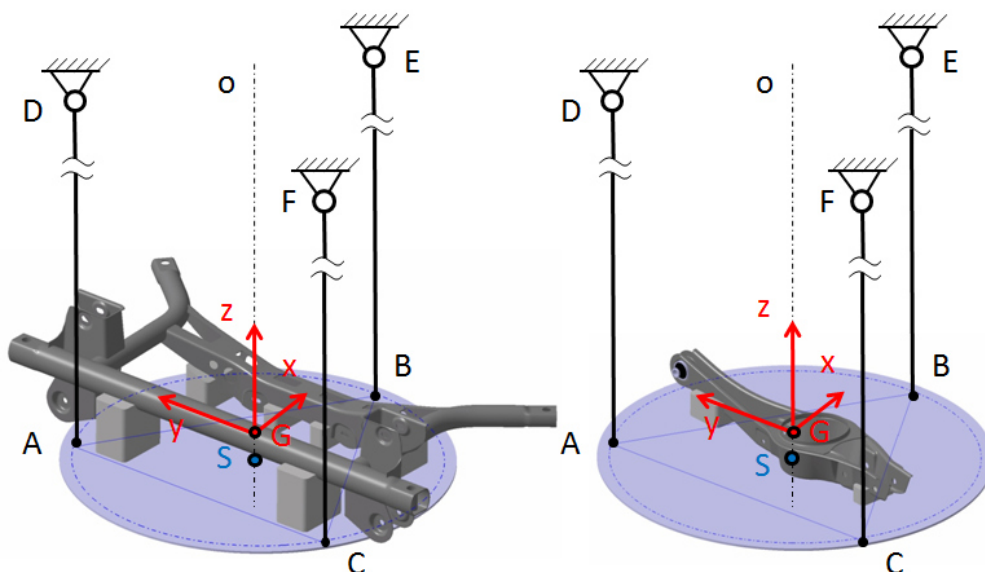
$$I_2 = \frac{(m_1+m_2) \cdot g \cdot R^2 \cdot T^2}{4\pi^2 \cdot L} - I_1. \quad (4.11)$$

Základní parametry trifilárního závěsu, který byl pro měření použit, jsou uvedeny v tab. 4.5. Kruhová deska závěsu je vyrobena z hliníkového plechu o tloušťce 5 mm. Je zavěšena na třech lankách o délce $L=3,5$ m, vyrobené ze splétané šňůry značky Berkley Whiplash Crystal o průměru 0,24 mm a max. nosností 26,4 kg. Materiál šňůry vykazuje minimální průtažnost, maximální ohebnost a odolnost proti otěru.

Tab. 4.5: Parametry trifilárního torzního závěsu pro měření momentu setrvačnosti

Rozměr R [m]	Průměr D [m]	Délka lana L [m]	Hmotnost desky zvážená [kg]	Hmotnost desky vypočtená [kg]
0,375	0,8	3,5	6,98	6,76

Pomocí měření na trifilárním torzním závěsu byly stanoveny momenty setrvačnosti I_{zz} pro nápravnici a dolní příčné rameno v sestavě s kruhovou deskou vzhledem k jejich svislé ose z. Měřené soustavy jsou uvedeny na obr. 4.7, při realizaci experimentu se postupovalo podle [11].



Obr. 4.7: Měření momentu setrvačnosti I_{zz} nápravnice (vlevo) a dolního příčného ramene (vpravo)

Měřená tělesa byla ustavena do stabilní polohy na kruhové desce pomocí úchytných šablon tak, aby jejich těžiště leželo nad středem desky S a jejich poloha odpovídala poloze KP, kterou zaujímá daný díl zavěšení v souřadnicovém systému vozidla při definovaném zatížení. Tím je docíleno toho, že osa z, ke které hledáme moment setrvačnosti I_{zz} , je ztotožněna s osou o torzního trifilárního závěsu. To je nutné k dosažení přesného měření. Úchytné šablony jsou vyrobeny z tvrdého polystyrenu,

mají minimální hmotnost a nijak nezkrusují výsledky měření. Pro výpočet momentů setrvačnosti vlastních zkoumaných těles podle vztahu (4.11) je nutné nejprve změřit dobu periody kmitu samotné kruhové desky závěsu a stanovit moment setrvačnosti k ose její rotace. Výsledky z tohoto měření mohly být výhodně použity i jako další varianta k ověření výpočtů. Měření doby kmitu dané soustavy bylo 10x opakováno, naměřené hodnoty a jejich statistické charakteristiky jsou uvedeny v příloze C. Momenty setrvačnosti stanovené z výsledků měření na závěsu můžeme vidět v porovnání s vypočtenými hodnotami na geometrických modelech pomocí modulu Hypermesh v tab. 4.6. Vypočtený a změřený moment setrvačnosti I_{zz} nápravnice se liší jen o 3,7 %, což svědčí o vysoké přesnosti modelu.

Tab. 4.6: Porovnání hodnot momentů setrvačnosti získané výpočtem a měřením na trifilárním torzním závěsu

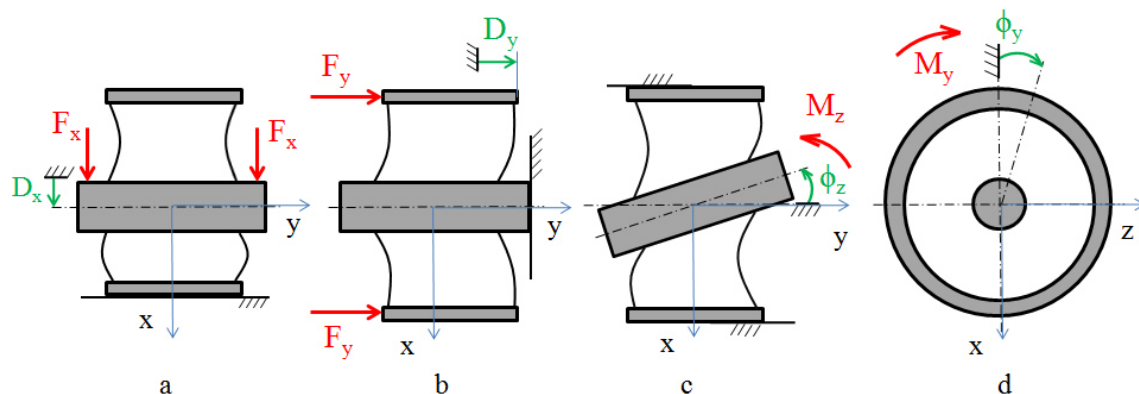
Zkoumané těleso	Moment setrvačnosti I _{zz} [kg·m ²]		
	Výpočet	Meření na torzním závěsu	Rozdíl
Kruhová deska závěsu	0,541	0,551	+0,010
Nápravnice	1,490	1,548	+0,054
Dolní příčné rameno	0,073	0,094	+0,021

4.2.4 Měření deformačních charakteristik gumokovových lůžek

Elastomer někdy nazývaný také jako pryž, který představuje základní stavební materiál gumokovových lůžek, se vyrábí z přírodního nebo syntetického kaučuku pomocí procesu vulkanizace. Dále se doplňují urychlovače, změkčovadla, prostředky proti stárnutí a barviva. Těmito přísadami je pak dosaženo požadovaných vlastností elastomeru. Hlavní vlastností elastomeru je velká pružnost, tzn. schopnost dosáhnout velkých elastických (vratných) deformací při působení vnějšího silového zatížení. Tyto deformace elastomeru způsobují relativní pohyby ve všech směrech mezi tělesy spojené gumokovovým lůžkem, které mají následný vliv na průběhy geometrických parametrů zavěšení kola. Pro sestavení elastokinematických modelů zavěšení je tedy nutná znalost deformačních vlastností gumokovových lůžek při quazistatickém zatěžování. Chování pružných lůžek při dynamickém zatěžování není již pro oblast elastokinematických simulací relevantní, ty se uplatňují až např. u výpočtů akustických či hlukových přenosů.

Příslušné silově-deformační charakteristiky byly měřeny pro šest elementárních zátěžných stavů lůžka podle obr. 4.8. Jedná se o dvě silově deformační charakteristiky radiální $D_x=f(F_x)$, $D_z=f(F_z)$ a o jednu axiální charakteristiku $D_y=f(F_y)$. Většina lůžek je rotačně symetrická a stačilo tak měřit pouze jednu radiální charakteristiku. Dále to jsou dvě momentové charakteristiky kardanické $\phi_z=f(M_z)$, $\phi_x=f(M_x)$ a jedna torzní charakteristika $\phi_y=f(M_y)$. Orientace souřadnicových systémů-Markerů lůžek ve

vypočtovém MBS modelu zavěšení byla následně volena tak, aby přesně odpovídala definovaným směrům při měření deformačních charakteristik.



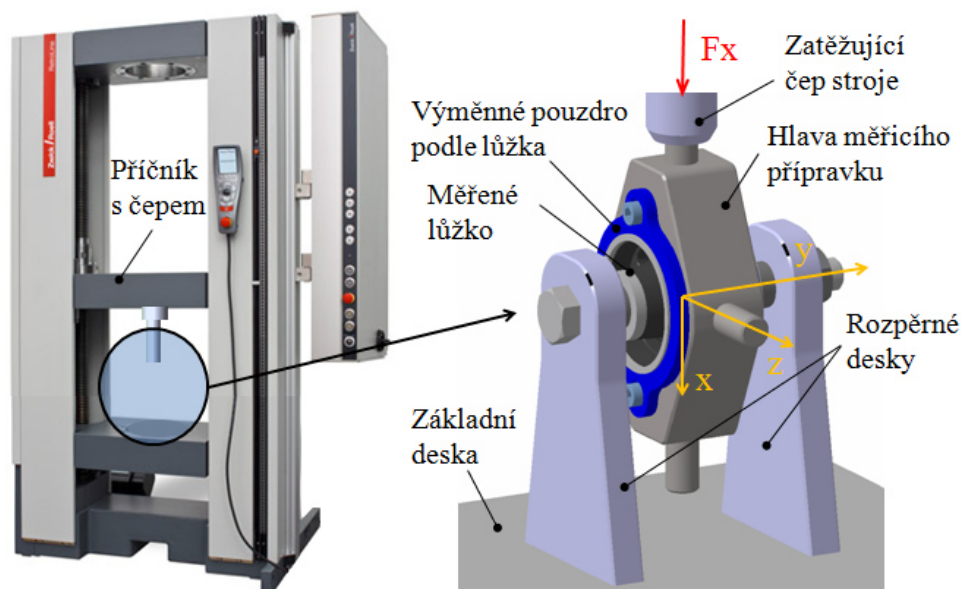
Obr. 4.8: Definice zátěžných stavů při měření charakteristik gumokovových lůžek, a-radiální, b-axiální, c-karbanická, d-torzni

Měření bylo provedeno na zkušebním stavu Zwick/Roell typu ProLine Z050TN (r. výroby 2011), jehož základní technické parametry [82] jsou uvedeny v příloze D. Stroj byl vybaven snímačem síly Xforce (r. výroby 2011) od stejné firmy s nominální hodnotou maximálního zatížení 50 kN. Pracuje na deformačním tenzometrickém principu a vyznačuje se vysokou přesností a velmi nízkou citlivostí vůči rušivým vlivům jako jsou např. příčné síly, ohybové a krouticí momenty či kolísání teplot. Pro obsluhu stroje a záznam naměřených dat byl na řídicím počítači s operačním softwarem Windows XP instalován zkušební software TestXpert V7.1. Tento software umožňoval vedle obsluhy stroje při měření i výhodný export naměřených dat do MS Excel, kde byla později zpracována.

Ještě před měřením vlastních charakteristik musel být zkonstruován speciální měřicí přípravek (obr. 4.9), který zaručil pevné uchycení každého lůžka do požadované pozice a současně ještě zajišťoval měření při různých stavech zatížení. Přípravek se skládá ze základního tělesa hlavice včetně výměnného pouzdra, do kterého je měřené lůžko zalisováno. Hlavice je spojena se středovým čepem horního zátěžného příčnicku stroje. Dalšími díly přípravku je čep procházející otvorem vnitřního pouzdra lůžka a vývrty v rozpěrných deskách, které jsou pevně uchycené na upínacím stole měřicího stroje Zwick/Roell. Na obr. 4.9 je konfigurace přípravku při měření radiální charakteristiky ve směru osy x .

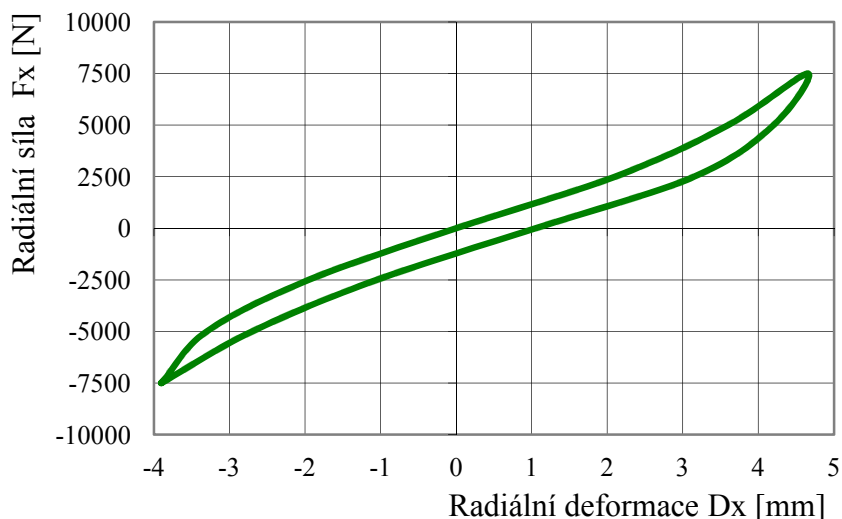
Před začátkem měření byla gumokovová lůžka ze všech nosných prvků zavěšení (příčných ramen, jednoho podélného ramene, těhlice, tlumiče a stabilizátoru) vylišovaná. Byly změřeny příslušné vnitřní průměry otvorů na ramenech a ostatních součástech nápravy, v kterých byla lůžka nalisovaná. V těchto průměrech byly vyrobeny varianty výměnných pouzder pro hlavu měřicího přípravku, které díky svému specifickému vnitřnímu průměru přiřazeného danému lůžku, zajistí nastavení stejného montážního přesahu lůžka jako na skutečném zavěšení. Měření příslušných

deformačních charakteristik je pak za těchto podmínek přesnější. Navržená konstrukce tohoto přípravku s výměnnými pouzdry o různých vnitřních průměrech ušetřila i výrobní náklady, protože se nemuselo z důvodu různých průměrů lůžek vyrábět mnoho hlav měřicího přípravku.



Obr. 4.9: Zkušební stav Zwick/Roll (vlevo) [82], měřicí přípravek se zalisovaným lůžkem při měření radiální charakteristiky (vpravo), pozn.: majitel stroje si nepřál zveřejnit foto z měření

Měřicí zařízení Zwick/Roell je řízeno silovým zatížením, které definuje přímo uživatel. Zadané zatížení vyvozené horním příčnickem stavu se přes hlavu měřicího přípravku přenáší na vnější pouzdro lůžka, vnitřní pouzdro je čepem a rozpěrnými deskami fixované k základní desce. Vzniká tak sledovaná deformace elastomeru lůžka, která se měří jako posuv příčnicku stroje v závislosti na silovém zatížení. Posuv příčnicku patří do kalibrovaných veličin stroje a lze ho tedy přímo použít pro vyhodnocení. Rychlost zatěžování, která je nezávislá na velikosti zatížení, byla nastavena na hodnotu 10 mm/min. Pro vytěsnění vůlí v měřicí soustavě bylo vždy před jednotlivými měřeními, kdy byl měřicí přípravek namontován v jiné pozici, nastaveno předzatížení 20 N. Při něm se vynuluje hodnota zatížení a začne se odečítat deformace lůžka. Nejprve byly provedeny tři přípravné zátěžné cykly, při kterých se lůžko vlivem přeměněné deformační energie na teplo zahřeje. Až ze čtvrtého měření se zaznamenávaly výsledky měření. Výsledkem je mnoho deformačních charakteristik. Pro přehlednost je zde na obr. 4.10 uvedena jako příklad z měření pouze radiální charakteristika $D_x=f(F_x)$ pro lůžko v kinematickém bodě C1.

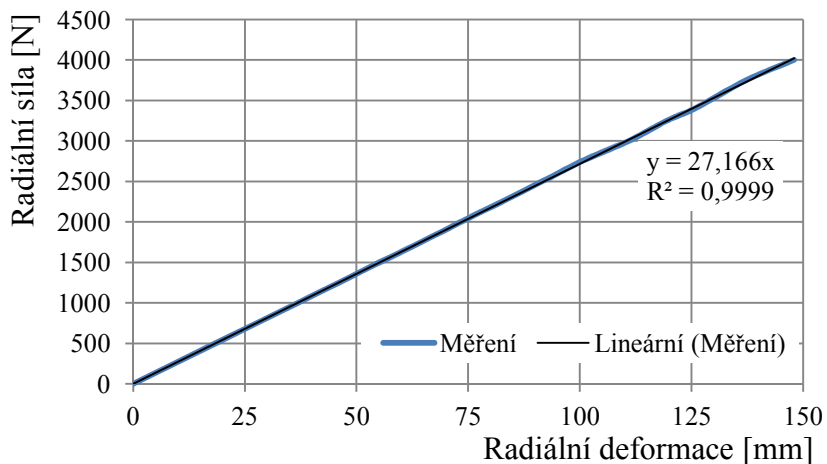
Obr. 4.10: Deformační radiální charakteristika $Dx=f(Fx)$ gumokovového lůžka C1

4.2.5 Charakteristiky silových prvků

Protože je cílem dosáhnout co možná největší přesnosti výsledků ze simulací vytvářeného modelu, je nutné do jeho struktury začlenit silové prvky zavěšení, mezi které patří především šroubová pružina, tlumič a přídatná pružina (horní doraz). Tyto prvky svým silovým působením zatěžují ostatní součásti nápravy, vznikají jejich deformace, které ovlivňují elastokinematické charakteristiky zavěšení. Pro popis silových prvků v modelu je nutná detailní znalost jejich reálných charakteristik. V této kapitole je stručně popsáno jejich stanovení ze zkoumaného skutečného zavěšení.

Šroubová pružina

Pružina použitá na zkoumané nápravě má konstantní průměr drátu, roztečný průměr i stoupání, deformační charakteristika takovéto pružiny by proto měla být lineární. Skutečná deformační charakteristika pružiny (obr. 4.11) byla změřena na zkušebním stroji Zwick-Roll podobně jako charakteristiky lůžek. Rozsah zatěžující radiální síly je při měření nastaven od 0 do 4 000 N.

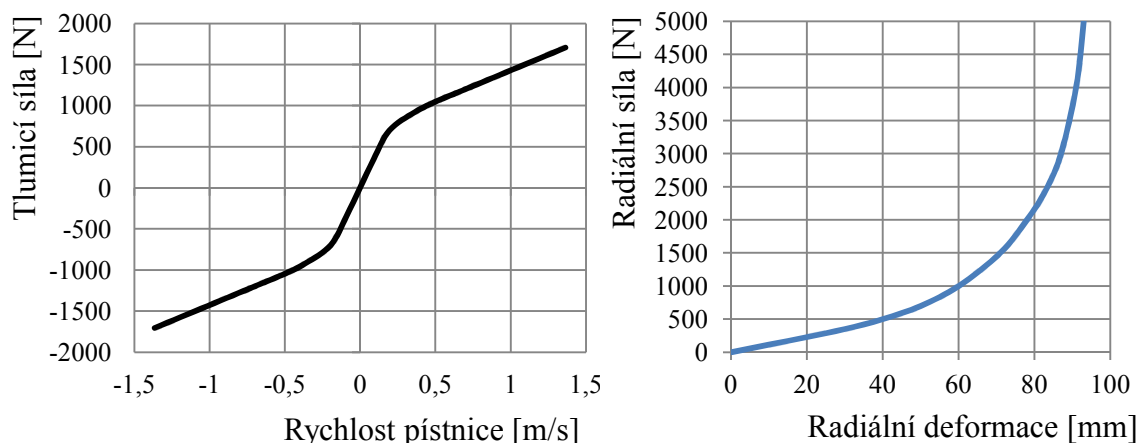


Obr. 4.11: Deformační charakteristika šroubové pružiny

Proložením naměřených hodnot lineární regresí byla stanovena rovnice náhrady a z ní byla odečtena hodnota lineární tuhosti pružiny 27,2 N/mm. Dále byla změřena pomocí posuvného měřítka volná délka pružiny 343 mm.

Tlumič a přídatná pružina

Reálná rychlostní charakteristika tlumiče (obr. 4.12 vlevo) použitého na vzorku nápravy byla získána od dodavatele tlumičů [72]. Změřená deformační charakteristika přídatné pružiny ve tvaru vlnovce, vyrobená z polyuretanové pěny je na obr. 4.12 vpravo.



Obr. 4.12: Rychlostní charakteristika tlumiče (vlevo), deformační charakteristika přídatné pružiny (vpravo)

4.3 Experimentální měření pro validaci výpočtového modelu

Elastokinematické charakteristiky získané simulačními výpočty se v praxi validují experimentálním měřením na zkušebním stavu MTS, který je jednoúčelově určen na měření elastokinematiky a tak i navržen. Popis a princip měření na tomto zařízení byl informativně uveden v kapitole 2.1.4. V průběhu řešení této práce byl osloven tuzemský výrobce automobilů a následně i několik zahraničních automobilek s prosbou o uspořádání měření elastokinematických charakteristik zkoumaného zavěšení na jejich zkušebním zařízení. Bohužel byl jejich postoj k naší vzájemné spolupráci negativní. Muselo se proto přistoupit na náhradní řešení a pro validaci vytvořených výpočtových modelů víceprvkového zavěšení navrhnout metodiku a realizovat vlastní měření s použitím dostupného měřicího zařízení. Navrhovat vlastní měřicí zařízení by bylo velmi složité a finančně náročné.

Proto bylo zvoleno měřicí zařízení Beißbarth VAG 1995 K/VAS 5080 (r. výroby 2005), které je určené k měření kompletní množiny geometrických parametrů náprav vozidel v prostředí servisních sítí automobilových výrobců. Zařízením disponoval servis Auto Bregla s.r.o Vlašim, jehož vedoucí mi přislíbil realizaci měření, úvodní zaškolení ohledně obsluhy zařízení a i případnou pomoc s řešením problémů při vlastním měření.

Pomocí tohoto zařízení byly měřeny hodnoty úhlu sbíhavosti δ a odklonu γ v závislosti na svislém pohybu kola Rz, tedy při působení svislého zatížení zadní nápravy. Bohužel neumožňuje již silové zatěžování kola v bočním a podélném směru. Výrobce zařízení uvádí přesnost pro měření úhlu sbíhavosti $\pm 2'$ a pro úhel odklonu $\pm 2'$. Další technické parametry jsou uvedeny v příloze E. Zařízení Beißbarth (obr. 4.13) se skládá ze 4 snímacích hlav a upínacích držáků, řídicího PC se softwarem, monitoru a kabelových přípojovacích svazků s konektory.

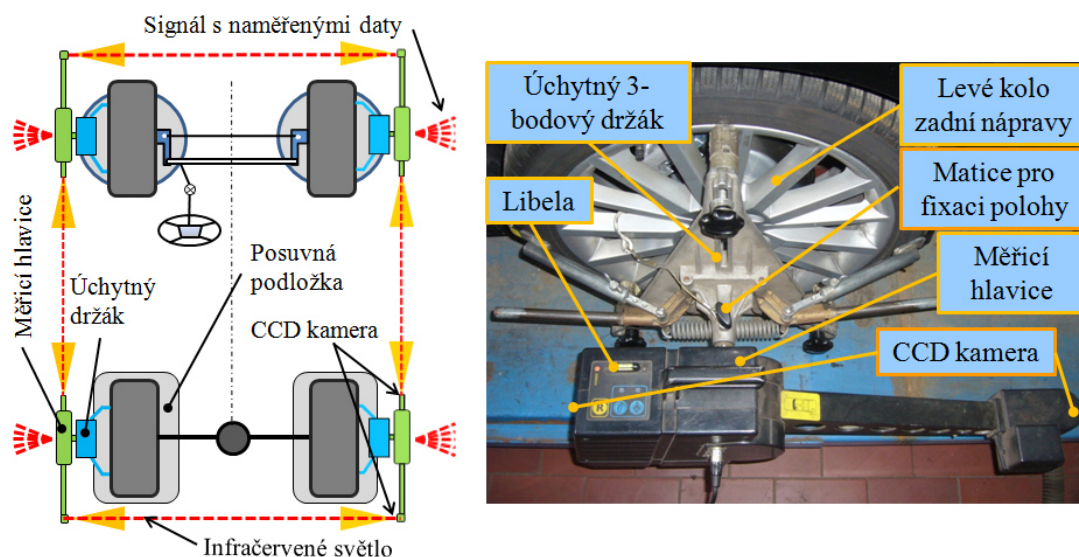


Obr. 4.13: Součásti zařízení Beißbarth VAG 1995 K/VAS 5080 pro měření geometrických parametrů zavěšení – měřicí hlavice (vlevo), upínací držák hlavice (uprostřed), řídicí počítač (vpravo)

Měřené vozidlo se zkoumaným zavěšením zadní nápravy bylo ustaveno na základní desce měřicího stanoviště. Pneumatiky vozidla stojí na posuvných podložkách (335x280 mm), které umožňují kolům volný posuv v bočním směru (max. rozsah ± 60 mm) a tím i změnu rozchodu nápravy při svislém pohybu kola. Podložky zamezují vnášení pnutí do zavěšení, nezkrslují jeho boční tuhost a zvyšují tak přesnost daného měření. Kola přední nápravy jsou navíc ještě uložena na podložkách umožňující volné natáčení kol při rejdivání. Princip měření a uchycení snímací hlavice zařízení Beißbarth při měření na levém zadním kole je na obr. 4.14.

Na vnějším profilu pneumatiky jednotlivých kol byly uchyceny tříbodové závěsy, na které jsou instalovány vlastní měřicí hlavice. Pomocí vestavěné libely musely být hlavice vyrovnány do vodorovné polohy. Následně byla jejich nastavená poloha fixovaná utahením křídlových matic na mechanismu upínacího držáku. Pro korektní funkci a kalibraci měřicího zařízení musel být zapojen celý systém, bylo tedy nezbytné osadit měřicí technikou i kola přední nápravy, i když není předmětem měření

a naměřené hodnoty byly odečítány pouze pro zavěšení zadní nápravy. Postup kalibrace a jednotlivé kroky měření byly prováděny podle instrukcí obsluhovacího programu na počítači měřicího zařízení.



Obr. 4.14: Princip měření (vlevo) a uchycení snímací hlavice Beißbarth na levém kole zadní nápravy při měření na vozidle (vpravo)

Na obr. 4.15 je okno programu při jednom kroku z měření. Každá měřicí hlavice obsahuje dvě CCD kamery, které pomocí infračervených paprsků promítaných z kamery na kolo měří geometrické parametry zavěšení. CCD kamery s funkcí vysílač-přijímač zajišťují rovněž vzájemnou komunikaci mezi hlavicemi na jednotlivých kolech. Měření geometrie zavěšení v horizontální i vertikální rovině zajišťuje jeden měřicí systém, který umožňuje i kompenzaci obvodové házivosti ráfků kol.



Obr. 4.15: Okno programu měřicího zařízení Beißbarth

Geometrické parametry zavěšení nápravy byly změřeny nejprve v konstrukční poloze (KP) vozidla. Dále bylo vozidlo odlehčováno a zatěžováno tak, aby se body středů zadních kol R pohybovaly z konstrukční polohy $R_z=43$ mm v celém intervalu propružení kola, který je omezen horním a dolním dorazem zavěšení. Se zvoleným krokem přibližně $\Delta R_z=10$ mm byla postupně prováděna jednotlivá měření v daných polohách zavěšení a záznam úhlu sbíhavosti a úhlu odklonu kola. Ukázkový protokol pro měření jedné polohy kola je uveden v příloze F. Naměřená data byla dále zpracovaná, výstupem z tohoto měření jsou závislosti úhlu sbíhavosti $\delta=f(R_z)$ a úhlu odklonu $\gamma=f(R_z)$ pro pravé a levé kolo zavěšení. Tyto závislosti jsou uvedené v kap. 5.1 a přímo porovnávány s výsledky ze simulací pro různé varianty sestaveného výpočtového modelu víceprvkového zavěšení.

4.4 Matematické modelování v systému Hyperworks

V posledních letech se při vývoji nových produktů stále více používají počítačové modely a simulace, které vedou při výrobě k minimalizaci nákladů a současnému zaručení jejich kvality. Model je pojem pro náhradu skutečné struktury, která je matematickým aparátem popsána více či méně idealizovaným způsobem. Pomocí počítačových modelů je dnes možné zkoumat chování jednotlivých dílů a konstrukčních celků, optimalizovat je z různých hledisek, vytvořit pro ně výkresovou dokumentaci nebo přímo generovat program pro výrobu na CNC stroji. Všechny tyto činnosti lze vykovávat použitím modelů nejčastěji označovaných následujícími zkratkami CAD, CAE, CAM, FEM (Finite Element Method), MFB a MBS (Multi Body System). Tato práce bude zaměřena především na MBS, FEM a MFB modely.

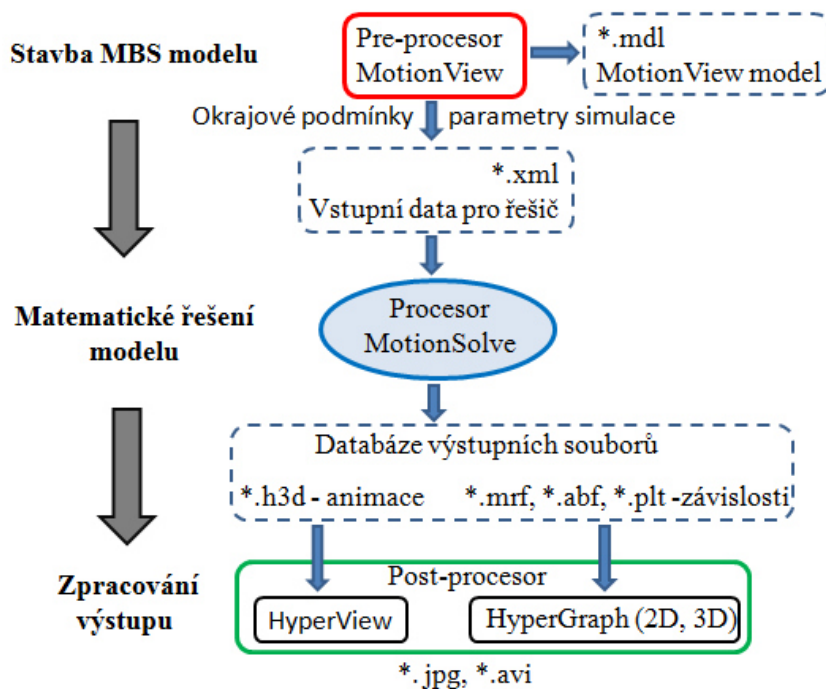
V této práci je využíván systém Hyperworks jako nástroj k sestavení výpočtového modelu zavěšení a následným simulacím elastokinematických vlastností. I když studium jeho vnitřní funkce není cílem této práce, pokládal autor za účelné popsat na následujících stránkách základní strukturu, pojmy a funkce systému Hyperworks, které pomohou pochopit čtenáři orientujícího se méně v této problematice další výklad.

Systém Hyperworks vyvíjí firma Altair Engineering (Michigan, USA) a od začátku jeho distribuce v roce 1999 si získal do dnešní doby přibližně již 3 800 uživatelů po celém světě, kteří působí v mnoha odlišných technických odvětvích. Hyperworks představuje balík modulů, které lze všestranně využívat v kompletním procesu vývoje nového produktu. Nabízí nástroje pro přípravu modelu (preprocesor), matematické řešiče pro výpočty simulací (procesor) a pochopitelně nechybí ani prostředí pro zpracování výsledků (postprocesor). V systému Hyperworks lze řešit nejen úlohy lineárních a nelineárních výpočtů pomocí metody konečných prvků, provádět kinematické, elastokinematické a dynamické analýzy mechanických soustav, ale i například topologické optimalizace.

4.4.1 Struktura systému Hyperworks

Systém Hyperworks obsahuje celou řadu modulů, které můžeme při práci využívat zároveň a nezávisle na sobě. Výkonné jádro celého systému se skládá z několika matematických řešičů pro výpočty různých typů inženýrských úloh. Jde o procesor RADIOSS (řešení úloh metodou konečných prvků), MotionSolve (řešení kinematiky, elastokinematiky a dynamiky mechanických soustav) a Optistruct (úloha optimalizace). V preprocesoru Hypermesh lze připravit kompletní výpočtový model pro řešiče RADIOSS nebo Optistruct včetně tvorby konečně-prvkových sítí. Modul MotionView je určen pro tvorbu modelů mechanických vázaných soustav těles vzájemně spojených vazbami tzv. MBS modelů, které jsou dále řešeny pomocí procesoru MotionSolve. Můžeme tedy zjišťovat reakční účinky ve vazbách mechanické soustavy a zkoumat polohu, rychlost a zrychlení jednotlivých těles modelu. Výsledky ze simulací se dají velmi lehce prohlížet, analyzovat a např. i porovnávat s experimentálními daty v modulech HyperView (3D animace) a HyperGraph (grafické závislosti).

Při řešení této práce autor pracoval s 64-bitovou verzí Hyperworks 11.0, doplněného o aktualizaci (tzv. update) Desktop 11.0.130 a update matematických řešičů Solve 11.0.240. Při práci byl využíván především modul MotionView pro přípravu výpočtového MBS modelu zavěšení nápravy a modul Hypermesh, v kterém se zpracovávaly konečně-prvkové modely poddajných těles. Proces vytvoření MBS modelu, jeho výpočet včetně zpracování výsledků ze simulací je ukázán na obr. 4.16.



Obr. 4.16: Proces vytváření MBS modelu ve výpočtovém systému Hyperworks

Vlastní MBS model vytvořený v MotionView dostává souborovou příponu *.mdl, kterou lze primárně otevírat a ukládat v tomto preprocesoru. Model *.mdl je uložen ve formátu ASCII a lze ho ještě otevřít a editovat např. v poznámkovém bloku operačního systému MS Windows. Obsahuje informace o subjektech popisující mechanickou soustavu těles. Doplněním okrajových podmínek pro výpočet modelu (definice zatížení) a nastavením parametrů simulace (typ integrátoru, časový interval řešení s časovým krokem) vznikne model s příponou *.xml, který již přímo vstupuje do matematického řešiče MotionSolve. Tento soubor obsahuje číselné hodnoty všech uživatelem zadávaných vstupních veličin modelu, s kterými samotný řešič při výpočtu pracuje. Lze ho také otevřít v textovém editoru. Po úspěšném ukončení výpočtu řešič MotionSolve automaticky generuje knihovnu výstupních souborů (přípony *.h3d, *.mrf, *.abf, *.plt) s výsledky simulace. Soubor *.h3d lze otevřít v postprocesoru HyperView a obsahuje 3D animaci pohybu modelu mechanické soustavy v reálném čase s možností zpomalení a zrychlení. Soubory *.mrf a *.abf představují vstupní data pro tvorbu grafických 2D a 3D závislostí v HyperGraph. Soubor *.plt se používá pro transformaci zatížení těles výpočtového modelu do řešiče Optistruct nebo konkurenčního systému MSC.NASTRAN. Z uváděných postprocesorů je možné dále exportovat grafické výstupy jako jsou videa (*.avi) nebo obrázky (*.jpg), vhodné pro tvorbu prezentací.

4.4.2 MBS model v modulu MotionView

MBS model je pojem pro mechanickou soustavu skládající se z těles o libovolném konečném počtu, které jsou v prostoru vzájemně vázány různým typem kinematických dvojic. Na tělesa mohou působit síly, definované pohyby a silové elementy jako je např. pružina, tlumič nebo pryžový doraz. Podrobný popis stavby modelu v MotionView je uveden v manuálu [5], zde je autorem zařazen pouze hrubý popis základních entit.

Těleso (Body)

Tělesa jsou základní stavební prvky při tvorbě MBS modelu. Volné těleso v prostoru má 6 stupňů volnosti, proto musí být tělesa v sestavě spojeny vzájemně vazbami, aby byla jejich pohyblivost omezena. V MotionView je možnost pracovat s absolutně tuhými tělesy (nejčastěji) nebo i s poddajnými tělesy:

- absolutně tuhé těleso (Rigid Body)-je definované hmotností, polohou těžiště a momenty setrvačnosti,
- poddajné těleso (Flexible Body)-je definované svojí hmotností, polohou těžiště, momenty setrvačnosti a oproti tuhému tělesu navíc ještě poddajností (vlastností deformovat se). Další informace o poddajných tělesech jsou zpracovány v kap. 4.4.5.

Hmotnostní charakteristiky těles lze definovat buď ke globálnímu souřadnicovému systému modelu nebo vzhledem k lokálnímu souřadnicovému systému konkrétního tělesa tzv. Markeru.

Kinematická vazba (Joint)

Kinematické vazby vzájemně spojují tělesa a určují tak výsledný pohyb soustavy. V MotionView existuje celá řada předdefinovaných tzv. primitivních typů kinematických vazeb. Od nejčastěji používané sférické, válcové a posuvné vazby až po pevnou (FIX) nebo šroubovou vazbu U každé vazby můžeme nastavit, zda se jedná o nepoddajnou vazbu, která definuje čistý kinematický pohyb mezi tělesy nebo poddajnou vazbu umožňující přídavné deformace v šesti směrech. Deformační charakteristiky popř. konstanty tuhosti lze tedy definovat pro 3 posuvy a 3 rotace. MotionView obsahuje ale i knihovnu složitějších vazeb jako je např. pohyb bodu po křivce resp. po ploše nebo vzájemný pohyb dvojice ploch.

Nehmotný bod (Point)

Nehmotný bod je základní pomocná entita v MotionView, který je určen pro definování polohy a orientace většiny subjektů v MotionView jako jsou např. tělesa, kinematické vazby nebo souřadnicové systémy. Je definován pouze svoji polohou, bez hmotnosti. Lze vytvořit samostatný bod, asymetrický nebo symetrický pár bodů.

Globální souřadnicový systém, pomocný souřadnicový systém a Marker

Každý MBS model v MotionView obsahuje pevný globální souřadnicový systém sloužící pro jednoznačné měření polohy každého prvku v modelu. Je použit kartézský pravotočivý souřadnicový systém. Dále se v modelu využívají pomocné souřadnicové systémy, tzv. Markery, které jsou pevně spojeny s jednotlivými tělesy soustavy a pohybují se s nimi vzhledem ke globálnímu systému. Používají se zejména pro měření polohy těles, definici momentů setrvačnosti těles a pro definici vazeb mezi tělesy nebo působíště sil.

Grafická reprezentace geometrie (Geometry)

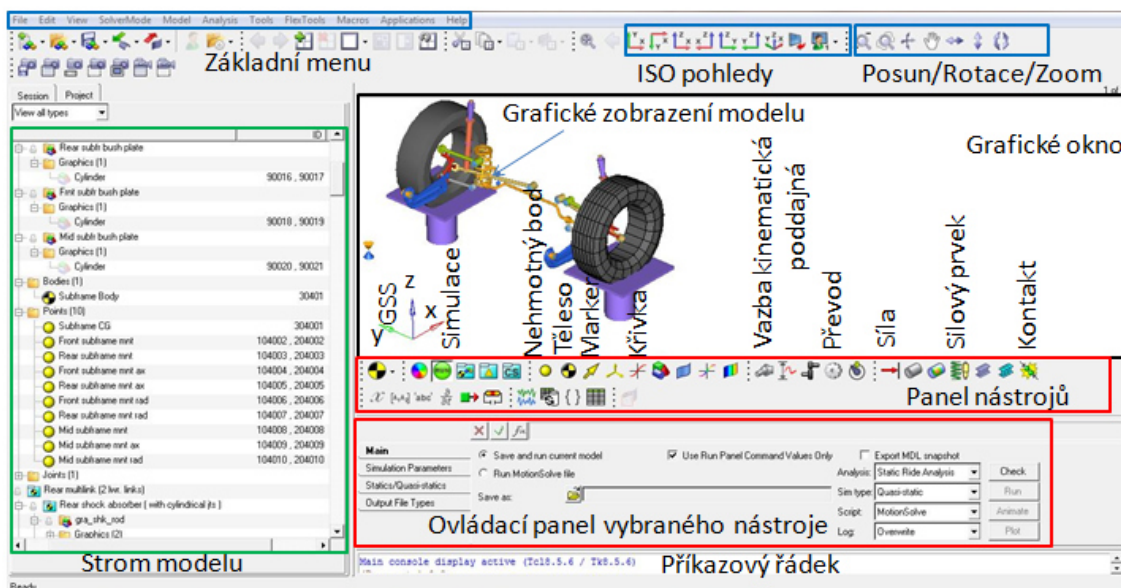
Grafickou reprezentaci je možné volitelně přiřadit každému tuhému tělesu (Rigid Body). Slouží pro jednodušší orientaci a názornější vizualizaci celého modelu. Nejčastěji je tvořena z primitivních prostorových objektů (koule, válec, kvádr) se snadnou editovatelností, ovšem lze pod ní importovat i skutečnou geometrii tělesa. Grafická reprezentace nemá žádný vliv na matematický popis a vlastnosti modelu.

Křivka (Curve)

Funkce křivka umožňuje bodově definovat závislost mezi dvěma či třemi veličinami. Používá se nejčastěji například pro zadávání deformačních charakteristik gumokovových lůžek a pružin nebo pro definici časových průběhů sil, definovaných pohybů atd.

4.4.3 Základy práce s MotionView

Celá pracovní plocha modulu MotionView je pro uživatele velmi příjemná, je rozdělena na několik částí s odlišnou funkcí (obr. 4.17).



