

Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

Ideový návrh kinematiky lichoběžníkové nápravy silničního vozidla

Jan Žák

Diplomová práce

2018

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Bc. Jan Žák
Osobní číslo: D15514
Studijní program: N3708 Dopravní inženýrství a spoje
Studijní obor: Dopravní prostředky: Silniční vozidla
Název tématu: Ideový návrh kinematiky lichoběžníkové nápravy silničního vozidla
Zadávací katedra: Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

- 1) Úvod
- 2) Rozdělení a charakteristiky náprav silničního vozidla
- 3) Uspořádání délky ramen na parametry zavěšení vozidlového kola
- 4) Uspořádání sklonu ramen na parametry zavěšení vozidlového kola
- 5) Závěr

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího práce

Rozsah pracovní zprávy: 50 - 60 stran textu a přílohy

Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

REIMPELL, J., STOLL, H., EDWARD, A. The automotive chassis - engineering principles. Arnold, London 1996. ISBN 0-340-61443-9.

VLK, František. Podvozky motorových vozidel: konstrukce, technika, údržba. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.

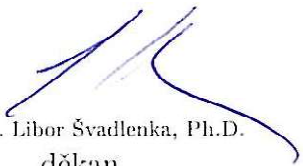
JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. Automobily. 2. vyd. Brno: Avid, 2009, 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Jilek, DiS.


Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: 15. února 2017

Termín odevzdání diplomové práce: 26. května 2017


doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

L.S.


doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2017

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 9/2012, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato diplomová práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne 19. 1. 2018

Jan Žák

Poděkování:

Děkuji Ing. DiS. Petru Jilkovi za vedení mé práce a za předání mnoha cenných vědomostí týkajících se především softwaru ADAMS. Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mi pomohli a podporovali při tvoření této diplomové práce.

ANOTACE

Diplomová práce se zabývá návrhem kinematiky lichoběžníkové nápravy silničního vozidla. Na začátku práce je popis druhů náprav silničních vozidel a popis jejich vlastností. Hlavní část práce se zabývá rozбором variant uspořádání ramen z hlediska jejich délek a z hlediska jejich sklonu na parametry zavěšení vozidlového kola. Poznatky z rozboru těchto variant vedou k výslednému návrhu kinematických bodů lichoběžníkové nápravy.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kinematika, lichoběžníkové zavěšení, rozchod, odklon, střed klopení

ANNOTATION

This thesis is concerned with the kinematic design of double wishbone suspensions of road vehicles. The theses begins with the description of the types of axles of road vehicles and the description of their characteristics. The main part of the thesis is concerned with the analysis of the variation of arms setting in terms of their lengths and their tilt by the parameters of the suspension of the vehicle wheel. The piece of knowledge from the analysis of these variants leads to the resulting proposition of kinematic points of double wishbone suspensions.

KEYWORDS

Kinematics, double wishbone suspensions, track, camber, roll center

OBSAH

Úvod.....	16
1 Rozdělení a charakteristiky zavěšení silničního vozidla	17
1.1 Tuhé zavěšení.....	17
1.2 Nezávislé zavěšení	19
1.2.1 Kliková náprava	19
1.2.2 Spřažená náprava.....	20
1.2.3 Kyvadlové úhlová náprava.....	21
1.2.4 Výkyvná náprava.....	22
1.2.5 Lichoběžníková náprava.....	22
1.2.6 McPherson.....	25
1.2.7 Víceprvková náprava (Multi – link).....	27
1.3 Geometrie kol silničního vozidla	29
1.3.1 Odklon kola	29
1.3.2 Sbíhavost	30
1.3.3 Příklon rejdové osy.....	31
1.3.4 Poloměr rejdu	31
1.3.5 Záklon rejdové osy a závlek.....	31
1.4 Kinematika nápravy silničního vozidla.....	32
1.4.1 Rozchod kol.....	32
1.4.2 Střed klopení a osa klopení karoserie.....	35
1.4.3 Změna odklonu kola.....	37
1.5 Změna sbíhavosti	39
1.6 Klonění karoserie	41
1.7 Elastokinematika	42
1.8 Vliv klopení kola na směrovou úchytku	44
2 Uspořádání délky ramen na parametry zavěšení vozidlového kola	47

2.1	Parametry navrhovaného vozidla.....	47
2.2	Program Adams car.....	48
2.3	Kinematické body a souřadný systém.....	49
2.4	Rozchod, odklon kol a střed klopení karoserie	50
2.4.1	Šablona se základním rozmístěním kinematických bodů.....	50
2.4.2	Varianty stejných délek horních a dolních ramen	53
2.4.3	Varianty různých délek horních a dolních ramen	55
3	Uspořádání sklonu ramen na parametry zavěšení vozidlového kola.....	59
3.1	Sklon stejně dlouhých ramen	59
3.2	Sklon různě dlouhých ramen s délkou spodních ramen 420mm.....	66
3.3	Sklon různě dlouhých s délkou spodních ramen 620mm.....	70
4	Závěr.....	74
5	použitá literatura.....	76
6	přílohy.....	77

SEZNAM ILUSTRACÍ

Obrázek 1: Panhardská tyč[3].....	18
Obrázek 2 Kliková náprava s odpružením torzní tyčí Citroenu Saxo [4].....	19
Obrázek 3 náprava s torzním propojovacím prvkem VW polo[3]	20
Obrázek 4 spřažená náprava [3].....	21
Obrázek 5 Okamžitý střed klopení kola a karoserie u Kyvadlové nápravy [3].....	22
Obrázek 6 přední a zadní lichoběžníkové zavěšení Ferrari F40 [6]	23
Obrázek 7 schéma lichoběžníkového zavěšení [1]	24
Obrázek 8 Střed klopení kola a střed klopení karoserie[3].....	24
Obrázek 9 Podrobnější kinematický rozbor lichoběžníkového závěsu Honda Civic [2]	25
Obrázek 10 Náprava MCPerson [5].....	26
Obrázek 11 Výceprvková zadní náprava BMW E36 [2].....	28
Obrázek 12 pětiprvková náprava [3]	28
Obrázek 13 pozitivní a negativní odklon kola[7](změněno značení odklonu).....	29
Obrázek 14 Sbíhavost kol[2](změněna popisku a označení sbíhavosti).....	30
Obrázek 15 Příklon rejdové osy a poloměr rejdu [7].....	31
Obrázek 16 Záklon rejdové osy a závlek [7]	32
Obrázek 17 Schéma pohybu bodů u lichoběžníkového zavěšení [2]	33
Obrázek 18 změna rozchodu kola[2].....	34
Obrázek 19 Střed klopení kola na úrovni vozovky [2].....	34
Obrázek 20 Závislost polo středu klopení karoserie na změně rozchodu kola[2]	35
Obrázek 21 Osa klopení karoserie[2]	37
Obrázek 22 Změna odklonu kola při naklopení karoserie[2]	37
Obrázek 23 Charakteristiky sbíhavosti v závislosti na délce spojovacích tyčí[2]	40
Obrázek 24 Osy klonění vozidla (Upraveno značení a přeložen popisek)[2]	41
Obrázek 25 Elastokinematická změna sbíhavosti [2] (upraveno značení)	43
Obrázek 26 Změna rozchodu kol u nápravy s pružinami a bez pružin [2].....	44
Obrázek 27 Závislost boční vodící síly vlivem odklonu kola na svislém zatížení při nulovém úhlu směrové úchylky. [11]	45
Obrázek 28 Boční vodící síla kola v závislosti na směrové úchylce a klopení [11].....	46
Obrázek 29 schéma kinematických bodů	49
Obrázek 30 Šablona se základní polohou kinematických bodů	51

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Základní parametry navrhovaného vozidla	48
Tabulka 2 Souřadnice kinematických bodů šablony	50
Tabulka 3 Varianty a horních a dolních délek ramen se stejnou délkou	53
Tabulka 4 Varianty b horních a dolních délek ramen s různou délkou	55
Tabulka 5 Varianty c polohy ramen se sklonem a stejnou délkou	59
Tabulka 6 varianty sklonu různě dlouhých ramen s kratším spodním ramenem.....	66
Tabulka 7 varianty sklonu různě dlouhých ramen s delším spodním ramenem.....	70

SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 a_1 změna celkového rozchodu kol	52
Graf 2 a_1 změna odklonu kola	52
Graf 3 a_1 změna vertikální polohy středu klopení karoserie	53
Graf 4 Koeficient odklonu při klopení karoserie	53
Graf 5 a_12345 změna vertikální polohy středu klopení karoserie	54
Graf 6 a_12345 změna celkového rozchodu kol	54
Graf 7 b_1234 změna celkového rozchodu kol	56
Graf 8 b_1234 změna odklonu kol	56
Graf 9 b_1234 koeficient odklonu při klopení karoserie	56
Graf 10 b_5678 změna celkového rozchodu kol	57
Graf 11 b_5678 změna vertikální polohy středu klopení karoserie	57
Graf 12 b_5678 změna odklonu kol	58
Graf 13 b_5678 koeficient odklonu při klopení karoserie	58
Graf 14 c_1234 odklon kol	60
Graf 15 c_1234 koeficient odklonu kola při klopení karoserie	60
Graf 16 c_245 změna celkového rozchodu kol	61
Graf 17 c_245 změna vertikální polohy středu klopení karoserie	61
Graf 18 c_245 odklon kol	61
Graf 19 c_56 celkový rozchod kol	62
Graf 20 c_56 změna odklonu	62
Graf 21 c_56 koeficient odklonu kola při klopení karoserie	63
Graf 22 klopení c_2456 celkový rozchod kol	63
Graf 23 klopení c_2456 změna vertikální polohy středu klopení karoserie	64
Graf 24 klopení c_2456 změna příčné polohy středu klopení karoserie	64
Graf 25 klopení c_2456 relativní změna odklonu kola vůči karoserii	65
Graf 26 klopení c_2456 koeficient odklonu kola při klopení karoserie	65
Graf 27 d_12345678 celkový rozchod kol	67
Graf 28 d_12345678 změna odklonu kol	68
Graf 29 d_12345678 vertikální poloha středu klopení karoserie	68
Graf 30 klopení d_12345678 celkový rozchod kol	68
Graf 31 klopení d_12345678 koeficient odklonu kola při klopení karoserie	69
Graf 32 klopení d_12345678 odklon kola	69

Graf 33 klopení d_12345678 vertikální poloha středu klopení karoserie	69
Graf 34 e_12345678 celková změna rozchodu kol	71
Graf 35 e_12345678 odklon	72
Graf 36 e_12345678 střed klopení karoserie	72
Graf 37 klopení e_12345678 změna rozchodu kol	72
Graf 38 klopení e_12345678 koeficient odklonu kola při klopení karoserie	73
Graf 39 klopení e_12345678 odklon	73
Graf 40 klopení e_12345678 vertikální poloha středu klopení karoserie.....	73

SEZNAM ZKRATEK

ADAMS *Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System*

SEZNAM SYMBOLŮ

b	[mm]	Rozchod kol
Δb	[mm]	Změna rozchodu kol od polohy při jízdě výšce
Δs	[mm]	Vertikální změna polohy kola od polohy kola při jízdě výšce
s_1	[mm]	Vzdálenost pohybu kola ve svislém směru nahoru
s_2	[mm]	Vzdálenost pohybu kola ve svislém směru dolů
h_{Ro}	[mm]	Výška polohy středu klopení karoserie
ε_w	[°]	Odklon kola
β_p	[°]	Příklon rejdové osy
β_z	[°]	Záklon rejdové osy
Z	[mm]	Závlek
R_o	[mm]	Poloměr rejdu
$\Delta\varphi$	[°]	Změna klopení karoserie
$\Delta\varepsilon_w$	[mm]	Změna odklonu kola
$\Delta\varepsilon_{wi}$	[°]	Změna odklonu kola na vnitřní straně vozidla v zatáčce
$\Delta\varepsilon_{wo}$	[°]	Změna odklonu kola na vnější straně vozidla v zatáčce
$\Delta\varepsilon_{w\varphi}$	[°]	Střední hodnota změny odklonu obou kol při klopení karoserie
$k_{\varepsilon SW\varphi}$		Koeficient změny odklonu jednoho kola při klopení karoserie
$k_{\varepsilon w\varphi}$		Koeficient změny odklonu obou kol na nápravě při klopení karoserie
$\Delta\varepsilon_{wrel}$	[°]	Relativní změna odklonu kola vůči vozidlu
δ_{wo}	[°]	Úhel sbíhavosti jednoho kola
δ_{wt}	[°]	Celkový úhel sbíhavosti
$\Delta\delta_e$	[°]	Elastokinematická změna sbíhavosti

$r_{\Delta t}$	[mm]	Celková sbíhavost v milimetrech
b_r	[mm]	Vzdáleností mezi okraji ráfků kol na zadní straně
c_r	[mm]	Vzdáleností mezi okraji ráfků kol na přední straně
$F_{y,w,o}$	[N]	Boční síla v místě středu kola
δ_1	[°]	Odklon kol
Δy	[mm]	bočnímu posuvu kola
β	[°]	sbíhavosti kola
ψ_2	[°]	Úhel klopení karoserie
z_2	[mm]	Vertikální posuv kola při klopení karoserie o úhel ψ_2
ξ_K	[°]	úhel klopení kola
Z_K	[N]	Radiální reakce kola
Y_K	[N]	Příčná síla působící na kolo vozidla v jeho středu
α	[°]	Směrová úchylka kola
S_α	[N]	Příčná vodící síla kola jako reakce síly na sílu Y_K
$S_{K\xi}$	[N]	Příčná vodící síla kola vzniklá klopením kola
S_K	[N]	Výsledná vodící síla kola v místě styku pneumatiky s vozovkou

ÚVOD

Tato práce se zabývá návrhem kinematického řešení zadní lichoběžníkové nápravy individuální stavby soutěžního vozu s pohonem zadních kol a koncepcí s motorem uprostřed před zadní nápravou. Lichoběžníkové nápravy jsou univerzální nápravy pro silniční vozidla. Jejich využití je od lehkých sportovních automobilů až po těžké nákladní vozy. Jejich kinematiku je možné modifikovat ve velikém rozsahu. Pro soutěžní vozy je lichoběžníková náprava vhodná také díky nízkým neodpruženým hmotám při zachování dostatečné odolnosti. Navrhovaným kinematickým řešením je namysli především uspořádání horních a dolních trojúhelníkových ramen tak, aby hlavní parametry geometrie vozidlového kola měli pokud možno co nejpříznivější geometrické parametry v celém rozsahu zdvihu kol. Součástí výsledného uspořádání ramen jsou také možné alternativní varianty.

Návrh kinematiky lichoběžníkové nápravy byl tvořen za pomoci programu Adams Car. Tento program umožňuje provádět simulace s rozsáhlými modifikacemi podvozků silničních vozidel. Adams Car umožňuje uspořádání ramen dle libosti na přednastavených šablonách pro jednotlivé typy náprav. Výsledné výsledky simulací je možné exportovat v grafech.

1 ROZDĚLENÍ A CHARAKTERISTIKY ZAVĚŠENÍ SILNIČNÍHO VOZIDLA

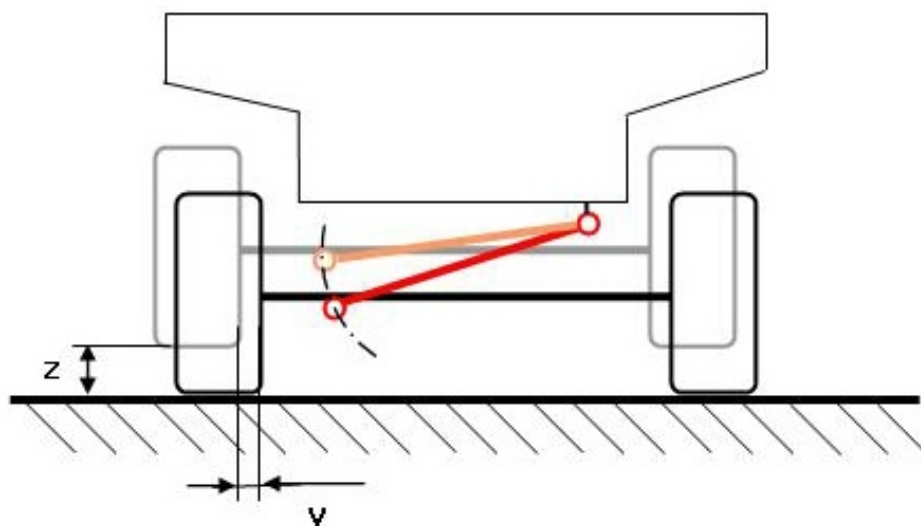
Zavěšení silničních vozidel umožňuje vést kola a umožňovat jejich svislý relativní pohyb vzhledem k rámu nebo karoserii. V průběhu vývoje silničních vozidel vzniklo několik druhů zavěšení kol. Tyto druhy se liší složitostí, prostorovou náročností na zástavbu, schopností přesného vedení jednotlivých kol, mechanickou odolností a náročností na údržbu.