Obr. 4.17: Pracovní plocha modulu MotionView systému Hyperworks

Základ tvoří grafické okno, které je určeno pro vizualizaci aktuálně otevřeného MBS modelu v modulu MotionView. Jednoduše lze nastavit výběr entit, které se mají zobrazit a přizpůsobovat jejich atributy (barva, velikost) podle vkusu uživatele. V grafickém okně je možné model velmi snadno prostorově otáčet, posouvat ho a libovolně zmenšovat nebo zvětšovat. Tím můžeme model vizuálně prohlížet a kontrolovat jeho entity, což velmi zefektivňuje práci v MotionView.

Na liště pod grafickým oknem se nachází důležitý panel nástrojů (tzv. Toolbar), který je určen pro tvorbu a editaci entit modelu jako je nehmotný bod, těleso, kinematická vazba atd. Je zde rovněž umístěno i tlačítko pro spuštění simulace nebo přepínač do jiného modulu Hyperworks. Po výběru dané entity přímo na modelu v grafickém okně nebo z panelu nástrojů se zobrazí pro vybraný nástroj jedinečně přiřazený ovládací panel, který obsahuje zadávací okna uspořádaná do několika záložek pro definici a editaci vybrané entity. V levé části okna se nachází tzv. strom modelu, v kterém jsou přehledně zařazeny a strukturovány všechny vytvořené entity modelu. Uživatel může entity za účelem jejich editace vybírat také přímo z tohoto stromu. Ve stromu modelu je pro každou entitu modelu přiřazeno v záložce ID její jednoznačné identifikační číslo. Podle obr. 4.17 má nápravnice v modelu ID=30401. Vytvořený model je nutné ještě před spuštěním simulace zkontrolovat nástrojem tzv. Check Model, který analyzuje funkčnost modelu, kvalitu a integritu dat. Check Model nesmí ve svém reportu s výsledky obsahovat kritické chyby. Pokud model nedostatky obsahuje, výsledek kontroly je negativní, Check Model odkazuje uživatele pomocí identifikačního

čísla na entity související s chybou, které je nutné v modelu opravit. Identifikační číslo entity tedy napomáhá rychlejšímu hledání problematických entit a snadnějšímu odstraňování chyb v modelu.

4.4.4 Základní matematický popis MotionView a MotionSolve

Poloha těles je v mechanické soustavě popsána závislými souřadnicemi q_i , které jsou v celkovém počtu $N > \text{DOF}$ uspořádané do vektoru závislých souřadnic \mathbf{q} dle (4.12)

$$\mathbf{q} = [q_1, q_2, \dots, q_i, \dots, q_N]^T. \quad (4.12)$$

Matematický řešič MotionSolve systému Hyperworks sestavuje pohybové rovnice pro mechanickou soustavu vytvořeného MBS modelu v preprocesoru MotionView pomocí Lagrangeových rovnic smíšeného typu [62, 68] zapsaných podle (4.13),

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_i} = Q_i + \sum_{k=1}^R \lambda_k \frac{\partial f_k}{\partial q_i}. \quad (4.13)$$

Počet těchto rovnic je $\text{DOF} + R$, kde $R = N - \text{DOF}$. Rovnici (4.13) můžeme dále přepsat do maticové podoby (5.14)

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) - \frac{\partial E}{\partial \mathbf{q}} = \mathbf{Q} + \frac{\partial \mathbf{f}^T}{\partial \mathbf{q}} \boldsymbol{\lambda}, \quad (4.14)$$

kde E je kinetická energie mechanické soustavy, vektor zobecněných sil $\mathbf{Q} = [Q_1, Q_2, \dots, Q_i, \dots, Q_N]^T$, vektor holonomních (nezávislých na rychlosti) vazbových podmínek $\mathbf{f} = [f_1, f_2, \dots, f_k, \dots, f_R]^T$ a vektor Lagrangeových multiplikátorů $\boldsymbol{\lambda} = [\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_k, \dots, \lambda_R]^T$.

V MotionView je každé těleso definované svojí hmotností, momenty setrvačnosti a polohou, která je popsána kartézskými souřadnicemi těžiště těles a orientovaná Eulerovými úhly. Poloha těles je v absolutním souřadnicovém systému (GCS) zapsaná ve vektoru závislých souřadnic \mathbf{q} dle vztahu (4.12). Tento vektor se tedy skládá z vektoru polohy středů hmotnosti těles $\mathbf{p} = [x, y, z]^T$ a vektoru Eulerových úhlů $\boldsymbol{\varepsilon} = [\Psi, \Phi, \Theta]^T$. Lagrangeovy rovnice (4.14) je nutné doplnit ještě o tzv. vazbové podmínky [68], které lze zapsat maticově rovnicí (4.15)

$$\mathbf{f}(\mathbf{q}) = \begin{bmatrix} f_1(\mathbf{q}) \\ f_2(\mathbf{q}) \\ \dots \\ f_k(\mathbf{q}) \\ \dots \\ f_R(\mathbf{q}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ 0 \end{bmatrix} = \mathbf{0}. \quad (4.15)$$

Tyto vazbové podmínky v celkovém počtu R představují geometrickou definici kinematických dvojic spojující jednotlivá tělesa soustavy. Například pro sférickou

dvojici je to shodnost polohových vektorů jejího středu vyjádřených pomocí těles z obou stran kinematické smyčky mechanické soustavy.

Soustava algebraicko-diferenciálních rovnic tvořená Lagrangeovými rovnicemi (4.14) a vazbovými podmínkami (4.15) jsou v matematickém nástroji MotionSolve řešeny numerickou matematikou. Neznámý vektor závislých souřadnic \mathbf{q} je v jednotlivých iteračních krocích hledán DAE-integrátorem, který je v Hyperworks označen jako DSTIFF. Více informací o tomto numerickém řešiči lze nalézt v [4].

4.4.5 Poddajná tělesa v MBS modelu

Náhrada tuhých těles v MBS modelu za poddajná tělesa nám umožní získat velmi podrobný popis setrvačných a poddajných vlastností modelu během výpočtů. Můžeme studovat deformační a napěťová pole vybraných poddajných částí mechanismu zavěšení při dynamickém zatížení a použít je k jejich dimenzování, optimalizaci a predikci únavové životnosti. Použitím poddajných těles docílíme vyšší přesnosti simulací a obdržíme realističtější výsledky. Je nutné si ovšem uvědomit i nevýhody použití poddajných těles. Příprava poddajných těles je časově velmi náročná, MBS modely obsahující poddajná tělesa s podrobným popisem vyžadují vyšší výpočtový čas a zvýšené nároky na počítačovou techniku. Proto se poddajné modely používají pouze v úlohách, kde poddajnost prvků ovlivňuje dynamické chování modelu, zabýváme se detailním zkoumáním deformačních vlastností těles nebo vyžadujeme vyšší přesnost výsledků.

Poddajná tělesa používaná ve výpočtových MBS modelech jsou reprezentovaná tzv. modálně pružnými tělesy (Modal Flexible Body), které jsou z klasických konečně-prvkových modelů MKP vytvořené pomocí syntézy vlastních tvarů (CMS-Component Mode Synthesis). Tato metoda modální redukce převádí popis poddajných vlastností tělesa z uzlové do modální reprezentace, která charakterizuje poddajné vlastnosti pomocí vlastních tvarů. Zároveň redukuje vysoký počet uzlových stupňů volnosti konečně-prvkového MKP modelu na nízký počet modálních stupňů volnosti pro modálně pružné těleso, které je tedy výpočtově efektivnější.

Syntéza vlastních tvarů nahrazuje podle vztahu 4.16 deformace MKP modelu reprezentované posuvem konečně-prvkové sítě u lineární kombinací modálních tvarů φ_i (vlastních vektorů) a modálních souřadnic s_i (koeficienty vydatnosti modálních tvarů) v celkovém počtu m ,

$$\mathbf{u} = \sum_{i=1}^m \varphi_i \cdot s_i. \quad (4.16)$$

Grafická reprezentace této lineární náhrady je ukázána pomocí obr. 4.18.



Obr. 4.18: Grafická reprezentace lineární náhrady [3]

K docílení přesné náhrady je teoreticky třeba nekonečného počtu tvarů, dostatečně přesné aproximace se ovšem dosahuje již při relativně malém počtu základních tvarů. Potřebný počet modálních tvarů je určen z modální analýzy. Výhodou této lineární náhrady je, že modálně pružné těleso s daleko menším počtem modálních stupňů volnosti oproti MKP modelu s velkým uzlovým počtem stupňů volnosti dostatečně přesně aproximuje jeho deformační vlastnosti. Ovšem takto vytvořená modálně pružná tělesa nelze použít pro modelování součástí vystavené velkým nelineárním deformacím. Rovnici (4.16) lineární náhrady můžeme převést opět do maticového zápisu (4.17)

$$\mathbf{u} = \Phi \cdot \mathbf{s}, \quad (4.17)$$

kde Φ značí modální matici a \mathbf{s} vektor modálních souřadnic.

Modálně poddajná tělesa nosných prvků zavěšení byly v této práci vytvořeny Craig-Bamptonovou metodou modální syntézy, o které podrobně pojednávají [3, 61]. Tato metoda vybírá minimální počet modálních souřadnic odpovídající vlastním tvarům modálně poddajného tělesa tak, aby dostatečně přesně nahradilo chování MKP modelu. Tedy optimalizuje modální reprezentaci poddajného tělesa.

Modální tvary popisují statické i dynamické chování tělesa a získají se z modální analýzy. Tato základní metoda dynamiky využívá k popisu kmitavých vlastností těles rozklad složitého kmitavého děje na množinu dílčích jednodušších příspěvků, z nichž každý je definován tzv. vlastní frekvencí (vlastní číslo) a vlastním tvarem kmitu (vlastní vektor). Pomocí modální analýzy získáme modální vlastnosti poddajného tělesa, které vypovídají o jeho chování při dynamickém zatěžování.

Metoda Craig-Bampton rozděluje posuvy uzlů sítě do dvou skupin. První jsou tzv. vazbové posuvy uzlů \mathbf{u}_B , které jsou tvořeny z interferenčních, připojovacích a popř. dalších důležitých uzlů. Druhá skupina posuvů uzlů je tzv. vnitřní (internal) \mathbf{u}_I . Tomuto dělení odpovídá i rozlišení modálních tvarů do dvou následujících množin:

- **Vazbové modální tvary** (constraint modes)-odpovídají statickým tvarům získané výpočtem za podmínky, že se postupně každému vazbovému uzlu předepíše jednotkový posuv, ostatní vazbové uzly jsou ukotveny. Celkový počet vazbových modálních tvarů je daný počtem vazbových uzlů násobených 6-ti stupni volnosti. Tím jsou popsány všechny možné posuvy vazebních uzlů mezi sebou a platí $\mathbf{s}_C = \mathbf{u}_B$.

- **Vazbové modální tvary s ukotvením** (fixed-boundary normal modes)- představují modální tvary vypočtené modální analýzou tělesa, při které je těleso fixováno ve všech vazbových uzlech. Přesnost deformačního chování poddajného tělesa a s ním související frekvenční rozsah použití modelu je daná počtem vlastních tvarů, který může definovat přímo uživatel.

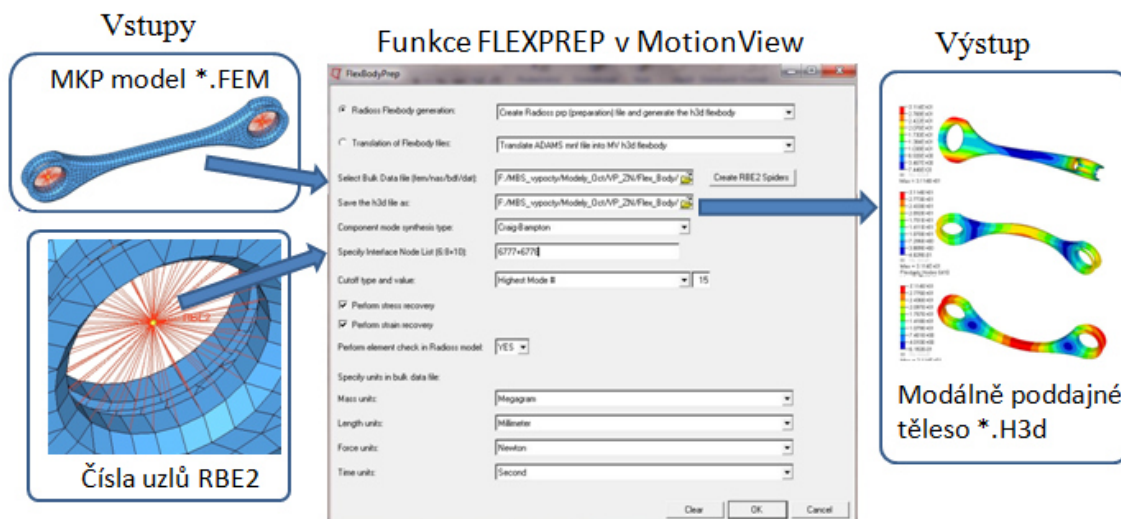
Výsledný vztah mezi posuvy, Craig-Bamptonovými modálními tvary a modálními souřadnicemi popisuje maticová rovnice (4.18), často označovaná jako Craig-Bamptonova transformace

$$u = \begin{bmatrix} u_B \\ u_I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} s_C \\ s_N \end{bmatrix}, \quad (4.18)$$

kde \mathbf{u}_B je vektor vazbových posuvů, \mathbf{u}_I vektor vnitřních posuvů, \mathbf{I} jednotková matice, $\mathbf{0}$ nulová matice, Φ_{IC} matice fyzikálních posuvů vnitřních uzlů tělesa při vazbových modálních tvarech s jednotkovým posunutím, Φ_{IN} matice fyzikálních posuvů vnitřních uzlů tělesa při vazbových modálních tvarech s uchycením, s_C modální souřadnice vazbových modálních tvarů s jednotkovým posunutím, s_N modální souřadnice vazbových modálních tvarů s ukotvením.

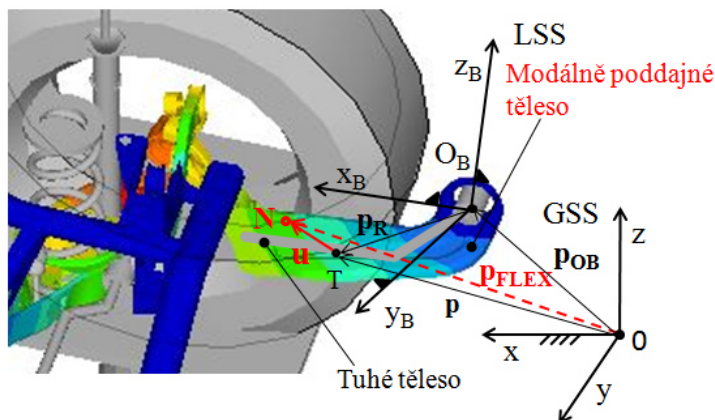
Při tvorbě poddajných modelů jsou v prvním kroku jejich geometrické modely diskretizované v modulu Hypermesh vytvořenou konečně-prvkovou sítí, doplněné o definici elementů a materiálovou charakteristiku. Tím vzniká klasický MKP model, který musí být v dalším kroku doplněn ještě o interferenční uzly tzv. RBE2-Spidery. Tyto pomocné entity spojují kinematické body MBS modelu (tab. 4.2 a 4.3 v kap. 4.2.1) s odpovídajícími uzly konečně-prvkové sítě MKP modelu. RBE2 uzly určují polohu poddajných těles v MBS modelu, spojují je s ostatními prvky v modelu nebo vzájemně mezi sebou. Tato entita vytváří rozhraní mezi kinematickým bodem MBS modelu a závislými uzly sítě poddajného modelu a zajišťuje tak mezi nimi přenos deformací a silového zatížení. O přípravě MKP modelu a tvorbě RBE2 uzlů v Hypermesh se podrobněji zabývá kapitola 4.4.6.

Pro generování modálně pružného tělesa syntézou vlastních tvarů metodou Craig-Bampton je v modulu MotionView určen nástroj FLEXPREP (obr. 4.19), vyvolaný z položky FlexTools v základním menu. Vstupními daty do FLEXPREP je konečně-prvkový model s příponou souboru *.fem obsahující vytvořené propojovací RBE2 uzly a identifikační čísla všech těchto uzlů. Po úspěšném výpočtu v matematickém řešiči Optistruct, který je označen v dialogovém okně nulovým počtem chybových hlášení, je výstupem z nástroje FLEXPREP soubor modálně pružného tělesa s příponou *.H3d.



Obr. 4.19: Okno FLEXPREP v MotionView pro vytvoření modálně pružného tělesa (vstupy, výstupy)

Protože se modálně pružné těleso deformuje a současně vykonává prostorový pohyb v rámci mechanické vázané soustavy, musí být polohový vektor středů hmotnosti \mathbf{p} , platný pro tuhé těleso rozšířen o vektor lineárních posuvů \mathbf{u} na polohový vektor \mathbf{p}_{FLEX} .



Obr. 4.20: Polohový vektor modálně pružného tělesa ve výpočtovém MBS modelu

Pro vektor \mathbf{p}_{FLEX} můžeme podle obr. 4.20 psát obecný vztah (4.19)

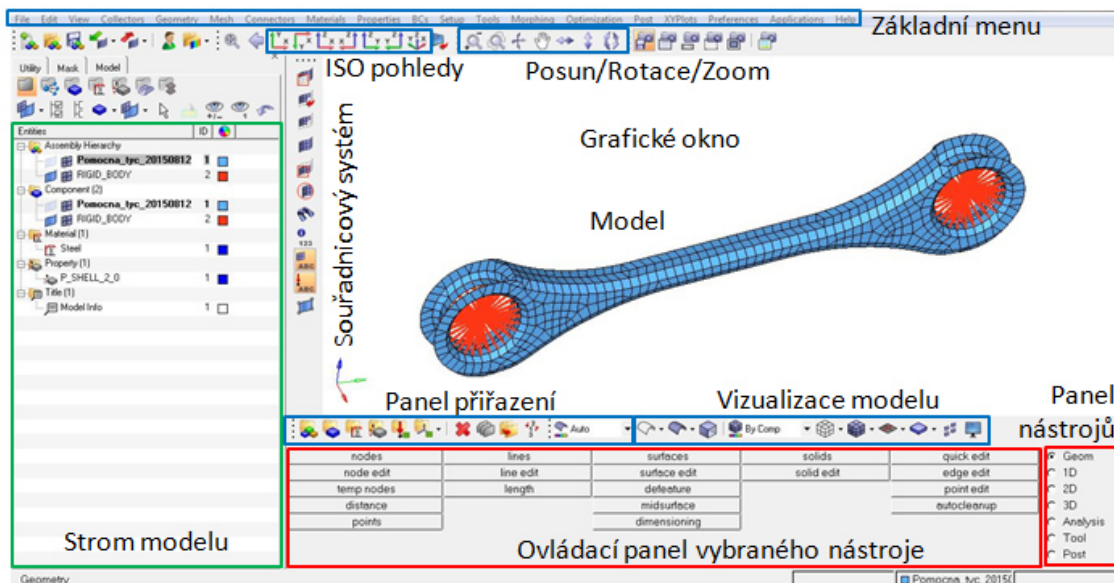
$$\mathbf{p}_{\text{FLEX}} = \mathbf{p}_{\text{OB}} + \mathbf{S}_{\text{OB}} \cdot (\mathbf{p}_{\text{R}} + \mathbf{u}), \quad (4.19)$$

kde \mathbf{S}_{OB} je matice směrových kosinů lokálního systému tělesa vůči globálnímu systému, \mathbf{p}_{OB} je polohový vektor počátku O_{B} lokálního souřadnicového systému daného tělesa, \mathbf{u} je vektor posuvů uzlů sítě deformovaného tělesa, \mathbf{p}_{R} je polohový vektor bodu, uzlu v lokálním systému tělesa před jeho deformací.

Stejným způsobem jsou rozšířeny i polohové vektory dalších významných bodů těles jako jsou především body kinematických vazeb nebo i působíště akčních sil.

4.4.6 Příprava konečně-prvkových modelů v Hypermesh

Hypermesh je efektivní preprocesorový nástroj, v kterém jsou vytvořeny geometrické modely nosných prvků zavěšení a připraveny jejich výpočtové konečně-prvkové sítě. Tato kapitola stručně metodicky popisuje, jak byly modely vytvořeny. Pracovní prostředí Hypermesh (obr. 4.21) má podobnou skladbu jako modul MotionView, obsahuje panely nástrojů i důležitý strom modelu, ovšem funkce jsou zásadně odlišné.



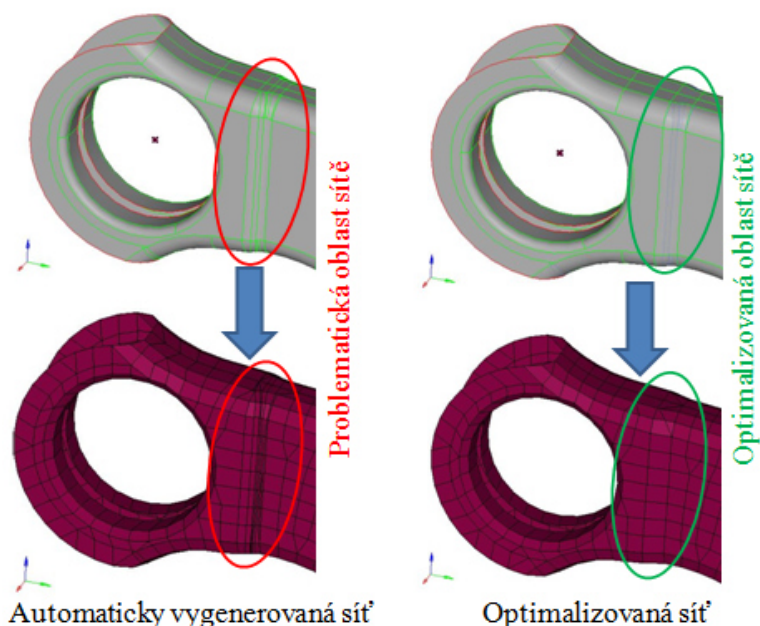
Obr. 4.21: Okno modulu Hypermesh-otevřený model pomocné tyče (PT)

Panel nástrojů (na obr. 4.21 vpravo dole) je rozdělen na několik skupin jako je Geom, 1D, 2D, 3D, Analysis a Tools. Podle volby dané skupiny se pod grafickou částí okna s modelem zobrazuje nepřehledné množství konkrétních funkcí.

Přesná geometrie každého z nosných prvků zavěšení byla tvořena funkcemi ze skupiny Geom, které umožňují tvorbu bodů, křivek, ploch a objemových těles. Modely všech ramen zavěšení a nápravnice byly vzhledem ke své konstrukci vytvořeny jako plošné, stavěné z elementárních ploch pomocí jejich sjednocování a ořezávání (tzv. Split). Model těhlice byl vytvořen naopak jako objemový, sestavený pomocí Boolovských funkcí z jednodušších elementárních těles. Tato základní koncepce stavby geometrických modelů se v pozdější práci ukázala jako velmi výhodná. Všechny modely byly vypracovány v konstrukční poloze (KP) mechanismu zavěšení.

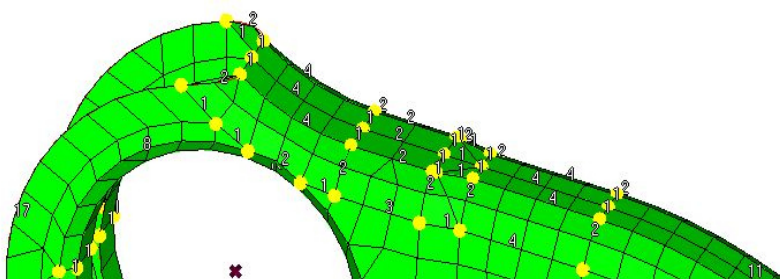
Konečně-prvková síť u plošných modelů byla vytvořena automatickým generátorem pomocí 2D/Automes, u modelu těhlice pak 3D/Tetramesh. Před jejich vlastním generováním byly na modelech ručně vymazané nadbytečné hraniční křivky, které automaticky vznikají na přechodových plochách při tvorbě geometrie modelů. K tomu byla využita funkce Geom/Quick edit/Toggle edge. Tímto postupem bylo docíleno vyšší kvality vytvářených sítí. V sítích se neregenerovaly malé elementy špičatého tvaru, které by mohly později způsobovat problémy při výpočtech, zkrusovat

výsledky a zvyšovat výpočtový čas. Ukázka s porovnáním automaticky vygenerované a optimalizované výpočtové sítě horního příčného ramena ukazuje obr. 4.22.



Obr. 4.22: Porovnání vytvořených konečně-prvkových sítí modelu příčného ramena, automaticky vygenerovaná síť-Automesh (vlevo), optimalizovaná síť (vpravo)

Výpočtové sítě nosných prvků zavěšení byly dále ještě upraveny a zlepšeny pomocí funkce MeshAdapt. Na obr. 4.23 jsou na hranicích sítě zobrazena čísla, která znamenají počet elementů mezi vybranou dvojicí uzlů (žlutě zvýrazněných). Změnou tohoto čísla funkce MeshAdapt přizpůsobí počet elementů mezi uzly a upraví okolní síť. Můžeme tedy adaptivně podle potřeby vytvářet jemnější či hrubší oblasti sítě. Kvalitu navržené sítě je možné během tohoto optimalizačního procesu průběžně sledovat pomocí funkce Tool/CheckElem.

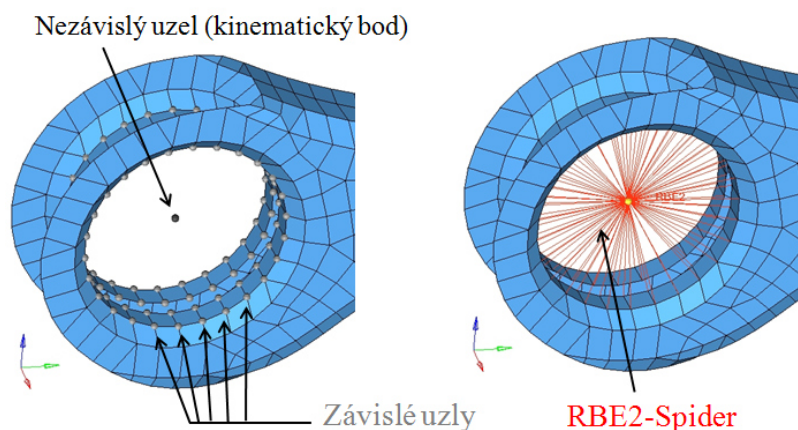


Obr. 4.23: Úprava sítě pomocí funkce MeshAdapt

Největší kvalitativní problémy v průběhu vytváření modelů činila konečně-prvková síť nosiče kola, která musela být pro úspěšný výpočet nástroje FLEXPREP několikrát optimalizovaná do vyhovujícího stavu.

Teprve na modelu s vytvořenou výpočtovou sítí je možné definovat interferenční a připojovací RBE2-Spidery. K jejich vytvoření se v Hypermesh používá funkce 1D/Rigids. V prvním kroku definujeme nezávislý uzel odpovídající poloze

kinematického bodu a posléze všechny závislé uzly, které budou s nezávislým uzlem pomocí RBE2-Spideru spojeny (obr. 4.24). Nezávislé uzly jsou vytvořeny pomocí funkce Geom/Nodes, jejich poloha je zadána kartézskými souřadnicemi v GSS. Závislé uzly pak představují nejčastěji uzly na ploše otvoru nosného prvku zavěšení určeného pro nalisování lůžka, otvory pro šrouby nebo i například kontaktní dosedací plocha pro pružinu.

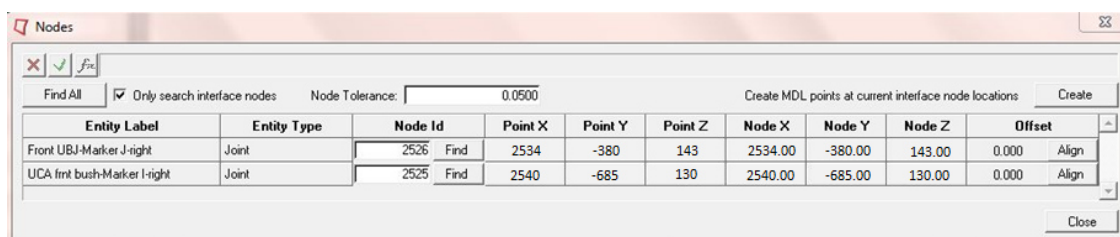


Obr. 4.24: Zadání pro vytvoření RBE2-Spideru pro kinematický bod B1 pomocné tyče (PT)

Soubor modelu v Hypermesh obsahuje příponu *.hm. Pro generování modálně poddajného modelu nástrojem FLEXPREP obsahující metodu Craig-Bampton, je nutné ještě tyto data exportovat do výpočtového tzv. SolverDeck formátu s příponou *.fem.

4.4.7 Vložení modálně poddajných těles do MBS modelu

Úspěšně vygenerovaná modálně poddajná tělesa nosných prvků funkcí FLEXPREP lze již poměrně jednoduchým způsobem vložit v modulu MotionView do samotného MBS modelu zavěšení a propojit je s ostatními tělesy. U každého tělesa MBS modelu můžeme přepnout režim z tuhého (Rigid) do poddajného (Flexible) popisu a následně přímo zadat cestu do adresáře se souborem poddajného modelu. Po importu poddajného tělesa do MBS modelu zavěšení je třeba funkcí Nodes přidělit nezávislé uzly RBE2-Spiderů ke kinematickým bodům vlastního MBS modelu. Okno funkce Nodes při vložení poddajného modelu horního příčného ramene (levé) je na obr. 4.25.



Obr. 4.25: Dialogové okno funkce Nodes pro poddajný model horního příčného ramene (levé)

V dialogovém okně této funkce lze využít tlačítko Find pro automatické nalezení definovaných RBE2-Spiderů a jejich připojení k MBS modelu. Funkce dále ukazuje polohu nezávislých uzlů RBE2-Spiderů poddajného modelu, polohu odpovídajících kinematických bodů MBS modelu a vypočtenou odchylku mezi nimi. V případě, že se jejich poloha liší, můžeme je sjednotit přizpůsobením polohy kinematických bodů MBS modelu tlačítkem Align. V poddajných modelech nosných prvků zavěšení byly nezávislé uzly RBE2-Spiderů vytvořeny tak, aby jejich poloha odpovídala přesně kinematickým bodům MBS modelu a nebylo tedy třeba tlačítko Align pro jejich sjednocení využívat.

Vytvořená modálně poddajná tělesa, která nahradila v MBS modelu tuhá tělesa, mohou přispívat určitým počtem vysokých vlastních frekvencí. Výpočet mechanické soustavy a simulace jejího chování mohou být v tomto případě pro matematický řešič MotionSolve velmi náročné. Použití modálního (vnitřního) tlumení tak pomáhá zefektivnit a stabilizovat simulace MBS modelů obsahujících poddajná tělesa. Ve výpočtech provedených v této práci byly použity pro modální tlumení vytvořených poddajných modelů níže uvedené hodnoty doporučované v [3]:

- tlumení 1% pro modální tvary s vlastní frekvencí nižší než 100 Hz,
- tlumení 10% pro modální tvary s vlastní frekvencí v oblasti od 100 Hz do 1000 Hz,
- tlumení 100% pro modální tvary s vlastní frekvencí nad 1000 Hz.

Na obr. 4.26 je pro ukázkou představeno okno Modes pro volbu modálního tlumení poddajného modelu dolního příčného ramene. Prvních šest modálních tvarů jsou vypočteny pro tuhé těleso, které jsou při výpočtu potlačeny, protože pohyb tělesa v rámci vázané mechanické soustavy je v MotionSolve počítán vždy.

Use	Index	Frequency	Damping Type	Damping Ratio
<input type="checkbox"/>	1	0.002	Default Damping	0.010
<input type="checkbox"/>	2	0.003	Default Damping	0.010
<input type="checkbox"/>	3	0.003	Default Damping	0.010
<input type="checkbox"/>	4	0.003	Default Damping	0.010
<input type="checkbox"/>	5	0.003	Default Damping	0.010
<input type="checkbox"/>	6	0.003	Default Damping	0.010
<input checked="" type="checkbox"/>	7	438.051	Default Damping	0.100
<input checked="" type="checkbox"/>	8	488.378	Default Damping	0.100
<input checked="" type="checkbox"/>	9	506.561	Default Damping	0.100
<input checked="" type="checkbox"/>	10	739.775	Default Damping	0.100
<input checked="" type="checkbox"/>	11	775.041	Default Damping	0.100
<input checked="" type="checkbox"/>	12	894.431	Default Damping	0.100
<input checked="" type="checkbox"/>	13	1050.630	Default Damping	1.000
<input checked="" type="checkbox"/>	14	1063.760	Default Damping	1.000
<input checked="" type="checkbox"/>	15	1178.880	Default Damping	1.000
<input checked="" type="checkbox"/>	16	1199.800	Default Damping	1.000
<input checked="" type="checkbox"/>	17	1246.280	Default Damping	1.000
<input checked="" type="checkbox"/>	18	1316.200	Default Damping	1.000
<input checked="" type="checkbox"/>	19	1340.220	Default Damping	1.000
<input checked="" type="checkbox"/>	20	1471.300	Default Damping	1.000
<input checked="" type="checkbox"/>	21	1477.320	Default Damping	1.000
<input checked="" type="checkbox"/>	22	1574.080	Default Damping	1.000
<input checked="" type="checkbox"/>	23	1782.690	Default Damping	1.000

Obr. 4.26: Okno Modes pro volbu modálního tlumení u modelu dolního příčného ramene

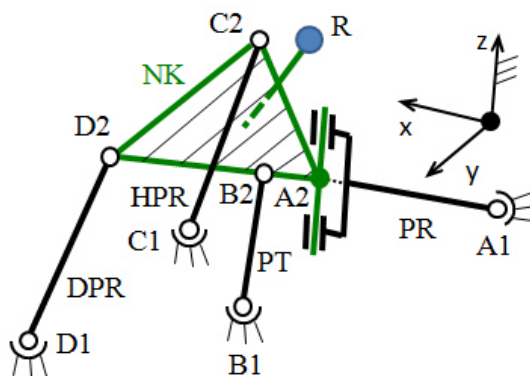
4.5 Model nezávislého zavěšení víceprvkové nápravy

V této kapitole jsou popsány vytvořené MBS modely nezávislého víceprvkového zavěšení nápravy, které byly použity pro výpočty a simulace kinematických a elastokinematických vlastností. Model byl vytvořen v několika vývojových verzích v systému Altair Hyperworks 11. Autor práce postupoval promyšleně od tvorby jednoduššího modelu ke složitějším modelům s cílem zpřesnit je a přiblížit se tak co nejvíce výsledkům z experimentálního měření. Zároveň se předpokládalo, že složitější modely budou náročnější nejen na svoji přípravu a získání vstupních dat, ale i z hlediska výpočtového času.

Jako první byl vytvořen kinematický model, dále elastokinematický model s poddajným popisem gumokovových lůžek a nakonec výpočtově nejnáročnější a nejsložitější model, v kterém jsou zohledněny poddajnosti nosných prvků. U jednotlivých verzí modelu se sledovalo, jak se výsledky simulací shodují s experimentálním měřením. Modely byly vytvářeny na základě vstupních dat, které jsou získané měřením na reálném zavěšení (kap. 4.2).

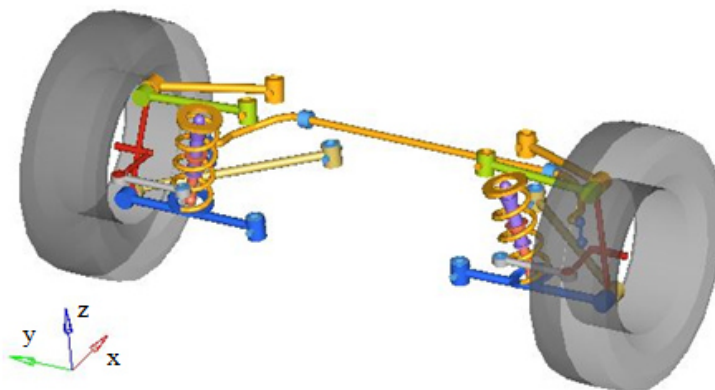
4.5.1 Kinematický model zavěšení-„Kin“

Nejjednodušší kinematický model byl vytvořen podle kinematického schématu uvedeného na obr. 4.27. Tento model obsahuje pouze absolutně tuhé nosné prvky, které jsou spojené nepoddajnými kinematickými dvojicemi tzv. ideálními klouby nahrazující ve skutečnosti elastická gumokovová lůžka.



Obr. 4.27: Kinematické schéma výpočtového modelu zavěšení „Kin“

Můj model vznikl upravováním vygenerované šablony (obr. 4.28) z knihovny náprav, která je součástí instalace systému Hyperworks. Standardně se skládá z tuhých těles a obsahuje univerzální charakteristiky pružin a tlumičů. V nabídce lze zvolit mezi modelem s tuhými nebo poddajnými vazbami. Jako nejvíce vhodná byla vybraná šablona pro pětivrzkové nezávislé zavěšení nápravy, která se ale významně podstatnými rozdíly ve struktuře odlišovala od zkoumaného typu víceprvkového zavěšení. Tato šablona proto musela být nevyhnutelně pro moje potřeby upravena.



Obr. 4.28: Vygenerovaná šablona nezávislého zavěšení nápravy v Hyperworks 11

Zásadní úprava spočívala v deaktivaci jednoho z nosných ramen zavěšení včetně jeho návazných entit a ve změně referenčních těles pro připojení pružin, tlumičů a stabilizátoru na správné nosné prvky podle reálného zavěšení. V dalším kroku byla vytvořena nová definice typů kinematických dvojic přiřazené kinematickým bodům dle tab. 4.7 tak, aby byl nově vzniklý mechanismus zavěšení kinematicky funkční. Odladění modelu do finálního stavu, který obsahoval všechny nezbytné vstupní údaje a úspěšně probíhal simulacemi, bylo velmi náročné a vyžádalo si značné úsilí.

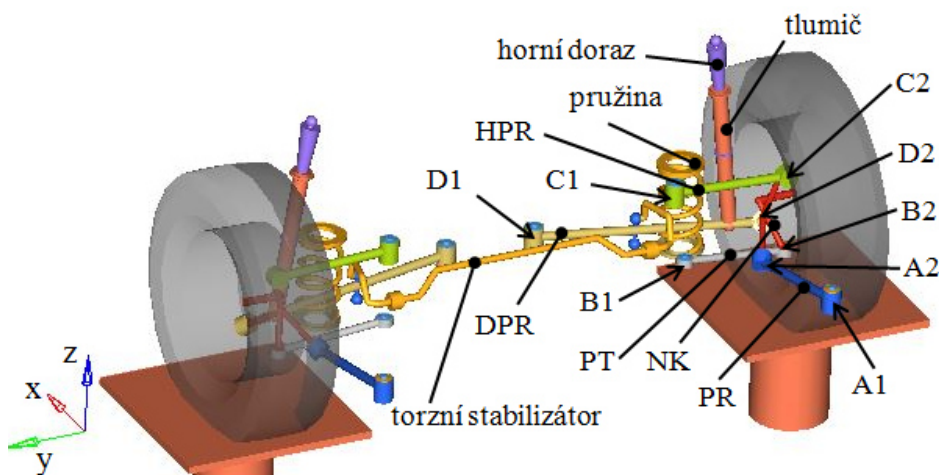
Tab. 4.7: Typy kinematických vazeb nastavených v kinematickém modelu „Kin“

KB	A1	B1	B2	C1	C2	D1	D2	RT	R2	TD	TH	A2	R1
Typ KD	sférická											rotační	

Zkoumaný reálný mechanismus zavěšení je kinematicky předurčený a pro svoji kinematickou funkčnost vyžaduje nutně definovanou poddajnost podélného ramene (PR) v bočním směru. Proto byla v tomto tuhém modelu definována mezi podélným ramenem a těhlicí rotační KD, která mechanismu zajistí již potřebnou pohyblivost. Tato vazba má střed v náhradním kinematickém bodě A2, osa rotace je paralelní s osou z globálního systému. Poloha bodu A2 je zvolena ve středu spojnice mezi skutečnými body A2H a A2D. Polohy ostatních kinematických bodů byly zadávány do modelu podle naměřených hodnot skutečného mechanismu (kap. 4.2.1). Výše popsané úpravy představovaly značnou časovou náročnost při odladění výpočtové funkčnosti vytvořeného modelu. Tělesa modelu obsahují již hmotnosti a momenty setrvačnosti skutečných prvků zavěšení (kap. 4.2.2) předepsané pevnou hodnotou. Šroubová pružina, tlumič s horním pěnovým dorazem jsou definované reálnými charakteristikami (kap. 4.2.5) a příčný stabilizátor reálnými rozměry. Tento podrobnější popis sice neovlivňuje kvalitu výsledků tohoto modelu, ale jeho zapracování už nyní je výhodnější pro pozdější tvorbu elastokinematického modelu. Charakteristické vlastnosti a odlišnosti nového modelu oproti původní vygenerované šabloně Hyperworks lze přehledně shrnout do těchto bodů:

- odstranění jednoho z nosných ramen zavěšení,
- změna definice typu kinematických dvojic podle daného kinematického schématu,
- skutečné rozměry mechanismu (poloha kinematických bodů),
- reálné charakteristiky šroubových pružin, tlumičů a přídatných pružin,
- trasování a rozměry skutečného stabilizátoru,
- hmotnosti a inerciální charakteristiky skutečných částí mechanismu zavěšení.

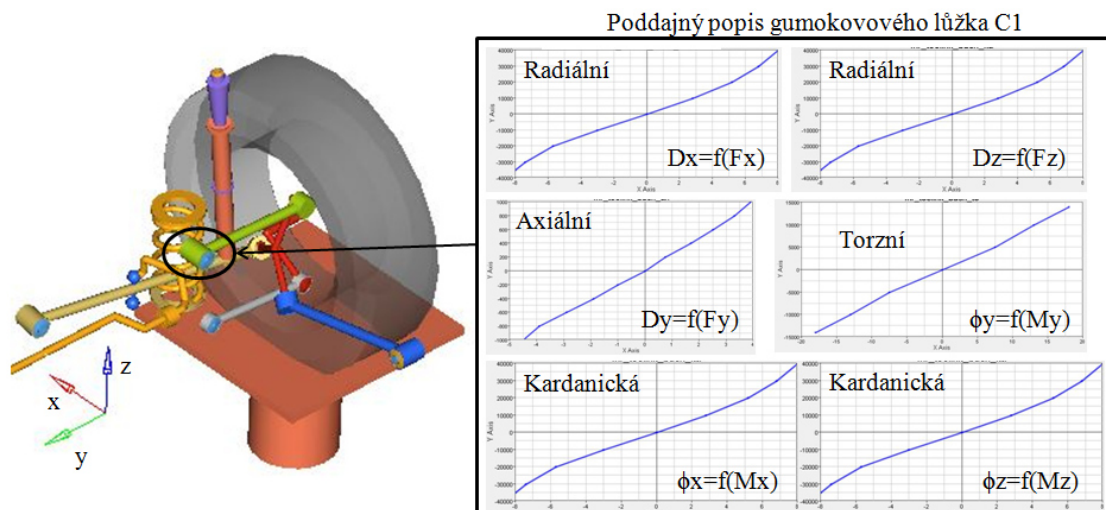
Takto sestavený simulační model s tuhými prvky obsahuje řadu zjednodušení a je proto určen pro výpočty jednoduchých kinematických charakteristik (bez uvažování poddajnosti). Aby byla dosažena vyšší shoda s chováním reálného zavěšení zjištěného experimentálním měřením, bude zřejmě nutné tento výchozí model dále cíleně upravovat, zpřesňovat a sledovat vliv provedených změn na výsledek výpočtů. Výsledný kinematický model je na obr. 4.29, v kapitole 5 s výsledky simulací je v grafických závislostech a v textu označen jako „Kin“.



Obr. 4.29: Výpočtový kinematický model s tuhými prvky „Kin“

4.5.2 Elastokinematický model zavěšení-„Elast“

Elastokinematický model vznikl z předem vytvořeného kinematického modelu rozšířením o poddajné vlastnosti kinematických dvojic. Vazby mezi jednotlivými tělesy se nechovají již jako nepoddajné ideální klouby, ale naopak vykazují elastické vlastnosti jako skutečná gumokovová lůžka. Deformační charakteristiky lůžek experimentálně změřené v kap. 4.2.4 jsou v tomto modelu předepsané pro všechny vazby mechanismu zavěšení, pro horní a dolní uložení tlumiče (body TH, TD) a pro uložení stabilizátoru (bod R1). Model se pořád skládá z tuhých těles, další jeho vlastnosti jsou převzaty z kinematického modelu beze změny. Grafická reprezentace modelu se nemění. Vytvořený elastokinematický model ukazuje obr. 4.30. Výsledky ze simulací tohoto modelu jsou označeny jako „Elast“.



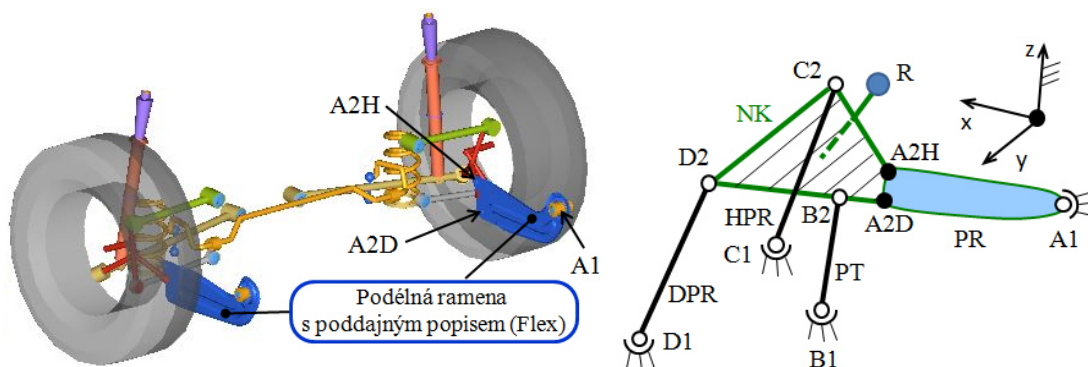
Obr. 4.30: Výpočtový elastokinematický model „Elast“ s tuhými tělesy a poddajnými lůžky

Při tvorbě tohoto modelu byla za účelem zpřesnění výsledků simulací zkoušena ještě další varianta modelu, která se vyznačovala pevnou vazbou (typ FIX) v kinematickém bodě A2 s předepsanou tuhostí ve směru příčné osy y odpovídající ohybové tuhosti podélného ramene. Tento model ukazoval při porovnání s měřením velmi nepřesné výsledky a bylo od něj proto upuštěno.

4.5.3 Elastokinematický model zavěšení s poddajnými tělesy- „Elast+Flex“

Poslední úroveň zpřesnění a zdokonalení výpočtového modelu vznikla náhradou ideálně tuhých těles v elastokinematickém modelu „Elast“ za tělesa poddajná, vytvořená podle kapitoly 4.4.5. Vznikl tak výpočtový model, který kromě deformačních charakteristik lůžek obsahuje i poddajné modely nosných prvků zavěšení. Společně s poddajnými modely dílů zavěšení jsou nyní zcela automaticky importovány i jejich hmotnosti a inerciální charakteristiky. Model je označen „Elast+Flex“ (z anglického flexible-pružný).

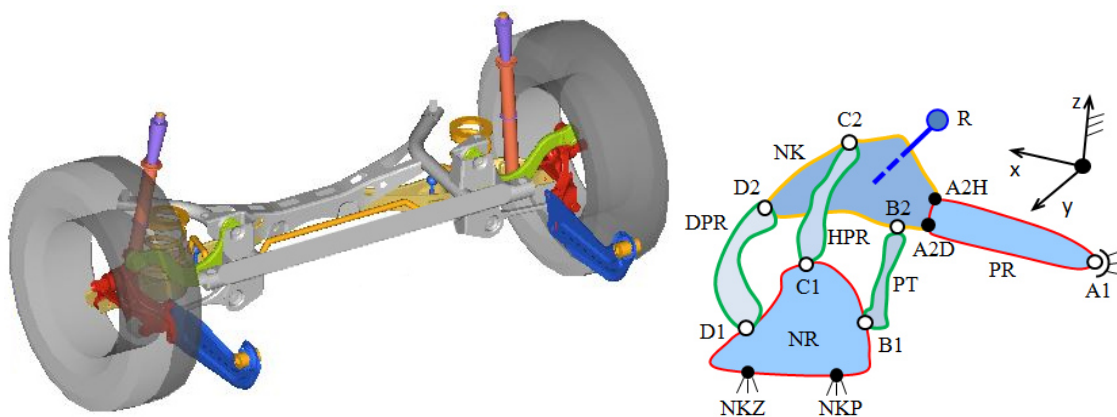
Jako první v této kategorii byl vytvořen model s poddajnými podélnými rameny označený Elast+Flex PR, který již daleko přesněji než předchozí model Elast popisuje kinematickou funkčnost skutečného mechanismu zavěšení. Vzhledem k poddajnému chování podélných ramen v tomto modelu musel být změněn způsob uchycení těchto ramen na těhlici. Původní rotační vazba v kinematickém bodě A2 byla předefinovaná na pevnou vazbu FIX předepsanou pro kinematické body A2H a A2D, která tak odpovídá reálnému vzorku zavěšení. Schéma vyznačující ramena s poddajným popisem a grafická reprezentace tohoto modelu, v které je již patrná skutečná konstrukce ramen, je na obr. 4.31. Tento základní model ukazuje odpověď na otázku, jak poddajnost podélných ramen, která je nutná pro kinematickou funkčnost mechanismu zavěšení, ovlivňuje výsledky elastokinematických charakteristik.



Obr. 4.31: Výpočtový model „Elast+Flex PR“ obsahující poddajná lůžka a poddajné modely podélných ramen (PR)-vlevo, kinematické schéma (vpravo)

Do modelu s poddajnými rameny Elast+Flex PR byly dále postupně vkládány další tělesa s poddajným popisem jako je horní příčné rameno (HPR), dolní příčné rameno (DPR), pomocná tyč (PT), těhlice (TE) a nápravnice (NR). Tím tak vznikl výsledný nejrozsáhlejší elastokinematický model Elast+Flex All obsahující poddajný popis pro všechny jeho nosné prvky, který by měl nejlépe popisovat reálné zavěšení a dávat tak nejpřesnější výsledky. Skutečné konstrukční rozměry a geometrie nosných prvků tohoto modelu jsou patrné z obr. 4.32. Tento model obsahuje celkem 11 poddajných těles, jejichž konečně-prvkové sítě se skládají z 136 103 elementů, proto klade již značné nároky na výpočtovou techniku (operační paměť RAM, rychlost CPU, kapacita HDD), prodlužuje výpočtový čas simulací a načítání obdržených výsledků nebo animací. Databáze výstupních souborů s výsledky z jedné simulace tohoto modelu mají velikost 2,13 GB.

Kromě finálního modelu Elast+Flex All vznikla uvedeným způsobem celá knihovna dalších modelů, které zohledňují vždy poddajnost podélných ramen a dalšího konkrétního vybraného nosného prvku. Například model zavěšení s poddajnými podélnými rameny a poddajnými nosiči kol je označen jako Elast+Flex PR+Flex NK, značení ostatních modelů je již adekvátní.



Obr. 4.32: Výpočtový model „Elast+Flex All“ obsahující poddajná lůžka a poddajné modely všech nosných prvků (vlevo), schéma modelu s vyznačením poddajných nosných prvků (vpravo)

Z výsledků těchto modelů je pak možné usuzovat o vlivu zohlednění poddajnosti různých prvků zavěšení na jeho elastokinematické chování. Pro přehlednost jsou nyní shrnuty všechny vytvořené základní modely obsahující modálně poddajná tělesa a poddajný popis gumokovových lůžek a uvedeny jejich označení:

- Elast+Flex PR-poddajná lůžka, poddajná podélná ramena,
- Elast+Flex All-poddajná lůžka, poddajná podélná ramena, horní a dolní příčná ramena, pomocné tyče, těhlice a nápravnice,
- Elast+Flex PR+Flex NR-poddajná lůžka, poddajná podélná ramena, poddajná nápravnice,
- Elast+Flex PR+Flex HPR-poddajná lůžka, poddajná podélná ramena, poddajná horní příčná ramena,
- Elast+Flex PR+Flex DPR-poddajná lůžka, poddajná podélná ramena, poddajná dolní příčná ramena,
- Elast+Flex PR+Flex PT-poddajná lůžka, poddajná podélná ramena, poddajné pomocné tyče,
- Elast+Flex PR+Flex NK-poddajná lůžka, poddajná podélná ramena, poddajné těhlice.

Tyto modely obsahují vždy základní provedení poddajných modelů nosných prvků, které byly vytvořeny podle podkladů získané ze skutečného zkoumaného zavěšení zadní nápravy. V kapitole 4.6 jsou tyto základní varianty konečně-prvkových modelů nosných prvků zavěšení označeny jako varianty V1.

4.5.4 Elastokinematické modely pro citlivostní analýzu

Vlivy různých tuhostí daných nosných prvků na elastokinematické vlastnosti nezávislého zavěšení byly zkoumány pomocí dalších vytvořených modelů, které byly odvozeny ze základních výše uvedených modelů Elast+Flex. Modely pro citlivostní analýzy vznikaly připojením rozdílných modálně poddajných těles daného nosného prvku, které se oproti základní variantě V1 odpovídající reálné nápravě liší přiřazením jiného konstrukčního materiálu nebo odlišnou tloušťkou stěny plechu. Například MBS model zavěšení, do kterého je vložen modálně poddajný model podélných ramen V1 a nápravnice ve variantě V5, nese označení Elast+Flex PR V1+Flex NR V5. Zkoumané konstrukční varianty nosných prvků jsou definovány v následující kapitole 4.6.

4.6 Konečně-prvkové modely nosných prvků zavěšení

V této kapitole jsou popsány vlastnosti konečně-prvkových modelů nosných prvků zavěšení, které byly postupně vytvářeny v modulu Hypermesh. Tyto modely ve formátu *.fem slouží jako vstup do funkce FLEXPREP pro generování modálně

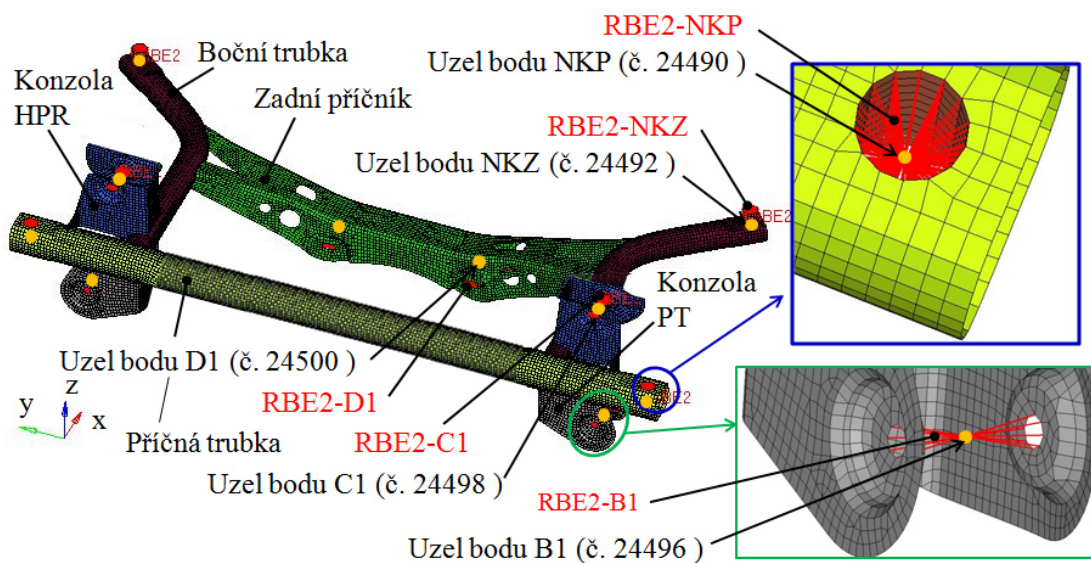
poddajných těles. Jsou zde uvedeny parametry výpočtových sítí a definice vytvořených RBE2-Spiderů. Protože se jedná o tvarově složité díly, bylo jejich vypracování velmi náročné jak z pohledu modelování geometrie dílu, tak i vytvoření kvalitní konečně-prvkové sítě. Pro každý nosný prvek zavěšení bylo vytvořeno několik různých konstrukčních a materiálových variant. Kromě materiálů, z kterých jsou skutečné prvky zavěšení vyrobeny, byla pro vypracování citlivostní analýzy zvolena ještě jako alternativní materiál hliníková slitina AlSi7Mg, jejíž použití se z konstrukcí karosérií aktuálně rozšiřuje i pro podvozkové součásti. Pro přiřazené materiály k modelům jsou použity jejich základní mechanické charakteristiky v tab. 4.8 podle [33].

Tab. 4.8: Mechanické vlastnosti přiřazených materiálů pro modely [33]

Materiál	Modul pružnosti E [MPa]	Poissonova konstanta μ [-]	Hustota ρ [kg/m ³]
Konstrukční ocel	$2,10 \cdot 10^5$	0,30	7860
Litina Sibodur	$1,76 \cdot 10^5$	0,275	7200
Slitina AlSi7Mg	$0,74 \cdot 10^5$	0,33	2700

4.6.1 Model nápravnice

Model nápravnice byl jeden z nejsložitějších modelů nosných prvků vůbec nejen z hlediska pracnosti přípravy, ale i z pohledu výpočtové náročnosti. Model je plošný, symetrický okolo podélné osy x. Proto byla s výhodou vytvořena jen polovina modelu a následně kompletní model vznikl zrcadlením okolo podélné osy. Model se podle obr. 4.33 skládá z pěti základních konstrukčních dílů: příčná trubka, podélná trubka, zadní příčník, konzola pro horní příčné rameno (HPR) a konzola pro pomocnou tyč (PT).



Obr. 4.33: Konečně-prvkový model nápravnice (vlevo), detail na spojovací uzly RBE2-B1 (vpravo dole) a RBE2-NKP (vpravo nahoře)

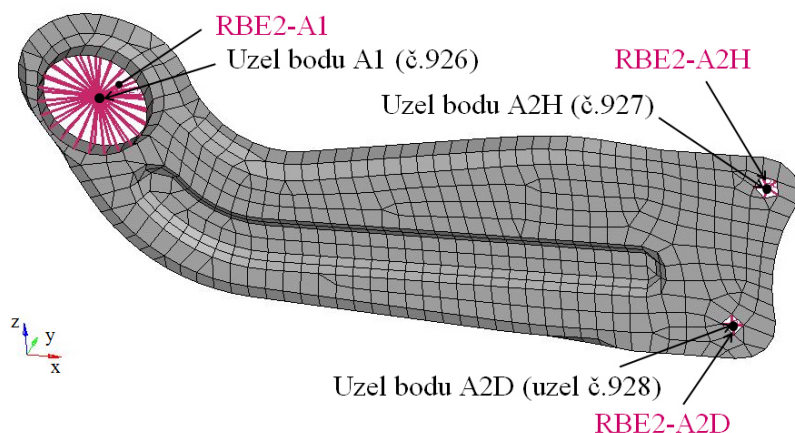
Vytvořená výpočtová síť je kombinovaná ze čtyřúhelníkových a trojúhelníkových plošných elementů typu PSHELL o průměrné velikosti 5mm. Celkový počet elementů je 24 238 a uzlů sítě je 24 309. Protože se tloušťka plechu pro jednotlivé konstrukční prvky nápravnice liší, musely být jejich elementy před přiřazením příslušné tloušťky rozřazeny do skupin. Elementy na rozhraní dílů jsou vzájemně spojeny asociativními uzly. Model obsahuje celkem pro obě strany 10 RBE2-Spiderů. Pro levou stranu je to bod RBE2-B1 spojující uzel kinematického bodu B1 (číslo 24496) s 16 uzly otvorů pro uchycení pomocné tyče, RBE2-C1 spojuje uzel bodu C1 (č. 24498) s 24 uzly otvorů pro horní příčné rameno, RBE2-D1 vytváří spoj pro uzel bodu D1 (č. 24500) s 20 uzly otvorů pro dolní rameno. Dále RBE2-NKP představuje spoj mezi uzlem bodu NKP (24490) a 154 uzly předního pouzdra, RBE2-NKZ spojuje uzel NKZ (č. 24492) se 152 uzly zadního pouzdra nápravnice. Na pravé straně jsou RBE2-Spidery vytvořeny úplně stejným způsobem, jen mají jiná čísla uzlů. Model byl vytvořen v celkem 8 konstrukčních variantách definovaných v tabulce 4.9.

Tab. 4.9: Výpočtové varianty nápravnice

Varianta	Materiál	Tloušťka plechu [mm] dílu nápravnice					Hmotnost [kg]
		Příčná trubka	Podélná trubka	Zadní příčnick	Konzola PT	Konzola HPR	
V1	ocel	3,5	3,0	3,0	2,5	3,0	11,595
V2	ocel	3,5	3,0	3,0	2,5	2,0	11,152
V3	ocel	3,5	3,0	2,0	2,5	3,0	11,115
V4	ocel	3,5	3,0	3,0	1,5	3,0	11,362
V5	ocel	3,5	2,0	3,0	2,5	3,0	10,571
V6	ocel	2,5	3,0	3,0	2,5	3,0	10,076
V7	AlSi7Mg	3,5	3,0	3,0	2,5	3,0	3,988
V8	AlSi7Mg	6,0	5,0	5,5	4,5	5,0	6,903

4.6.2 Model podélných ramen

Konečně-prvkový model podélného ramene (obr. 4.34) vznikl diskretizací plošné geometrie. Vytvořená kombinovaná síť obsahuje 698 elementů o velikosti 5 mm a 744 uzlů. RBE2-A1 spojuje 44 uzlů na vnitřním povrchu objímky pro montáž lůžka a pevný kinematický bod A1 (uzel č. 926), dvojice RBE2-A2H a RBE2-A2D zajišťuje spojení nezávislého uzlu kinematického bodu A2H (uzel 927) a A2D (uzel 928) s 5 a 4 uzly otvorů pro uchycení ramene na nosič kola. Model pravého ramene vznikl v Hypermesh zrcadlením ramene levého. U základního modelu byl prvkům PSHELL přiřazen materiál ocel a tloušťka plechu 3,5 mm. Ostatní varianty použité pro citlivostní analýzu jsou v tabulce 4.10.



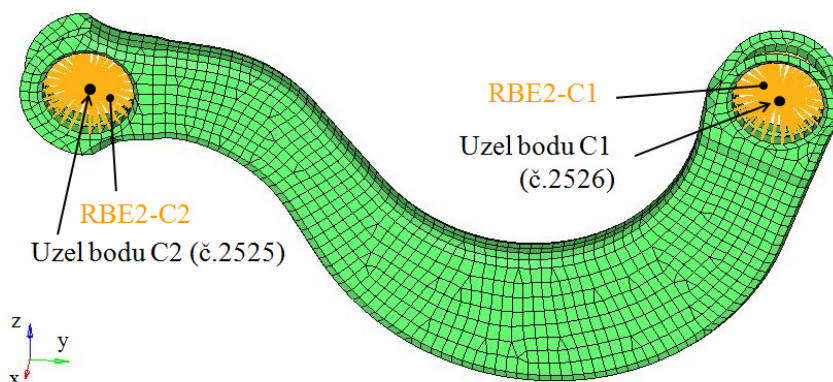
Obr. 4.34: Konečně-prvkový model podélného ramene (levé)

Tab. 4.10: Výpočtové varianty podélného ramene

Varianta	V1	V2	V3	V4	V5	V6
Materiál	ocel			AlSi7Mg		
Tloušťka stěny [mm]	3,5	2,0	5,0	3,5	2,0	5,0
Hmotnost [kg]	1,565	0,895	2,236	0,538	0,307	0,768

4.6.3 Model horního příčného ramene

Model horního příčného ramene (obr. 4.35) byl koncipován jako plošný s konečně-prvkovou sítí obsahující 2498 elementů o velikosti 5 mm a 2526 uzlů. Elementům čtyřúhelníkového a trojúhelníkového tvaru byl přiřazen typ PSHELL. Model pro spojení s MBS modelem zavěšení obsahuje dva RBE2-Spidery. První RBE2-C1 a druhý RBE2-C2 spojují uzel kinematického bodu C1 (č. 2525) a C2 (č. 2526) vždy se 144 elementy vnitřní kruhové plochy pro nalisování příslušných lůžek. Materiál ocel a tloušťka plechu 3,0 mm jsou přiřazeny základní variantě modelu, ostatní provedení tohoto ramene jsou uvedeny v tabulce 4.11.



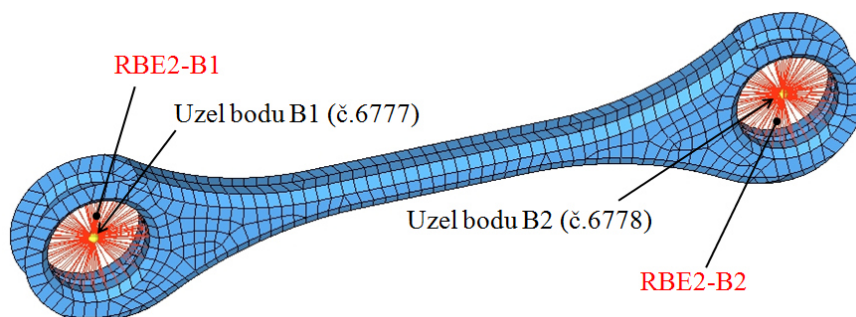
Obr. 4.35: Konečně-prvkový model horního příčného ramene (levé)

Tab. 4.11: Varianty konečně-prvkových modelů horního příčného ramene

Varianta	V1	V2	V3	V4
Materiál	ocel		AlSi7Mg	
Tloušťka stěny [mm]	3,0	2,0	3,0	4,0
Hmotnost [kg]	1,284	0,918	0,473	0,630

4.6.4 Model pomocné tyče

Model pomocné tyče byl vytvářen podle stejných pravidel jako předchozí dva modely. Plošná síť obsahuje 1103 elementů a 1211 uzlů. Dále byl v modelu vytvořen RBE2-B1 pro spojení uzlu bodu B1 (č. 6777) se 144 uzly a RBE2-B2 (č. 6778) se 144 uzly otvoru pro lůžko. Na obr. 4.36 je ukázán model levé pomocné tyče, model tyče pro pravou stranu mohl být z důvodu symetrie vytvořen zrcadlením. Základní varianta modelu je s materiálem ocel a tloušťka plechu 2,0 mm, ostatní varianty jsou shrnuty v tabulce 4.12.



Obr. 4.36: Konečně-prvkový model pomocné tyče (levá)

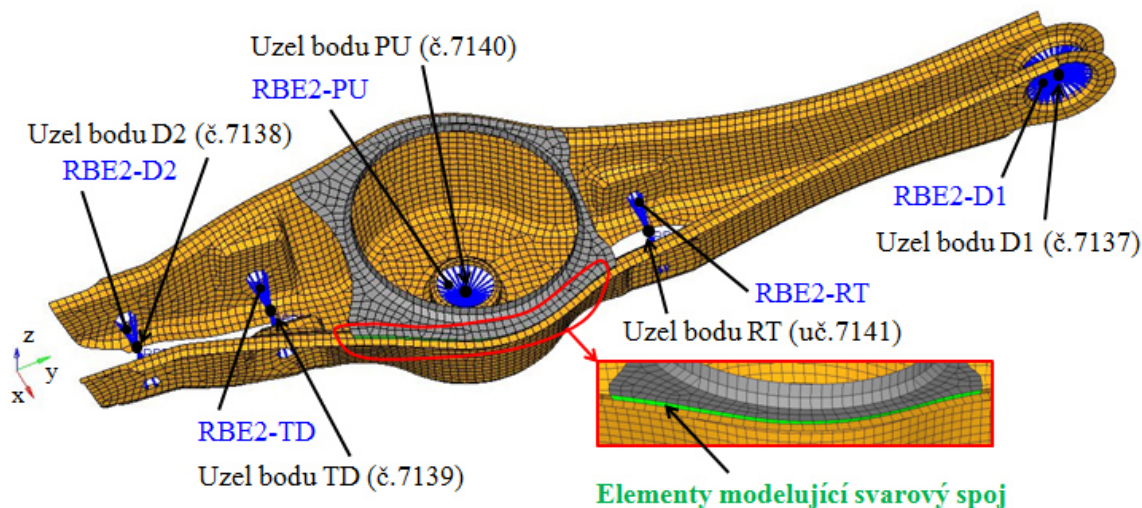
Tab. 4.12: Varianty konečně-prvkových modelů pomocné tyče

Varianta	V1	V2	V3	V4
Materiál	ocel		AlSi7Mg	
Tloušťka stěny [mm]	2,0	1,0	2,0	3,0
Hmotnost [kg]	0,424	0,212	0,146	0,219

4.6.5 Model dolního příčného ramene

Model dolního příčného ramene (obr. 4.37) se v podstatě skládá ze dvou plošných modelů-ze samotného ramene a z jeho horní výztuhy. Spojovací elementy mezi těmito komponenty modelují svarový spoj (zelený pás na obr. 4.37). Konečně-prvková síť se skládá celkem z 6118 elementů typu PSHELL s velikostí 5 mm a z 6300 uzlů. Model dolního příčného ramene obsahuje celkem 5 RBE2-Spiderů. RBE2-D1 a RBE2-D2 spojují uzly kinematických bodů D1 (č. 7137) a D2 (č. 7138) se 112 uzly vnitřní plochy pouzdra pro lůžko a s 12 uzly díry pro uchycení ramene na těhlici. Dále RBE2-PD spojuje uzel bodu PD (č. 7140) s 32 uzly kruhové plochy ramene pro opření pružiny,

RBE2-TD spojuje uzel bodu TD (č. 7139) se 16 uzly otvoru pro uchycení tlumiče a ještě RBE2-RT, který představuje spoj mezi uzlem bodu RT (č. 7141) a 12 uzly otvoru pro uchycení táhla stabilizátoru. Celkem čtyři vytvořená provedení toho ramene jsou specifikovaná v tab. 4.13.



Obr. 4.37: Konečně-prvkový model dolního příčného ramene (levé)

Tab. 4.13: Varianty konečně-prvkových modelů dolního příčného ramene

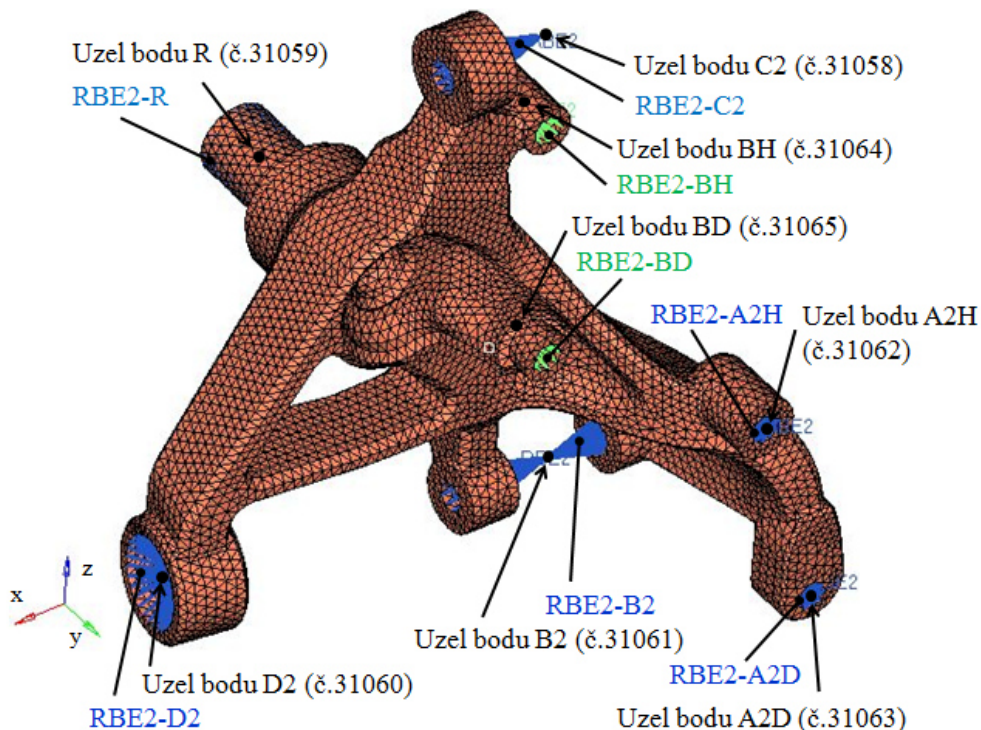
Varianta	V1	V2	V3	V4
Materiál	ocel		AlSi7Mg	
Tloušťka stěny [mm]	2,0	1,0	2,0	3,0
Hmotnost [kg]	2,266	1,141	0,778	1,158

4.7 Model nosiče kola

Vzhledem ke vstupní objemové geometrii velmi složitěho tvaru u tohoto prvku, musela být konečně-prvková síť modelu vytvořena jako prostorová. Výpočtová síť ve finální podobě levé těhlice je uvedena na obr. 4.38. Skládá se celkem ze 45 480 čtyřstěnných elementů o velikosti 5 mm a 11 692 uzlů. Těmto elementům byl přiřazen typ PSOLID. Na modelu bylo dále vygenerováno celkem 8 RBE2-Spiderů. Jsou to RBE2-A2H a RBE2-A2D, které spojují uzly kinematických bodů A2H (č. 31062), A2D (č. 31063) s 63 a 72 uzly otvorů pro připojení podélného ramene. Spidery RBE2-B2, RBE2-C2 a RBE2-D2 spojují uzly kinematických bodů B2 (č. 31061), C2 (č. 31058) a D2 (č. 31060) se 134, 72 a 279 uzly vývrtů pro uchycení třech příčných ramen. Pro spojení 264 uzlů čepu pro montáž ložiska s uzlem kinematického bodu R (č. 31059) slouží entita RBE2-R.

Dále byl vytvořen RBE2-BH a RBE2-BD, pomocí nichž je k těhlici pevně připojen třmen kotoučové brzdy (16"), protože se v průběhu stavby modelů a opakovaných výpočtů ukázalo, že nezanedbatelná hmotnost třmenu (5,746 kg) ovlivňuje vlastní deformaci těhlice a elastokinematické vlastnosti zavěšení. Definice

těchto entit ve výpočtovém modelu přinesly jeho dalšímu zpřesnění. V základní variantě modelu byl nosiči kola přiřazen materiál litina Sibodur. Jeho hmotnost dosahuje hodnoty 4,295 kg. V druhém alternativním modelu použitý pro citlivostní analýzu je definován materiál AlSi7Mg s vypočtenou hmotností 1,611 kg.



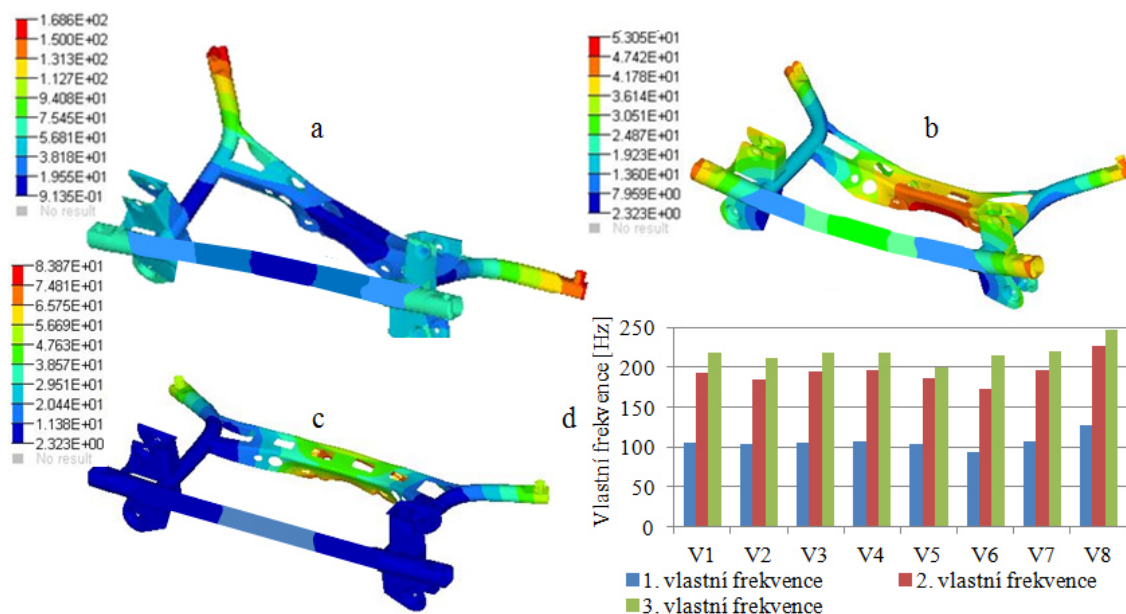
Obr. 4.38: Konečně-prvkový model nosiče kola (levý, pohled na jeho vnitřní stranu)

4.7.1 Modální vlastnosti nosných prvků zavěšení

V této kapitole jsou uvedeny původní výsledky z provedených dynamických analýz nosných prvků zavěšení, protože se velmi často modální vlastnosti těchto elementů nepublikují. Tyto analýzy jsou nedílnou součástí při generování modálně poddajných těles nástrojem FLEXPREP v modulu MotionView. Výstupní soubor pro modálně poddajné těleso ve formátu *.H3d lze otevřít v postprocesorovém modulu HyperView, kde získáme hodnoty vypočtených vlastních frekvencí a navíc můžeme ještě vizuálně prohlížet jim přiřazené vlastní (modální) tvary. Modální vlastnosti jsou níže uvedeny pro každý nosný prvek zavěšení a v závěru jsou ještě porovnány vzájemně mezi sebou. Tím dostaneme celkový obraz o dynamickém chování a dynamické tuhosti celého zavěšení.

Nápravnice

Vypočtené první tři vlastní tvary základní varianty nápravnice ukazuje obr. 4.39a-c. První vlastní tvar je v krutu a nastává při vlastní frekvenci 106,2 Hz, druhý a třetí modální tvar je ohybový s vlastními frekvencemi 193,9 Hz a 218,1 Hz.

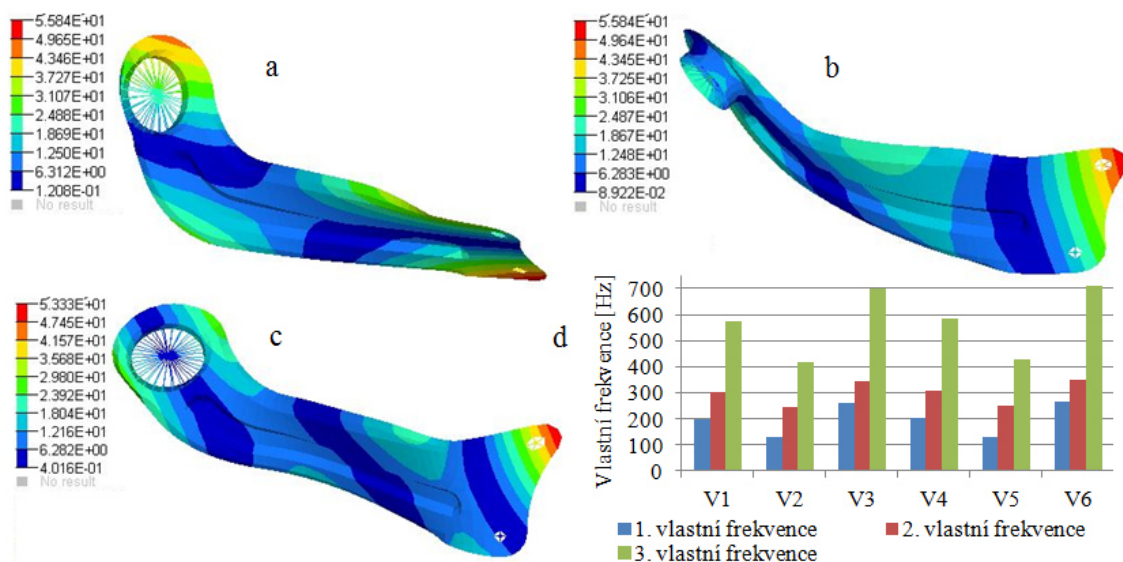


Obr. 4.39: Modální vlastnosti nápravnice, a-první vlastní tvar (krut), b-druhý vlastní tvar (ohyb), c-třetí vlastní tvar (ohyb) varianty V1, d-porovnání vlastních frekvencí dalších variant

V grafu na obr. 4.39d jsou porovnány hodnoty vlastních frekvencí zkoumaných variant nápravnice. Největší vliv na pokles první a druhé vlastní frekvence byl zjištěn při zmenšení tloušťky stěny přední příčné trubky nápravnice (varianta V6). Její modifikace způsobuje poklesy vlastních frekvencí na 93,2 Hz a na 173,0 Hz. Hodnotu třetí vlastní frekvence nejvíce ovlivňuje tloušťka boční trubky. Nápravnice se slabším zadním příčnickem vykazuje již méně výrazné snížení vlastních frekvencí na hodnoty 104,7 Hz, 184,6 Hz a 212,2 Hz.

Podélné rameno

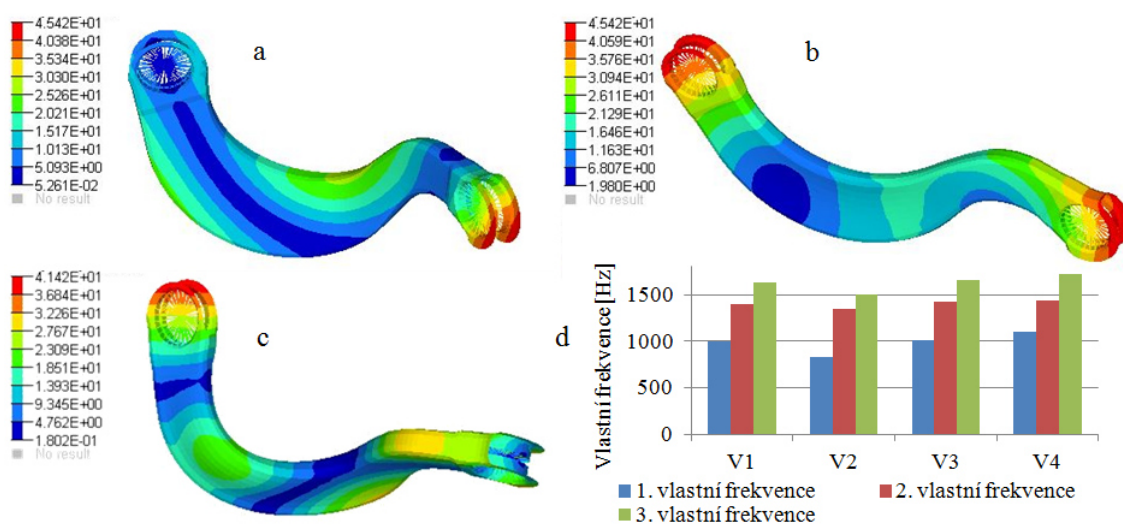
Pro podélné rameno v základní konstrukční variantě V1 byly vypočteny modální tvary uvedené na obr. 4.40a-c. První vlastní tvar je krutový a projevuje se při vlastní frekvenci 200,1 Hz. Druhý vlastní tvar je ohyb v rovině nejmenší tuhosti, nastává při frekvenci 302,0 Hz a třetí rovněž ohybový odpovídá vlastní frekvenci 576,1 Hz. Hodnoty frekvencí ostatních zkoumaných variant porovnává graf na obr. 4.40d. Nejnižších vlastních frekvencí dosahuje varianta rameno V2 z ocele s tloušťkou plechu 2,0 mm, ke kterým se přibližují hodnoty pro variantu V5 z materiálu AlSi7Mg. Nejvyšší hodnoty vlastních frekvencí byly vypočteny u varianty V6 s plechem tloušťky 5,0 mm a přiřazeným materiálem AlSi7Mg.