Vedením kola, tzn. jeho relativnímu svislému pohybu vůči karoserii při propružení, se zabývá kinematika zavěšení. Z hlediska pevnosti je zavěšení zatěžováno vlivem radiálních reakcí na kola, podélnými hnacími a brzdnými silami, a také příčnými silami mezi stykem pneumatiky s vozovkou. [1]

1.1 Tuhé zavěšení

Tuhé zavěšení je nejstarší typ zavěšení kol a je poměrně jednoduché. Jeho využití je v poslední době hlavně u užitkových vozů, na které nejsou kladeny velké nároky na přesné vedení kol a zároveň velké nároky na pevnost nápravy. Tuhá náprava může být hnaná, hnací, hnaná řídicí i hnací řídicí. [1]

Kola na jedné nápravě jsou spolu nehybně propojena nápravnicí, u hnacích náprav tzv. mostem. Mostové nápravy mají uprostřed rozvodovou skříň s diferenciálem, ze které vedou skrz mosty poloosy ke kolům. Odpružení u tuhých náprav může být řešeno vinutými pružinami, nebo listovými pery. Listové pružiny zabezpečují jak podélné tak příčné vedení kol. Přesnost takového vedení kol je však nízká. U delších listových per dochází k příčnému průhybu a při brždění či akceleraci k nežádoucímu ohybovému namáhání. Proto může být takováto náprava dodatečně vybavena podélnými suvnými tyčemi. Další nevýhoda listových pružin u tuhých náprav je, že u propružení dochází k tlumícím účinkům suchým třením, které vnáší do systému odpružení nelinearity. Náprava s listovými pružinami může být vybavena kapalinovými tlumiči pro zvýšení tlumícího účinku. [1]



Obrázek 1: Panhardská tyč[3]

U vinutých pružit je podélné vedení kol většinou zajištěno čtveřicí podélných ramen. Příčné vedení kol se nejjednodušeji zajišťuje panhardskou tyčí. Nevíhoda panhartské tyče je, že při propružení je náprava v příčné ose y vychylována tak, jak je to na obrázku 1. Tuhle nevýhodu zvládá vyřešit Wattův přímovod, ovšem za cenu zvýšení náchylnosti k poruchám díky většímu množství kloubů. Další možnosti vedení tuhé nápravy jsou dvě dvojice při půdorysném pohledu šikmých ramen, které most vedou jak v podélném, tak příčném směru a jsou symetrické k podélné rovině symetrie vozidla. Ojnicové vedení tuhé nápravy funguje tak, že podélné síly přenáší trubka, uvnitř které je hnací hřídel. Příčné síly jsou vedeny panhardskou tyčí, nebo Wattovým přímovodem. Pro co nejlepší snížení vlivů neodpružených hmot na hnaných nápravách byl vyvinut typ nápravy De-Dion. Snížení neodpružené hmotnosti bylo dosaženo připevnění rozvodové skříně a diferenciálu nápravy ke karoserii. [1]

Z kinematického hlediska je tuhá náprava poměrně nesofistikovaná. Při přejezdu nerovností se kola ovlivňují navzájem. Také vzniká třepetání nápravy a samořízení. Jak již bylo zmíněno, u tuhých náprav vedených panhardskou tyčí dochází k příčnému vychýlení nápravy. Odpružením panhardské tyče a vhodnou šikmostí podélných ramen lze samořízení nápravy ovlivnit. Ojnicové vedení tuhé nápravy napomáhá ke snížení klonění karoserie. Střed klonění karoserie se u tuhých náprav nachází nad vozovkou a při paralelním zdvihu kol se nemění odklon kol. [1]

1.2 Nezávislé zavěšení

U nezávislého zavěšení se kola při svislém vychýlení přímo neovlivňují. Jsou kinematically oddělené. Existuje několik typů nezávislého zavěšení. [1]

1.2.1 Kliková náprava

Kliková náprava je velice jednoduchá, lehá, levná a zabere málo prostoru. Osvědčila se především u lehkých osobních automobilů. Kliková náprava nemůže být řídicí. [1]



Obrázek 2 Kliková náprava s odpružením torzní tyčí Citroenu Saxo [4]

Každé kolo klikové nápravy je samostatně uchyceno na klikovém rameni. Klikové rameno je ke karoserii uchyceno do dvou příčných uložení v dostatečné vzdálenosti tak, aby bylo jejich uchycení co nejvíce tuhé v příčném směru. To vede ke snížení samořízení nápravy. Vinuté pružiny a kapalinové tlumiče jsou umístěny co možná nejbližší ose kola, aby docházelo k co možná nejmenšímu radiálnímu zatížení ložisek uchycení klikových ramen ke karoserii. Často se u této nápravy používají torzní pružiny, zejména u vozů Peugeot a Citroen. Zde je však problém u měkkého odpružení s velkými zdvihy. Torzní tyče vedoucí naproti sobě doprostřed vozidla mohou být totiž krátké. To se dá řešit přesazením ramen kliky, takže na každé straně vozidla je jiný rozvor. Řešení je jednoduché a jízdní vlastnosti se o moc nezhorší. [1]

Samořízení u klikové nápravy způsobuje axiální reakce kola přenášející se na rameno kliky, na kterém vzniká moment. Střed klopení karoserie se u této nápravy nachází v rovině vozovky, protože střed klopení kola leží v nekonečnu. To vede k větším náklonům karoserie. Odklon kola a sbíhavost se při zdvihu vůči karoserii nemění. [1]

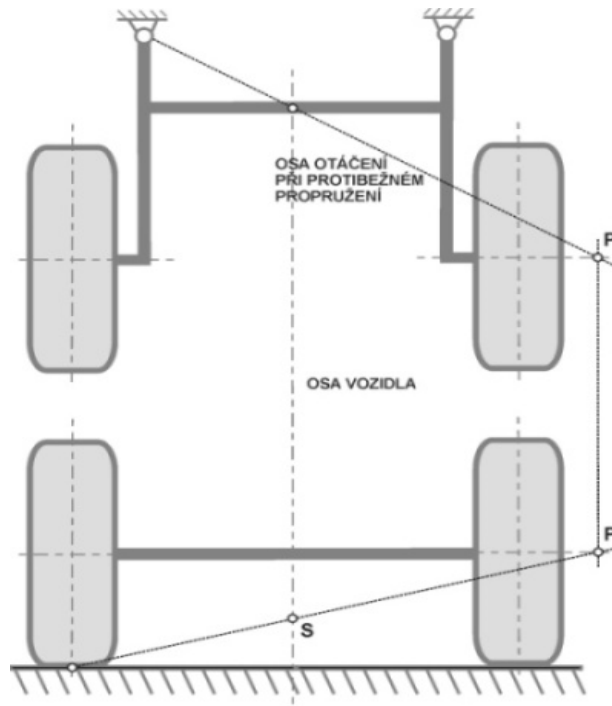
1.2.2 Spřažená náprava

Spřažená náprava, neboli náprava s torzním propojovacím prvkem, vychází z klikové nápravy. Ramena jsou však propojeny zmíněným torzním prvkem většinou tvaru U mezi uchycením náprav a osou kol. K uchycení nápravy ke karoserii však stačí pouze dva klouby. Spřažená náprava si zachovává výhody klasické klikové nápravy, jako je především malý prostor pro zástavbu a nízká hmotnost neodpružených hmot. Z konstrukčního a montážního hlediska je i o něco jednodušší. [1]



Obrázek 3 náprava s torzním propojovacím prvkem VW polo[3]