Obr. 4.40: Modální vlastnosti podélného ramene, a-první vlastní tvar (krut), b-druhý vlastní tvar (ohyb), c-třetí vlastní tvar (ohyb) varianty V1, d-porovnání vlastních frekvencí dalších variant

Horní příčné rameno

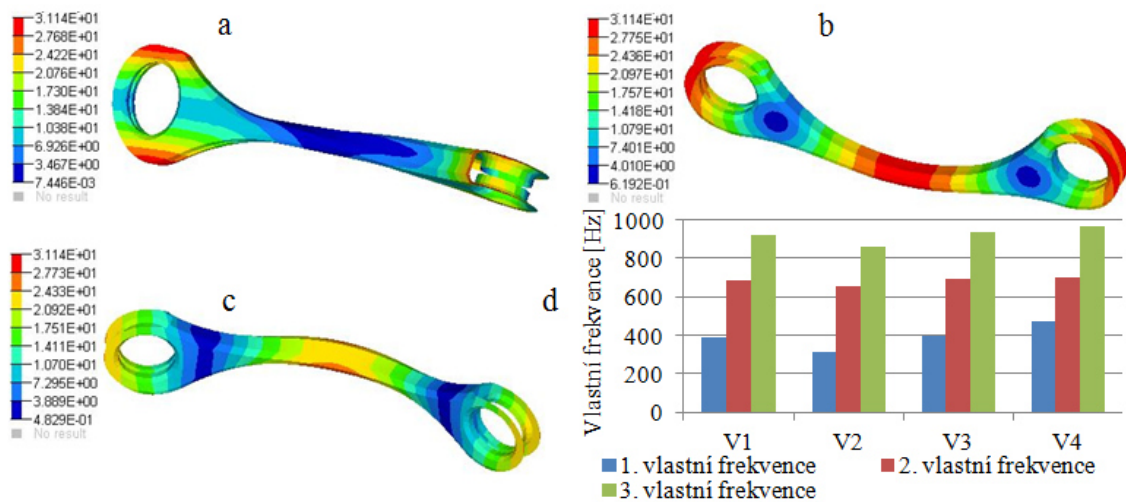
Pro horní příčné rameno byly vypočteny vlastní frekvence 993,9 Hz, 1399,1 Hz a 1630,7 Hz. Jim odpovídají první tři modální tvary seřazené na obr. 4.41a-c. První a druhý vlastní tvar je ohybový, následující třetí tvar je krutový.



Obr. 4.41: Modální vlastnosti horního příčného ramene, a-první vlastní tvar (ohyb), b-druhý vlastní tvar (ohyb), c-třetí vlastní tvar (krut) varianty V1, d-porovnání vlastních frekvencí dalších variant

Pomocná tyč

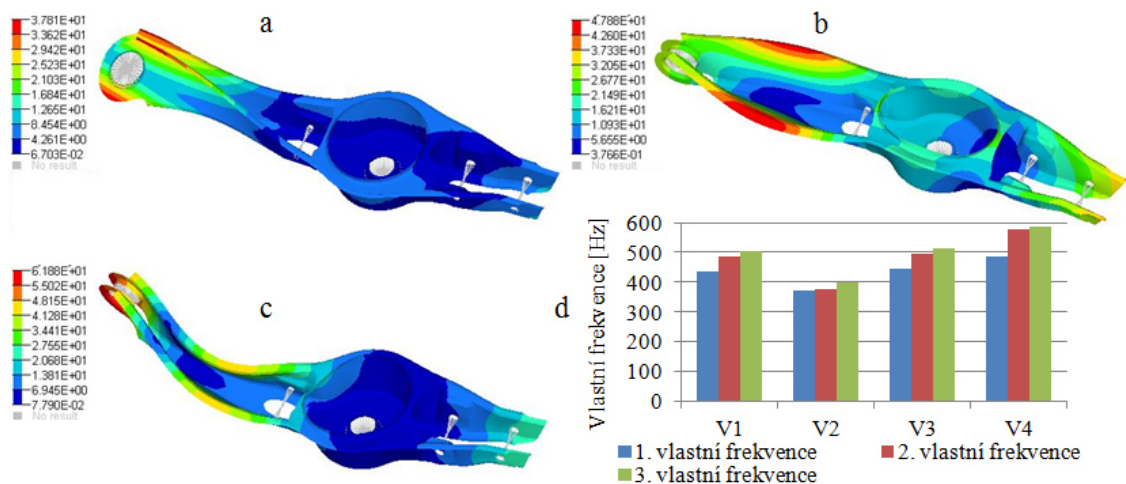
Dynamické chování pomocné tyče charakterizují modální tvary na obr. 4.42a-c. První vlastní frekvence 390,1 Hz je přiřazená k modálnímu tvaru v krutu, pro druhý a třetí ohybový tvar platí vlastní frekvence 683,4 Hz a 923,2 Hz.



Obr. 4.42: Modální vlastnosti pomocné tyče, a-první vlastní tvar (krut), b-druhý vlastní tvar (ohyb), c-třetí vlastní tvar (ohyb) varianty V1, d-porovnání vlastních frekvencí dalších variant

Dolní příčné rameno

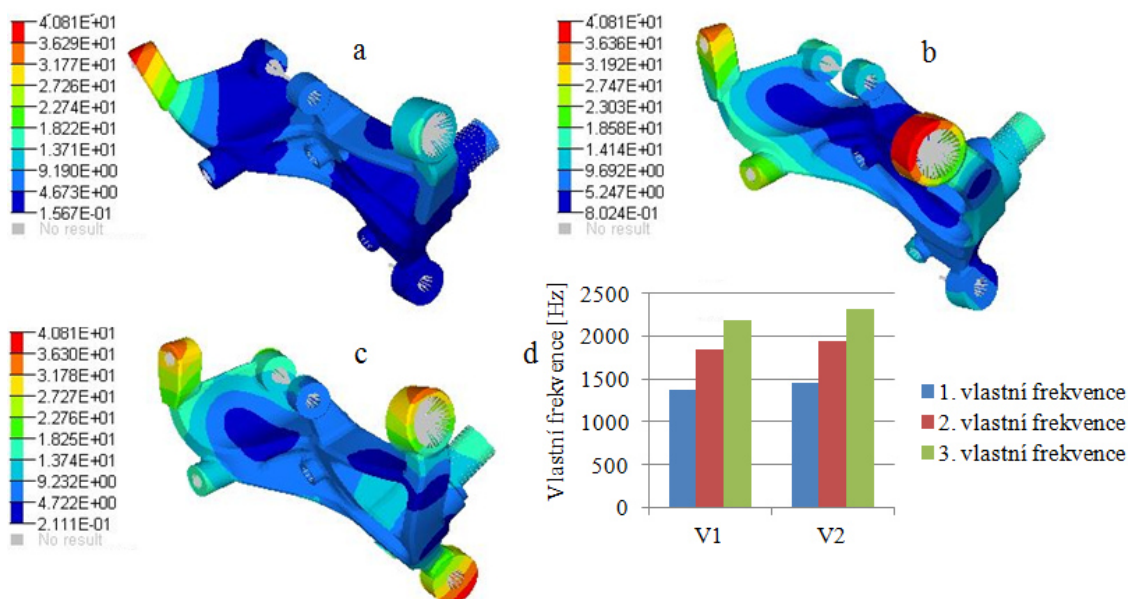
Pro dolní příčné rameno je velmi významný první krutový modální tvar při frekvenci 438,1 Hz. Druhý a třetí tvar jsou v ohybovém režimu pro blízko ležící vlastní frekvence 488,4 Hz a 506,6 Hz. Všechny tři modální tvary dolního příčného ramene graficky ukazuje obr. 4.43a-c.



Obr. 4.43: Modální vlastnosti dolního ramene, a-první vlastní tvar (krut), b-druhý vlastní tvar (ohyb), c-třetí vlastní tvar (ohyb) varianty V1, d-porovnání vlastních frekvencí dalších variant

Nosič kola

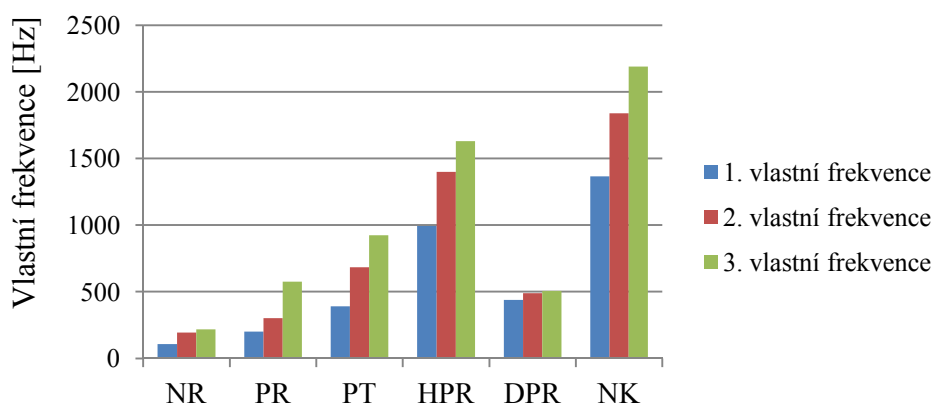
Vypočtené modální tvary nosiče kola jsou uvedeny na obr. 4.44a-c při vlastních frekvencích 1365,2 Hz, 1839,3 Hz a 2191,2 Hz. Těhlice V2 v alternativním materiálovém provedení dosahuje zanedbatelně vyšších vlastních frekvencí.



Obr. 4.44: Modální vlastnosti těhlice, a-první vlastní tvar, b-druhý vlastní tvar, c-třetí vlastní tvar varianty V1, d-porovnání vlastních frekvencí obou výpočtových variant

Porovnání modálních vlastností nosných prvků zavěšení

Vzájemné porovnání vlastních frekvencí nosných prvků zavěšení jasně ukazuje obr. 4.45. Nosným elementem zavěšení s nejnižšími hodnotami vlastních frekvencí se provedenými modálními analýzami ukázala být nápravnice. Naopak nejvyšší frekvence byly zjištěny u nosiče kola a je to tedy dynamicky nejtužší prvek zavěšení. Podélné rameno vykazuje nejnižší vlastní frekvence ze všech ramen zavěšení, naopak horní příčné rameno dosahuje nejvyšších frekvencí. Z trojice příčných ramen zavěšení má nejnižší hodnoty vlastních frekvencí dolní příčné rameno.



Obr. 4.45: Porovnání prvních tří vlastních frekvencí poddajných těles nosných prvků

4.8 Definice zátěžných režimů při simulacích MBS

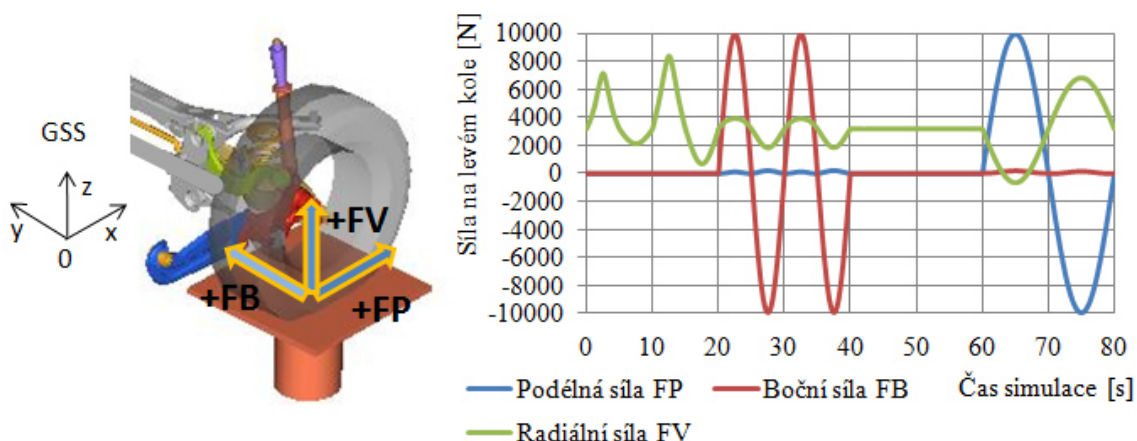
Před vlastním spuštěním simulace vytvořeného MBS modelu zavěšení je ještě nutné definovat přesný typ analýzy tj. zatěžovací stav zavěšení. V MotionView je možné si vybrat přímo z panelu nástroje standardní analýzu připravenou od vývojové

společnosti systému Altair Engineering. Je to sousledné propružení (Static Ride Analysis), nesousledné propružení (Single Wheel Analysis) a kinematická a elastokinematická analýza (Kinematics and Compliance Analysis). Zvolena byla posledně jmenovaná analýza, při které je zavěšení nápravy zatíženo souborem různých zátěžných stavů. Umožňuje tak uživateli získat mnoho vypočtených charakteristik zavěšení a závislostí. Zavěšení je při této analýze zatíženo v kontaktní ploše pneumatika-podpora níže uvedenými silami se zvolenými hodnotami:

- vertikální (radiální) silou FV, která způsobuje svislý posuv středu kola R v intervalu $R_z = \langle -105; 105 \rangle$ mm,
- boční silou FB o velikosti $FB = \langle -10\ 000; 10\ 000 \rangle$ N,
- podélnou silou FP o velikosti $FP = \langle -10\ 000; 10\ 000 \rangle$ N.

Kladný smysl působících sil na levém kole zavěšení určený orientací os globálního souřadnicového systému ukazuje obr. 4.46 vlevo.

Pro simulační analýzy byl nastaven celkový časový interval $t = \langle 0; 80 \rangle$ s při použití časového kroku $\Delta t = 0,05$ s. Průběh svislé síly FV, podélné síly FP a příčné síly FB na kole v závislosti na čase je uveden na obr. 4.46 vpravo. V časovém intervalu od 0 s do 20.4 s na kolo zavěšení působí pouze svislá síla FV, kola zavěšení se pohybují nejprve v sousledném propružení a pak v nesousledném propružení, u kterého se projevuje účinek stabilizátoru způsobující větší rozdíl vertikálních sil na obou kolech. Svislá síla s časem roste z počáteční hodnoty $FV = 3203$ N odpovídající statickému zatížení zavěšení v konstrukční poloze KP. Dalším režimem zatížení zavěšení je v intervalu od 20.4 s do 40 s působení příčné síly FB sinusového průběhu. Nakonec od 60 s do 70 s působí podélná síla FP. Při působení síly FB v definovaném intervalu se zbylé dva zatěžující účinky FV a FP závisle mění. Totéž platí i pro podélnou sílu FP.



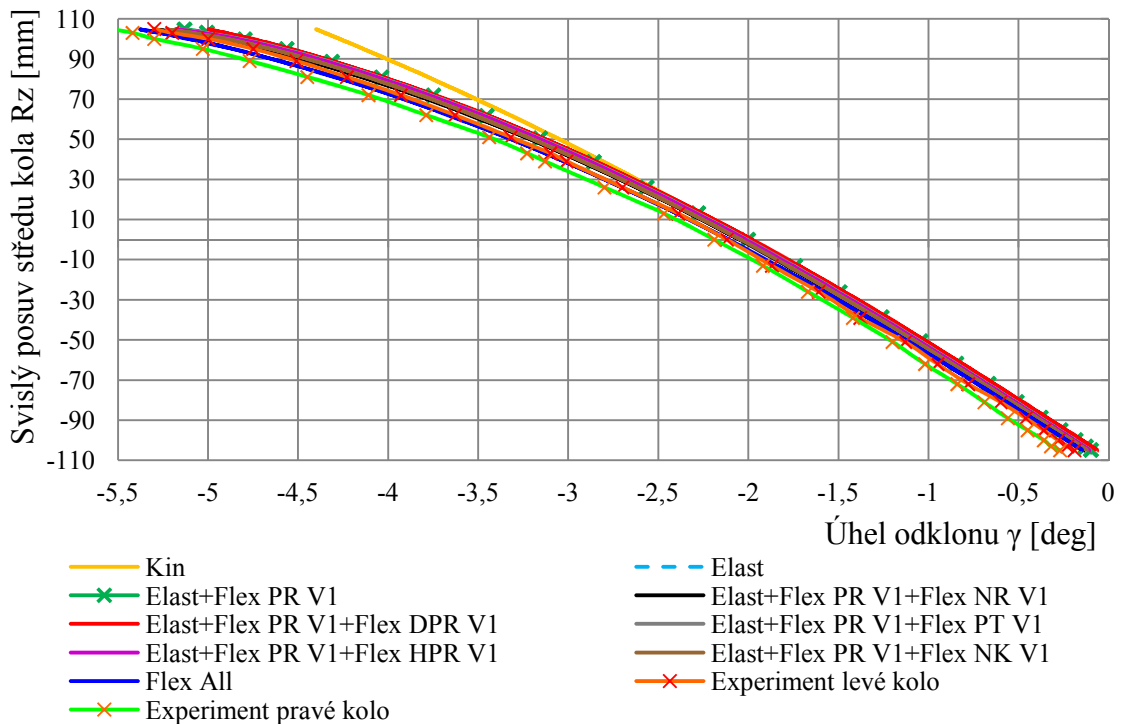
Obr. 4.46: Silové zatížení kola zavěšení (vlevo), průběh sil v závislosti na čase (vpravo)

5 Výsledky a diskuse

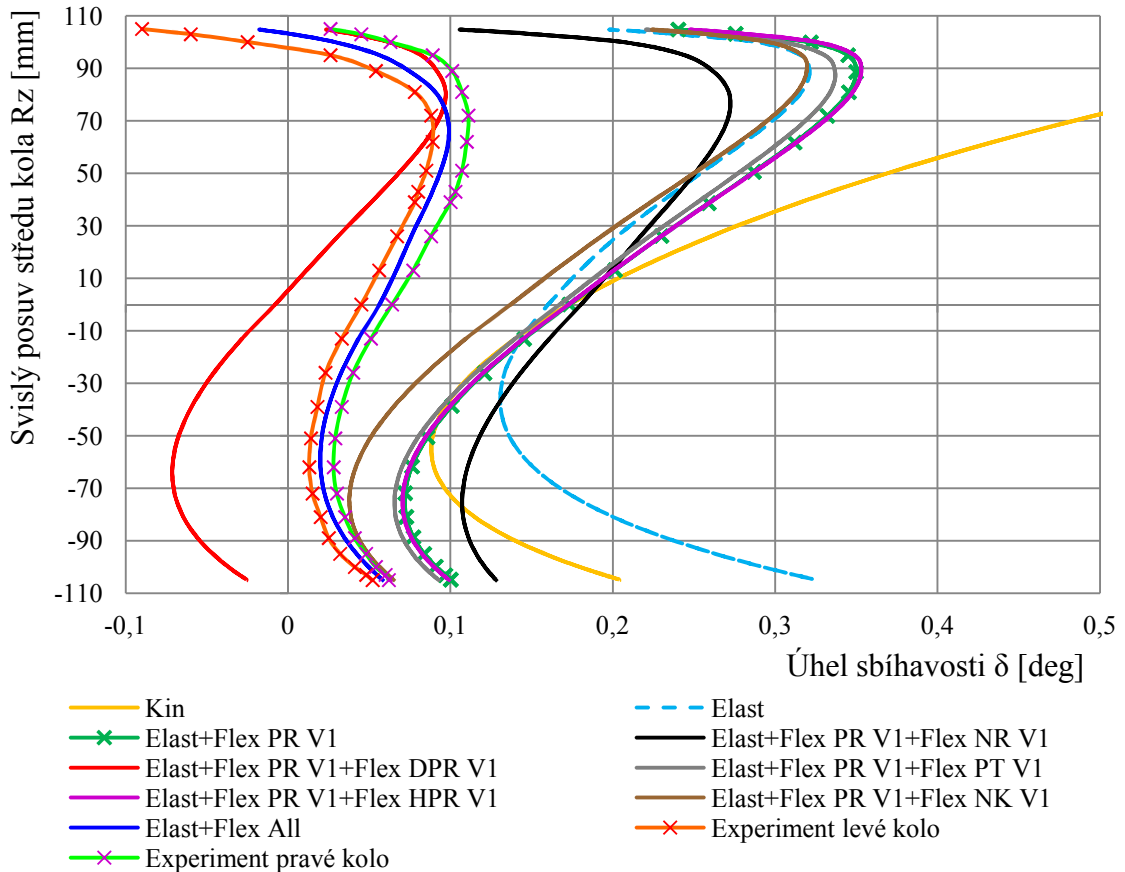
V této kapitole jsou pro stanovené cíle uvedeny autorovy původní výsledky získané ze simulací na vytvořeném MBS modelu zavěšení, který byl vyvíjen v několika etapách pro jeho co možná největší zpřesnění. Jsou zde představeny přínosy navržených zpřesňujících variant výpočtového modelu a porovnány jsou s výsledky z experimentálního měření. Dále bude uveden zkoumaný vliv konstrukčních variant nosných prvků zavěšení na jeho elastokinematické charakteristiky. Výsledky mého snažení jsou prezentovány v podobě grafických průběhů úhlu sbíhavosti a odklonu kola, která jsou při posuzování elastokinematických vlastností zavěšení vždy rozhodující. Z výstupních souborů provedených simulací lze ovšem analyzovat i další parametry a veličiny modelů jako např. změnu rozchodu, polohu pólu pohybu atd. Vypočtené závislosti jsou zde uvedeny pro levé kolo zavěšení. V závěru kapitoly je uvedena diskuse dosažených výsledků.

5.1 Kinematický, elastokinematický a Flex model

Na následujících stránkách jsou popsány výsledky z mnou vytvořeného kinematického, elastokinematického a unikátního Elast+Flex modelu zavěšení obsahující poddajný popis všech nosných prvků. Vypočtené závislosti úhlu odklonu $\gamma=f(Rz)$ a sbíhavosti $\delta=f(Rz)$ na svislém pohybu kola Rz pro uvažované výpočtové modely jsou uvedeny na obr. 5.1 a obr. 5.2.



Obr. 5.1: Závislost $\gamma=f(Rz)$ pro modely víceprvkového zavěšení s poddajnými nosnými prvky



Obr. 5.2: Závislost $\delta=f(Rz)$ pro modely víceprvkového zavěšení s poddajnými nosnými prvky

Z nich je patrné, že v průběhu úhlu odklonu pro zkoumané varianty modelů nevznikají markantní rozdíly, k experimentálnímu měření se nejvíce blíží výsledky z modelu Elast+Flex All, zohledňující poddajnost lůžek a všech nosných prvků. Naopak velmi výrazně ovlivňují jednotlivé varianty modelu hodnoty i tvar průběhu sbíhavosti, který nyní důkladněji rozebereme.

Jako první byl vytvořen nejjednodušší kinematický model Kin. Části jeho mechanismu byly brány jako absolutně tuhé, spojené ideálními kinematickými vazbami. Předpoklad, že jeho chování bude mít velké odchylky od výsledků z provedeného experimentálního měření, se potvrdil. Oproti měření se vypočtený průběh liší tvarem i hodnotami. S rostoucím posuvem středu kola Rz roste u tohoto modelu úhel sbíhavosti až do oblasti horního dorazu, kde pro $Rz=105$ mm nabývá hodnoty $\delta=0,756$ °. Oproti měření na levém kole v experimentu je to hodnota přibližně 7x vyšší. Kinematický model tohoto typu zavěšení je zde tedy velmi nepřesný.

V pořadí druhý vypracovaný model Elast, jehož vazby dostaly poddajný popis pomocí nelineárních deformačních charakteristik, se značně v oblasti kladných hodnot polohy středu kola přiblížil k experimentům. Přínos tohoto modelu spočívá ve zpřesnění průběhu sbíhavosti v oblasti horního dorazu, která je již oproti původnímu modelu Kin ovlivněna silovým působením přídavné pružiny (elastogranu) tlumiče. Obecným tvarem

se průběh sbíhavosti u modelu Elast s tuhými nosnými prvky a poddajnými lůžky více přiblížil experimentu. V konkrétních hodnotách ovšem stále vznikají nemalé rozdíly oproti naměřené charakteristice reálného zavěšení.

Začleněním poddajných modelů (základní varianty V1) nosných prvků do modelu zavěšení až po vytvoření plně poddajného modelu Elast+Flex bylo usilováno o přiblížení průběhu k experimentům a model tím tak zpřesnit. Jejich postupným přidáváním mohl být přímo sledován vliv jednotlivých těles na elastokinematiku. Tím bylo postupně zjištěno, že zohlednění poddajností různých nosných součástí v modelu zavěšení ovlivňuje průběh sbíhavosti velmi silně a různě se pak liší od modelu Elast s tuhými nosnými prvky. Obecně se tvar průběhu sbíhavosti u modelu Elast a Elast+Flex podobá obrácenému písmenu S, který má vytyčenou, různě širokou lineární oblast v určitém intervalu okolo konstrukční polohy KP ($R_z=0$ mm) mechanismu zavěšení.

Každý prvek zavěšení ovlivňuje svojí poddajností průběh sbíhavosti určitým specifickým způsobem. Základní model Elast+Flex PR s poddajnými podélnými rameny, která jsou nutná pro skutečnou kinematickou funkčnost zavěšení, ukázal větší změnu úhlu sbíhavosti s posunem kola oproti modelu Elast. Největší rozdíl mezi nimi vzniká v oblasti dolního dorazu, například pro $R_z=-70$ mm je to až 139 %. Model Elast+Flex PR se v oblasti dolního dorazu dále značně přiblížil k experimentu a zpřesnil tím výsledky simulací. Poddajnost horního příčného ramene (HPR) a pomocné tyče (PT) ovlivňuje úhel sbíhavosti jen velmi málo, průběh se skoro neliší od modelu Elast+Flex PR. Naopak poddajnost nosiče kola (NK) posouvá na hladině $R_z=0$ mm průběh sbíhavosti o $\delta=0,04^\circ$ směrem k nižším hodnotám sbíhavosti. Poddajnost nápravnice (NR) způsobuje strmější průběh sbíhavosti v lineárním úseku se směrnicí tečny 0,71 oproti modelu Elast+Flex PR s tuhým nápravnicí (směrnice tečny 0,48). Sbíhavost se tedy mění s pohybem kola méně. Úhel sbíhavosti pro polohu kola $R_z=-30$ mm a $R_z=30$ mm se mezi oběma modely liší o 15,6 % a o 5,9 %, pro polohu kola $R_z=-72$ mm a $R_z=72$ mm pak až o celých 33 % a 22 %. Dolní příčné rameno (DPR) posouvá průběh v KP dokonce o $\delta=0,18^\circ$, tedy výrazněji než nosič kola a pro záporné hodnoty R_z vzniká na kole již rozbíhavost. Současně lineární část průběhu se nastavuje do vertikálnější pozice se směrnicí 0,68.

Poslední a nejsložitější model Elast+Flex All, do kterého byl začleněn poddajný model nápravnice, nosičů kol, podélných a příčných ramen, ukazuje značný posun sbíhavosti o $0,12^\circ$ k nižším hodnotám a nejstrmější lineární úsek průběhu se směrnicí 1,21 ze všech vytvořených modelů. Úhel sbíhavosti se tak při propružení kola pohybuje v úzkém intervalu hodnot. Tento plně poddajný model už velmi dobře koresponduje s naměřenými průběhy úhlu sbíhavosti, především s levou stranou zavěšení. Pro pravou stranu vzniká větší odchylka, pravděpodobně způsobená méně přesnou polohou kinematických bodů reálného zavěšení nebo odchylkami v charakteristikách lůžek.

Když se ještě na chvíli vrátíme k závislosti úhlu odklonu $\gamma=f(Rz)$ na obr. 5.1, můžeme v ní pozorovat, že se průběh nejméně liší mezi čistě kinematickým modelem Kin a poddajným modelem Elast+Flex All. Rozdíl mezi nimi roste se zvyšující se polohou kola, pro konstrukční polohu je tento rozdíl pouze $\Delta\gamma=0,093^\circ$, avšak v oblasti horního dorazu pro $Rz=100$ mm narůstá jejich rozdíl na hodnotu $\Delta\gamma=0,829^\circ$. Použitím poddajných těles v MBS modelu zavěšení se podařilo vůči experimentálním výsledkům zpřesnit i tuto odchylku. Výstup z modelu Elast+Flex All se blíží jednoznačně více experimentálně naměřeným hodnotám na levém kole.

Hodnoty základních průběhů $\delta=f(Rz)$ a $\gamma=f(Rz)$ získané simulacemi ze sestavených výpočtových modelů jsou porovnané vůči experimentálnímu měření (kap. 4.3) pomocí průměrné odchylky v tab. 5.1. Pro dané hladiny polohy kola Rz v celém jeho rozsahu jsou stanoveny odchylky hodnot geometrického parametru vždy konkrétního modelu od naměřených hodnot na levém a pravém kole. Následně je vypočten jejich aritmetický průměr. Největších průměrných odchylek od experimentu dosahuje kinematický model Kin. Zavedením deformačních charakteristik lůžek do elastokinematického modelu Elast bylo docíleno jejich výrazného snížení. Model Elast+Flex PR s poddajným podélným ramenem snižuje průměrnou odchylku průběhu úhlu sbíhavosti. Další snížení odchylek přineslo zapojení poddajného modelu nápravnice a těhlice. Zohlednění poddajnosti dolního příčného ramene průměrně zpřesňuje hodnoty úhlu sbíhavosti, ovšem průměrná odchylka úhlu odklonu vrostla. Absolutně nejnižších průměrných odchylek a to až 10x nižších ukazuje finální model Elast+Flex All, obsahující poddajný popis všech elementů. Výstupní hodnoty z tohoto modelu jsou tedy velmi přesné, s minimálními odchylkami od skutečně naměřených hodnot na reálném vzorku zavěšení.

Tab. 5.1: Průměrné odchylky úhlu sbíhavosti a úhlu odklonu z výpočtových modelů od experimentálního měření

Model víceprvkového zavěšení	Průměrné odchylky simulací od experimentu			
	Úhel sbíhavosti δ [°]		Úhel odklonu γ [°]	
	Levé kolo	Pravé kolo	Levé kolo	Pravé kolo
Kin	0,284	0,253	0,252	0,382
Elast	0,198	0,167	0,136	0,266
Elast+Flex PR V1	0,159	0,128	0,136	0,265
Elast+Flex PR V1+Flex NR V1	0,141	0,110	0,067	0,196
Elast+Flex PR V1+Flex DPR V1	-0,028	-0,059	0,169	0,298
Elast+Flex PR V1+Flex PT V1	0,150	0,119	0,128	0,258
Elast+Flex PR V1+Flex HPR V1	0,159	0,128	0,117	0,246
Elast+Flex PR V1+Flex NK V1	0,126	0,095	0,088	0,218
Elast+Flex All	0,017	-0,014	-0,004	0,125

Zkoumané základní MBS modely zavěšení můžeme vzájemně porovnat z hlediska přesnosti vypočtených výstupů v podobě základních charakteristik $\delta=f(Rz)$, $\gamma=f(Rz)$, náročnosti na jejich přípravu včetně poddajných modelů nosných prvků a výpočtového času simulací. Tyto parametry charakterizují jejich výhody a nevýhody, přehledně uspořádané v tab. 5.2. Nevýhodou jednodušších modelů Kin a Elast je nepřesnost jejich výstupů. Tyto modely na druhou stranu výhodně nabízí nízkou náročnost přípravy a krátký výpočtový čas. Použitím nosných prvků s poddajným popisem v MBS modelech se zvyšuje přesnost výsledků, ale zároveň roste i náročnost jejich přípravy daná především vytvořením CAD modelů nosných prvků, jejich výpočtových sítí a generováním modálně poddajných těles. Vynikající přesnost plně poddajného modelu Elast+Flex All je zákonitě vykoupena poměrně vysokou náročností jeho přípravy a vyšším výpočtovým časem při simulacích elastokinematiky.

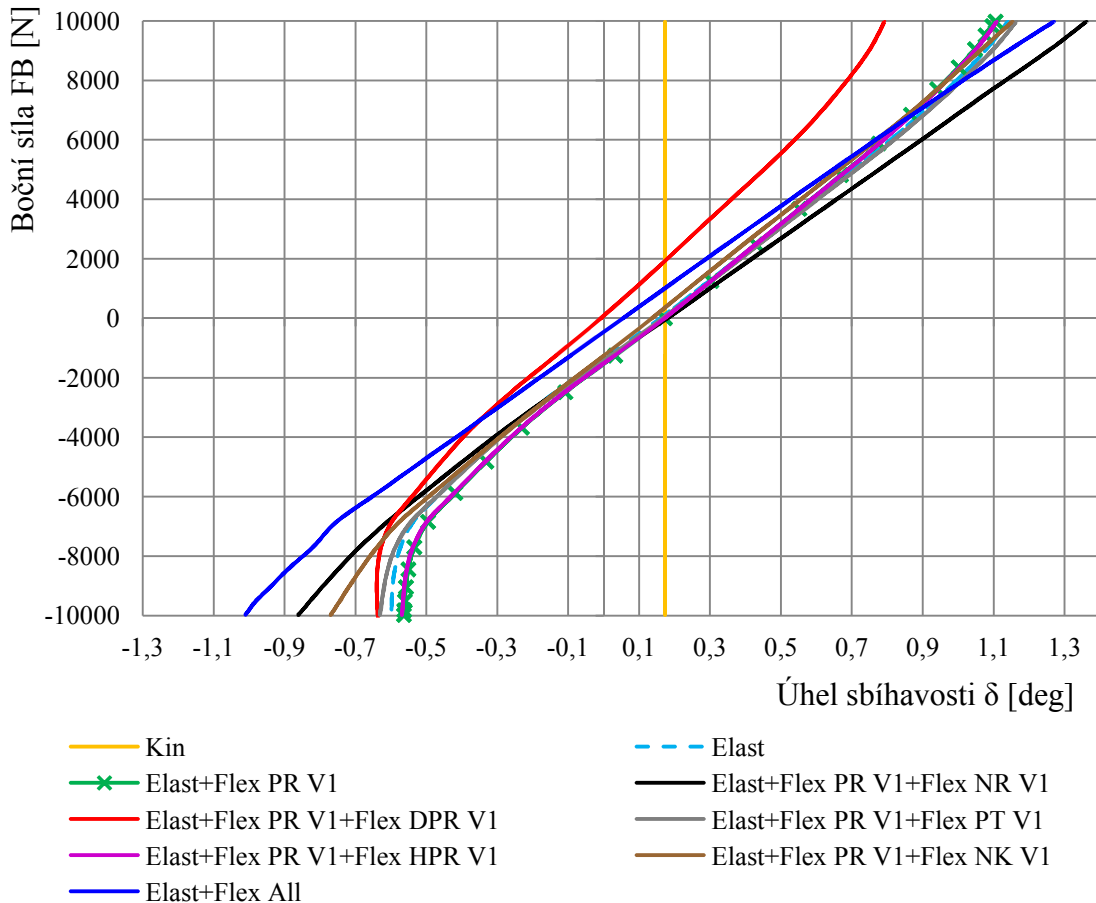
Tab. 5.2: Výhody a nevýhody výpočtových modelů víceprvkového zavěšení

Model víceprvkového zavěšení	Výhoda/nevýhoda		
	Přesnost výstupu	Náročnost přípravy	Výpočtový čas
Kin	☹☹☹	😊😊	😊😊
Elast	☹	😊	😊😊
Elast+Flex PR V1	😊	☹	☹
Elast+Flex PR V1+Flex NR V1	😊	☹☹	☹☹
Elast+Flex PR V1+Flex DPR V1	😊	☹☹	☹
Elast+Flex PR V1+Flex PT V1	😊	☹	☹
Elast+Flex PR V1+Flex HPR V1	😊	☹	☹
Elast+Flex PR V1+Flex NK V1	😊	☹☹	☹☹
Elast+Flex All	😊😊😊	☹☹☹	☹☹☹

Elastokinematické vlastnosti sestavených modelů zavěšení při působení boční síly FB ukazují průběhy úhlu sbíhavosti $\delta=f(FB)$ na obr. 5.3 a úhlu odklonu $\gamma=f(FB)$ na obr. 5.4.

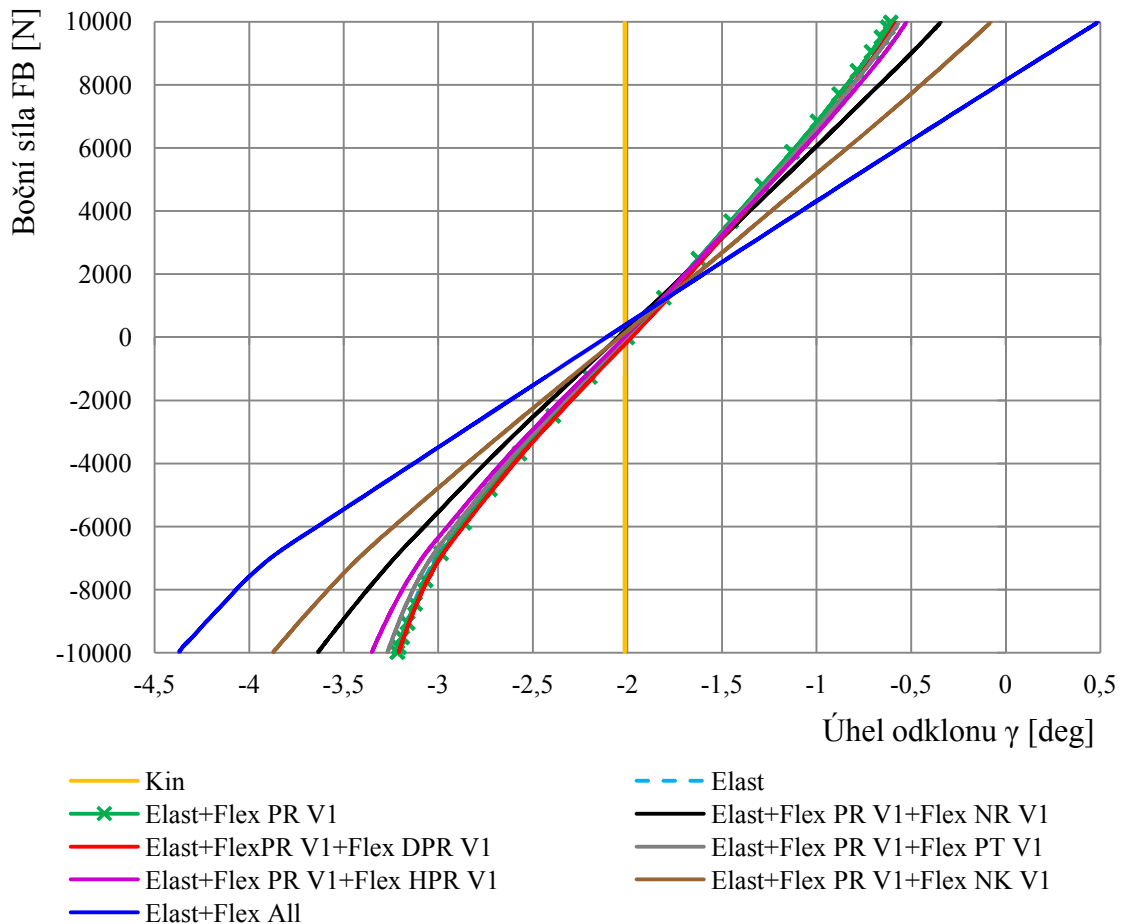
U kinematického modelu nemá samozřejmě silové zatížení na změnu geometrie zavěšení vliv a geometrické parametry kola zůstávají konstantní (žlutá svislice). Pro ostatní modely úhel sbíhavosti δ s klesající boční silou FB podle obr. 5.3 lineárně klesá až do hranice přibližně $FB=-6850$ N, kde se mění směrnice průběhu a nastupuje progresse vlivem nelineárních deformačních charakteristik lůžek. Tyto nelinearity se nejvíce projevují u modelu Elast s tuhými nosnými prvky, naopak nejméně u modelů Elast+Flex All a u Elast+Flex PR+Flex NR. V kladné části charakteristiky můžeme sledovat podobný projev. Od modelu Elast se nejvíce liší model se zohledněním

poddajnosti dolního příčného ramene (DPR) a model Elast+Flex All, jejichž průběhy jsou při $FB=0$ N posunuty o $\delta=0,17^\circ$ a $\delta=0,11^\circ$ k nižším hodnotám. Při zatížení zavěšení boční silou například $FB=4800$ N dostaneme hodnotu úhlu sbíhavosti u modelu Elast $\delta=0,68^\circ$, u plně poddajného modelu Elast+Flex je pak sbíhavost $\delta=0,62^\circ$. Důležitým bodem v této charakteristice je okamžik změny úhlu sbíhavosti z kladné oblasti do záporné, tedy vznik rozbíhavosti.