Výhodou spřažené nápravy je funkce torzní příčky jako integrovaný stabilizátor. O spřažené nápravě se dá také říct, že je to náprava, která je kombinací tuhé nápravy a nezávislé klikové nápravy. To má za následek spojení výhod obou dvou náprav. Z kinematického hlediska má spřažená náprava středy klopení kol v úrovni osy kol, takže střed klopení karoserie se nachází výš, než u klasické klikové nápravy. To je zobrazeno na obrázku 4. Dále se při paralelním propružení kol torzní příčka nedeformuje, takže se minimálně mění odklon kol a sbíhavost. Při protiběžném propružení se změní osa otáčení kliky zavěšení. To způsobí při průjezdu zatáčkou a při propružení jednoho kola změnu odklonu kol vůči karoserii a změnu sbíhavosti. Hlavní nevýhodou spřažené nápravy je omezené maximální přípustné zatížení. Dochází zde k vysokému namáhání svárových spojů. Další nevýhodou je možné samořizení nápravy při působení bočních sil. [1] [3]

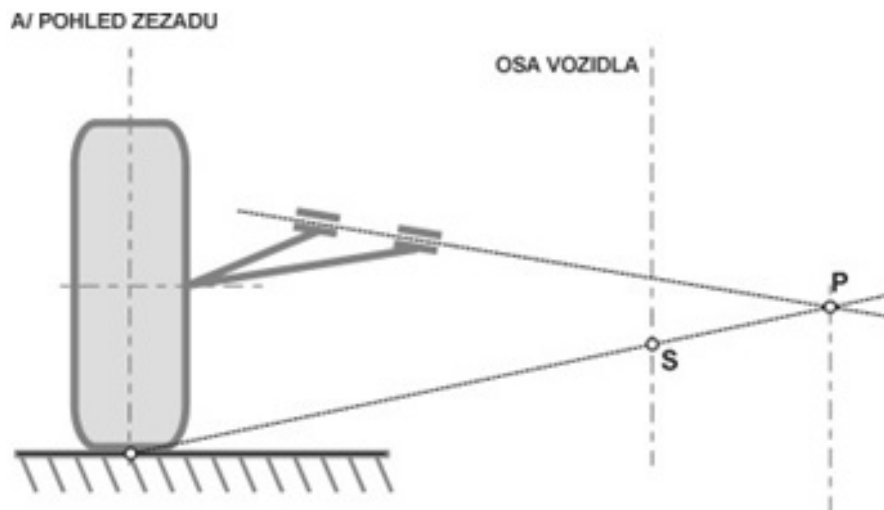


Obrázek 4 spřažená náprava [3]

1.2.3 Kyvadlové úhlová náprava

Kyvadlová úhlová náprava vychází z nápravy klikové, ovšem její uložení ramen ke karoserii, tedy i osa kývání, není rovnoběžné s nárysnou a půdorysnou rovinou vozu, ale je do úhlu. Tato náprava se používá jako zadní náprava, může být hnaná i hnací. [1]

Obrázek 5 zobrazuje okamžitý střed klopení kola a klopení karoserie kyvadlové nápravy. Jak jde vidět, okamžitý střed klopení karoserie se nachází nad úrovní vozovky. Při propružení kyvadlové nápravy se mění odklon vozu, rozchod a mění se sbíhavost kola. U poháněných kyvadlových náprav je nutné, aby součástí hnacích hřídelů kol byl zásuvný člen k vyrovnávání změn rozchodu kol při propružení. [1]



Obrázek 5 Okamžitý střed klopení kola a karoserie u Kyvadlové nápravy [3]

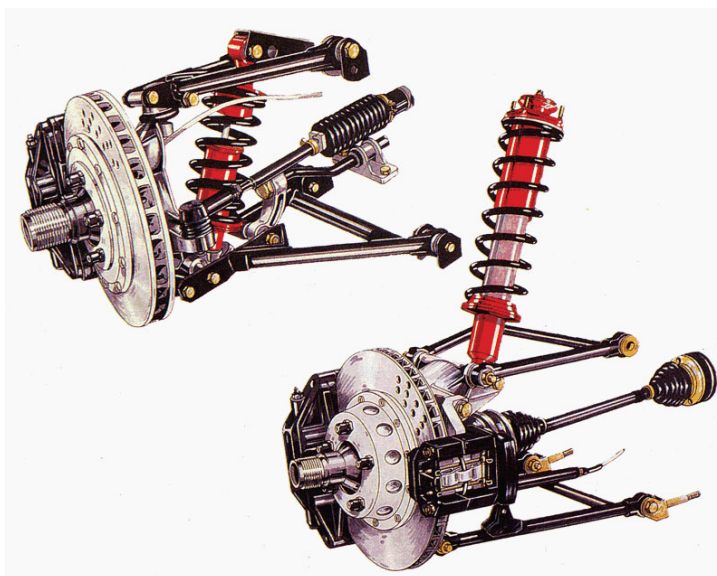
1.2.4 Výkyvná náprava

Osa výkyvu výkyvných náprav je rovnoběžná s podélnou osou vozidla. Výkyvné nápravy jsou buď zkrácené, nebo nezkrácené. Nezkrácené se vyznačují tím, že mají osu výkyvu ve středové rovině vozidla. Má pouze jeden kloub. Tato náprava se používá především u těžkých nákladních automobilů a ve většině případů slouží jako hnací. Nelze ji použít jako řídící. Hnací nezkrácená výkyvná náprava se používá například u páteřového rámu vozidel tatra. Zde jsou ramena nápravy mírně přesazeny kvůli konstrukci rozvodové skříně výkyvné nápravy. Hnací hřídele kol vedou v trubkách výkyvných ramen nápravy. [7]

Zkrácená výkyvná náprava má dva klouby a menší poloměr výkyvu. Z kinematického hlediska je méně vhodná než nezkrácená výkyvná náprava. Používá se převážně jako hnaná. U této nápravy jsou klouby výstupu skříně rozvodovky. Výkyvné části tvoří polonápravy z ocelových trubek, ve kterých vedou hnací hřídele kol. Podélné vedení kola při propružení zajišťují podélné vzpěry, které jsou uloženy v poddajných pryžových pouzdrech. Tyto vzpěry zachycují brzděné a suvné síly od kol. [7]

1.2.5 Lichoběžníková náprava

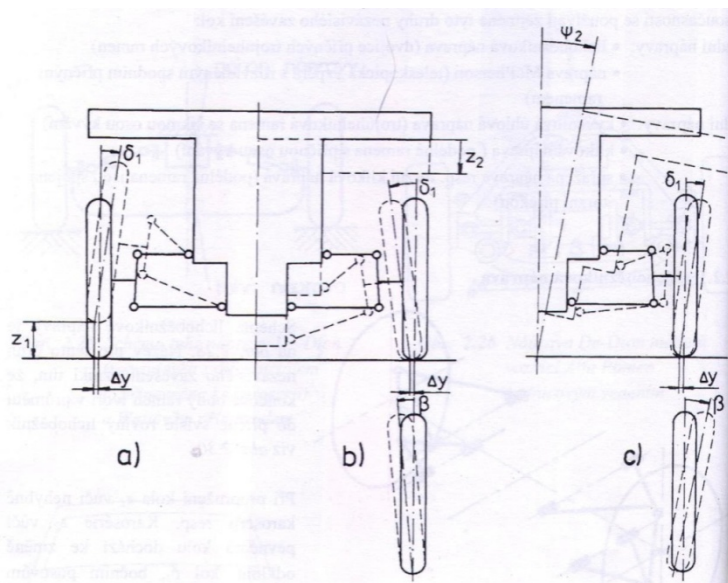
Lichoběžníková náprava je tvořena většinou dvěma dvojitými příčnými rameny trojúhelníkového tvaru připevněnými k těhlici v horní a dolní části. Průmět zavěšení kola v příčné svislé rovině tvoří lichoběžníkový tvar. Lichoběžníková náprava může být hnaná, hnací, hnaná řídící i hnací řídící. Je poměrně sofistikovaná a její využití je od lehkých sportovních automobilů po těžké nákladní vozy. [1]



Obrázek 6 přední a zadní lichoběžníkové zavěšení Ferrari F40 [6]

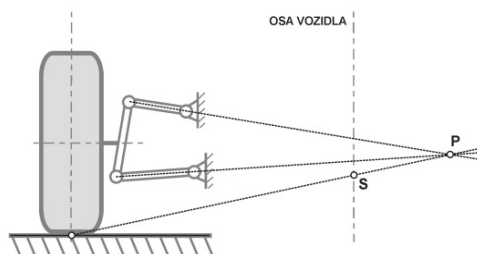
Horní trojúhelníkové rameno bývá z pravidla kratší, a to jak z důvodu kinematického, tak z hlediska zachování prostoru pro části vozu jako je motor, nebo prostor pro zavazadla. Součástí lichoběžníkové nápravy je spojovací tyč řízení. U neřídicí nápravy slouží spojovací tyč k nastavení sblíhavosti. [1]

Při propružení a) kol o vertikální vzdálenost z_1 , při propružení karoserie b) o vzdálenost z_2 a při klopení karoserie c) o úhel ψ_2 vznikají změny v geometrii kola, které lze vhodnou polohou ramen výhodně přizpůsobit. Tyto změny zobrazuje obrázek 7. Tím, že je horní rameno kratší, dochází ke změnám odklonu kol δ_1 . Dále dochází k bočnímu posuvu kola Δy a vlivem polohy spojovací tyče řízení dochází ke změnám sblíhavosti kola β , resp. k samořízení nápravy. Další parametry geometrie kol, které se mění v závislosti na zdvihu kol jsou například záklon a příklon rejdového čepu u řídicích náprav. [1] [2]



Obrázek 7 schéma lichoběžníkového zavěšení [1]

Jedna z hlavních kinematických výhod lichoběžníkové nápravy je, že lze v poměrně velkém rozsahu upravit výšku klopení a klonění kol a karoserie při navrhování. Okamžitý střed klopení kola leží v průsečíku příčných os obou ramen. Z toho dle obrázku 8 plyne, že okamžitý střed klopení karoserie závisí na příčném sklonu obou ramen a při svislém pohybu kola i na jejich vzájemné délce. Pokud jsou obě ramen vodorovná, střed klopení kol leží v nekonečnu. Tím pádem střed klopení karoserie leží na úrovni vozovky. [1]

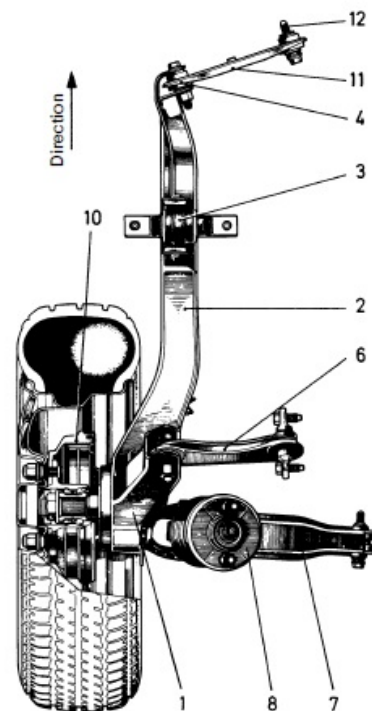


Obrázek 8 Střed klopení kola a střed klopení karoserie[3]

Svislá radiální síla od zatížení vozu je přenášena přes pružinu s tlumičem, které většinou bývají uchyceny co nejblíže k těhlici. Tím se zmenší zatížení vnitřním ohybovým momentem spodního ramene od svislé síly. Příčná, obvodová síla a momenty způsobené brzdnými účinky jsou přenášeny hlavně trojúhelníkovými rameny. Spodní rameno je silnější, protože je blíže styku pneumatiky s vozovkou, kde je působiště sil. Trojúhelníková ramena jsou ke karoserii uložena do kloubových uložení, které je vhodné dát co nejdál od sebe. Tím se docílí toho, že síly přenášené příčnými rameny způsobené podélnými silovými účinky na kolo nejsou příliš velké. [1]

Zvláštní případ zadní hnané lichoběžníkové nápravy používá Honda Civic. Její pohled ze shora je na obrázku 9. Zavěšení je tvořeno tuhým podélným ramenem 2, které je pevně spojeno s těhlicí 1. K podélnému ramenu s těhlicí je připojeno spodní rameno 7 a rameno řídící odklon 11. Tyto ramena jsou od sebe rozmístěna ze široka tak, aby nedocházelo k neúmyslným změnám sbíhavosti v pružném uložení ramen. Mezi rameny 7 a 11 se nachází pryžové uložení 3, kterým prochází střed klonění kola. Ramena 7, 11 a uložení 3 zajišťují samořízení kola při jeho podélném vedení. Odklon kola řídí rameno 7 společně s horním ramenem 6. Délkami ramen 6 a 7 je tedy nastavena vhodná kinematika odklonu kol a rozchodu vozidla. [2]

Při brzdění dovolí uložení 3 podélný pohyb těhlice dozadu. To způsobí, že krátké rameno 11 se pootočí a rameno 2 se posune směrem dovnitř ke karoserii, jelikož rameno 7 je delší než rameno 11. Tím se zvětší sbíhavost. Při průjezdu zatáčkou nastane podobná situace na vnějším kole vlivem klopení karoserie. Rameno 2 se totiž otáčí kolem bodu 3 a délkovým poměrem ramen 7 a 11 se mění sbíhavost. [2]



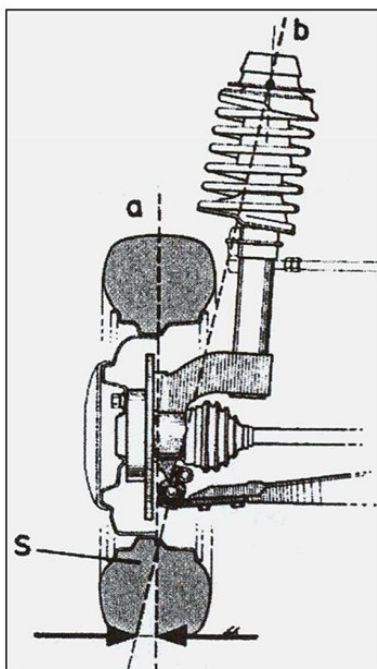
Obrázek 9 Podrobnější kinematický rozbor lichoběžníkového závěsu Honda Civic [2]

1.2.6 McPherson

Náprava McPherson vychází z lichoběžníkové nápravy, ale horní trojúhelníkové rameno je nahrazeno hydraulickým tlumičem, jímž je veden svislý pohyb kola. To má

za hlavní výhodu zvětšení prostoru pro jiné části automobilu jako je motor, nebo zavazadelník. Zároveň má také oproti lichoběžníkové nápravě méně pohyblivých součástí, ovšem za cenu zesílenější a složitější tlumicí jednotky. [1]

V části dolního ramene těhlice nápravy MCPerson se nachází otočný čep spojený s dolním ramenem. Těhlice je pevně spojena s kapalinovým tlumičem, jenž slouží tedy jako posuvné vedení. Vinutá pružina je kolem vodící trubky tlumiče. Horní uložení tlumiče se skládá z axiálního ložiska a pryžového pouzdra. Mezi horním uložením tlumiče a otočným čepem dolního ramene prochází rejdová osa resp. zobrazená osa příklonu rejdového čepu na obrázku 10. Osa tlumiče, tedy posuvného vedení, většinou není stejná jako osa rejdu. [1] Osa rejdu směřuje blízko ke svislé středové ose kola protínající vozovkou viz. osa *a* na obrázku 10. [1]



Obrázek 10 Náprava MCPerson [5]

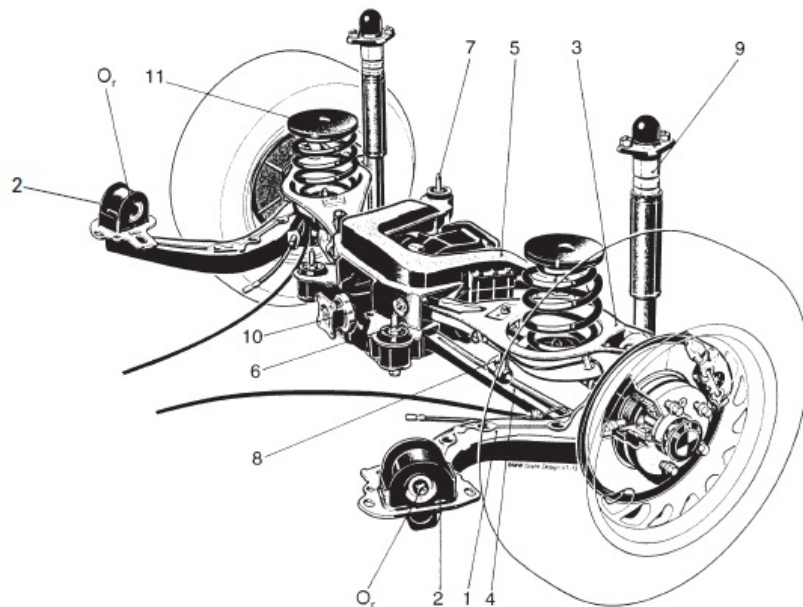
Jelikož osa tlumiče není stejná, jako osa mezi středem dotyku kola s vozovkou a horním uložením, tak se vnáší do kluzných míst posuvného vedení pist-válec a pístnice-vedení zvětšené tření od zatížení vozu. Dále je zvětšené tření vnášeno do těchto míst vlivem sil a momentů od brždění a akcelerace, a také od bočních sil. Tyto nežádoucí třecí síly mohou změnit tlumicí účinky tlumiče. Aby bylo tření v těchto místech sníženo, bývá zpravidla vinutá pružina v ose vedoucí od středu dotyku kola s vozovkou k hornímu uložení popřípadě v ose rejdu, nikoliv v ose tlumiče. Tím se minimalizuje příčné namáhání tlumiče od svislé zatěžující síly vozidla. [1]