Obr. 5.3: Závislost $\delta=f(FB)$ pro modely víceprvkového zavěšení s poddajnými nosnými prvky

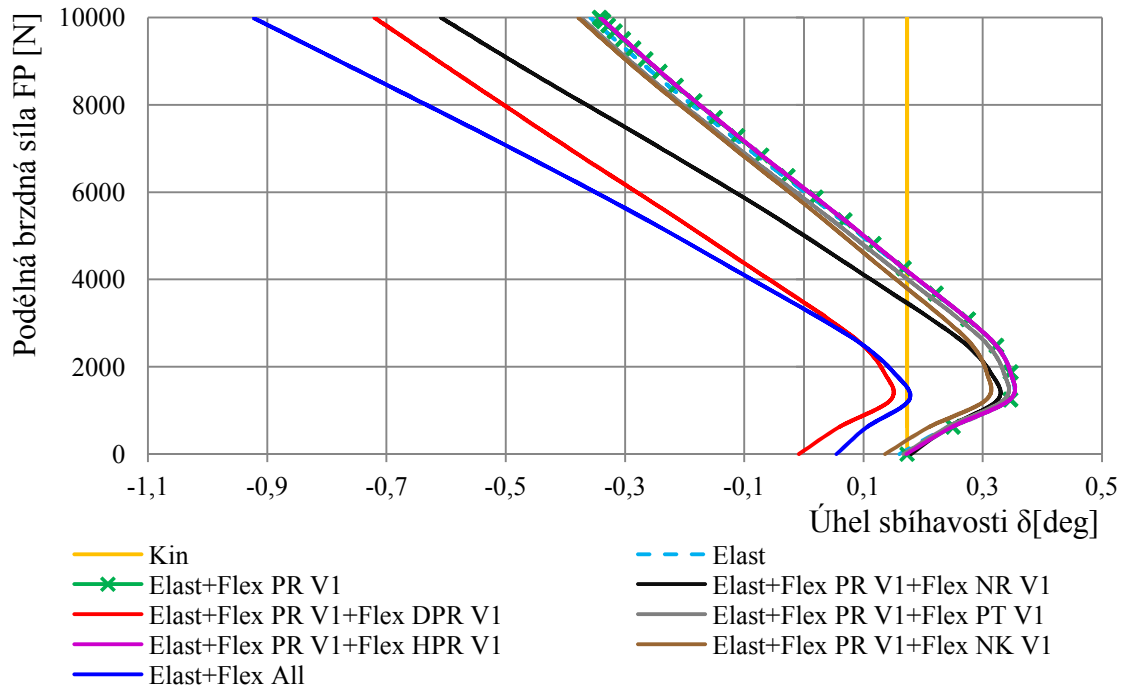
Úhel odklonu γ s rostoucí boční silou FB podle obr. 5.4 lineárně roste, pro zápornou oblast FB vzniká změna směrnice na hladině zatížení $FB=-6480$ N. Ukazuje se, že největší změny odklonu způsobuje poddajnost nápravnice, těhlice a model zohledňující poddajnost všech nosných dílů. Při síle $FB=4800$ N vznikne u modelu Elast s tuhými tělesy úhel odklonu $\gamma=-1,28^\circ$, zatímco u plně poddajného modelu Elast+Flex All $\gamma=-0,87^\circ$ a pro model s poddajnou nápravnicí $\gamma=-1,21^\circ$. Rozdílné hodnoty úhlu sbíhavosti a úhlu odklonu při $FB=0$ N u zkoumaných modelů jsou způsobeny působením pouze statické svislé síly FV , která je určena hmotností vozidla v konstrukční poloze.



Obr. 5.4: Závislost $\gamma=f(\text{FB})$ pro modely víceprvkového zavěšení s poddajnými nosnými prvky

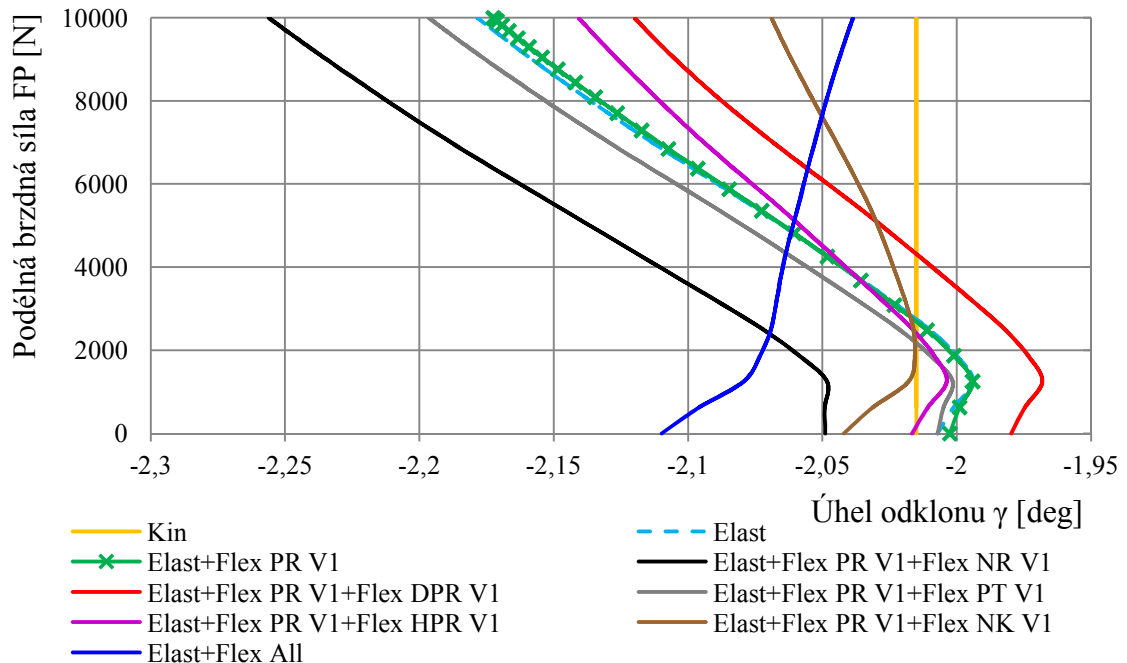
Vypočtené závislosti $\delta=f(\text{FP})$ na obr. 5.5 a $\gamma=f(\text{FP})$ na obr. 5.6 ukazují elastokinematické vlastnosti zavěšení tentokrát při působení podélné síly FP. Ta byla při zpracovávání výsledků omezena pouze na její kladné hodnoty, tj. brzdnu sílu, která je z pohledu hodnocení elastokinematických vlastností důležitější než síla hnací (záporné hodnoty podélné síly FP) vznikající při akceleraci.

Úhel sbíhavosti δ roste podle obr. 5.5 přibližně pro hodnotu $\text{FP} < 1225 \text{ N}$, po zlomu v tomto bodě daného zřejmě silně nelineárním chováním lůžka podélného ramene dále již lineárně klesá a mění se v rozbíhavost. Model s poddajným podélným ramenem (PR), horním příčným ramenem (HPR) a nosičem kola (NK) se v této závislosti chovají velmi podobně jako model Elast s tuhými nosnými komponenty. Model Elast+Flex PR+Flex DPR s poddajným podélným a dolním příčným ramenem a plně poddajný model Elast+Flex All dává ve výsledku pro $\text{FP}=4800 \text{ N}$ úhel sbíhavosti $\delta=-0,149^\circ$ a $\delta=-0,191^\circ$, naproti tomu pro model Elast s tuhými nosnými součástmi nebo pro Elast+Flex PR, v kterém je zohledněna jen poddajnost podélných ramen, je to výrazně vyšší hodnota $\delta=0,114^\circ$ a $\delta=0,119^\circ$. Model s poddajnou nápravnicí vykazuje pro $\text{FP}=4800 \text{ N}$ úhel sbíhavosti $\delta=0,021^\circ$.



Obr. 5.5: Závislost $\delta=f(FP)$ pro modely víceprvkového zavěšení s poddajnými nosnými prvky

Podle obr. 5.6 roste úhel odklonu γ s rostoucím zatížením až do hranice $FP=1255$ N, dále pro $FP>1255$ N u všech zkoumaných variant MBS modelů zavěšení lineárně klesá. To neplatí pro model Elast+Flex All zohledňující poddajnost všech prvků, u kterého úhel odklonu pro oblast působení brzdné síly FP větší než 1255 N lineárně roste, v porovnání s oblastí do 1255 N mírněji.



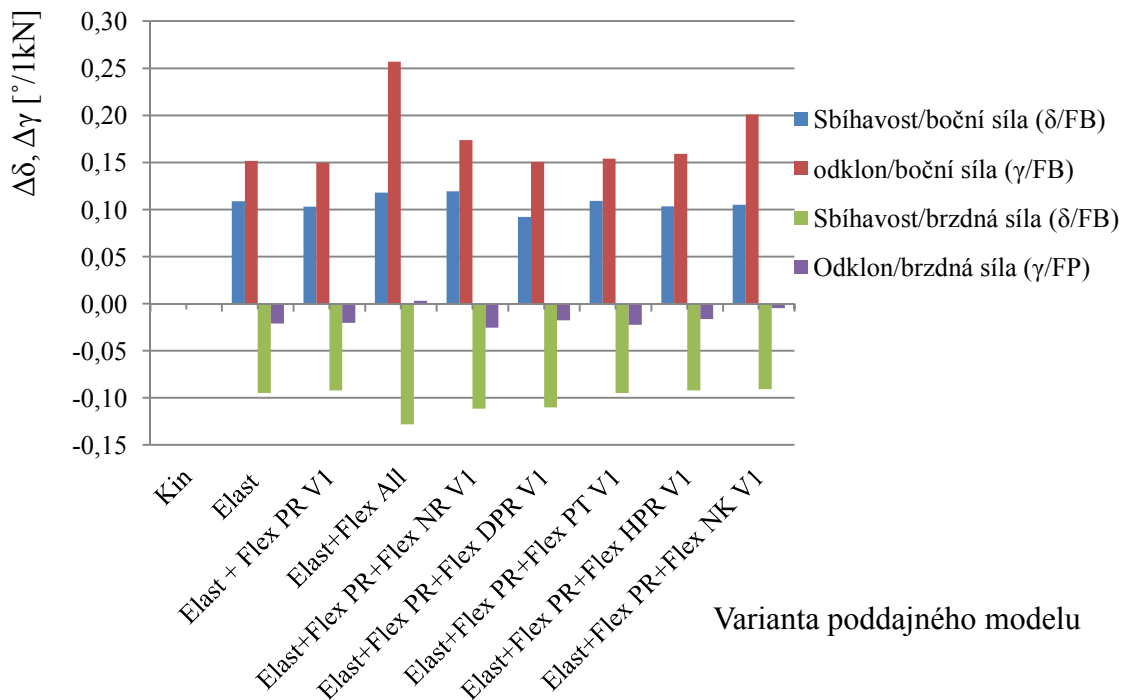
Obr. 5.6: Závislost $\gamma=f(FP)$ pro modely víceprvkového zavěšení s poddajnými nosnými prvky

Zohlednění poddajnosti těhlice v modelu Elast+Flex PR+Flex NK způsobuje pozvolnější charakteristiku oproti modelům s poddajnými rameny a modelu Elast s tuhými nosnými prvky. Největší odchylky při působení $FP=4800$ N od modelu Elast ($\gamma=-2,06^\circ$) vznikají zohledněním poddajnosti nápravnice v modelu Elast+Flex PR+Flex NR dávající úhel odklonu $\gamma=-2,13^\circ$.

V uváděných charakteristikách $\gamma=f(FP)$ a $\delta=f(FP)$ se rovněž při $FP=0$ N pro jednotlivé modely projevuje vliv zatížení zavěšení pouze od vertikální síly FV .

Zohledněním poddajnosti nosných prvků nezávislého zavěšení vznikají tedy značné odchylky modelu Elast, který obsahuje poddajná lůžka a tuhé prvky, jak při působení boční síly, tak i při zatížení zavěšení nápravy podélnou brzdou silou.

Na obr. 5.7 jsou porovnané výpočtové varianty modelů zavěšení z hlediska změn geometrických parametrů v lineárním úseku již uváděných elastokinematických charakteristik vztažené na změnu zatížení o $\Delta FB=1$ kN resp. $\Delta FP=1$ kN, které byly vypočteny při analýze získaných závislostí ze simulací v systému Hyperworks. V podstatě nám podobně jako směrnice tečny popisují strmost daného průběhu. Navíc znaménko změny nám ukazuje nárůst resp. pokles daného parametru při zvyšující se zátěžné síle.



Obr. 5.7: Změna úhlu sbíhavosti δ a odklonu γ při působení boční síly FB a brzdné síly FP

Největších změn při působení boční síly FB dosahuje úhel odklonu $\Delta\gamma=0,257^\circ/1$ kN u modelu Elast+Flex All, což činí rozdíl 70,2% oproti modelu Elast.

Největší změna sbíhavosti $\Delta\delta=0,119$ °/1 kN vzniká u modelu se zohledněním poddajnosti podélného ramene a nápravnice Elast+Flex PR+Flex NR. Při zatížení zavěšení podélnou brzdou silou FP vykazuje největší změnu sbíhavosti $\Delta\delta=-0,128$ °/1 kN model Elast+Flex All, který se současně vyznačuje nejmenší změnou úhlu odklonu $\Delta\gamma=0,003$ °/1 kN. Největší změna odklonu $\Delta\gamma=-0,025$ °/1 kN byla zjištěna stejně jako při zatížení silou FB v bočním směru u modelu Elast+Flex PR+Flex NR, který obsahuje poddajný model nápravnice V1. Velký rozdíl mezi změnou úhlu odklonu vznikl při zohlednění nosiče kola v modelu Elast+Flex PR+Flex NK vůči modelu Elast+Flex PR, kde vystupují pouze poddajná podélná ramena a lůžka, ale těhlice je ideálně tuhá. Změna odklonu v modelu s poddajným nosičem kola při působení boční síly vzniká $\Delta\gamma=0,201$ °/1 kN, zatímco u modelu s tuhou těhlicí $\Delta\gamma=0,149$ °/1 kN. Rozdíl změn geometrických parametrů v dalších zátěžných režimech už není tak markantní.

Dále se všeobecně ukázalo, že u zkoumaného typu nezávislého víceprvkového zavěšení se nejvíce mění úhel odklonu kola při působení boční síly. Nejmenší hodnota změn byla zjištěna také u odklonu, ale pro případ zatížení podélnou brzdou silou.

5.2 Vliv konstrukčních variant poddajných nosných prvků

V této kapitole mé práce budou podrobně popsány elastokinematické vlivy různých výpočtových variant poddajných modelů nosných prvků. Uvedené poznatky jsou komentované pro specifikaci konstrukčních a materiálových variant nosných prvků zavěšení z kapitoly 4.6. Vstupem do citlivostní analýzy byly nově vytvořené MBS modely zavěšení (kap. 4.5.4), odvozené ze základních modelů, v kterých byly základní varianty V1 poddajných těles nosných prvků nahrazeny svými alternativními. V grafických závislostech je informativně pro porovnání ponechán i model s tuhou reprezentací zkoumaného nosného elementu zavěšení.

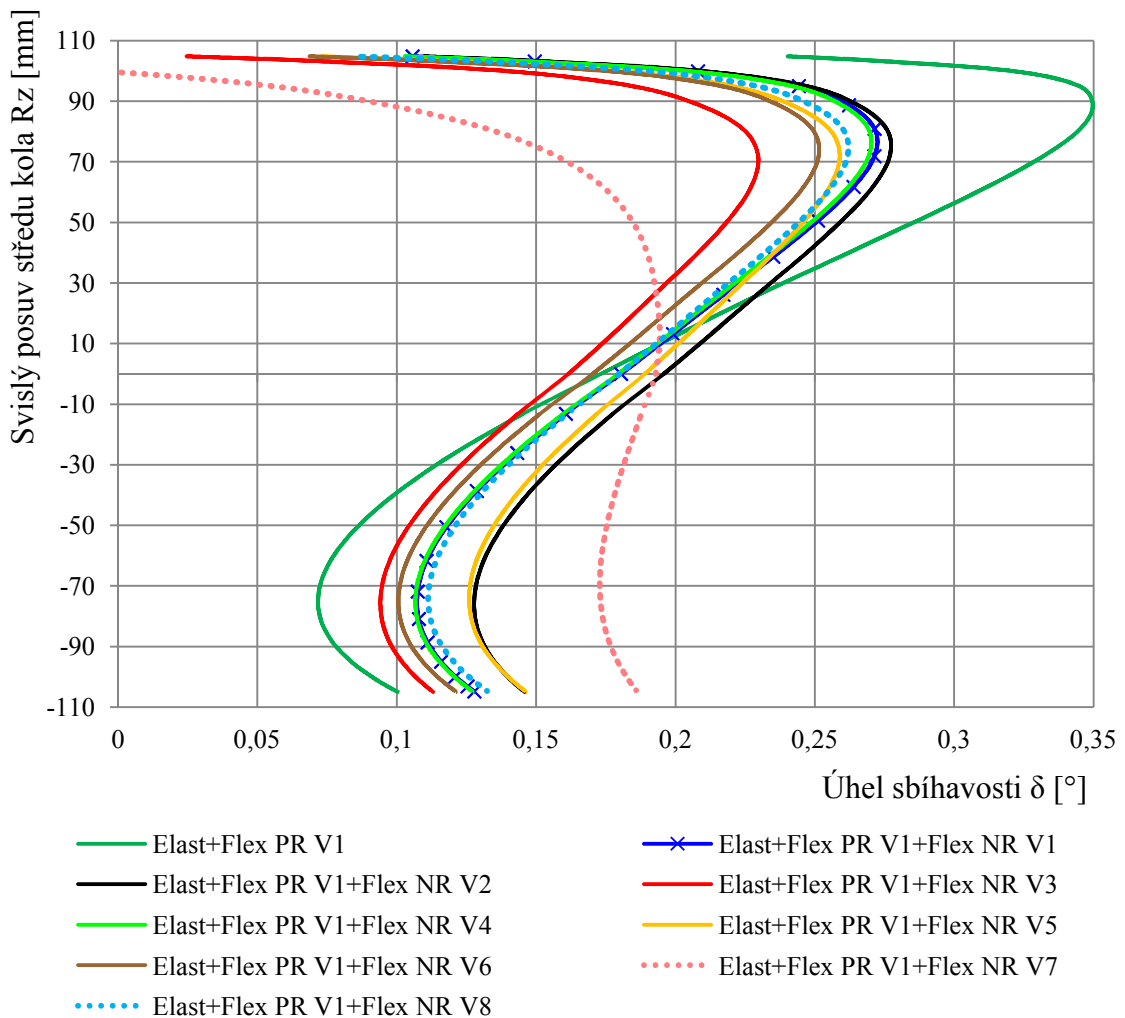
5.2.1 Nápravnice

Na nápravnici je vytvořeno mnoho kinematických bodů nejen pro uchycení ramen, ale i kompletní nápravy do karosérie vozidla. Poddajnost nápravnice daná konstrukčními variantami a materiálem (tab. 4.9) může velmi výrazně ovlivňovat elastokinematické charakteristiky zavěšení. Na obr. 5.8 je ukázaná vypočtená závislost úhlu sbíhavosti při svislém pohybu kola, v které je možno pozorovat vliv zkoumaných konstrukčních variant V1-V8 modelu nápravnice.

Poddajnost nápravnice ovlivňuje především sklon lineární části průběhů sbíhavosti, některé varianty způsobují zároveň i posun charakteristiky. Směrnice tečny se oproti základní variantě V1 liší nejvíce hodnotou 5,06 zjištěnou pro variantu V7 (materiálová alternativa AlSi7Mg). Tato varianta tak ukázala téměř konstantní úhel sbíhavosti pro záporné hodnoty svislého pohybu kola Rz. Pro další varianty V5 se

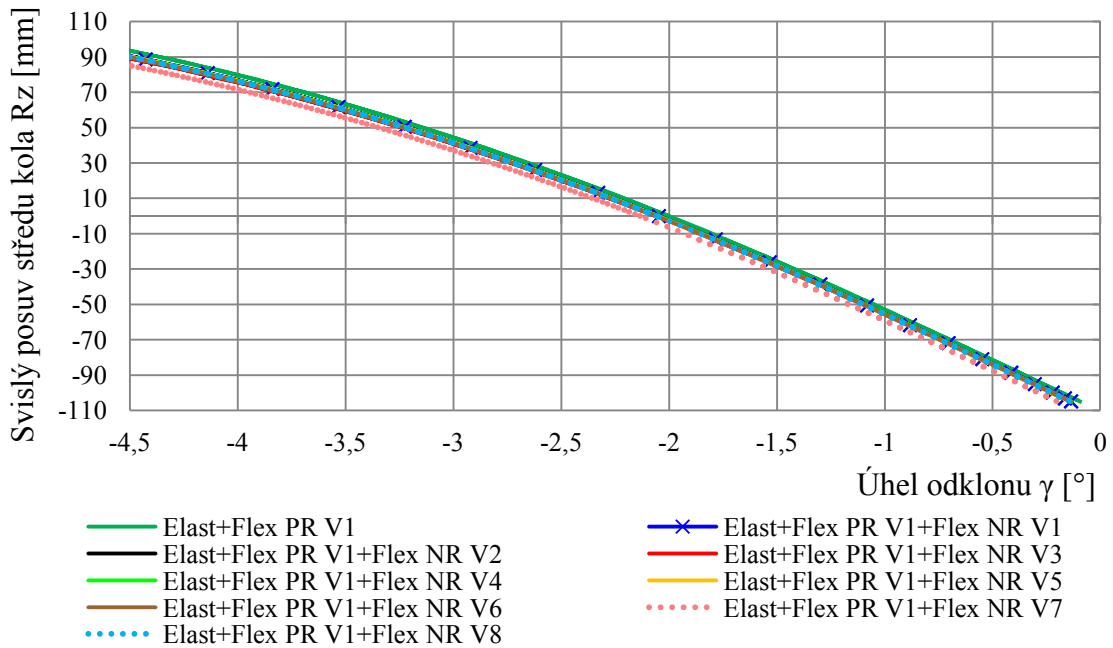
zeslabenou podélnou trubkou a V8 (zesílené komponenty nápravnice z materiálu AlSi7Mg) je pak směrnice 0,83 a 0,75. Konstrukční varianta V6 (slabší příčná trubka) z ocele a V8 mají velmi podobný průběh sbíhavosti v celém rozsahu Rz jako výchozí varianta V1 reálného zavěšení, ovšem varianta V8 přináší navíc velmi zajímavou hmotnostní úsporu 4,69 kg.

Oproti reálné nápravnici ovlivňují nejvíce ze všech variant z oceli průběh sbíhavosti zřejmě dvě provedení. Je to nižší tloušťka konzoly pro uchycení dolního příčného ramene ve variantě V2 a varianta V3 se slabším provedením zadního příčnicku. Největší globální odlišnosti oproti skutečné variantě V1 jsou patrné u varianty V7, pro polohu kola Rz=80 mm činí rozdíl $\Delta\delta=0,14^\circ$.



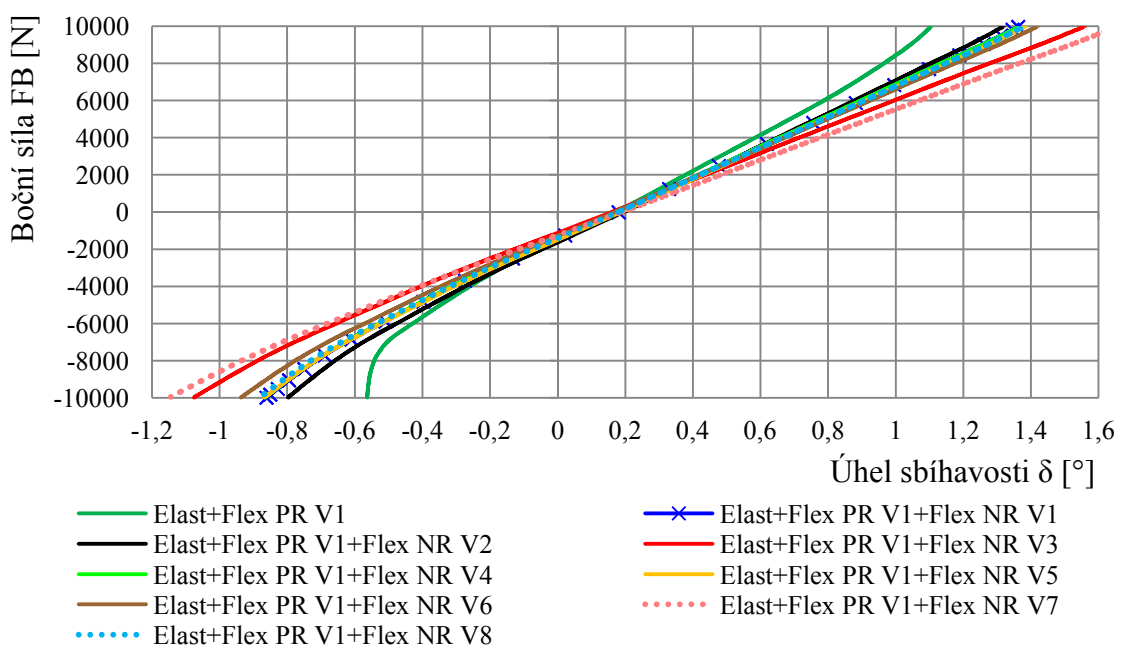
Obr. 5.8: Závislost $\delta=f(Rz)$ pro varianty V1-V8 poddajného modelu nápravnice

Vypočtený průběh úhlu odklonu při pohybu kola (obr. 5.9) je ovlivněn různými variantami poddajného modelu nápravnice jen velmi minimálně. Nejvíce se od základní varianty nápravnice V1 liší opět varianta V7 s materiálem AlSi7Mg, pro kterou je hodnota úhlu odklonu v KL o $0,09^\circ$ větší.



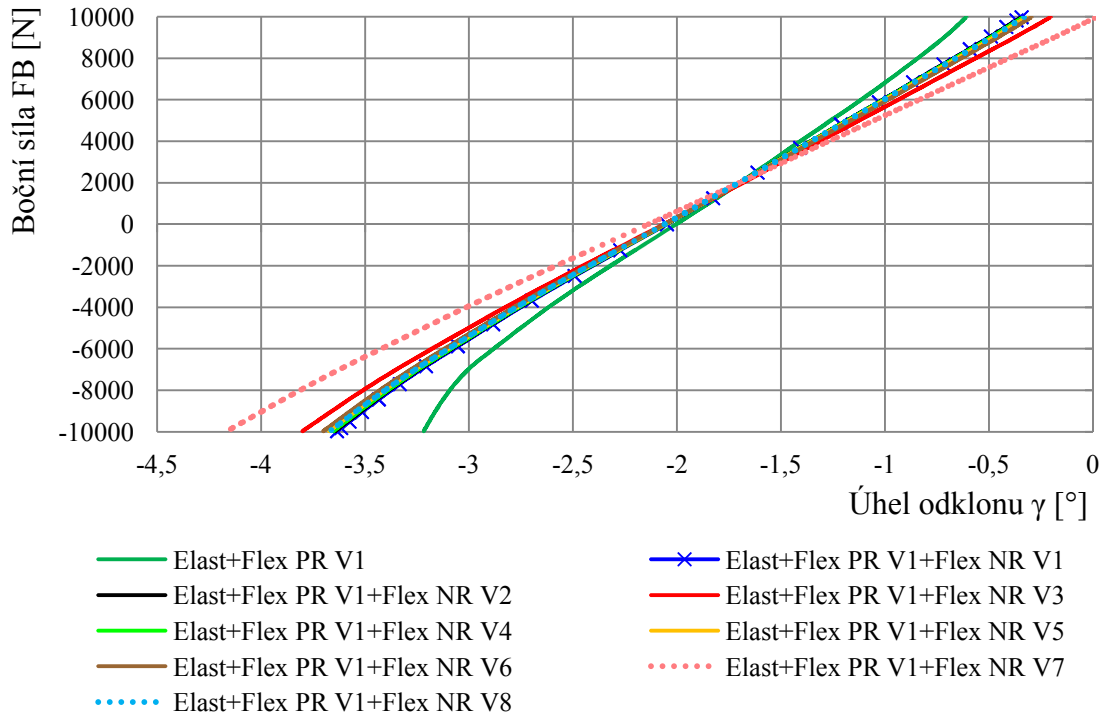
Obr. 5.9: Závislost $\gamma=f(Rz)$ pro varianty V1-V8 poddajného modelu nápravnice

Vliv definovaných konstrukčních variant poddajného modelu nápravnice na geometrické parametry zavěšení při zatížení boční silou FB ukazují závislosti $\delta=f(FB)$ na obr. 5.10 a $\gamma=f(FB)$ na obr. 5.11. V tomto zátěžném režimu ovlivňují varianty nápravnice změnu úhlu sbíhavosti i odklonu. Nejnižší změna sbíhavosti $\Delta\delta=0,114$ °/1 kN byla zjištěna pro nápravnici V2, která má zmenšenou tloušťku konzoly pro montáž HPR oproti reálnému provedení V1. Největší vliv na změnu sbíhavosti byl zjištěn u varianty V7 (AlSi7Mg), která ukazuje $\Delta\delta=0,146$ °/1 kN a následně pak $\Delta\delta=0,138$ °/1 kN u varianty V3, která vznikla použitím zadního příčnicku o tloušťce plechu 2 mm.

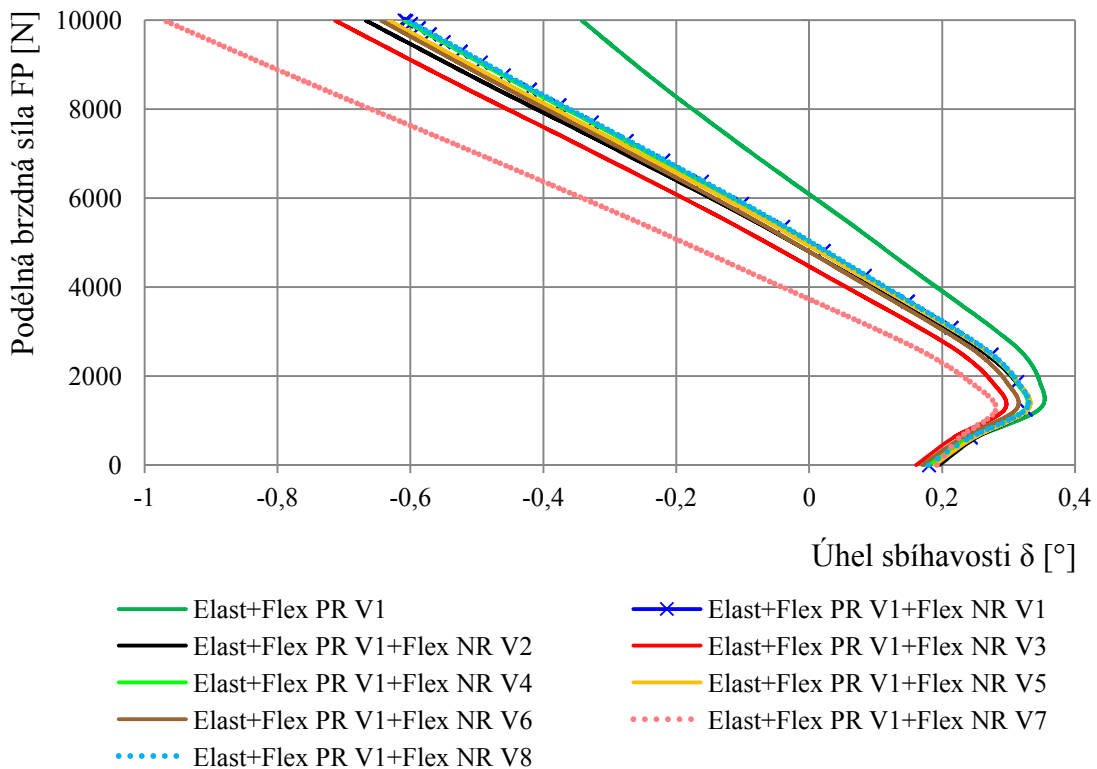


Obr. 5.10: Závislost $\delta=f(FB)$ pro varianty V1-V8 poddajného modelu nápravnice

Z obr. 5.11 je zřejmé, že největší změna úhlu odklonu při působení boční síly vzniká jednoznačně u modelu V7, kde dosahuje hodnoty $\Delta\gamma=0,217$ °/1 kN. Ostatní konstrukční varianty zde v podstatě ukazují stejné výsledky a od základního provedení nápravnice se odlišují minimálně.



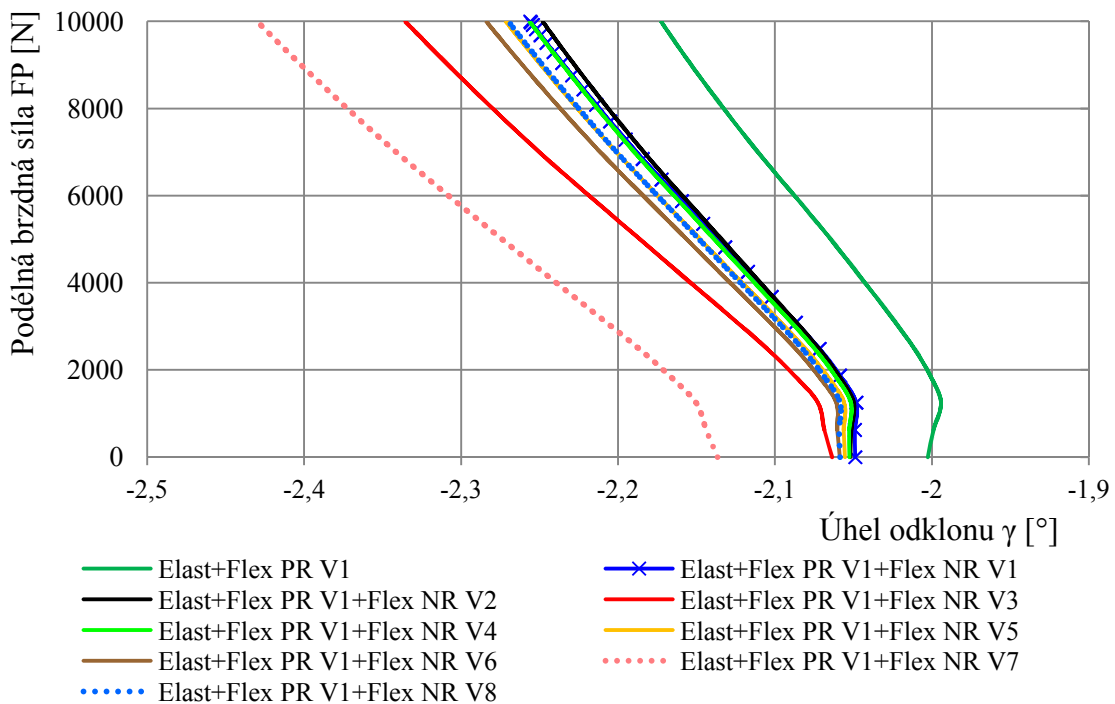
Obr. 5.11: Závislost $\gamma=f(\text{FB})$ pro varianty V1-V8 poddajného modelu nápravnice



Obr. 5.12: Závislost $\delta=f(\text{FP})$ pro varianty V1-V8 poddajného modelu nápravnice

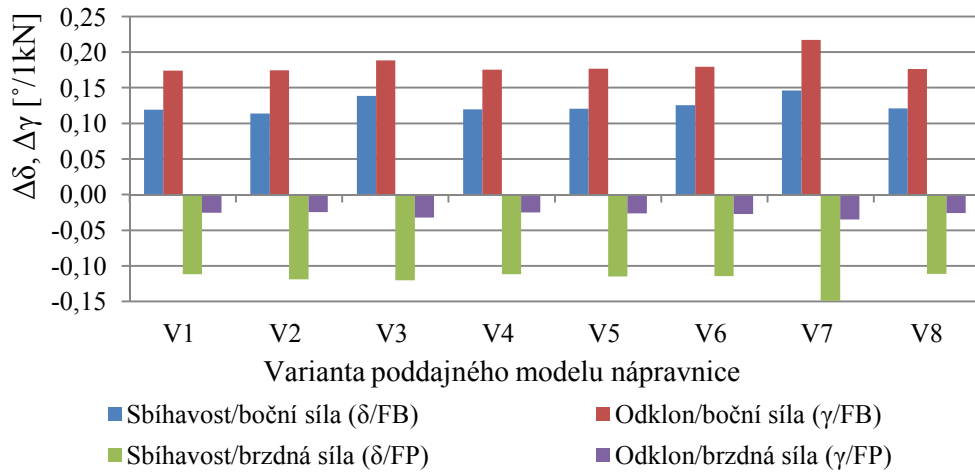
Průběh úhlu sbíhavosti při působení podélné brzdné síly na zavěšení je zobrazen na obr. 5.12. Statické radiální zatížení, které na zavěšení působí při $FP=0$ N ovlivňuje u daných modelů nápravnic úhel sbíhavosti jen velmi málo. Největší změna úhlu sbíhavosti v lineárním úseku $\Delta\delta=-0,149$ °/1 kN je dosažena opět u varianty V7, při působení $FP=4800$ N lze odečíst úhel sbíhavosti $\delta=-0,162$ °. Na kole při tomto zatížení vzniká tedy už rozbíhavost. V pořadí druhý případ, který ukazuje největší vliv je varianta V3 se změnou $\Delta\delta=-0,120$ °/1 kN.

Závislosti na obr. 5.13 ukazují, že největší změna úhlu odklonu při působení podélné brzdné síly vzniká mimo materiálové varianty V7 u modelu zavěšení s nápravnicí V3, při vnesení brzdné síly $FB=4800$ N se na kole nastaví odklon $\gamma=-2,180$ °.



Obr. 5.13: Závislost $\gamma=f(FP)$ pro varianty V1-V8 poddajného modelu nápravnice

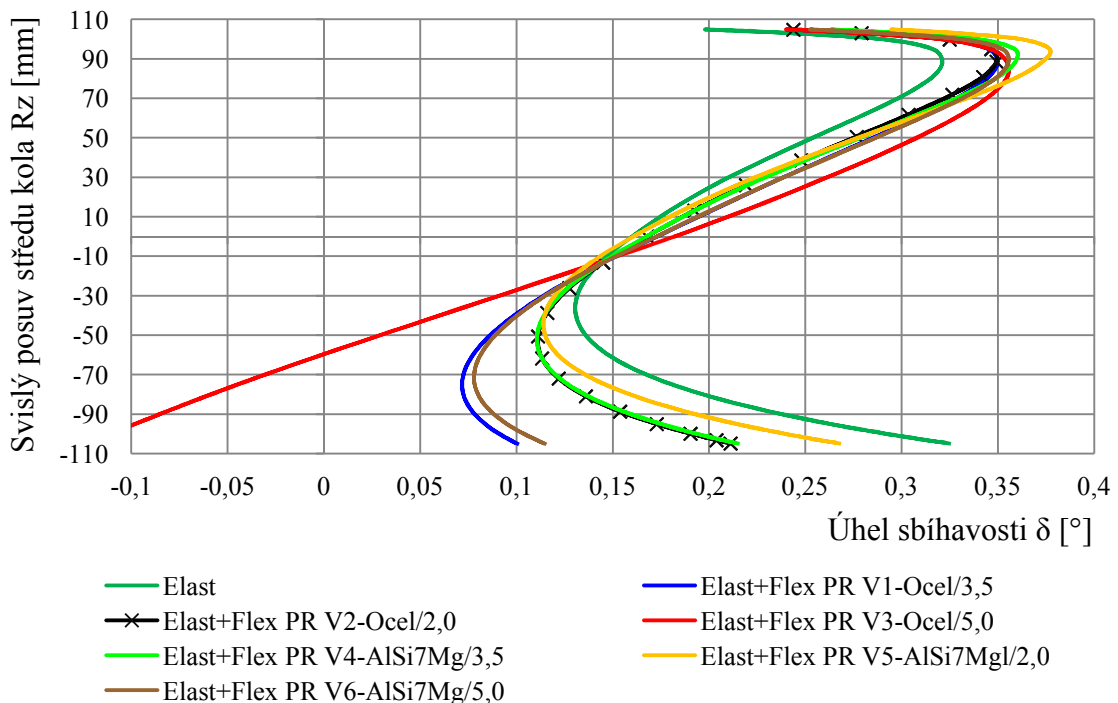
Na obr. 5.14 jsou přehledně shrnuty lineární změny úhlu odklonu a úhlu sbíhavosti při působení boční a brzdné síly všech výpočtových variant poddajného modelu nápravnice. Největších změn geometrických parametrů v obou režimech zatížení dosahuje model V7, který vznikl jako materiálová alternativa beze změny tloušťek komponentů nápravnice vzhledem k základnímu modelu V1. Zřejmě potřebné vyztužení nápravnice v podobě dvojnásobně zvětšených tloušťek plechů ve variantě V8 ukazuje takřka stejné elastokinematické chování jako základní skutečná varianta V1. Ovšem provedení V8 přináší hmotnostní úsporu. Velký vliv na změny má rovněž modifikovaná tloušťka plechu konzoly pro uchycení ramene 3 ve variantě V3, až poté tloušťka příčné trubky varianty V6. Naopak minimální vliv má varianta V2 s modifikovanou tloušťkou zadního příčnicku s hmotnostní úsporou 0,44 kg.



Obr. 5.14: Změny geometrických parametrů při silovém zatížení

5.2.2 Podélné rameno

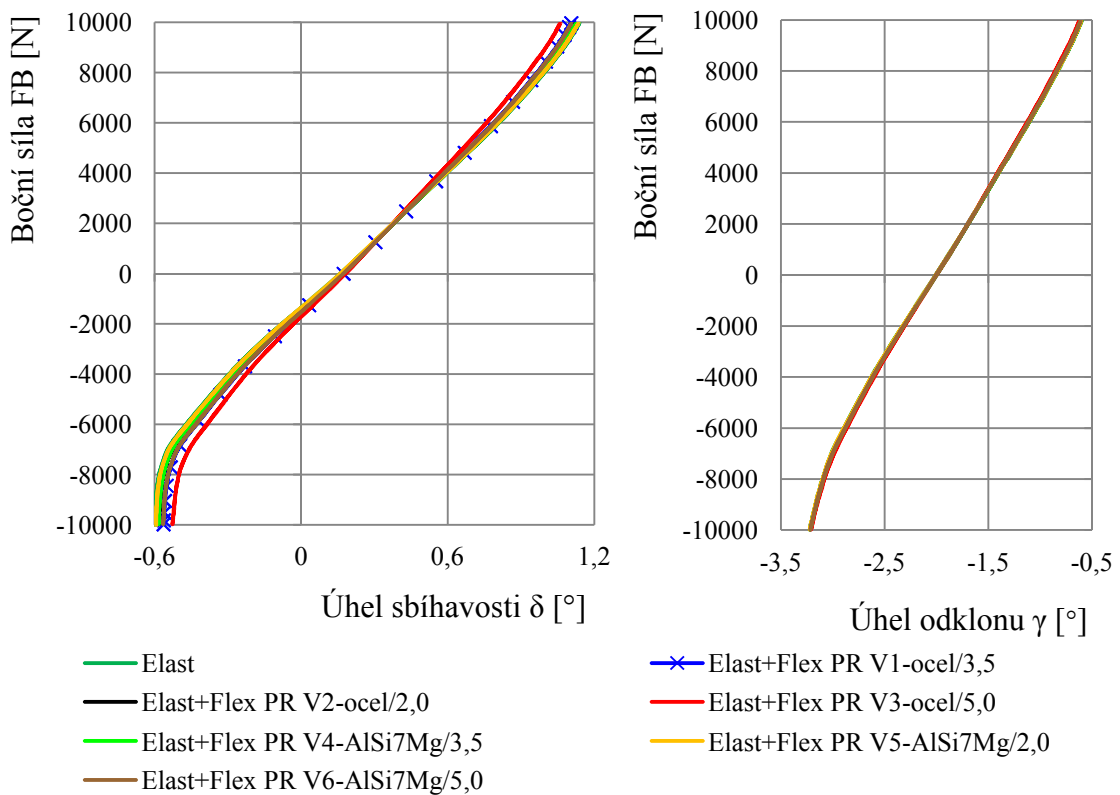
Jak již bylo podrobně v kap. 4.1 popsáno, podélné rameno (PR) zkoumaného typu zavěšení musí vykazovat určitou poddajnost, aby byl mechanismus zavěšení vůbec kinematicky funkční. Nyní jsou zde uvedeny výsledky simulací, které ukazují jaký má různá poddajnost tohoto ramene daná kombinací materiálu a tloušťky plechu vliv na elastokinematiku zavěšení. Na obr. 5.15 je uveden průběh úhlu sbíhavosti v závislosti na pohybu kola pro jednotlivé výpočtové varianty podélného ramene.

Obr. 5.15: Závislost $\delta=f(R_z)$ pro varianty V1-V6 podélného ramene

Všechny výpočtové varianty podélného ramene kromě provedení V3 (materiál ocel, tloušťka plechu 5,0 mm) mají obecně velmi podobný tvar průběhu jako skutečná varianta V1. Podélné rameno V3, které má svůj specifický průběh, se od ostatních

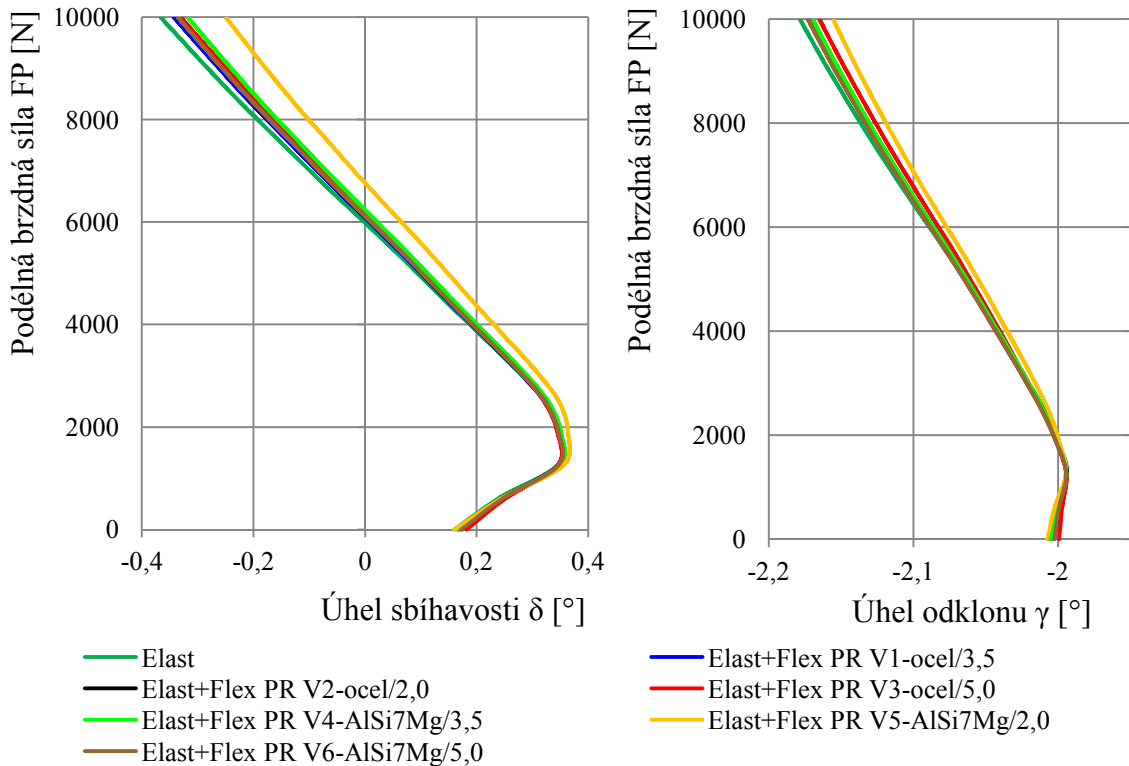
variant značně liší. Varianty ramene V1, V2 a V4-V6 se chovají zcela shodně, když se střed kola pohybuje v rozmezí od 0 mm do hodnoty přibližně 70 mm. Rameno V3 se od nich ale už také v této oblasti liší. Nicméně daleko větších odchylek si můžeme u varianty V3 všimnout při záporných hodnotách pohybu kola, kde vysoká tuhost tohoto ramene způsobuje další lineární pokles úhlu sbíhavosti, až se při $Rz=-59,3$ mm mění v rozbíhavost. Poddajností ramen můžeme tedy ovlivnit především tvar průběhu sbíhavosti pro záporná Rz . Varianta V1 dovoluje v poloze $Rz=-70$ mm zavěšení nastavit úhel sbíhavosti $\delta=0,072^\circ$, zatímco pro rameno V5 zřejmě s největší poddajností vzniká přibližně dvojnásobná sbíhavost $\delta=0,139^\circ$. Varianta V6 se celým svým průběhem velmi podobá základní variantě V1, stejnou podobnost můžeme pozorovat pro varianty V4 a V2. Naopak bylo touto citlivostní analýzou zjištěno, že konstrukční varianty nijak neovlivňují průběh úhlu odklonu kola při jeho pohybu.

Jak je patrné z vypočtených elastokinematických charakteristik na obr. 5.16 při působení boční síly FB, výpočtové varianty V1-V6 podélného ramene neovlivňují průběh úhlu odklonu γ . Projevují se pouze v závislosti úhlu sbíhavosti δ a to ještě nijak zásadním způsobem. Nejnižších změn sbíhavosti bylo dosaženo u varianty podélného ramene V3, vyrobeného z ocelového plechu tloušťky 5,0 mm. Zato rameno v provedení AlSi7Mg s tloušťkou 2,0 mm dovoluje největší změnu úhlu sbíhavosti. Rozdíly mezi nimi jsou patrné až pro vyšší hodnoty boční síly.



Obr. 5.16: Závislost $\delta=f(FB)$ -vlevo a $\gamma=f(FB)$ -vpravo pro varianty V1-V6 poddajného modelu podélného ramene

Vliv tuhosti podélného ramene na průběh úhlu sbíhavosti při působení brzdné síly FP můžeme sledovat na obr. 5.17 vlevo. Pro vyšší hodnoty síly, kde sbíhavost klesá s rostoucím zatížením lineárně, varianty podélného ramene s vyšší poddajností vykazují větší úhel sbíhavosti. Nejvíce se od základní varianty V1 odchyluje varianta ramene V5, vyrobená z plechu AlSi7Mg o tloušťce 2,0 mm. Na hladině brzdné síly $FP=4800$ N vzniká mezi variantami V1 a V5 rozdíl $\Delta\delta=0,047^\circ$.

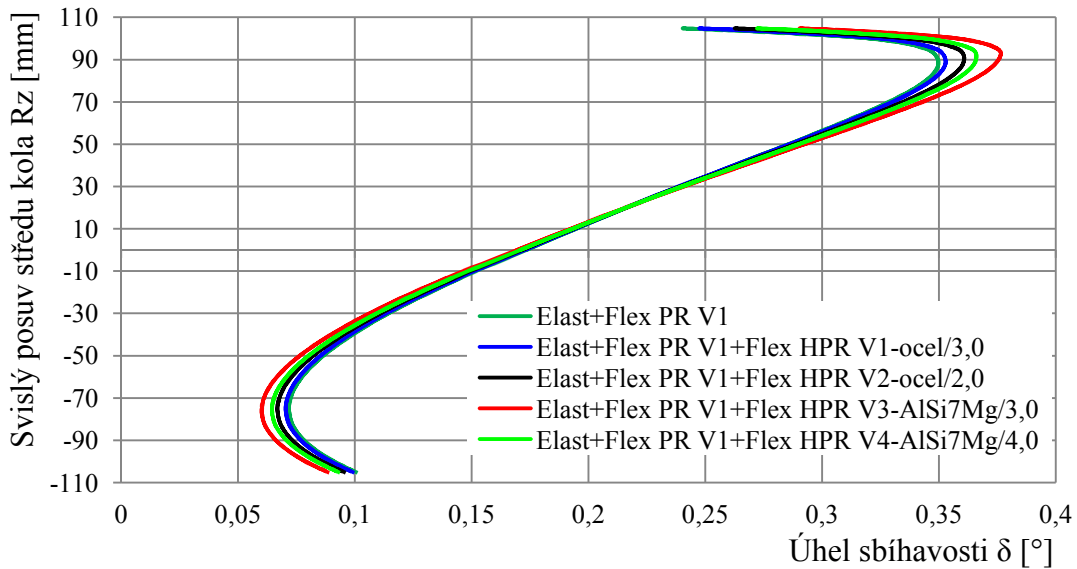


Obr. 5.17: Závislost $\delta=f(FP)$ -vlevo a $\gamma=f(FP)$ -vpravo pro varianty V1-V6 poddajného modelu podélného ramene

Na obr. 5.17 vpravo, na kterém je uvedena vypočtená závislost úhlu odklonu při působení brzdné síly vidíme, že varianta ramene V6 s největší poddajností naopak dovoluje, aby na víceprvkovém systému zavěšení vznikl nejmenší úhel odklonu.

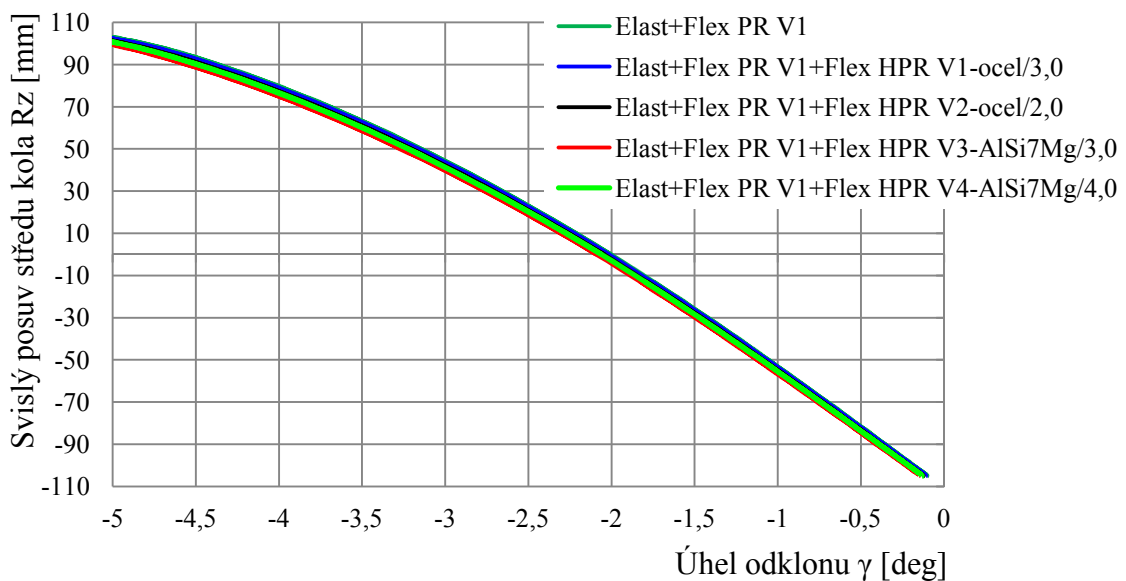
5.2.3 Horní příčné rameno

Vypočtený průběh úhlu sbíhavosti při pohybu kola pro různé varianty modelu horního příčného ramene zavěšení ukazuje obr. 5.18. Poddajnost tohoto ramene ovlivňuje znatelnějším způsobem průběh sbíhavosti pouze v oblastech okolo horního a dolního dorazu. Nejvíce se zde od základní varianty V1 (ocel/3,0 mm) odlišuje varianta V3 (AlSi7Mg/3,0 mm). Když se kolo nachází v poloze $Rz=80$ mm, vzniká na zavěšení s horním ramenem V1 úhel sbíhavosti $\delta=0,348^\circ$, při použití ramene V3 dostáváme $\delta=0,365^\circ$. V lineární oblasti je průběh sbíhavosti danými variantami horního ramene neovlivněn.



Obr. 5.18: Závislost $\delta=f(R_z)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu horního ramene

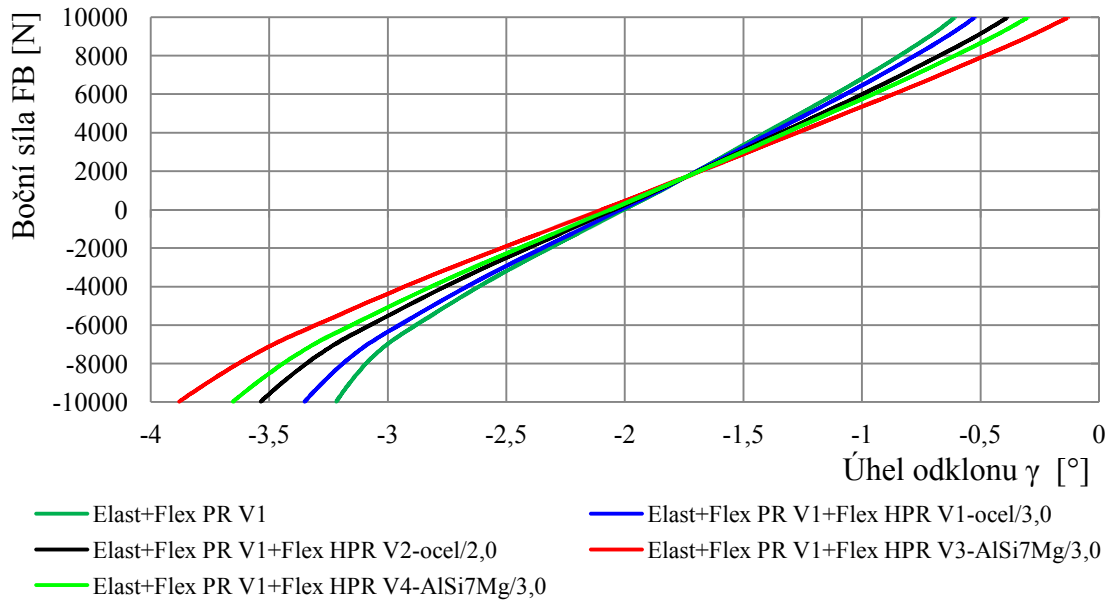
Vliv výpočtových variant horního ramene byl zjištěn i u průběhu úhlu odklonu, jak dokazuje jeho závislost na pohybu kola dle obr. 5.19. Rozdíly mezi základním provedením V1 a ostatními variantami rostou se zvyšující se hodnotou polohy kola R_z . Největší rozdíly tak vznikají v oblasti horního dorazu, varianta V3 se pro $R_z=100$ mm liší od základní varianty V1 rozdílem úhlu odklonu $\Delta\gamma=0,205$ °.



Obr. 5.19: Závislost $\gamma=f(R_z)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu horního ramene

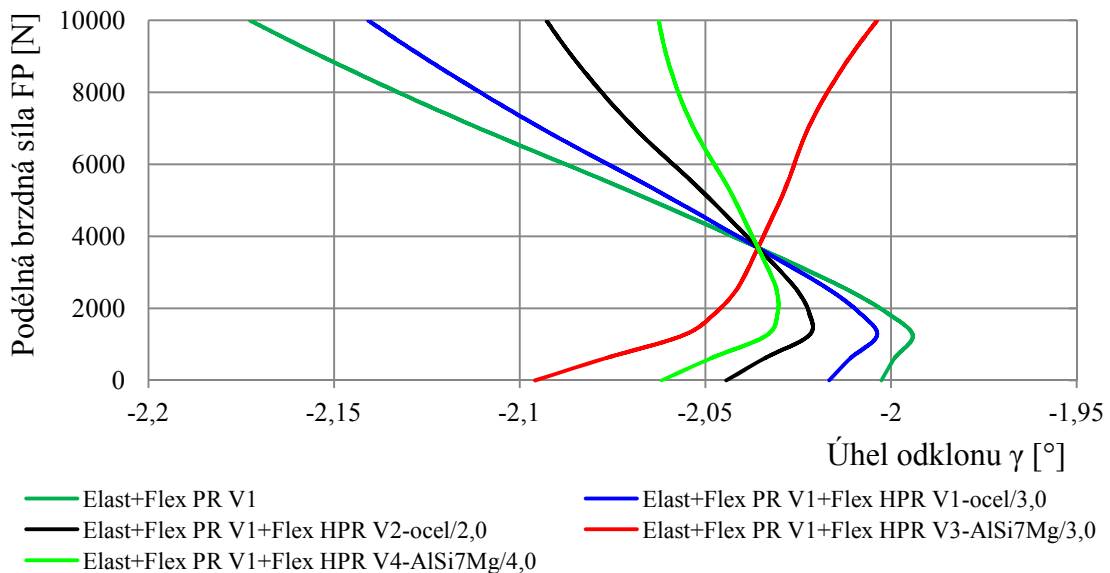
Zatížení zavěšení boční silou FB nezpůsobuje výrazné odchylky úhlu sbíhavosti pro zkoumané varianty horního příčného ramene. Ale toto zatížení vyvolává výrazné změny průběhu úhlu odklonu v charakteristice $\gamma=f(FB)$, která je uvedena pro jeho varianty V1-V4 na obr. 5.20. Poddajnost ramene ovlivňuje velikost lineární změny úhlu odklonu se zatížením, tedy sklon závislosti. Největší změnu vykazuje rameno V3 a sice hodnotu $\Delta\gamma=0,206$ °/1 kN. Pro něho můžeme při působení boční síly $FB=4800$ N

odečíst hodnotu odklonu $\gamma = -1,107^\circ$, u základní varianty ramene je to nižší odklon $\gamma = -1,253^\circ$.



Obr. 5.20: Závislost $\gamma = f(FB)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu horního příčného ramene

V režimu zatížení podélnou brzdou silou FP je změna úhlu sbíhavosti jako v předešlém případě zatížení uvažovanými variantami neovlivněna, charakteristika se pro alternativní varianty nijak neodlišuje od průběhu pro V1, uvedeného na obr. 5.5 v kapitole 5.1.



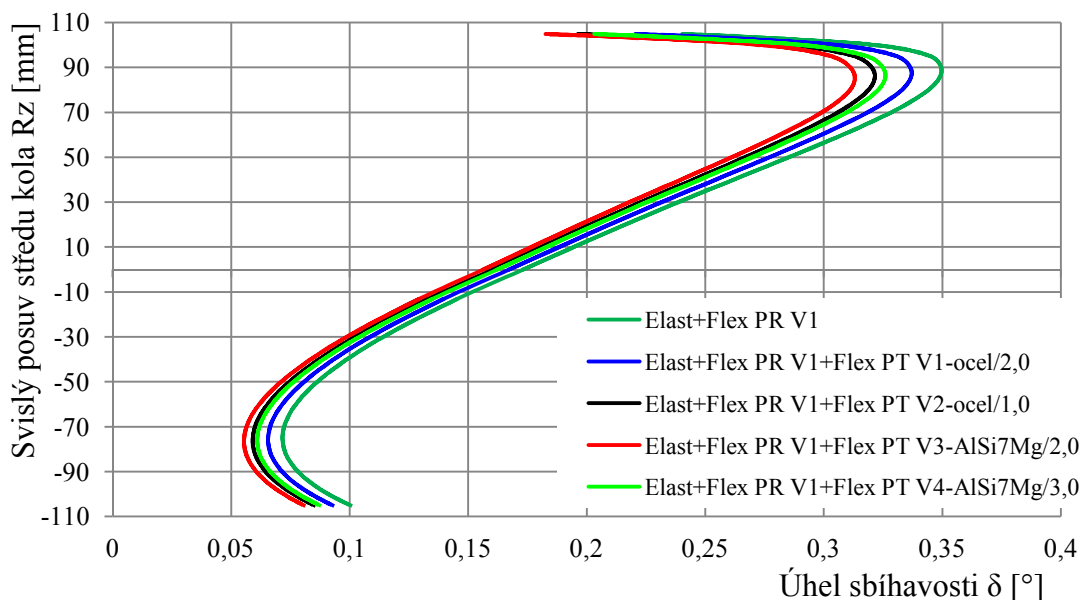
Obr. 5.21: Závislost $\gamma = f(FP)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu horního příčného ramene

Jednotlivé varianty horního příčného ramene ovlivňují ovšem při zatížení brzdou silou velmi výrazným způsobem průběh odklonu. Příslušná elastokinematická

charakteristika $\gamma=f(FP)$, ukazující tento poznatek, je na obr. 5.21. Poddajnost ramene ovlivňuje po zlomovém bodu na hladině $FP=1253$ N velikost změny úhlu odklonu v lineárním úseku průběhu. U variant V1-V3 se úhel odklonu s rostoucí brzdou silou FP fyzicky zvětšuje, jeho záporná hodnota uvažovaná pro negativní odklon klesá. Průběhy mají zápornou hodnotu změny odklonu, pro variantu V1 je $\Delta\gamma=-0,016$ °/1 kN a u provedení V4 vzniká pozvolnější změna $\Delta\gamma=-0,004$ °/1 kN. Naopak u varianty V3 si můžeme všimnout naprosto opačného chování, úhel odklonu γ s rostoucí silou FP roste se změnou $\Delta\gamma=0,005$ °/1 kN. Dále ještě stojí za zmínku zjištěný poznatek, že všechny varianty nastavují na zavěšení shodný úhel odklonu $\gamma=-2,035$ ° při působení brzdě síly o velikosti $FP=3681$ N. Dalo by se říci, že se charakteristiky $\gamma=f(FP)$ příslušející jednotlivým variantám okolo tohoto bodu vlivem různé poddajnosti horního příčného ramene otáčí.

5.2.4 Pomocná tyč

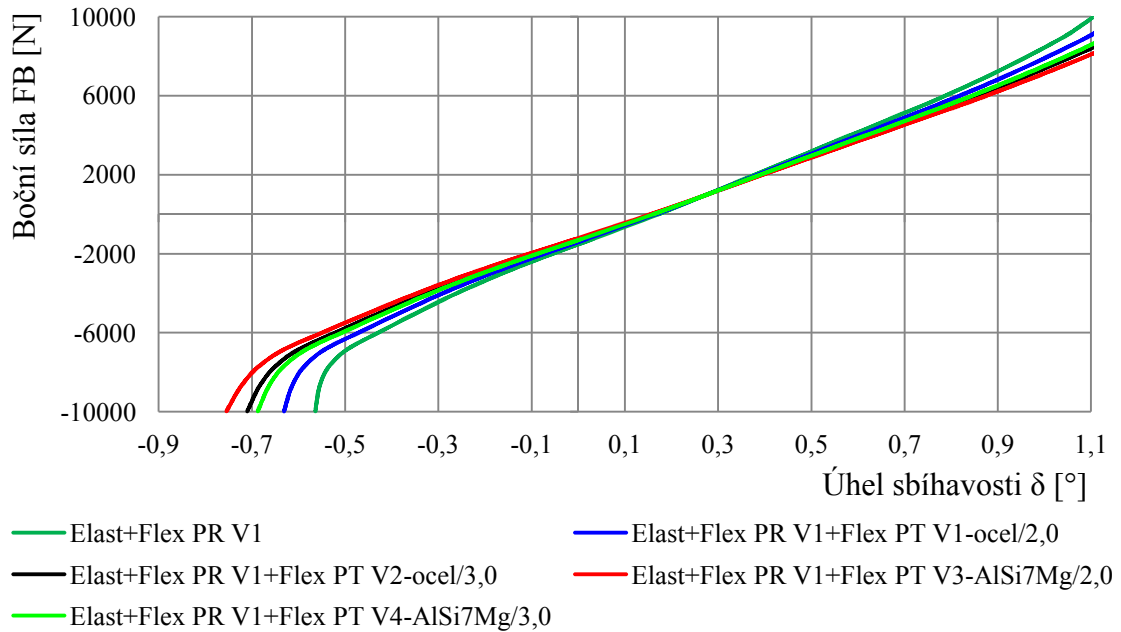
Vliv zkoumaných variant V1-V4 poddajného modelu pomocné tyče na průběh úhlu sbíhavosti při pohybu kola ukazuje charakteristika na obr. 5.22. Poddajnost tyče posouvá závislost po vodorovné ose sbíhavosti, sklon průběhu daný směrnici tečny zůstává přibližně stejný. Čím je tyč poddajnější, způsobuje při svislém pohybu kola nižší hodnoty úhlu sbíhavosti. Mezi základním modelem V1 a nejpoddajnější variantou V3 vzniká v konstrukční poloze zavěšení rozdíl $\Delta\delta=0,011$ °, pro $Rz=80$ mm vzniká přibližně dvojnásobný rozdíl.



Obr. 5.22: Závislost $\delta=f(Rz)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu pomocné tyče

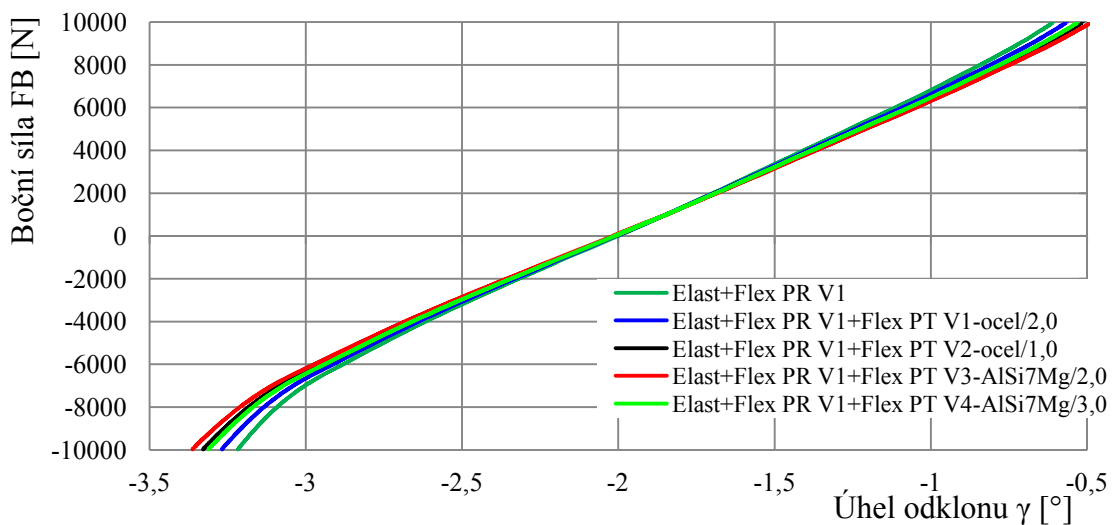
V druhé základní elastokinematické charakteristice $\gamma=f(Rz)$ udávající závislost úhlu odklonu na pohybu kola se žádné odlišnosti způsobené poddajností pomocné tyče neobjevily.

Poddajné chování variant pomocné tyče při působení boční síly, které vyvolává změnu úhlu sbíhavosti, je na obr. 5.23. S rostoucí poddajností tyče roste hodnota změny sbíhavosti a závislost je pozvolnější. Největší změny dosahuje varianta V3 a sice $\Delta\delta=0,120^\circ/1 \text{ kN}$, nejmenší změnu $\Delta\delta=0,109^\circ/1 \text{ kN}$ vykazuje základní nejméně poddajná varianta V1. Rozdíl hodnot vzniklých sbíhavostí při působení síly $FB=4800 \text{ N}$ je u těchto variant $\Delta\delta=0,043^\circ$.



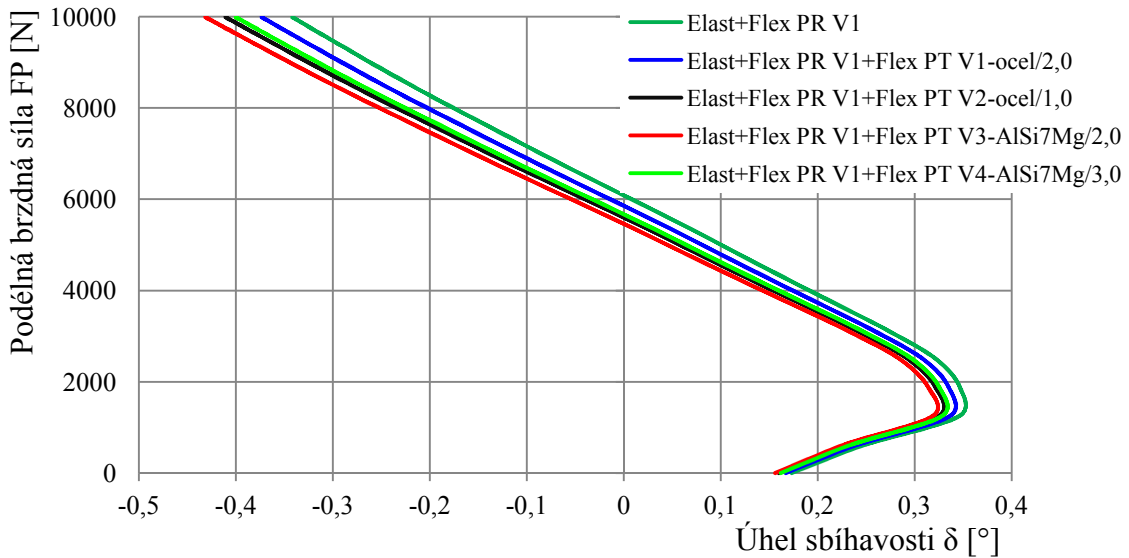
Obr. 5.23: Závislost $\delta=f(FB)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu pomocné tyče

Závislost úhlu odklonu na hodnotě působící boční síly uvádí obr. 5.24. Rozdíl v hodnotě odklonu pro základní variantu V1 a nejvíce poddajné provedení tyče V3, stanovené při působení boční síly $FB=4800 \text{ N}$, je $\Delta\gamma=0,032^\circ$. Při působení boční síly vykazuje pomocná tyč menší vlivy na elastokinematiku, než který byl zjištěn u nápravnice.

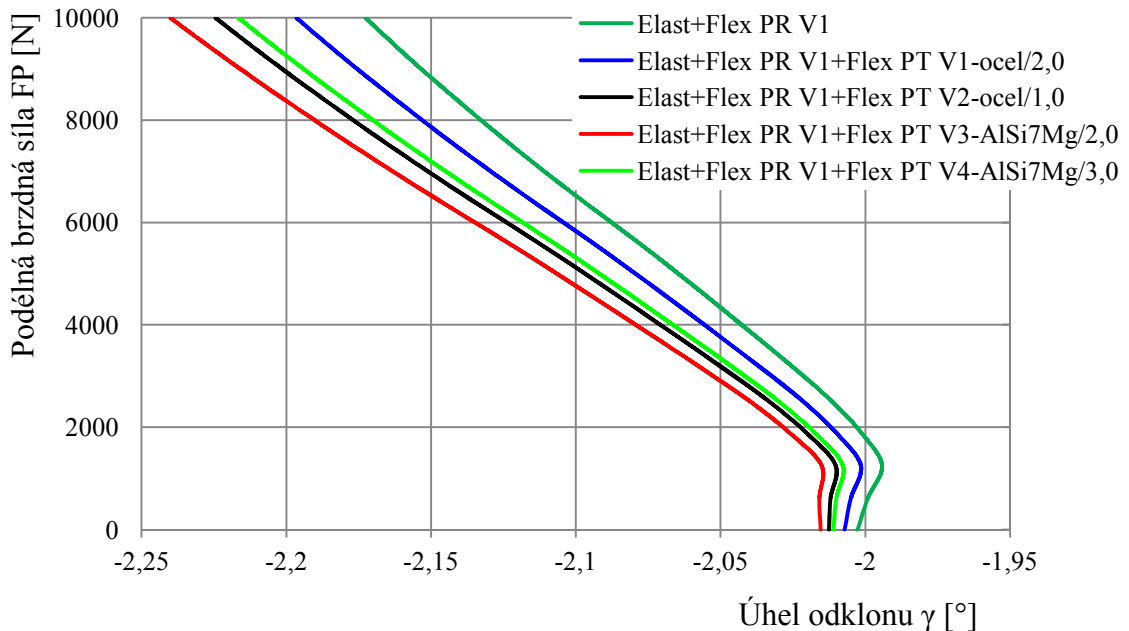


Obr. 5.24: Závislost $\gamma=f(FB)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu pomocné tyče

Na obr. 5.25 a obr. 5.26 jsou uvedeny závislosti změny geometrických parametrů zavěšení při působení podélné brzdě síly s parametrem různých variant pomocné tyče. Závislost $\delta=f(FP)$ ukazuje, že největší změna úhlu sbíhavosti vzniká u varianty V3, kde pro $FP=4800$ N nastává $\delta=0,063$ °. Naproti tomu základní varianta V1 s největší tuhostí dosahuje sbíhavosti $\delta=0,098$ °. Poddajnost jednotlivých variant v podstatě neovlivňuje hodnotu sbíhavosti při zatížení zavěšení pouze svislou silou FV .



Obr. 5.25: Závislost $\delta=f(FB)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu pomocné tyče



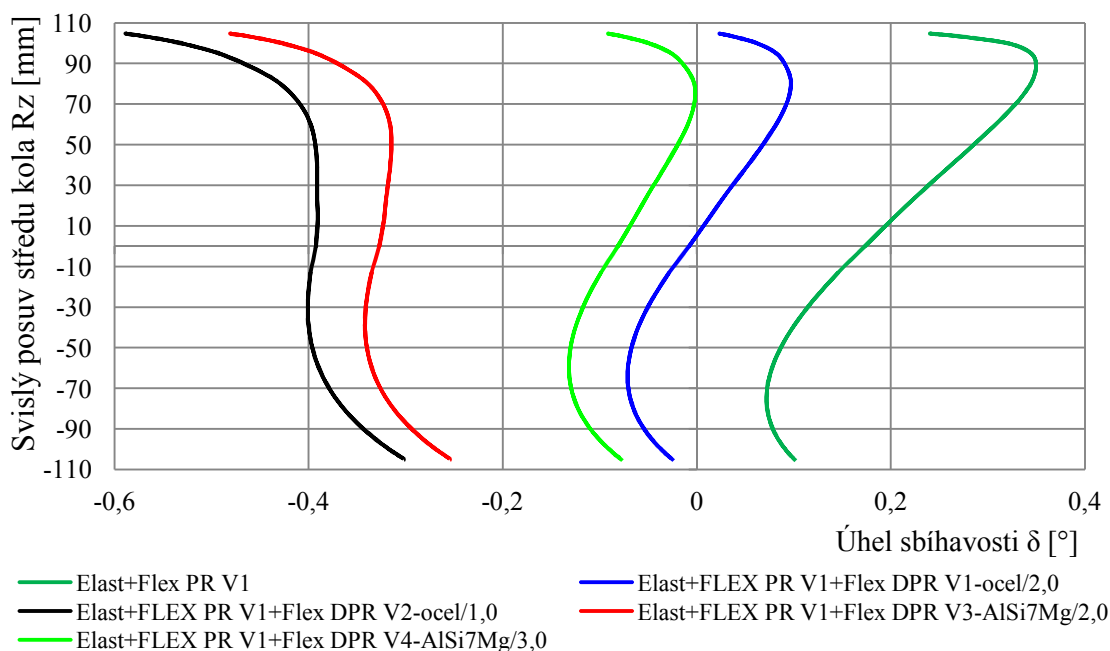
Obr. 5.26: Závislost $\gamma=f(FP)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu pomocné tyče

Poddajnost pomocné tyče ovlivňuje změnu úhlu odklonu pouze při působení svislého zatížení FV jen velmi málo, rozdíl úhlu odklonu při $FP=0$ N mezi variantami V1 a V3 je $\Delta\gamma=0,008$ °. I tento malý počáteční rozdíl pak následně ovlivňuje hodnoty úhlu odklonu při dalším zvyšování podélné brzdě síly. Nejmenší úhel odklonu $\gamma=-$

2,075 ° při brzdě síle $F_P=4800$ N dává opět model pomocné tyče v provedení V3, základní varianta V1 zde přitom vykazuje $\gamma=-2,102$ °. Pro lineární úsek průběhu byly stanoveny změny úhlu odklonu $\Delta\gamma=0,023^\circ/1$ kN pro základní variantu a $\Delta\gamma=0,026$ °/1 kN u provedení V3, které se vzájemně liší jen minimálně.

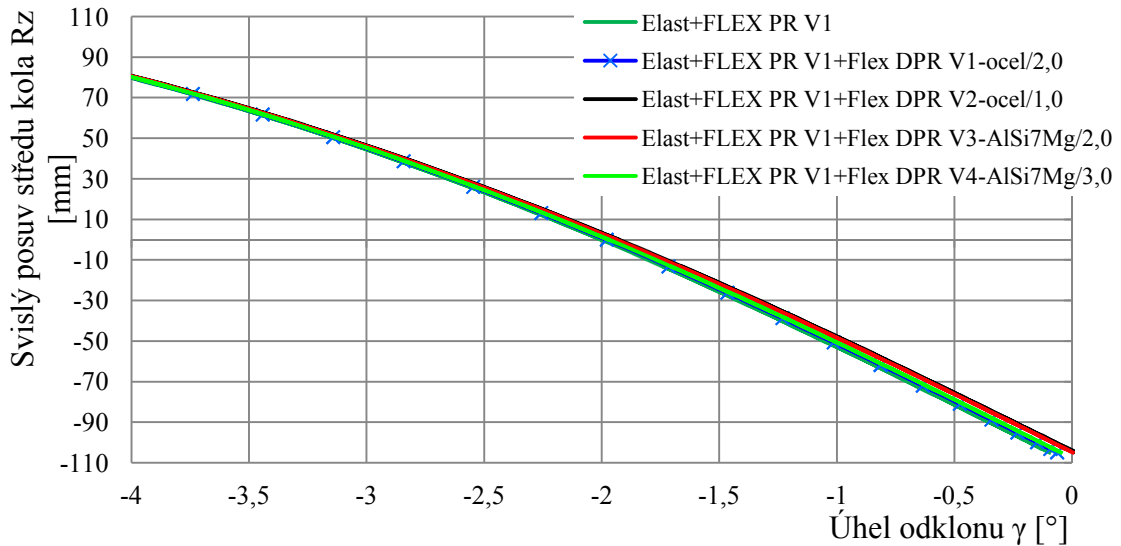
5.2.5 Dolní příčné rameno

Pružina a tlumič uchycené na dolní příčné rameno, vyvolávají svým silovým působením deformace tohoto ramene, které mohou velmi silně ovlivňovat elastokinematické charakteristiky zavěšení. Na obr. 5.27 jsou průběhy úhlu sbíhavosti δ při pohybu kola R_z pro různé varianty dolního příčného ramene. S klesající poddajností ramene roste směrnice tečny lineárního úseku průběhu a hodnoty sbíhavosti se zde mění v užším intervalu. Současně se ještě celá charakteristika posouvá v horizontálním směru k nižším hodnotám. Od výchozí varianty V1 je nejvíce ze všech posunut průběh platný pro variantu V2 (ocel/1,0 mm) o hodnotu $\Delta\delta=0,385$ °, určenou v konstrukční poloze. U varianty V2 si můžeme současně povšimnout, že hodnoty sbíhavosti v lineární oblasti jsou při pohybu kola téměř konstantní. Varianty V2-V4 způsobují rozbíhavost v celém rozsahu pohybu kola.



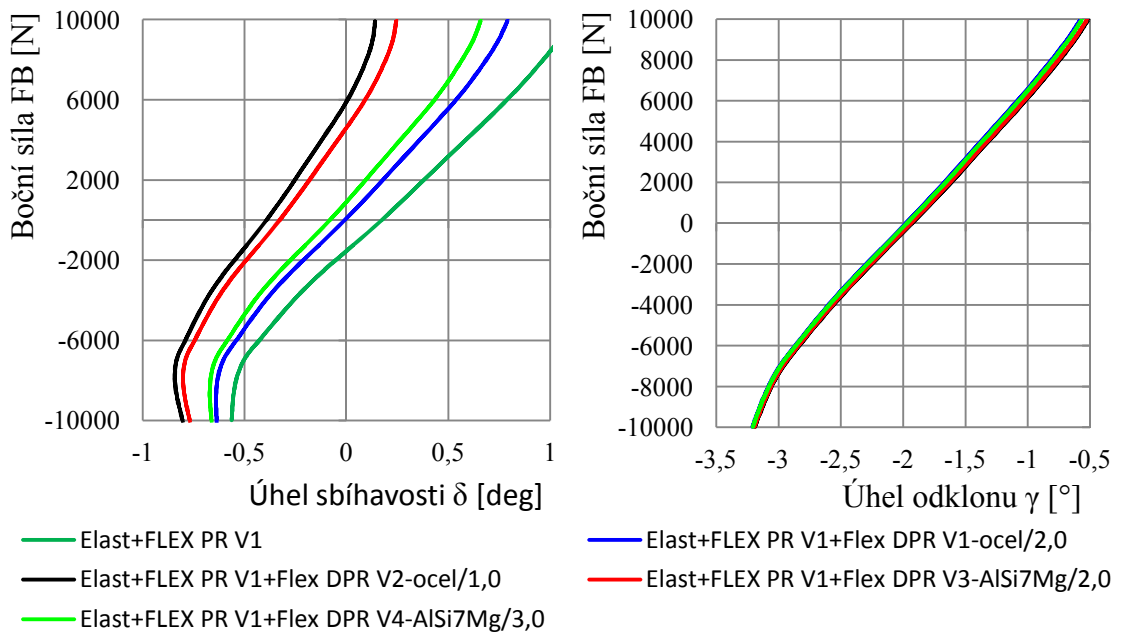
Obr. 5.27: Závislost $\delta=f(R_z)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu dolního příčného ramene

Vliv konstrukčních variant tohoto ramene na průběh odklonu při pohybu kola (obr. 5.28) je méně znatelný, než byl zjištěn u průběhu sbíhavosti. V průběhu odklonu u nejpoddajnější varianty V2 vznikají největší odchylky vůči základní variantě ramene V1 v oblasti dolního dorazu, tedy při vyvážení mechanismu zavěšení. Pro polohu kola $R_z=-100$ mm můžeme odečíst mezi oběma modely rozdíl $\Delta\gamma=0,078$ °.