Při odpružení se u nápravy McPherson odklon a rozchod kol mění mírně. Střed klopení kola a střed klopení karoserie leží nad úrovní vozovky. Poloha středu klonění kola závisí na šikmosti podélného uložení dolního ramene, která u McPhersonu není většinou moc velká. [1]

1.2.7 Víceprvková náprava (Multi – link)

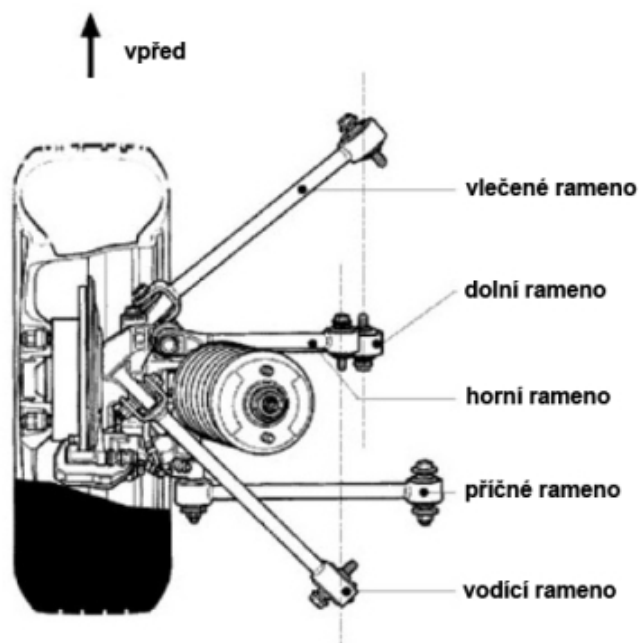
Víceprvková náprava tzv. Multi-link je konstrukčně složitější než lichoběžníková náprava díky aktivnímu využití elastokinematickým prvkům. To rozšiřuje možnosti naladění podvozku a zároveň umožňuje zachovat jízdní komfort na vysoké úrovni. Víceprvková náprava může být složena ze tří, čtyř, či pěti ramen. Jedno z ramen na každé straně je většinou orientováno podélně, tudíž je vlečné. Podélné rameno umožňuje mírný relativní pohyb díky jeho elastickému uložení. [1]

Na obrázku 11 je znázorněna tříprvková náprava vozidla BMW E36 řady 3. Podélné rameno 1 je pevně spojené s těhlicí a je uloženo v elastickém ložisku 2. Ramena 3 a 4 přenášejí příčné síly do nápravnice 5, která je připevněna ke karosérii pryžovými pouzdry 6 a 7. Přes rameno 3, do kterého je uložena pružina 11 a stabilizátor 3, také přenáší svislé síly. Tlumič 9 je připevněn k těhlici. Diferenciál 10 je upevněn k nápravnici 5 pomocí pryžových pouzder. Příčná ovládací ramena jsou umístěna v určitých úhlech tak, aby náprava měla vhodné kinematické a elastokinematické vlastnosti. Tyto vlastnosti se projevují zachováním pozitivní sbíhavosti a stability při brždění, nedotáčivá charakteristika vozu při zatáčení, vysoká stabilita vozu při změnách v jízdě v přímém směru.[2]



Obrázek 11 Výceprvková zadní náprava BMW E36 [2]

Pětivrpková náprava, která je na obrázku 12, se skládá ze třech příčných ramen jednoho ramene vlečného a jednoho ramene vodícího. Tři ramena v příčném směru zajišťují velkou tuhost a stabilitu zavěšení při průjezdu v zatáčkách. V podélném směru mají ramena měkčí uložení, což dovoluje kolu poddajný pohyb v podélném směru a zlepšuje se tím cestovní komfort. [1]



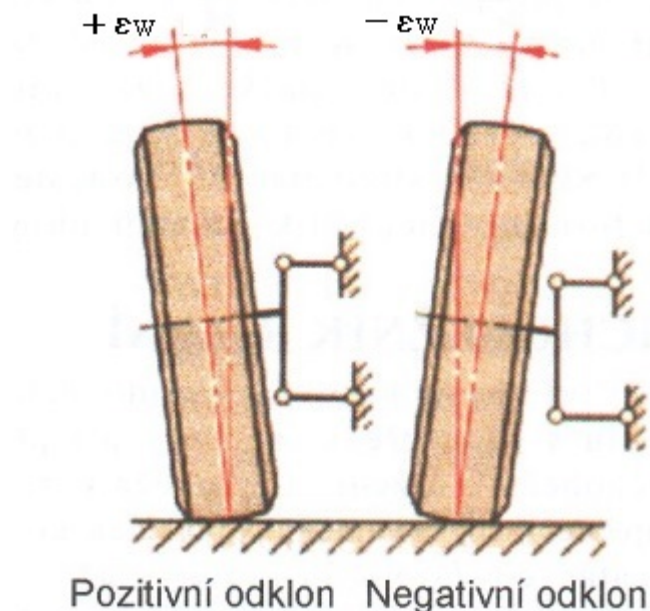
Obrázek 12 pětivrpková náprava [3]

1.3 Geometrie kol silničního vozidla

Geometrií kol na vozidle rozumíme postavení kol vůči vozovce. Geometrie kol má vliv především na správné odvalování se kola po vozovce. Špatná geometrie kol má vliv především na bezpečnost a může způsobit například ztrátu stability vozidla. Také může způsobit špatné sjíždění pneumatik, zvýšení pasivních odporů vozidla a zhoršení jízdního komfortu. Hlavními parametry geometrie kol jsou odklon kola ε_w , sbíhavost δ_{wt} , příklon rejdové osy β_p , poloměr rejdu R_o , záklon rejdové osy β_z a závlek Z . [7] [12]

1.3.1 Odklon kola

Odklon kola je úhel mezi rovinou kolmou na osu kola a vertikální rovinou kolmou na vozovku. Pozitivní odklon je, pokud je kolo nakloněné směrem ven od karoserie. Negativní je, když je kolo nakloněné směrem dovnitř. Z ekonomického hlediska je vhodné mít odklon kol mírně pozitivní, jelikož většina silnic je v příčném řezu mírně vypouklá. Tím se pneumatika v příčném směru vozidla dotýká vozovky celou svojí plochou, což vede k rovnoměrnému opotřebení pneumatik a nízkému valivému odporu. Pro lepší přilnavost a stabilitu v zatáčkách je zase dobré mít odklon kol mírně negativní, což má většina moderních automobilů. [2]



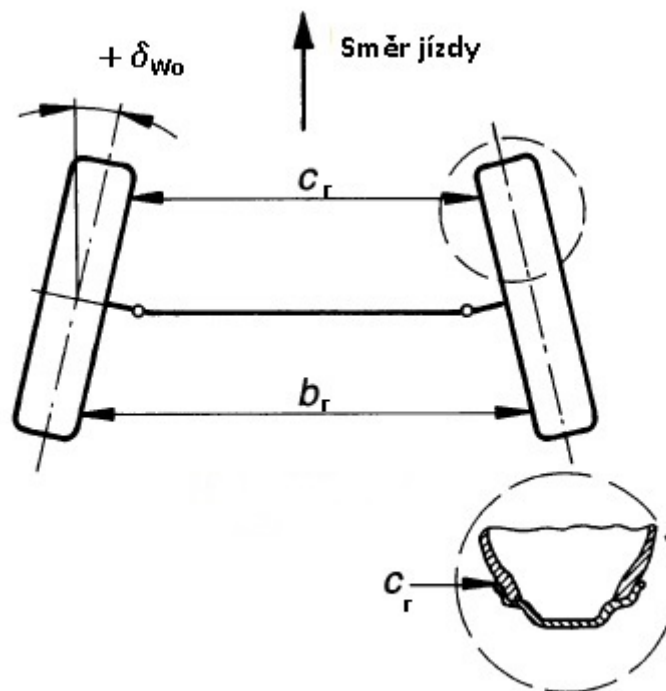
Obrázek 13 pozitivní a negativní odklon kola[7](změněno značení odklonu)