Obr. 5.28: Závislost $\gamma=f(R_z)$ pro varianty V1-V4 poddajného modelu dolního příčného ramene

Vlivy konstrukčních variant dolního příčného ramene na průběhy geometrických parametrů při působení boční síly ukazují závislosti $\delta=f(F_B)$ a $\gamma=f(F_B)$ na obr. 5.29. Poddajnost ramene ovlivňuje průběh úhlu odklonu v celém jeho rozsahu jen minimálně.

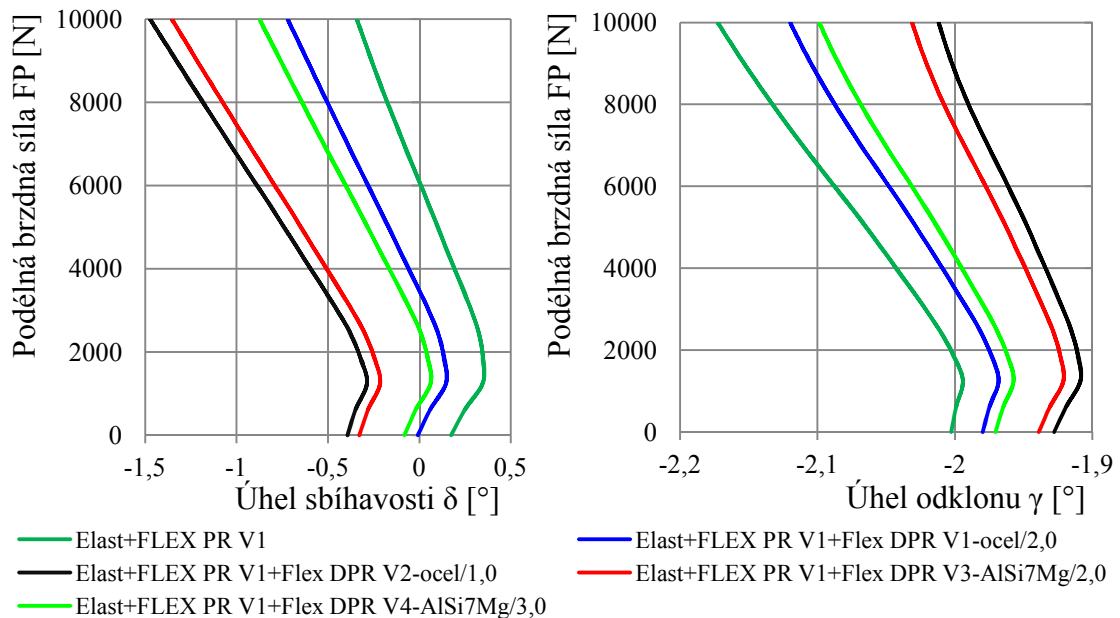


Obr. 5.29: Závislost $\delta=f(F_B)$ -vlevo, $\gamma=f(F_B)$ -vpravo pro varianty V1-V4 poddajného modelu dolního příčného ramene

U sbíhavosti vzniká již při zatížení pouze svislou silou F_V mezi variantami V1 a V2 rozdíl $\Delta\delta=0,385^\circ$. Dále při působení boční síly poddajnost dolního příčného ramene ovlivňuje ještě velikost změny úhlu sbíhavosti v lineární oblasti závislosti. Pro variantu V2 zde vzniká změna $\Delta\delta=0,068^\circ/1\text{ kN}$, ale u reálného provedení V1 roste sbíhavost s rostoucí boční silou rychleji a to se změnou $\Delta\delta=0,092^\circ/1\text{ kN}$. Pro $F_B=4800\text{ N}$ tak

vykazuje zavěšení obsahující rameno V1 úhel sbíhavosti $\delta=0,435^\circ$ a s ramenem V2 pouze $\delta=-0,067^\circ$ (rozbíhavost). Poddajnost tohoto ramene ovlivňuje hodnotu úhlu sbíhavosti velmi silně.

Při působení podélné brzdě síly na zavěšení ovlivňuje poddajnost dolního příčného ramene podle obr. 5.30 vlevo úhel sbíhavosti velmi výrazně. S rostoucí poddajností ramene ve variantách V1-V4 klesají hodnoty úhlu sbíhavosti. Při použití ramene v základním provedení V1 vzniká rozbíhavost až při působení brzdě síly $FB=3458\text{ N}$, u poddajnějších variant V2 a V3 se rozbíhavost objevuje už jen při působení radiální síly FV , vyplývající ze zatížení vozidla v KP. Reálnému provedení ramene se nejvíce svým chováním přibližuje varianta V4 z materiálu $AlSi7Mg$ s tloušťkou plechu $3,0\text{ mm}$. Elastokinematická charakteristika na obr. 5.30 vpravo ukazuje, že pro zkoumané zavěšení s rostoucí poddajností dolního ramene při působení brzdě síly úhel odklonu klesá. Nejmenší úhel odklonu na kole zavěšení vzniká při použití varianty V2, při $FP=4800\text{ N}$ vzniká na kole negativní odklon $\gamma=-1,945^\circ$.

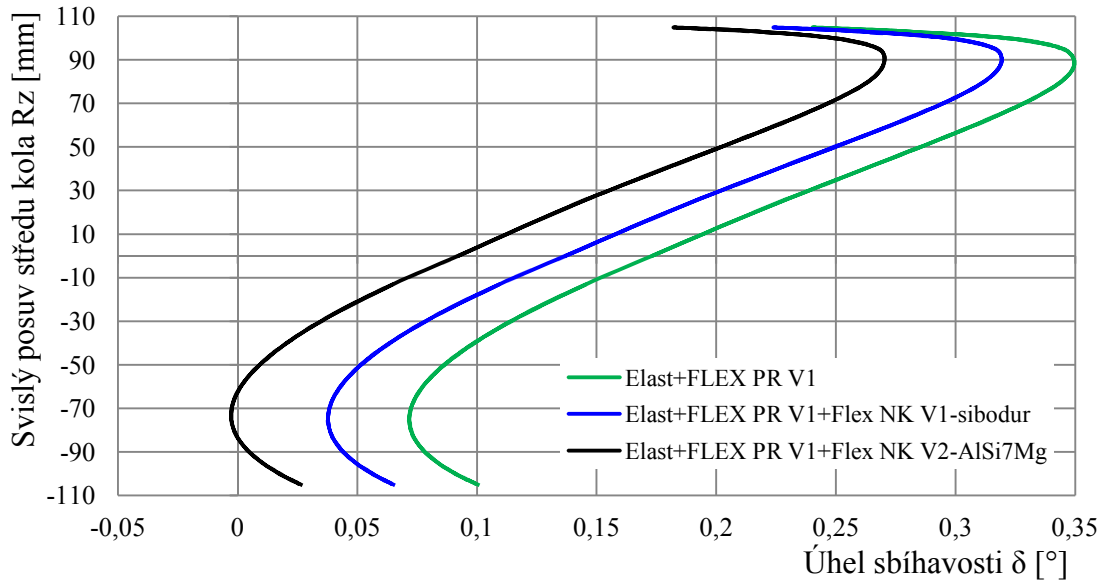


Obr. 5.30: Závislost $\delta=f(FP)$ -vlevo, $\gamma=f(FP)$ -vpravo pro varianty V1-V4 poddajného modelu dolního příčného ramene

5.2.6 Nosič kola

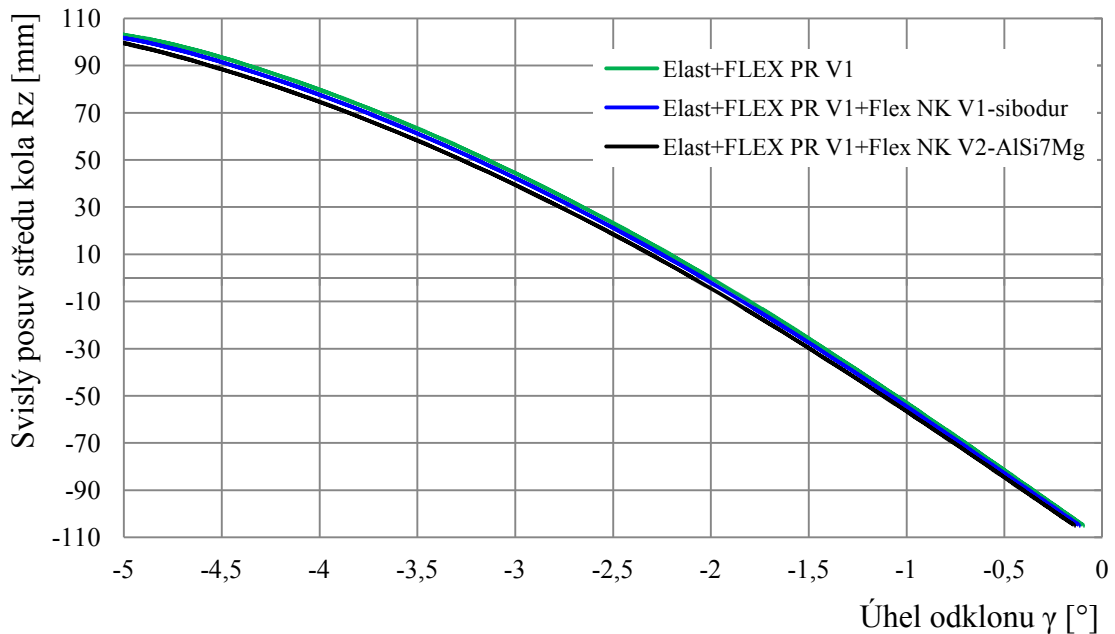
Základní elastokinematická charakteristika $\delta=f(Rz)$ vypočtené z MBS modelu Elast+Flex PR+Flex NK, který obsahuje kromě poddajných lůžek a podélných ramen i dvě zkoumané varianty poddajného modelu nosiče kola, jsou uvedeny na obr. 5.31. Poddajnost nosiče kola se projevuje v této závislosti principiálně stejným způsobem, jaký byl již zpozorován u pomocné tyče. Posunuje charakteristiku po vodorovné ose bez změny sklonu jejího lineárního úseku. Závislost úhlu sbíhavosti při pohybu kola je u varianty nosiče kola V2 z materiálu $AlSi7Mg$ vůči základní variantě V1 posunuta

směrem k nižším hodnotám o hodnotu $\Delta\delta=0,045^\circ$, uvažovanou v konstrukční poloze zavěšení.



Obr. 5.31: Závislost $\delta=f(Rz)$ pro dvě varianty poddajného modelu nosiče kola

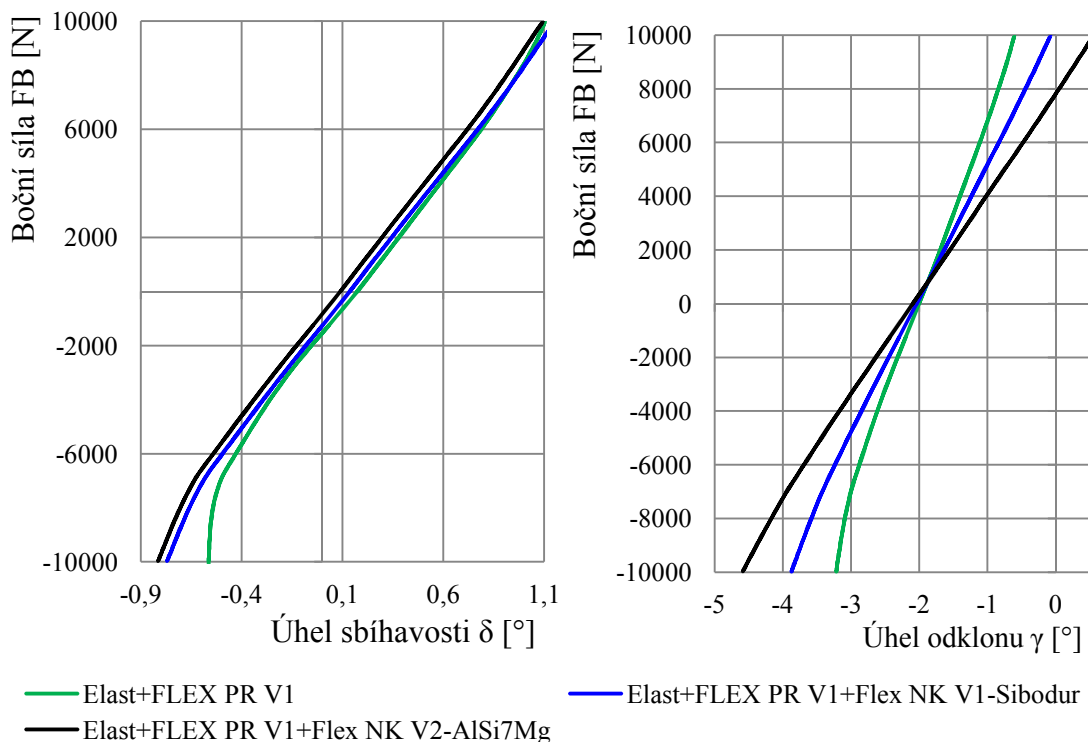
Závislost $\gamma=f(Rz)$ úhlu odklonu na pohybu kola pro základní a alternativní variantu nosiče kola je uvedena na obr. 5.32. Nosič kola v provedení V2 způsobuje při pohybu kola větší uhel odklonu, než byl zjištěn u základního provedení nosiče kola, vyrobeného ze siboduru. Největší rozdíly vznikají v oblasti horního dorazu, pro polohu kola $Rz=80$ mm je to číselně $\Delta\gamma=0,105^\circ$.



Obr. 5.32: Závislost $\gamma=f(Rz)$ pro dvě varianty poddajného modelu nosiče kola

Elastokinematické chování zavěšení při působení boční síly pro dva modely nosiče kola z různých materiálů ukazuje obr. 5.33. Jejich poddajnost ovlivňuje uhel

sbíhavosti a úhel odklonu odlišným způsobem. Průběh úhlu sbíhavosti je v závislosti na poddajnosti nosiče kola posunut po vodorovné ose, hodnota změny sbíhavosti vztažená na $\Delta FB=1$ kN je v lineárním úseku průběhu u obou variant téměř stejná ($\Delta\delta=0,105$ °/1 kN). Při působení boční síly $FB=4800$ N tak mezi nimi vzniká rozdíl sbíhavosti $\Delta\delta=0,050$ °. Poddajnost nosiče kola ovlivňuje v závislosti úhlu odklonu poměrně silně sklon charakteristiky. Boční síla způsobuje podstatně rychlejší změnu úhlu odklonu v lineární části průběhu u varianty nosiče V2 s materiálem AlSi7Mg. Tomu odpovídá změna $\Delta\gamma=0,269$ °/1 kN vůči výrazně nižší změně odklonu $\Delta\gamma=0,201$ °/1 kN, stanovenou pro základní variantu V1.

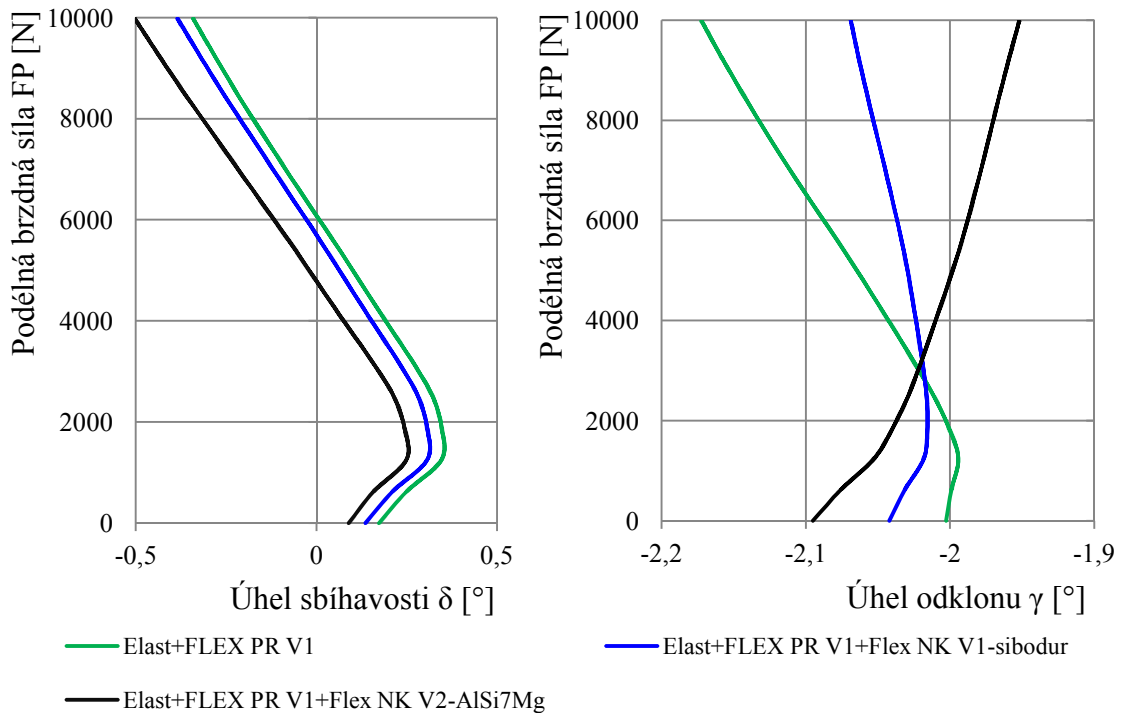


Obr. 5.33: Závislost $\delta=f(FB)$ -vlevo, $\gamma=f(FB)$ -vpravo pro variantu V1 a V2 poddajného modelu nosiče kola

Obrázek 5.34 porovnává zmiňované varianty nosiče kola z hlediska elastokinematického chování zavěšení při působení podélné brzděné síly. Můžeme říci, že poddajnost nosiče kola ovlivňuje při jejím působení jak úhel sbíhavosti, tak i úhel odklonu principiálně stejným způsobem jako při působení boční síly. Průběh sbíhavosti pro těhlici z AlSi7Mg je posunut vůči základní variantě V1 směrem k nižší sbíhavosti. Strmost lineárního úseku u průběhu sbíhavosti se mezi oběma variantami liší jen nepatrně.

Úhel odklonu se působením brzděné síly mění podle vypočtené závislosti na obr. 5.34 vpravo. Tak jak bylo již vidět v kapitole 5.1, úhel odklonu u základní varianty nosiče kola roste s rostoucí brzděnou silou až do hranice $FP=1253$ N, pak s dalším nárůstem brzděné síly pozvolna téměř lineárně klesá s přibližně stanovenou změnou

$\Delta\gamma = -0,005$ °/1 kN. Materiálová varianta V2 ovšem způsobuje velmi rozdílné chování zavěšení. Úhel odklonu podobně jako u V1 roste v oblasti do $FP = 1253$ N, ale dále s rostoucí brzdou silou naopak roste a změna úhlu odklonu vyskočí na přibližně stanovenou hodnotu $\Delta\gamma = 0,013$ °/1 kN. Poddajnost nosiče kola tedy velmi silně ovlivňuje hodnotu a smysl změny úhlu odklonu. Hmotnostní úspora u varianty V2 je znevýhodněna zásadní změnou elastokinematických vlastností zavěšení. Chování vlivu poddajnosti nosiče kola ve vztahu ke změně odklonu se velmi podobá vlivu pozorovaného u horního příčného ramene.



Obr. 5.34: Závislost $\delta = f(FB)$ -vlevo, $\gamma = f(FB)$ -vpravo pro variantu V1 a V2 poddajného modelu nosiče kola

5.3 Diskuse

Elastokinematické vlastnosti víceprvkového zavěšení zadní nápravy byly simulovány za pomoci vytvořeného MBS modelu v systému Hyperworks. Průběh charakteristik geometrických parametrů je ovlivněn nejen poddajností daných nosných prvků a elastických lůžek, ale zásadním způsobem i například polohou kinematických bodů a typem resp. konfigurací zavěšení. Vždy se navrhuje pro aplikaci zavěšení na konkrétní vozidlo tak, aby harmonicky fungovalo jako celek. Návrh zavěšení zadní nápravy z hlediska elastokinematiky ovlivňuje konstrukce přední nápravy, karosérie a dokonce i koncepce pohonu. Proto vypočtené elastokinematické charakteristiky nemůžeme úplně konkrétně porovnávat vůči průběhům a charakteristikám v již publikovaných pracích.

Model zkoumaného víceprvkového zavěšení se čtyřmi rameny, jehož elastokinematika nebyla doposud publikovaná, byl v této práci vypracován v několika vývojových etapách, s různou přesností simulačních výstupů a náročností na přípravu a na výpočetní techniku. Jako první byl vytvořen nejjednodušší model popisující mechanismus zavěšení jako čistě kinematický, obsahující nepoddajné kinematické vazby, které nahrazují skutečná elastická lůžka. Nosné prvky zavěšení jsou zde popsány rovněž jako nepoddajné. Výsledky MBS modelu řešeného, z pohledu elastokinematiky specifického zavěšení rozšiřují výstupy ze stávajících kinematických modelů pro klasická zavěšení jako McPherson, lichoběžníkové zavěšení [65], ale i koncept zavěšení pod označením OCP [28], a pětiprvkové zavěšení používané ve vozech BMW, Mazda 929, Toyota Supra [9], v kterých nejsou ještě vždy prezentovány průběhy geometrických parametrů v závislosti na poloze kola. Například [9], který analyzuje kinematické charakteristiky zavěšení pomocí geometrických podmínek mechanismu, ukazuje pouze průběh odklonu v závislosti na čase, který není v technické praxi často používán. V [16] je výstupem z čisté kinematické analýzy lichoběžníkového zavěšení provedené nezvykle v CAD systému Autodesk Inventor průběh odklonu, který s pohybem kola z horního do dolního dorazu velmi silně klesá. Největší změna je u varianty s hodnotou 0,55 pro poměr délky horního a dolního ramene, odklon se zde mění z hodnoty $-0,1^\circ$ až na $-5,6^\circ$. Vykazuje tedy zcela opačné kinematické chování oproti zavěšení v této práci. Mechanismus lichoběžníkového zavěšení navržený pro aktivní změnu průběhu odklonu kola [18] dokáže nastavit jak negativní, tak i pozitivní úhel odklonu v rozmezí od $-5,5^\circ$ do $5,5^\circ$ při vysunutí pístu válce hydraulického systému o 60 mm a otočení klikového hřídele o 650° . U zavěšení moderního vozidla, které bylo řešeno v této práci, vzniká odklon pohybující se pouze v záporných hodnotách, tedy negativní odklon. Otázka je, zda je i kladný pozitivní úhel odklonu v takovém rozsahu podle [18] pro osobní vozidla v dnešní době z pohledu jízdní dynamiky, jak nakonec ukazuje [64], vůbec vhodný, potřebný a použitelný.

V rámci dalšího vývojového stupně MBS modelu byly do jeho struktury zavedeny poddajné vlastnosti lůžek definicí deformačních nelineárních charakteristik získaných z měření na skutečném zavěšení. Na této úrovni se nachází výpočtový model zavěšení přední nápravy McPherson [79] vytvořený v systému MSC.ADAMS a použitý pro elastokinematické výpočty. Z hlediska elastokinematiky autor doporučuje na základě vypočtených charakteristik zvýšení axiální tuhosti předního lůžka ramene zavěšení až o 50 % z důvodu snížení nepříznivých deformačních posuvů v podélné ose zavěšení. Příčiny nepříznivých dynamických vlastností zavěšení byly nalezeny v příliš vysoké radiální tuhosti předního lůžka. Při jejím snížení vykázal matematický model posun druhé vlastní frekvence z hodnoty 20 Hz na 33 Hz.

Elastokinematické analýzy pětiprvkového systému zavěšení řešené navrženou algebraicko-vektorovou metodou jsou popsány v [34, 36]. Modely pracují s lineárními

hodnotami tuhostí gumokovových lůžek a neuvažují jejich někdy velmi výraznou deformační nelinearitu při působení silového zatížení. Práce [34] ve výsledcích uvádí průběh úhlu sbíhavosti v závislosti na bočním zrychlení vozidla pro tuhý a poddajný model. Dále zde uvádí pouze kinematické charakteristiky zavěšení, ačkoliv elastokinematický model byl k dispozici. Sbíhavost na kole vzniká autorům pouze v horní poloze zavěšení, pak se v poloze kola -75 mm mění v rozbíhavost a až do dolního dorazu je téměř skoro konstantní. Úhel odklonu je v horním dorazu záporný (tzn. negativní), s pohybem kola směrem do dolního dorazu jeho hodnota roste, v poloze kola -37 mm se mění na pozitivní odklon. Tyto charakteristiky se nacházejí na úrovni mého nejjednoduššího kinematického modelu, který už ukazuje sbíhavost a negativní odklon pro celý rozsah pružení kola.

V [36] jsou výstupem z modelu bez a se zohledněním pružného uložení nápravnice bodové hodnoty x , y a z -ové složky posuvu a příslušných úhlů natočení těhlice v bodě středu kola při působení podélné síly -1 kN. Model se zohledněním poddajností lůžek nápravnice se nejvíce přibližuje k naměřeným výsledkům, nejvíce se odlišuje v y -ové složce posuvu. Tato disertační práce uvádí elastokinematické charakteristiky pro úplné spektrum zatížení kola, obohacuje tedy současné nekompletní výsledky i u elastokinematických modelů zohledňující poddajnosti lůžek mechanismu zavěšení i lůžek nápravnice [34, 36, 79].

Rozdílné chování tuhého a poddajného modelu zohledňující lineární chování lůžek čtyřprvkového mechanismu zavěšení prezentuje [17]. Uvedený průběh úhlu odklonu při svislém pohybu kola se pro oba modely tvarově značně liší, v konstrukční poloze mechanismu vzniká rozdíl hodnot odklonů až $1,1^\circ$. Naopak [13] dokazuje, že vliv tří různých popisů gumokovových lůžek (tuhá lůžka, lineárně a nelineárně poddajná lůžka) je na průběh úhlu odklonu při svislém pohybu kola zcela nevýrazný. Nejvíce je ovlivněn průběh úhlu sbíhavosti, tuhý popis lůžek se značně liší od poddajného lineárního a nelineárního popisu lůžek, které ovšem navzájem vykazují minimální odlišnosti. Můj model zavěšení v kinematické a elastokinematické variantě s poddajnými lůžky ukazuje ve výsledcích téměř identické průběhy odklonu při pohybu kola a jednoznačně se blíží k chování modelu [13]. Dalšího zpřesnění modelu bylo dosaženo zohledněním poddajnosti nosných prvků.

Vypočtené hodnoty tuhostí lůžek u víceprvkového zavěšení pomocí navrženého identifikačního algoritmu [59] jsou validované systémem ADAMS, výsledky se liší pouze jen o 0,97%. Bylo by velmi vhodné zkoumaný model v [59] vytvořit i pomocí systému Hyperworks a výsledky navzájem porovnat. Bohužel všechny nezbytné parametry pro stavbu výpočtového modelu nejsou v [59] publikovány.

Poddajné modely některých nosných prvků zavěšení se při stavbě a simulacích MBS modelů již okrajově objevují v pracích [27, 52, 73]. Simulací pomocí systému MSC.ADAMS v [27] se zjistilo, že zavěšení s poddajným modelem nosiče kola ukazuje

při působení boční síly lineární změnu úhlu odklonu o $0,12 \text{ }^\circ/1 \text{ kN}$, zatímco pro tuhý model vznikla nižší změna $0,07 \text{ }^\circ/1\text{kN}$. Výsledky z odpovídajících variant mého výpočtového MBS modelu zavěšení vytvořeného v systému Hyperworks jsou řádově srovnatelné. Různé výsledky jsou samozřejmě podmíněny nejen rozdílnou poddajností vlastní těhlice, ale i tuhostí jednotlivých gumokovových lůžek nebo konfigurací zavěšení. Navíc výsledky mé práce doplňují poznatek v [27] o vliv nosiče kola na elastokinematiku z alternativního materiálu, který průběh odklonu při působení boční síly v porovnání se základním provedením těhlice zásadně mění. V příspěvku [52] autoři do MBS modelu zavěšení přední nápravy přidávají poddajný model listových pružin, aby byl jejich model pohyblivý a mohli tak získat elastokinematické charakteristiky. Ostatní nosné prvky, které svojí poddajností mohly promlouvat do elastokinematiky zavěšení, nechávají absolutně tuhé. U MBS modelu paralelogramového mechanismu zavěšení [73], jehož výsledky nejsou ověřeny měřeními, je v případě uvažování jeho zcela tuhého popisu úhel odklonu při svislém pohybu kola konstantní. Proměnlivý je až při zohlednění poddajností lůžek s lineárním popisem a při použití poddajných modelů pro příčná ramena mechanismu. V [73] se konstatuje, že poddajnost lůžek má větší vliv na úhel odklonu kola a rozchod nápravy než poddajnost příčných ramen. V mé práci se ukázalo, že úhel odklonu při propružení je proměnlivý u všech variant zkoumaného modelu zavěšení. Zohlednění poddajností jeho lůžek deformuje průběh úhlu odklonu oproti tuhému kinematickému modelu výrazněji, pouze v oblasti horního dorazu. Největší vliv byl zaznamenán a vynikající shody s experimentem bylo dosaženo až při vytvoření nejsložitějšího modelu zohledňující poddajnosti lůžek a zároveň všech nosných komponent.

Tato disertační práce dále rozvíjí a rozšiřuje dosavadní znalosti díky použití poddajných těles v simulacích pro analýzu elastokinematických charakteristik víceprvkového zavěšení o nové poznatky, které byly dostatečně popsány v kapitolách 5.1 a 5.2. Začleňováním poddajných těles jednotlivých nosných prvků zvoleného zavěšení bylo vytvořeno několik MBS modelů, které ve výsledku ukazují vliv zohlednění jejich poddajnosti na kompletní soubor elastokinematických charakteristik popsáných úhlem odklonu a úhlem sbíhavosti. Je zde uveden rozbor elastokinematických vlastností vytvořeného doposud nepublikovaného modelu obsahující poddajný popis všech nosných prvků, který se značně přiblížil výsledkům z experimentálního měření. Dále je provedena citlivostní analýza, která ukazuje, jak různá poddajnost daného prvku zavěšení ovlivňuje jeho elastokinematiku.

6 Závěry a doporučení pro využití poznatků v praxi nebo pro další rozvoj oboru

Jízdní vlastnosti vozidla, které patří vzhledem k neustálým konkurenčním bojům v posledních několika letech do hlavních témat v konstrukčních a vývojových centrech automobilových výrobců, jsou ovlivňovány mnoha podněty a aspekty, mezi nich musíme na prvních místech v pomyslném žebříčku jmenovat elastokinematiku zavěšení. Prohlubování znalostí v tomto oboru je tedy stále velmi aktuální. Protože se jedná o velmi rozsáhlou, komplexní a výpočtově náročnou problematiku, je tato práce zaměřena již konkrétně na elastokinematiku zavěšení zadní nápravy. Při řešení úkolů v elastokinematice se v dnešní době klasické výpočtové postupy nahrazují moderními prostředky a metodami, které mají ovšem svá úskalí, omezení a zvláštnosti.

Tato práce se zabývá výpočtovými simulacemi elastokinematických charakteristik víceprvkového systému zavěšení zadní nápravy zvolené konfigurace, jehož mechanismus patří k nejkomplikovanějším. K dosažení stanovených cílů byl zvolen výpočtový balík Hyperworks, v kterém byly použity specializované moduly jako je MotionView, MotionSolve, Hypermesh, HyperGraph a HyperView a efektivně využity jejich systémové propojení a kompatibilitu.

Pro stanovení kvalitních datových vstupů do modelu byla provedena série experimentálních měření na reálném vzorku zavěšení, které jsou metodicky popsány v kap. 4.2. Bylo definováno zatížení pro nalezení konstrukční polohy zavěšení, změřeny kinematické body, byla detailně proměřena geometrie a hmotnost nosných prvků, deformační charakteristiky gumokovových lůžek a silových prvků jako je např. šroubová pružina. Inerciální vlastnosti nosných prvků zavěšení vypočtené z jejich CAD modelů byly validovány měřením pomocí tzv. torzního trifilárního závěsu. Na základě tohoto souboru dat byl vyvinut přesný výpočtový MBS model zavěšení a detailní geometrické modely nosných prvků zavěšení, z kterých později vycházely jejich konečně-prvkové a modálně poddajné modely. Hypotéza H1 byla tedy tímto ověřena.

Výsledky práce jsou podle stanovených cílů publikovány v kapitole 5. Všechny čtyři cíle práce, definované a uvedené v kap. 3 byly beze zbytku splněny, přičemž dosažení každého z cílů a zodpovězení vědeckých hypotéz můžeme přehledně shrnout následovně:

Cíl 1: vytvořit nový přesnější model víceprvkového zavěšení obsahující poddajný popis nosných prvků

V systému Hyperworks byl navržen a vytvořen výpočtový MBS model víceprvkového zavěšení v několika variantách. Tyto modely byly postupně upravovány a rozšiřovány tak, abych mohl být odděleně sledován jejich vliv na elastokinematické charakteristiky zavěšení. Cílem těchto promyšlených úprav bylo zvýšit přesnost

stávajících modelů a co nejvíce se tak s výstupy ze simulací přiblížit k výsledkům z experimentálního měření. Tímto postupem vznikla celá databáze modelů s různou náročností, dávající různě přesné výsledky. Vytvořen byl nejjednodušší kinematický model zavěšení, rozšířen dále o nelineární poddajný popis gumokovových lůžek, až po jeho další velké zpřesnění vkládáním poddajných těles nosných prvků. Ty ve finále umožnily vypracovat nejsložitější komplexní model zavěšení s poddajným popisem všech jeho nosných komponent.

Při tvorbě simulačního modelu zavěšení bylo zjištěno několik následujících důležitých poznatků, které zde budou stručně naznačeny. Jednoduchý kinematický MBS model tohoto typu zavěšení selhává a podává velmi nepřesné výsledky, především v průběhu úhlu sbíhavosti. Jeho rozšířením o deformační charakteristiky gumokovových lůžek a následně o poddajné modely podélných ramen, které jsou nutné pro funkčnost mechanismu zavěšení, bylo docíleno určitého zpřesnění, ale stále byla vidět jejich rezerva k výsledkům validačního měření. Teprve až vývojem modelu zavěšení Elast+Flex All, který obsahuje úplnou poddajnou reprezentaci všech nosných komponent, bylo dosaženo oproti jednodušším modelům vynikající shody vypočtených elastokinematických charakteristik s výstupem z experimentálního měření. Jejich vzájemné porovnání je uvedeno a popsáno v kap. 5.1. Hypotéza H2 je tímto potvrzena.

Cíl 2: posoudit vliv zohlednění poddajnosti různých nosných prvků na elastokinematiku

Skupina výpočtových modelů, v kterých je zohledněna poddajnost vždy daného nosného prvku, ukazuje chování a citlivost mechanismu zavěšení zadní nápravy na elastokinematické charakteristiky z pohledu jeho poddajnosti. Velký vliv na elastokinematiku byl zjištěn především u velmi zatíženého prvku vnějšími silami pocházející od pružiny, tlumiče s elastogranem a stabilizátoru, kterým je u tohoto typu zavěšení dolní příčné rameno. Rovněž podstatný vliv ukázalo zohlednění poddajnosti nápravnice a nosiče kola, které mají ve své konstrukci zohledněno velké množství kinematických bodů pro uchycení příčných ramen. V kapitole 5.1 s výsledky jsou konkrétně komentovány a číselně popsány způsoby ovlivnění elastokinematických charakteristik, které vznikají při zohlednění poddajnosti jednotlivých nosných komponent zavěšení. Zároveň jsou výsledky MBS modelů od nejjednodušší verze až po nejsložitější model porovnány mezi sebou. Obecně lze tedy konstatovat, že poddajnost nosných prvků ovlivňuje elastokinematické vlastnosti zavěšení velmi výrazně. Hypotéza H3 je potvrzena.

Cíl 3: návrh a realizace vlastního měření elastokinematiky pro ověření výsledků ze simulací

Jelikož nebylo možné realizovat měření na speciálním zkušebním stavu elastokinematiky, nutné k validaci simulačního modelu zavěšení, byl navržen a uskutečněn vlastní experiment pomocí dostupného zkušebního stavu Beißbarth. Metodika vlastního měření je popsána v kap. 4.3. Výstupem z měření jsou průběhy úhlu sbíhavosti a úhlu odklonu při propružení zavěšení, které jsou v kap. 5.1 porovnány s výsledky ze simulací. Tato metoda bohužel neumožnila získat závislosti při působení podélné a boční síly na zavěšení.

Cíl 4: posoudit vliv různých konstrukčních a materiálových variant poddajných nosných prvků zavěšení na jeho elastokinematické vlastnosti

Výsledky citlivostní analýzy (uvedené v kap. 5.2) vytvořených modelů zavěšení obsahující jednotlivé nosné elementy v různých variantách poddajnosti, které jsou dané jejich zvoleným konstrukčním a materiálovým provedením, umožňuje náhled na elastokinematické chování zavěšení z hlediska možných potenciálních úspor hmotnosti v nosné struktuře zavěšení. Zařazen zde byl i výzkum vlivu dílčích plechových prvků svařence nápravnice na elastokinematiku zavěšení. V kap. 5.2.6 bylo zjištěno, že zvolený konstrukční materiál nosiče kola ovlivňuje velmi výrazně pouze průběh úhlu odklonu, vliv na změnu úhlu sbíhavosti je minimální. Hypotéza H4 je rovněž potvrzena.

Tato disertační práce ukazuje vliv poddajnosti nosných komponent víceprvkového zavěšení na elastokinematické charakteristiky. Vliv uváděných nosných prvků zavěšení na elastokinematiku je v mnoha případech velmi znatelný, proto bych doporučil v technické praxi a pro další rozvoj oboru elastokinematiky využívat poddajná tělesa ve výpočtových MBS modelech, pokud výkon výpočetní techniky dovolí, v co možná největší míře. A to nejen v oblasti modelů systémů zavěšení náprav pro simulace elastokinematických charakteristik, ale i jejich zohledňování v modelech celého vozidla, které se používají pro simulace jízdního chování. Především pak pro oblast boční a podélné dynamiky vozidla, kde elastokinematické vlastnosti a chování zavěšení hrají jednu z hlavních rolí.

Vědeckým přínosem práce je vytvořená databáze nových výpočtových MBS modelů víceprvkového zavěšení, jejich vzájemné porovnání a detailní výzkum a rozbor vlivu poddajnosti nosných prvků na elastokinematiku.

Velkým vědeckým přínosem dále je vyvinutý, měřením validovaný, matematický model zavěšení Elast+Flex All, v kterém jsou zohledněny poddajnosti všech nosných prvků a následně provedený výzkum jeho vlastností. Model tak může nabídnout obecné použití. Základní elastokinematické charakteristiky tohoto modelu dávají při porovnání s experimentálními měřeními oproti méně náročným modelům velmi přesné výsledky.

Použití tohoto komplexního modelu zavěšení v simulacích pro výzkum jízdních vlastností vozidla je proto v technické praxi velmi vhodné a lze ho jen doporučit. Současně tento model otevírá z pohledu své přesnosti možnost další aplikace ve výpočtech zaměřených například na optimalizaci elastokinematických parametrů pomocí některých optimalizačních nástrojů, které jsou také součástí systému Hyperworks. Současně obsahuje data, z kterých můžeme zkoumat napjatost, deformační chování, silové zatížení jednotlivých komponent zavěšení a využít je k jejich efektivnímu dimenzování. Velmi zajímavé by bylo použití finálního MBS modelu zavěšení v multifyzikálních simulacích, které by zkoumaly vliv elastokinematiky zavěšení a poddajnost nosných prvků na přenos odvalovacích hluků z pneumatiky do vnitřního prostoru automobilu.

Zároveň jsou dalším cenným přínosem této práce velmi podrobné a do detailů vypracované konečně-prvkové a modálně poddajné modely jednotlivých nosných komponent jako je nápravnice, nosič kola atd.

Jako jeden z dalších vědeckých přínosů může být označena i vazba mezi změřenými vstupními daty, zpracované metodice pro jejich stanovení, vytvořeným výpočtovým modelem a validačním měřením. Dílčím přínosem pro praxi mohou uvést i zjištění, že zvolený výpočtový systém Hyperworks, z kterého zatím nejsou publikovány vědecké výstupy jako z konkurenčního systému MSC.ADAMS, ukazuje poměrně přesné výsledky v oblasti simulací elastokinematických charakteristik zavěšení.

Přínos této práce byl nakonec zpozorován i v pedagogické oblasti. V práci byly zpracované metodické postupy pro tvorbu výpočtového MBS modelu zavěšení, bylo popsáno vytváření konečně-prvkových modelů nosných komponent a jmenovány funkce v modulech systému Hyperworks, které se při tom nejčastěji používají. Studenti katedry vozidel a pozemní dopravy na TF ČZU, která byla i vlastníkem licence zmiňovaného systému Hyperworks, by si mohli tyto postupy, stejně jako vytvořené modely zavěšení ve výuce osvojit a používat je. To by přispělo ke zvýšení kvality budoucích absolventů, kteří by tak byly lépe připraveni po odborné stránce pro následující nelehkou úlohu v technické praxi oboru motorových vozidel.

Uváděné výsledky v práci mohou využívat konstrukční kanceláře zaměřené na vývoj zavěšení náprav a jejich komponent nebo přímo automobilové společnosti, zabývající se výrobou a prodejem osobních vozidel. Provedený komplexní rozbor elastokinematických vlastností zavěšení může dále efektivně sloužit specialistům a vývojářům z praxe jako nástroj k docílení ideálnějšího nastavení jízdních vlastností vozidla. Výstupem z práce je několik aktivních účastí na vědeckých konferencích [83, 85] a článků ve vědeckých časopisech [84, 86, 87].

7 Seznam použité literatury

- [1] Altair Engineering. *HyperMesh 11.0 User Guide* [online]. Michigan: Altair University, 2011 [cit. 10.04.2015]. Dostupné z: <http://www.altairhyperworks.com/hwhelp/Altair/hw11.0/help/hwd/hwd.aspx>
- [2] Altair Engineering. *Hyperworks Desktop 11.0 Help* [online]. Michigan: Altair University, 2011 [cit. 09.10.2015]. Dostupné z: <http://www.altairhyperworks.com/hwhelp/Altair/hw11.0/help/hwd/hwd.aspx>
- [3] Altair Engineering. *Practical Aspect of Multi-Body Simulation with Hyperworks* [online], Michigan: Altair University, January 2015 [cit. 13.07.2015]. Dostupné z: <http://www.altairuniversity.com/free-ebooks-2/>
- [4] Altair Engineering. *MotionSolve 11.0 Reference Guide* [online], Michigan: Altair University, 2011 [cit 15.01.2015]. Dostupné z: <http://www.altairhyperworks.com/hwhelp/Altair/hw11.0/help/hwd/hwd.aspx>
- [5] Altair Engineering. *MotionView 11.0 Tutorials* [online], Michigan: Altair University, 2011 [cit. 01.06.2014]. Dostupné z: <http://www.altairhyperworks.com/hwhelp/Altair/hw11.0/help/hwd/hwd.aspx>
- [6] Altair Engineering. *MotionView 11.0 User Guide* [online], Michigan: Altair University, 2011 [cit 09.10.2015]. Dostupné z: <http://www.altairhyperworks.com/hwhelp/Altair/hw11.0/help/hwd/hwd.aspx>
- [7] APETAUR, M. *Motorová vozidla V-Kmitání vozidla*, 1. vydání, Praha: Vydavatelství ČVUT, 1979. 115 s. číslo publikace 3135
- [8] APETAUR, M., STEJSKAL, V. *Motorová vozidla VI-Teorie zavěšení kol a řízení*, 1. vydání, Praha: Vydavatelství ČVUT, 1983. 124 s., číslo publikace 4679
- [9] ATTIA, H. A. Kinematic analysis of the multi-link five-point suspension system in point coordinates. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2003, 17 (8), 1133-1139 s., ISSN: 1738-494X (print) 1976-3824 (online)
- [10] AUDI, AG. *Podklady, výzkumné zprávy a publikace* [online]. Ingolstadt, 2012. [cit. 07.03.2014]. Dostupné z: <http://www.audi.com>
- [11] BABÁK, J. *Měření momentů setrvačnosti těles pomocí trifilárního závěsu*, výzkumná zpráva, AZNP, 5 s., 1985
- [12] BEIßBARTH GmbH. *Wheel Alingment VAG 1995 K* [online]. München: Beißbarth, 2013. [cit. 10.04.2013]. Dostupné z: <http://www.beissbarth.com/bbcms/Products/Wheel%20Alignment.htm>
- [13] BLUNDELL, M. V. The influence of rubber bush compliance on vehicle suspension movement. *Materials and Design*. 2008, 19 (1), s. 29-37, ISSN 0264-1275, DOI 10.1016/S0261-3069(97)00101-5

-
- [14] BRÁT, V. *Maticové metody v analýze a syntéze prostorových vázaných mechanických systémů*. 1. Vydání. Praha: Academia, 1981. 207 s.
- [15] DIN 70000, 1994. *Straßenfahrzeuge, Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten, Begriffe*. [online] Deutschland, Berlin: Beuth Verlag GmbH. Dostupné z: <https://www.beuth.de/de/norm/din-70000/2207185>
- [16] DOBRE, G., MATEESCU, V., TICA, M. On double wishbone front suspension mechanisms. In: *Annals of DAAAM for 2010 and Proceedings of the 21st International DAAAM Symposium*. Vienna Austria: DAAAM International, 2010, 21 (1), ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-73-5
- [17] DOBRE, G., MATEESCU, V., TICA, M., MIRICA, R. F. Study of Car Multi-link Rear Axle Considering Their Kinematic Incompatibilities. *Advanced Design and manufacture III*. 2011, 450, s. 316-319, ISSN 1662-9795, doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.450.316
- [18] ESFAHANI, M. I. M., MOSAYEBI, M., POURSHAMS, M., KESHAVARZI, A. Optimization of Double Wishbone Suspension System with Variable Camber Angle by Hydraulic Mechanism. *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*. World Academy of Science, Engineering and Technology. 2010, 4(1), s.60-67. ISSN 1307-6892
- [19] FAULHABER, A., HERMANN, J., RÖSS, K. H., MÖDINGER, W., FRITZ, P: Übertagend auf der Strasse und im Gelände. *Automobil Technische Zeitschrift extra*. 2011, Dezember. ISSN 0001-2785 (print), 2192-8800 (online)
- [20] FISCHER, T. *Erweiterung eines ADAMS/Car-Pkw-Modells durch Einbindung von FEM-Modellen*, Zwickau, 2010. Diplomová práce. Westsächsische Hochschule Zwickau
- [21] FRENDI, F., VITALE, E. Elastokinematic analysis of compound crank axle suspensions. *International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*. 2009, 2(1), s. 440-446, ISBN 1946-399 (print), 1946-4002 (online), DOI 10.4271/2009-01-0221
- [22] GIES, S., BRENDEN, C. Modularität als Prinzip – Der neue Golf – Fahrwerk, *Automobil Technische Zeitschrift extra*. 2011, November. ISSN 0001-2785 (print), 2192-8800 (online)
- [23] GILLESPIE, D. T. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineering, Warrendale 1992, ISBN 1-56091-199-9
- [24] GREPL, R. *Kinematika a dynamika mechatronických systémů*, 1. vydání, Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2007. 158 s. ISBN 978-80-214-3530-8
- [25] HAENNI. *Měřicí váhy* [online], 2014. [cit. 13.07.2014]. Dostupné z: <http://www.haenni-scales.com>

- [26] HEISSING, B., BRAND, H. J. *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*, 1. vydání, Wuetzburg: Vogel, 2002. 165 s. ISBN 3-8023-1903-6
- [27] HEISSING, B., ERSOY, M.: *Fahrwerkhandbuch*, 2. vydání, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2008. 577 s. ISBN 978-3-8348-0444-0
- [28] HEUZE, L., RAY, P., GOGU, G., SERRA, L., ANDRE, F. Design studies for a new suspension mechanism. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2003, 217(7), s. 529-535, 2003. ISSN 0954-4070 (print), 2041-2991 (online). DOI 10.1243/095440703322114915
- [29] HILLER, M., WOERNLE, C. Elastokinematical analysis of a five-point wheel suspension. *Revue de la SIA Ingenieurs de l'Automobile*. 1985, s. 77-80.
- [30] ISERMANN, R. *Fahrdynamik-Regelung, Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*, 1. vydání, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2006. s. 463, ISBN 3-8348-0109-7
- [31] ISO 612, 1978. *Road vehicles-Dimensions of motor vehicles and towed vehicles-Terms and definitions*. [online] Schweizlerland, Geneva: International Organization for Standardization. Dostupné z: http://www.iso.org/iso/catalogue_detail.htm?csnumber=4729
- [32] JAN, Z., VÉMOLA, A., ŽDÁNSKÝ, B. *Automobily – podvozek a převodná ústrojí*, Brno: Cerm, 2003, 266 s., ISBN 80-7204-262-9
- [33] KEY TO METALS AG. *Total Materia-databáze materiálů* [online]. Švýcarsko: Key to metals AG, 2015 [cit. 18.03.2015]. Dostupné z: <http://www.totalmateria.com/>
- [34] KNAPCZYK, J., DZIERZEK, S. Displacement and force analysis of five-rod suspension with flexible joints. *Trans. ASME: Journal of Mechanical Design*. 1995, 117, s. 532-538, ISSN 1528-9001
- [35] KNAPCZYK, J.; DZIERZEK, S. Elastokinematic analysis of five-rod suspension with flexible joints, including effects of shock absorber, Vehicle System Dynamics: *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 1998, 29, s. 270-279, ISSN 0042-3114 (print), 1744-5159 (online), DOI 10.1080/00423119808969564, 1998
- [36] KNAPCZYK, J., MANIOWSKI, M. Elastokinematics modeling and study of five-rod suspension with Subframe. *Mechanism and Machine Theory*. 2006, 41, s. 1031–1047, ISSN 0094-114X
- [37] KNAPCZYK, J., MANIOWSKI, M. Selected effects of bushings characteristics on five-link suspension elastokinematics and in-plane dynamics. *Mobility and Vehicle Mechanics*. 2002, 28(1-2), s. 107-121, ISSN 1450 – 5304

- [38] KNAPCZYK, J., MANIOWSKI, M. Stiffness synthesis of a five-rod suspension for given load displacement characteristics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 2006, 220, s. 879-889, ISSN 09544062
- [39] KOVANDA, J., PURŠ, H., ŽÍTEK, V. *Analýza kinematických charakteristik zadní nápravy na zjednodušeném principiálním modelu*, Praha: výzkumná zpráva FD ČVUT – Advanced Engineering, s.r.o., 2010
- [40] KOVANDA, J., RESL, I., SOCHA, J., *Konstrukce automobilů-pérování vozidel*, 1. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997, 120 s., ISBN 80-01-01624-2
- [41] LINNING, W., ZUBER, A., FREHN, A., LEONTARIS, G., Christophliemke, W. Die Verbundlenkerhinterachse – Auslegung, Materialien, Prozesse und Konzepte. *Automobil Technische Zeitschrift*. 2009, ISSN 0001-2785 (print), 2192-8800 (online)
- [42] LU, X. Y. Research and Analysis on Vehicle Multi-body Dynamics Simulation. *Sensors and Transducers*. 2013, 161 (12), s. 601-608, ISBN 2306-8515 (print), 1726-5479 (online)
- [43] LUKIN, P., GASPARYANTS, V., RODINOV, V. *Automotive Chassis*. 1989. Design and Calculations. MIR Publishers, Moscow.
- [44] MACEK, K. *Nauka o materiálu*. 2. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 209 s., ISBN 80-01-02543-8
- [45] MACH, V. *Model vozidla zahrnující elasticitu uložení náprav v karosérii*, Praha, 2007. Diplomová práce, ČVUT v Praze. Fakulta strojní. Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
- [46] MATCHINSKY, W. *Radführungen der Strassenfahrzeuge-Kinematik, Elastokinematik a und Konstruktion*, 2. vydání, Berlin Heidelberg: Springer, 1998. 399 s., ISBN 3-540-64155-6
- [47] MICHALEC, J. *Pružnost a Pevnost I*. 2. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1995, s. 320, ISBN 8001013332
- [48] MILLIKEN, W. F., MILLIKEN, D. F. *Race Car Vehicle Dynamics*. 1. vydání, Warendale: Society of Automotive Engineering, 1995. s. 918, ISBN 1-56091-526-9
- [49] MITSCHKE, M. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, 1. vydání, Berlin: Springer Verlag, 1972, 529 s., ISBN 3-540-05207-0
- [50] MITSCHKE, M., FEHLAUER, J.: *Einfluss der Radaufhängungskinematik auf das Fahrverhalten*, 1. vydání, Dusseldorf: VDI-Verlag, 1973, VDI-Verlag, 38 s., ISBN 3-18-12 0231-2
- [51] MITSCHKE, M., WALLENTOWITZ, H. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 5. vydání, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. s. 919, ISBN 978-3-658-05068-9, DOI 10.1007/978-3-658-05068-9, 2014

- [52] MOON, I. D., OH, C. Y. Computational model for analyzing the kinematics and compliance characteristics of a commercial vehicle's front suspension system. *International Journal of Automotive Technology*. 2012, 13(2), s. 279-284, ISSN 1229-9138, DOI 10.1007/s12239-012-0025-4
- [53] MOUSSEAU, C. W., LAURSEN, T. A., LIDBERG, M., TAYLOR, R. L. Vehicle dynamics simulations with coupled multibody and finite element models. *Finite Elements in Analysis and Design*. 1999, 31, s. 295-315, ISBN 0168-874X
- [54] NEGRUT, D., DYER, A. *ADAMS/Solver Primer*, Ann Arbor, August 2004
- [55] POPP, K., SCHIEHLEN, W. *Ground Vehicle Dynamics*. 1. vydání, Berlin Heidelberg: Springer – Verlag, 2010. s. 348, DOI 10.1007/978-3-540-68553-1
- [56] RILL, G. *Simulation von Kraftfahrzeugen* [online]. Regensburg: Wieveg Verlag, 2007, s. 210. Dostupné z: <http://homepages.fh-regensburg.de/%7Erig39165/>
- [57] RILL, G. *Vehicle Dynamics* [online]. Regensburg: Lecture Notes, Fachhochschule Regensburg, 2006, s. 148. Dostupné z: <http://homepages.fh-regensburg.de/%7Erig39165/>
- [58] RILL, G., SCHAEFFER, T. *Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation: mit Anwendungsbeispielen*. 1. vydání. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2010. s. 215, ISBN 978-3-8348-0888-2
- [59] ROCCA, E., RUSSO, E. A feasibility study on elastokinematic parameter identification for a multilink suspension. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2002, 216(2), s. 153-160, ISSN 0954-4070 (print), 2041-2991(online), DOI 10.1243/0954407021528995
- [60] RWTH Aachen University. *Elastokinematics*. Výzkumná zpráva [online]. Aachen, 2014. [cit. 07.03.2014]. Dostupné z: <http://www.ika.rwth-aachen.de>
- [61] SAMIN, J. C., FISETTE, P. *Multibody Dynamics: Computational methods and Application*. 1. vydání, Springer Netherlands, 2013. s. 216, ISBN 978-94-007-5404-1, DOI 10.1007/978-94-007-5404-1
- [62] SAMIN, J. C., FISETTE, P. *Symbolic modeling of Multibody System*, 1. vydání, Springer Netherlands, 2003. s. 476, ISBN 978-94-017-0287-4, DOI 10.1007/978-94-017-0287-4
- [63] SEDLÁŘ, J. *Typy náprav osobních automobilů*. Brno, 2007. Bakalářská diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Ústav automobilů a dopravního inženýrství
- [64] SHIM, T., PRADHEEP, C., V. Improvement of vehicle roll stability by varying suspension properties. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 2011, 49(1-2), s. 129–152, ISSN 0042-3114 (print), 1744-5159 (online)

- [65] SCHRAMM, D., HILLER, M., BARDINI, R. *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*, Duisburg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010, s. 465, ISBN 978-3-540-89313-4
- [66] SIMIONESCU, P. A., BEALE, D. Synthesis and analysis of the five-link rear suspension system used in automobiles. *Mechanism and Machine Theory*. 2002, 37, s. 815-832. ISSN 0094-114X
- [67] SIMEON, B. *Computational flexible multibody dynamics: A differential-algebraic Approach*. Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2013. ISBN 978 3-642-35157-0
- [68] STEJSKAL, V., BROUSIL, J., STEJSKAL, S. *Mechanika III*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1993. 204 s. ISBN 80-01-00918-1
- [69] STEJSKAL, V., VALÁŠEK, M. *Kinematics and Dynamics of Machinery*. New York: Marcel Dekker, 1996. s. 494, ISBN 0824797310
- [70] SVOBODA, J. *Teorie dopravních prostředků-vozidla silniční a terénní*, 1. vydání, Praha: Vydavatelství ČVUT, 1988. s. 253, číslo publikace 6311
- [71] SVOBODA, J., VACULÍN O. *Measurements and simulation of influence of deteriorated suspension elements on vehicle handling*. Praha, 2007. Výzkumná zpráva. Výzkumné centrum Josefa Božka, ČVUT v Praze. Fakulta strojní
- [72] TENNECO AUTOMOTIVE DEUTSCHLAND GmbH. *Hinterachsedämpfer*. Edenkoben: 2013. Firemní podklady.
- [73] TICA, M., DOBRE, G., MATEESCU, V., VIRZI-MARIOTTI, G. Influence of compliance for an elastokinematic model of a proposed rear suspension, *International Journal of Automotive Technology*. 2014, 15(6), s. 885–891, 2014, ISSN 1229-9138(print), 1976-3832(online), DOI 10.1007/s12239-014-0093-8
- [74] TOTU, V., ALEXANDRU, C. Dynamic analysis of a multi-link suspension mechanism with compliant joint. *Bulletin of the Transilvania University of Brasov Series I: Engineering Sciences*. 2013, 6 (1), s. 33-38, ISSN 2065-2119 (print), 2065-2127 (CD-ROM)
- [75] VACULÍN, O., SVOBODA, J., VALÁŠEK, M., STEINBAUER, P. Influence of Deteriorated Suspension Components on ABS Braking, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 2009, 46(1), s. 969-979. ISSN 0042-3114 (print), 1744-5159 (online), DOI 10.1080/00423110802037206
- [76] VALÁŠEK, M., BAUMA, V., ŠIKA, Z. *Mechanika B*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. s. 121. ISBN 80-01-02919-0
- [77] VLK, F.: *Dynamika motorových vozidel*, 1. vydání, Brno: Nakladatelství Vlk, 2000. s. 434, ISBN 80-238-5273-6
- [78] VLK, F.: *Podvozky motorových vozidel*, 2. vydání, Brno: Nakladatelství Vlk, 2003. s. 392, ISBN 80-239-0026-9

- [79] VOKÁL, P. *Kinematika a dynamika zavěšení přední nápravy typu McPherson s uvažováním poddajností*. Praha, 1996. Disertační práce. ČVUT v Praze. Fakulta strojní. Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
- [80] VRÁNA, T. *Zadní hnací náprava užitkového automobilu pro smíšený provoz*, Praha, 2006. Bakalářská diplomová práce. ČVUT v Praze. Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
- [81] VRÁNA, T. *Komplexní návrh zadní hnací nápravy užitkového automobilu pro smíšený provoz*, Praha, 2009. Diplomová práce. ČVUT v Praze. Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
- [82] ZWICK/ROELL. *Zkušební stroje a přístroje* [online], 2011. [cit. 01.06.2015]. Dostupné z: <http://www.zwick.cz>

Autorovy vlastní publikace k dané problematice

- [83] VRÁNA, T., BRADÁČ, J., KOVANDA, J. Study of wheel geometrical parameters for single-axle suspension by using elasto-kinematic model, In: *31st conference with international participation Computational Mechanics 2015*, Špičák: Západočeská univerzita v Plzni, 2015, s. 127-128, ISBN 978-80-261-0568-8 (CD)
- [84] VRÁNA, T., BRADÁČ, J., KOVANDA, J. Elasto-kinematic computational model of suspension with flexible supporting elements. *Acta Polytechnica*, 2016, 56(2), s. 147-155, ISSN 1210-2709 (print), ISSN 1805-2363 (online), DOI 10.14311/AP.2016.56.0147
- [85] VRÁNA, T., KOVANDA, J., BRADÁČ, J. Studie elastokinematických vlastností nezávislého zavěšení nápravy pomocí kombinovaného MBS a MKP modelu, In: *XX. mezinárodní konference Výpočty konstrukcí metodou konečných prvků 2015*. Praha: Ústav termomechaniky Akademie věd ČR, 2015, s. 77-78, ISBN 978-80-87012-56-7
- [86] VRÁNA, T., KOVANDA, J., BRADÁČ, J. Study of suspension characteristics using flexible subframe. *MM Science Journal*, 2015, 8(4), s. 843-848, ISSN 1803-1269 (print), ISSN 1805-0476 (online), DOI 10.17973/MMSJ.2015_12_201546
- [87] VRÁNA, T., BRADÁČ, J., KOVANDA, J., PURŠ, H.: The effect of arm stiffness on the elasto-kinematic properties of single-axle suspension by using the MBS simulation model. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016, X(X), s. X-X, ISSN 16878140 (print), ISSN 16878140 (on-line), DOI X 05/2016-podáno do redakce časopisu

Autorovy vlastní ostatní publikace

- [88] VRÁNA, T. Metodika výpočtu životnosti kuželového soukolí stálého převodu hnací zadní nápravy pro užitkový nákladní automobil. In: *XVI. Mezinárodní vědecká konference mladých*. Praha: ČZU v Praze, 2014, s. 196-201, ISBN 978-80-213-2476-3
- [89] VRÁNA, T. 2016. Strukturální vlastnosti karosérií. In: KOVANDA, J. aj. *Bezpečnostní aspekty návrhu dopravních prostředků*. 1. vydání. Praha: ČVUT v Praze. Fakulta dopravní. Ústav bezpečnostních technologií a inženýrství. s. 105-165, ISBN 978-80-01-05893-0
- [90] VRÁNA, T. Využití metody konečných prvků při vývoji podvozků nákladních vozidel na příkladu pevnostní analýzy mostu zadní nápravy, In: *XVI. Mezinárodní vědecká konference mladých*. Praha: ČZU v Praze, 2014, s. 190-195, ISBN 978-80-213-2476-3
- [91] VRÁNA, T., BRADÁČ, J., KOVANDA, J. Stress-strain analysis of the differential cage using the numerical simulation model. *Engineering Mechanics*. 2015, 22(2), s 73-82, ISSN 1802-1484 (print), ISSN 1805-4633 (online)

Stejnoseměrné pro pružení je základní zatěžovací stav při měření elastokinematiky:

- obě kola se současně posouvají ve svislém směru,
- ve stopě je náhrada horizontálně volná,
- kola jsou nebrzděná.

Protisměrné pro pružení je druhým základním zatěžovacím stavem:

- obě kola se střídavě pohybují ve svislém směru,
- součet sil na levé a pravé kolo odpovídá zatížení nápravy,
- ve stopě kola je náhrada v horizontálním směru volná,
- kolo je nebrzděné.

Boční síla působící na kolo je dalším zatěžovacím stavem:

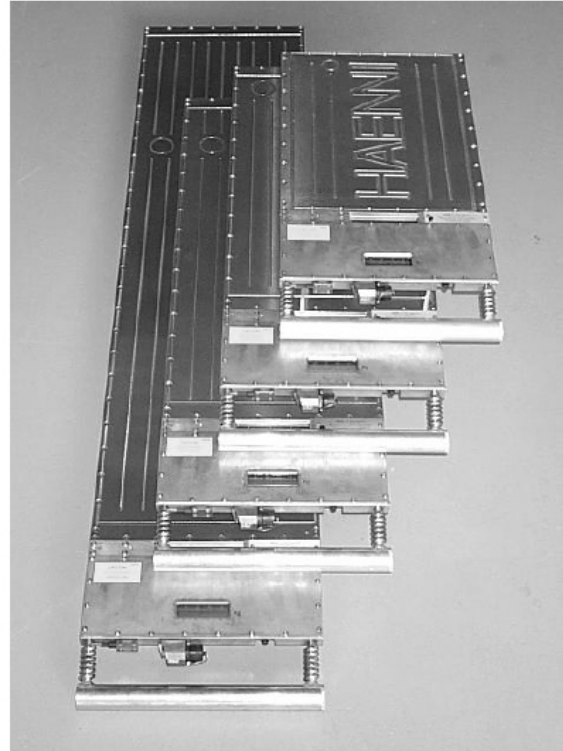
- boční síla je zavedena do stopy vnějšího kola, její působiště je posunuto o 35 mm za střed kola,
- síla je postupně zvyšována až do hodnoty cca 5kN na jedno kolo,
- kola zavěšení jsou nebrzděná, v bočním směru volná
- vertikální poloha kola je konstantní,
- měření probíhá při celkové hmotnosti vozidla
- volant je zablokován, hnací agregát běží ve volnoběžném režimu.

Brzdná síla představující zatížení v podélném směru vozidla je posledním zatěžovacím stavem:

- zavedená brzdná síla na jedno kolo je do cca 3-4 kN,
- kolo je volné v bočním směru,
- vertikální poloha kola je konstantní,
- měření probíhá při celkové hmotnosti vozidla.

Elektronische Radlastwaage WL 103

Anwendung	Messen von Achslasten an luftbereiften Fahrzeugen
Plattformgrösse	Standardgrösse für mobile Wägung auch von Doppelrädern. Mittlere Grösse für semi-fixe Installation. XL zur Wägung von modularen Schwertransportern.
Messbereich	0...2t, 0...3t 0...10t, 0...15t
Einsatztemperatur	-20...+60°C
Genauigkeit	OIML Nr. 76 Klasse 4, wahlweise mit HAENNI-Messprotokoll oder vorgesehen für amtliche Eichung
Ausführung	Al-Legierungen, strahlwasserdicht IP 65 (DIN 40050, IEC 144)
Speisung	eingebaute Akkumulatoren für 60h Betrieb. Ladung (und Betrieb) durch 12V Autobatterie oder Netzteil
Dateneingang und -Ausgang	RS 232 C
Elektroanschluss	Robuster und wasserdichter Stecker
Gewicht	14 kg (0...2t, 0...3t) 17 kg (0...10t, 0...15t, standard) 20 kg (0...10t, 0...15t, mittel) 29 kg (0...10t, 0...15t, XL)
Plattformhöhe	19 mm (0...2t, 0...3t) 17 mm (0...10t, 0...15t)



Auswahltablelle

Bestellbeispiel: WL 103 / 4 1 1 . 1 1 1 / 10Y /	
Temperatur und Norm	- 20 . . . + 60°C 4 OIML No. 76 Cl. 1
Teilwert	Standard 1
	eine Stufe kleiner ³⁾ 3
Plattformgrösse	Standard (klein) 1
	Mittel 4
	Extra lang 9
Messbereich	0 . . . 2t 08Y
	0 . . . 3t 19Y
	0 . . . 10t 10Y
	0 . . . 15t 20Y
Sonderausführungen	Grundplatte mit Gummiunterseite 802
	Für amtliche Eichung. Der Bestellcode wird nach dem Zulassungsverfahren festgelegt

Betrieb

Die Radlastwaage WL 103 ist durch ihr geringes Gewicht leicht zu transportieren und ohne Montage von Auffahrkeilen und Anschlüssen jederzeit einsatzbereit. Um rationell messen zu können, ist es empfehlenswert, mit mindestens zwei Waagen zu arbeiten. Die Messung erfolgt auf ebenem und festen Untergrund, indem die Waage dicht an das zu messende Rad geschoben wird und das Fahrzeug auf die wirksame Fläche der Plattform gefahren wird. Die Radlast kann direkt an der Digitalanzeige abgelesen werden. Mit Hilfe von Verbindungskabeln können je zwei Waagen zur Achslastmessung zusammengeschaltet, oder bis zu 6 Waagepaare an ein separates Auswertegerät angeschlossen werden.

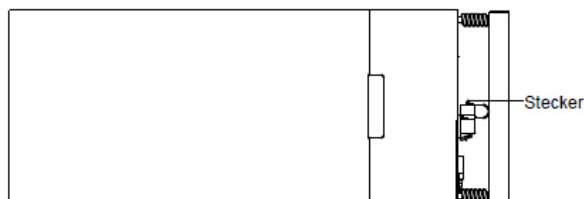
Zubehör

Für Zubehör wie Höhenausgleichsmatten, Kabel, Zusatzstempel für Punkt- und Stützlasten, Transportkoffer usw. siehe Katalogblatt W9.100.

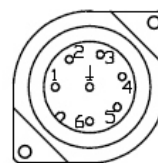
Amtliche Prüfung

Die Radlastwaage WL 103 ist weltweit zur amtlichen Prüfung zugelassen. Die 10 und 2 t Ausführungen sind nach OIML¹⁾ geprüft und zertifiziert.

Steckerbelegung



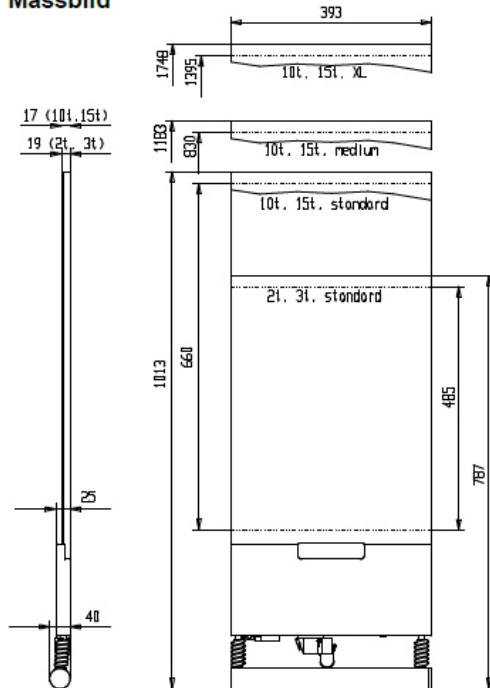
Ansicht Stecker



- 1 Codierung
- 2 Codierung
- 3 Datenausgang
- 4 V0
- 5 Vb 10.8...16V
- 6 Dateneingang
- ↓ Abschirmung

Elektronische Radlastwaage WL 103

Massbild



Aufbau und Funktion

Die Radlastwaage besteht aus einer flachen Wägeplattform und einem seitlich angebrachten Anzeigeteil.
Die Wägeplattform enthält als Messorgan ein zwischen der Grund- und Deckplatte eingebautes Rohrfedersystem. Alle Rohrfedern sind untereinander und mit dem Anzeigeteil verbunden. Das ganze System ist mit einer frostsicheren Flüssigkeit gefüllt und dicht verschlossen. Bei Belastung der Plattform werden die Rohrfedern zusammengedrückt, wobei ein Teil der Füllflüssigkeit ausgestossen und im Anzeigeteil durch einen Sensor gemessen wird. Dieser gibt ein zur aufgetragenen Last proportionales elektrisches Signal ab.
Zur Kompensation unerwünschter Temperatureinflüsse ist in der Plattform zusätzlich ein schleifenförmiger Temperatursensor eingebaut. Die durch einen Mikroprozessor gesteuerte Elektronik im Anzeigeteil digitalisiert die Signale des Volumen- und Temperatursensors und berechnet daraus das Gewicht, welches auf der LCD abgelesen werden kann.
Beim Einschalten der Waage führt die Elektronik einen Selbsttest durch und setzt die Anzeige auf Null. Im weiteren Betrieb führt die Elektronik den Nullpunkt, falls notwendig, selbsttätig nach, so dass auf eine Nullstellvorrichtung verzichtet werden konnte.
Bei Bedarf können zwei Waagen zusammengeschaltet werden, wobei dann beide Anzeigen die Summe beider Waagen, d.h. die Achslast anzeigen. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, zwei oder mehr Waagen an ein separates Auswertegerät oder einen Personal Computer anzuschliessen.
Zum Schutz der eingebauten Nickel-Cadmium Batterien ist einerseits die Ladeschaltung so ausgeführt, dass eine Überladung nicht möglich ist, andererseits wird eine totale Entladung durch die Selbstabschaltung bei Erreichen der unteren Spannungslimite ausgeschlossen.
Die Konstruktion der Wägeplattform ist speziell geeignet für die Messung von Gewichten von Fahrzeugen mit luftgefüllten Reifen. Zu hoher Flächenndruck, wie er bei Vollgummirädern oder festen Gegenständen entstehen kann, ist nicht erlaubt. In diesen Fällen muss eine Zwischenplatte aus dem HAENNI-Zubehörprogramm verwendet werden, um das Gewicht auf eine genügend grosse Fläche zu verteilen. Eine solche Zwischenplatte muss auch verwendet werden, wenn die Anzeigegenauigkeit auf einem Gewichtsprüfstand kontrolliert werden soll.

Technische Daten

Messbereich	0...2 t		0...3t	0...10 t		0..15t
Teilwert (standard / kleiner ³⁾)	10 kg	5 kg	10 kg	50 kg	20 kg	50 kg
Fehlergrenze Standard Teilwert bei der Eichung	±5 kg (bis 500 kg) ±10 kg (500 kg..2000 kg)		±5 kg (bis 500 kg) ±10 kg (500 kg..2000 kg) ±15 kg (2000 kg..3000 kg)	±25 kg (bis 2,5 t) ±50 kg (2,5 t..10 t)		±25 kg (bis 2,5 t) ±50 kg (2,5 t..10 t) ±75 kg (10 t..15 t)
	kleinerer Teilwert		—	±10 kg (bis 1 t) ±20 kg (1 t..4 t) ±30 kg (4 t..10 t)		—
im Verkehr	doppelter Wert gegenüber Eichung					
Maximallast	2,5 t		3,75 t	12,5 t		18 t
zulässige Last pro Flächeneinheit	6 kg/cm ²		9 kg/cm ²	12 kg/cm ²		15 kg/cm ²
maximale Last pro Flächeneinheit	12 kg/cm ²		18 kg/cm ²	24 kg/cm ²		30 kg/cm ²
Einsatztemperatur	-20...+60°C	0...+40°C	-20...+60°C			
Lagertemperatur	-30°C +60°C					
Elektromagnetische Verträglichkeit	gemäss OIML Nr. 76 ¹⁾					
Nullung, Test usw.	automatisch gemäss OIML Nr. 76 ¹⁾					
Schutzart (DIN 40 050, IEC 144)	IP 65					
Überfahrbarkeit	vollständig, incl. Kabel					
Einsatzgebiet	Fester Untergrund, max. 10 mm uneben, max. 5% geneigt (≈3°)					
Aktive Fläche	in Fahrtrichtung	345 mm		380 (12 kg/cm ^{2,2}) 393 (6 kg/cm ^{2,2})		380 (15 kg/cm ^{2,2}) 393 (6 kg/cm ^{2,2})
	quer zur Fahrtr.	siehe Massbild				
Aussenmasse	siehe Massbild					
Speisung	durch eingebaute Akkumulatoren, 60 h Betrieb Ladung und Betrieb durch 12 V-Autobatterie oder durch Netzadapter					

1) OIML ist die Abkürzung für Organisation Internationale de Métrologie Légale.

2) Im praktischen Betrieb darf die ganze Überfahrlänge genutzt werden, weil der Abdruck eines Reifens in der Randzone eine Flächenpressung von weniger als 6 kg/cm² erzeugt.

3) Der kleinere Teilwert sollte nur bei speziellen Anforderungen zur Anwendung kommen. In den meisten Fällen ist die Standardteilung vorteilhafter! S. auch Techn. Bericht P 1196

Příloha C Měření doby kmitu soustavy na trifilárním torzním závěsu

Parametry trifilárního závěsu

Hmotnost desky (měřeno)	m_1 [kg]	6,98
Délka lan	L [m]	3,5
Rozteč	R [m]	0,375
Gravitační zrychlení	g [ms^{-2}]	9,8066

Těleso - Prvek zavěšení	-	Nápravnice	Spodní příčné rameno
Hmotnost dílu (měřeno)	m_2 [kg]	11,94	2,49

Měření doby kmitu pomocí trifilárního závěsu				
Doba kmitu	T [s]	Závěs	Závěs + Nápravnice	Závěs + Spodní příčné rameno
Číslo měření	1	2,85	3,43	2,68
	2	2,78	3,38	2,73
	3	2,87	3,4	2,66
	4	2,84	3,37	2,57
	5	2,81	3,3	2,6
	6	2,88	3,25	2,64
	7	2,76	3,4	2,51
	8	2,81	3,28	2,61
	9	2,71	3,31	2,57
	10	2,82	3,22	2,55
Aritmetický průměr	T [s]	2,813	3,334	2,612
Střední kv.odchylka (Rozptyl)	S_T^2 [-]	0,002	0,005	0,004
Šměrodatná odchylka	S_T [-]	0,049	0,068	0,063
Moment setrvačnosti	I_{zz} [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	0,551	2,099	0,645

Těleso - Prvek zavěšení	-	Závěs	Nápravnice	Spodní příčné rameno
Moment setrvačnosti	I_{zz} [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	0,551	1,548	0,094

Product Information

ProLine table-top testing machines Z005 up to Z100

Data	Value
Load frame	
Finish	RAL 7021 black grey, stainless steel metallic, RAL 3031 orientred
Ambient temperature	+10 ... +35 °C
Air humidity	20 ... 90 %
Conformity	ISO 9000 and CE
Drive system	
Motor	AC servo-motor
Input signal, set-value preset	digital (real-time Ethernet, EtherCAT®)
Controller / Cycle time	adaptive / 1000 Hz
Positioning, repetition accuracy	±2 µm
Permissible feedback energy	Up to 50 % machine utilization
Measurement and control electronics	
Number of slots available for measurement and control modules	2 synchronized module bus slots (expandable to 5) ¹⁾ 1 synchronised PCIe slots
Force measurement	grade 0.5 / 1 see load cell, to DIN EN ISO 7500-1, ASTM E4,
Measurement range	up to 165 % of F_N
Calculated resolution (e.g. in tensile / compression direction)	24 bits
Data acquisition rate, internal	400 kHz
Test data transmission rate to the PC	500 Hz (optional 2000 Hz)
Zero-point correction	automatically at measurement begin
Measurement signal runtime correction for all channels	yes
Interface for PC	Ethernet
Eco Mode	yes, power section automatically switched off (time adjustable)
CE conformity	yes, according to machine guidelines 2006/42/EG
Power ratings	
Electrical connections	230 VAC
Range of tolerance	± 10 %
Mains frequency	50/60 Hz

¹⁾ A DCSC module is included in delivery (occupies one module bus slot).

Příloha D Technické parametry měřicího zařízení Zwick/Roell ProLine Z050TN
[82]



Zwick
Materials Testing

Product Information

ProLine table-top testing machines Z005 up to Z100

Type	Z005TN	Z010TN	Z010TH ¹	Z020TN	Z030TN	Z050TN	Z100TN	
Item number	059008	059010	059011	059012	059013	059021	059022	
Load frame								
Test load F_N in tensile/compr. direction	5	10	10	20	30	50	100	kN
Test area width	440	440	440	440	440	440	640	mm
Height of test area (dimension A) ¹	1070	1050	1450	1050	1370	1370	1360	mm
Max travel of moving crosshead ¹	1000	980	1380	980	1285	1285	1275	mm
Height	1331	1331	1731	1331	1743	1743	1829	mm
Width	770	770	770	770	850	850	1070	mm
Width with electronics console	917	917	917	917	1000	1000	1205	mm
Depth	358	358	358	358	456	456	602	mm
Depth with electronics console	439	439	439	439	462	462	645	mm
Total weight with electron. console	110	135	150	135	330	330	530	kg
Lower mounting stud dia. (included in scope of supply)	20	20	20	36	36	36	60	mm
Noise level measured at maximum test speed	59	57	57	58	68	69	71	dB (A)
Drive unit								
Crosshead speed	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	
V_{min} ... V_{Nenn}	... 1500	... 1000	... 1000	... 500	... 300	... 600	... 300	mm/min
Increased crosshead return speed (at reduced force)	2000	1500	1500	750	500	800	400	mm/min
Drive system's travel resolution	0.039	0.038	0.038	0.018	0.012	0.016	0.0081	μ m
Positioning, repetition accuracy	± 2	± 2	± 2	± 2	± 2	± 2	± 2	μ m
Power ratings								
Electrical connections (adjustable)	1 FH, N, PE							
Mains frequency	50/60	50/60	50/60	50/60	50/60	50/60	50/60	Hz
Power rating	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	1.2	1.2	kVA

¹ Without accessories

² At testing machine Z010 TH the maximum total weight of in the moving crosshead inserted specimen grips and tools is limited to 20 kg

Příloha E Technické parametry měřicího zařízení Beißbarth [12]

Maximální velikost použitých ráfků kol 12 “-20 “

Otočné desky – maximální nosnost 1000 kg, rozsah otáčení 360 °

Posuvné desky – maximální nosnost 1000 kg, rozsah posuvu +60mm až – 60 mm

<u>Měřený geometrický parametr</u>	<u>Přesnost měření</u>	<u>Měřicí rozsah</u>
Celková sbíhavost	± 4′	± 18°
Dělená sbíhavost	± 2′	± 9°
Odklon	± 2′	± 9°
Úhel jízdní osy vozidla	± 2′	± 9°
Záklon	± 4′	± 22°
Příklon	± 4′	± 22°
Úhel rozdílu natočení kol	± 4′	± 20°
Maximální úhel řízení	± 4′	± 300°

Příloha F Protokol z měření elastokinematiky na zařízení Beißbarth

Protokol měření

Standardní měření vozidla
 Beissbarth © *VAG 1995 K/VAS 5080
 M * R+ ** OK * USER // 71 / C

VOLKSWAGEN AG

Datum: 18.09.2014 08:09:24

Verze (program) v5.0b1728/v5.0b1719	Verze (CCD) v5.0b1715	Verze (cílová data) USER	Sériové číslo DK5304139	Servis 28.01.2014
----------------------------------------	--------------------------	-----------------------------	----------------------------	----------------------

Zákazník

Společnost:

Vozidlo **Objednávka**

VIN:

Vozidlo: **USER**
Ford Focus NORMAL

Zadní náprava		Počáteční (vstupní) měření	Cílová data
Odklon	vlevo	-2°09'	-0°30' [-1°00'] +0°30'
	vpravo	-2°12'	
Rozdíl odklonů		+0°03'	[0°30']
Dělená sbíhavost	vlevo	+0°03'	-0°05' [+0°05'] +0°05'
	vpravo	+0°04'	
Celková sbíhavost		+0°07'	-0°10' [+0°10'] +0°10'
Přesazení		-0°03'	
Geometrická osa řízení		+0°00'	
Přední náprava		Počáteční (vstupní) měření	Cílová data
Záklon 20°	vlevo	+7°30'	-0°30' [+7°23'] +0°30'
	vpravo	+7°20'	
Příklon svislého čepu 20°	vlevo	+14°05'	
	vpravo	+14°16'	
Diferenční úhel rejdů	vlevo	-1°33'	
	vpravo	-1°27'	
Odklon	vlevo	-0°28'	-0°30' [-0°30'] +0°30'
	vpravo	-0°41'	
Rozdíl odklonů		+0°13'	[0°30']
Dělená sbíhavost	vlevo	+0°02'	-0°05' [+0°05'] +0°05'
	vpravo	+0°03'	
Celková sbíhavost		+0°05'	-0°10' [+0°10'] +0°10'
Přesazení		-0°02'	
Sevřený úhel 20°	vlevo	+13°40'	
	vpravo	+13°33'	