1.3.2 Sbíhavost

Statický úhel sbíhavosti jednoho kola δ_{w_0} je úhel ležící v rovině vozovky mezi střední rovinou souměrnosti vozidla a mezi střední podélně svislou rovinou kola. Úhel sbíhavosti kola je pozitivní, když přední část kola směřuje ke středu vozidla a zadní část od středu vozidla. V tomto případě je kolo sbíhavé. Negativní úhel sbíhavosti je, když přední část kola směřuje směrem od střední roviny vozidla. Pak je kolo rozbíhavé. Celkový úhel sbíhavosti δ_{w_t} je součet úhlů sbíhavosti levého a pravého kola. Celkovou sbíhavost je možné také udávat v milimetrech, jak popisuje obrázek 14 a rovnice (1). Celková sbíhavost v milimetrech $r_{\Delta t}$ je rozdíl vzdáleností mezi okraji ráfků kol na zadní straně b_r a okraji ráfků kol na přední straně c_r . Měření mezi okraji ráfků kol by měl být ve výšce osy kol a s koly směřujícími ve směru jízdy. [2]

$$r_{\Delta t} = b_r - c_r \quad (1)$$

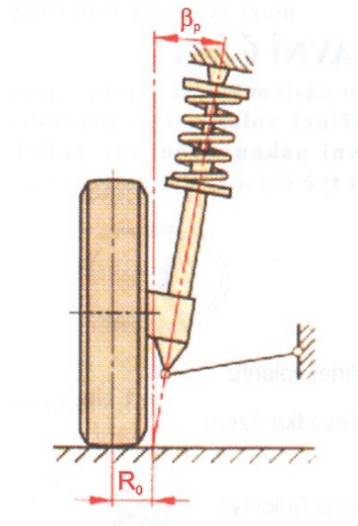
- | | | |
|----------------|------|---|
| $r_{\Delta t}$ | [mm] | celková sbíhavost v milimetrech |
| b_r | [mm] | vzdáleností mezi okraji ráfků kol na zadní straně |
| c_r | [mm] | vzdáleností mezi okraji ráfků kol na přední straně[2] |



Obrázek 14 Sbíhavost kol[2](změněna popisku a označení sbíhavosti)

1.3.3 Příklon rejdové osy

Příklon rejdové osy β_p je sklon rejdové osy vůči podélné rovině vozidla kolmé k vozovce. Spolu s odklonem kola tvoří sdružený úhel a určuje velikost poloměru rejdu R_o . Při vytočení kol příklon rejdové osy způsobuje, že dojde k nadzdvižení vozidla a na kolo působí vratný moment, který pomáhá natáčet kola do přímého směru. Příklon rejdové osy je zobrazen na obrázku 15. [7]



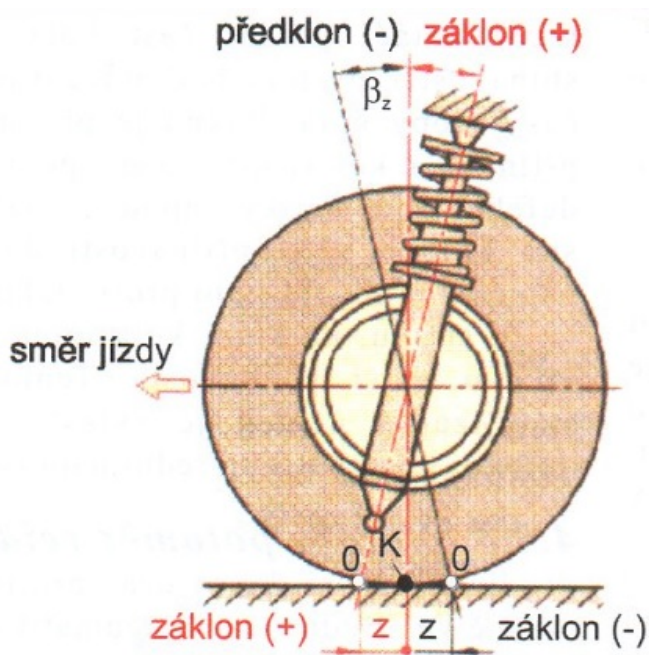
Obrázek 15 Příklon rejdové osy a poloměr rejdu [7]

1.3.4 Poloměr rejdu

Poloměr rejdu R_o je vzdálenost mezi středem styku pneumatiky s vozovkou a průsečíkem prodloužené rejdové osy s vozovkou v příčné svislé rovině. Poloměr rejdové osy určuje velikost momentu otáčení kola kolem rejdové osy, který působí na kolo při akceleraci nebo brždění. Na obrázku 15 je zobrazen kladný poloměr rejdu.[7]

1.3.5 Záklon rejdové osy a závlek

Záklon rejdové osy β_z je úhel mezi rejdovou osou a příčnou rovinou kolmou vozovce. Záklon rejdové osy určuje velikost závleku Z . [7]



Obrázek 16 Záklon rejdové osy a závlek [7]

Závlek je vzdálenost mezi středem styku pneumatiky s vozovkou a průsečíkem rejdové osy s vozovkou v podélné svislé rovině kola. Závlek určuje rameno momentu, který vrací kola natočená o určitý úhel zpět do směru jízdy. [7]

1.4 Kinematika nápravy silničního vozidla

Kinematika náprav popisuje změny pohybu a změny geometrie kol při svislém pohybu zavěšení kol do stlačení a do vyvěšení od jízdní výšky, a také řízením kol. Účelem nastavení vhodné kinematiky je především zajištění směrové stability vozidla, ale také zabránit nadměrnému opotřebení pneumatik. Výsledné nastavení kinematiky podvozku konkrétního vozidla záleží mimo jiné na zatížení a rozložení hmotnosti na vozidle.[2]

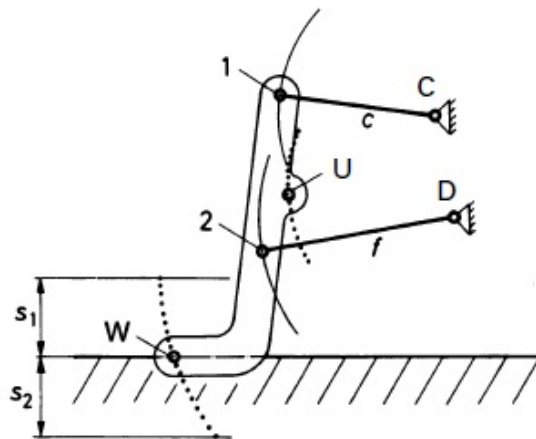
Kinematika náprav řeší různé parametry. U změn geometrie kol se řeší změny rozchodu, sbíhavosti, odklonu, záklonu a příklonu rejdové osy, a také změna rozvoru náprav. Polohami a změnami poloh středů a os rotací jsou na mysli středy klopení a klonění kol, středy a osa klopení karoserie a také střed klonění karoserie.

1.4.1 Rozchod kol

Rozchod kol je příčná vzdálenost od středů kol na nápravě v místě styku pneumatiky s vozovkou. Rozchod kol může být na každé nápravě různý a má významný vliv na chování vozidla při průjezdu zatáčkou a na klopení karoserie. Pro stabilitu vozu by měl být rozchod kol co největší, ovšem je omezen šířkou vozidla a při vertikálním pohybu kol se kolo nesmí dostat do kontaktu s karosérií vozidla. [2]

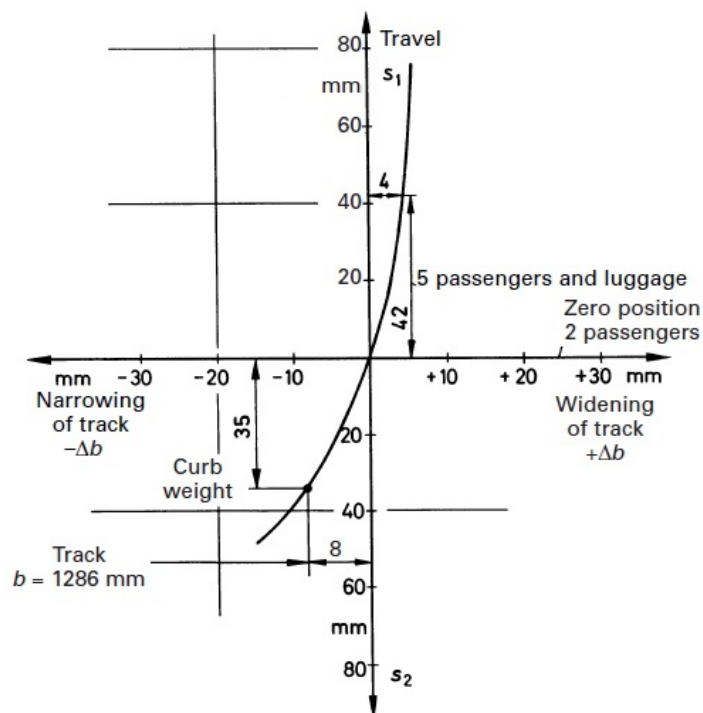
U téměř každého typu nezávislého zavěšení se mění rozchod kol při jejich svislých pohybech. To je způsobeno funkcí jiných kinematických veličin, jako je změna odklonu kol, nebo poloha středu klopení karoserie. Ovšem příliš velká změna rozchodu kol způsobuje nežádoucí skluz pneumatiky, zhoršení stability vozu, zvýšení valivého odporu, nebo i vliv na řízení vozu. [2]

Na obrázku 17 je znázorněn pohyb bodů prvků lichoběžníkového zavěšení. Ramena c a f jsou uchycena k vozidlu v bodech C a D . Kolem těchto bodů se ramena otáčejí. Bod W znázorňuje střed styku pneumatiky s vozovkou a bod U znázorňuje bod kloubu spojovací tyče řízení. Body 1 a 2 ramen c a f se otáčejí po kružnici kolem bodů C a D . Podle toho se hýbe celek těhlice a kola, což znázorňuje tečkovaná trajektorie bodů W a U . Z trajektorie bodu W nám plyne změna rozchodu při svislém pohybu kola nahoru o délku s_1 a dolů s_2 . [2]



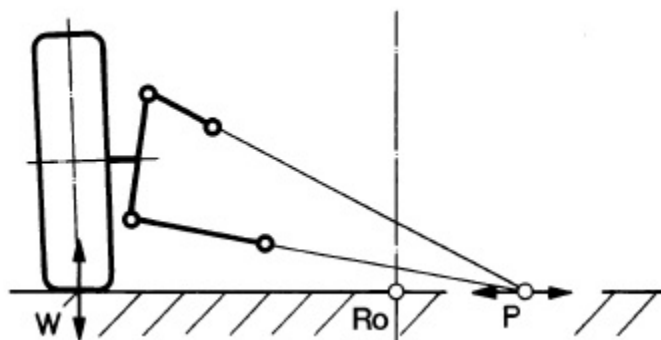
Obrázek 17 Schéma pohybu bodů u lichoběžníkového zavěšení [2]

Obrázek 18 zobrazuje změnu rozchodu kola při jejich svislém pohybu, která je typická pro lichoběžníkový závěs z obrázku 1. Na svislých osách je zobrazen pohyb kole ve svislém směru v mezích s_1 a s_2 , a na vodorovné ose je zobrazena změna rozchodu kola od jeho nominální polohy.



Obrázek 18 změna rozchodu kola[2]

U lichoběžníkové nápravy můžeme dosáhnout minimální změny rozchodu Δb při malé změně svislé polohy kola Δs , pokud se vhodně zvolí střed klopení kola P, o kterém bude více pojednáno v další kapitole. Pokud bude například střed klopení kola v teoretickém nekonečnu, tak dojde při malém vertikálním pohybu kola k minimálním změnám nejen rozchodu, ale i odklonu kola. Poloha středu klopení kola v nekonečnu nastává v případě, když jsou obě ramena lichoběžníkové nápravy vůči sobě rovnoběžná a jsou ve vodorovné pozici. Pokud bude střed klopení kola P na úrovni vozovky, jak ukazuje obrázek 19, tak je změna rozchodu kola také minimální. Odklon se ale mění a střed klopení kola se posouvá pouze v horizontálním směru. [2]

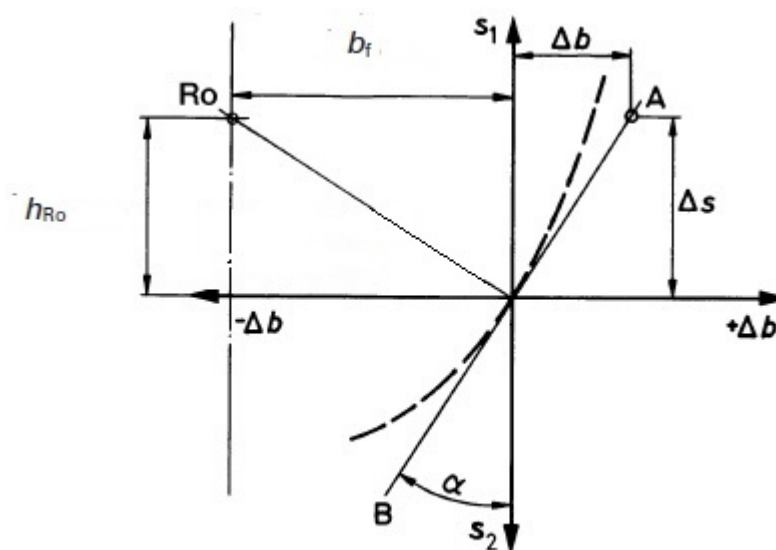


Obrázek 19 Střed klopení kola na úrovni vozovky [2]

1.4.2 Střed klopení a osa klopení karoserie

Střed klopení karoserie R_o je bod, který se u vozidla v klidu nachází ve svislé příčné rovině uprostřed karoserie a v podélné svislé rovině v úrovni středu kol na nápravě. Okamžitý střed klopení kola P je bod, kolem kterého se kolo otáčí v příčné svislé rovině. Okamžitá poloha středu klopení karoserie na nápravě se dá určit graficky tak, protne-li se přímka úsečky spojující střed styku pneumatiky s vozovkou W a střed klopení kola P na levé straně stejnou přímkou úsečky WP na pravé straně. V tomto průniku se nachází střed klopení karoserie. U vozidla, kde je vertikální poloha zdvihu pravého a levého kola symetrická lze říct, že se střed klopení karoserie nachází v průniku přímky úsečky WP s osou symetrie vozidla. To zobrazuje například obrázek 8 nebo 19. V tomto bodě jsou soustředěny příčné síly od zavěšení působící na odpružené hmoty, čili absorbují se zde reakce mezi nápravou a karoserií. Je to také bod, kolem kterého se karoserie otáčí při působení bočních sil. [2]

Rovnice (2) a obrázek 20 popisují další možné určení výšky středu klopení karoserie h_{R_o} na nápravě. Tangent úhlu α , zobrazená jako úsečka mezi body A a B , je tečna na křivku změny rozchodu kol Δb v závislosti na vertikální změně polohy kol Δs . Ta odpovídá tangentu úhlu výšky středu klopení karoserie h_{R_o} a rozchodu kola b . Z toho vyplývá, že čím je větší změna rozchodu při vertikální změně polohy kola od jízdní výšky, tím je poloha středu klopení karoserie výš. Pokud by úsečka mezi body A a B byla rovnoběžná ze svislicí, změna rozchodu by byla nulová a výška středu klopení karoserie by byla na úrovni vozovky. [2]



Obrázek 20 Závislost polo středu klopení karoserie na změně rozchodu kola[2]

$$\frac{\Delta b}{\Delta s} = \frac{h_{RO}}{b} = \tan \alpha \quad (2)$$

b [mm] Rozchod kol

Δb [mm] Změna rozchodu kol na nápravě od polohy rozchodu kol v jízdní výšce

Δs [mm] Změna polohy kola ve vertikálním směru od polohy kola v jízdní výšce

h_{RO} [mm] Výška Středu klopení karoserie

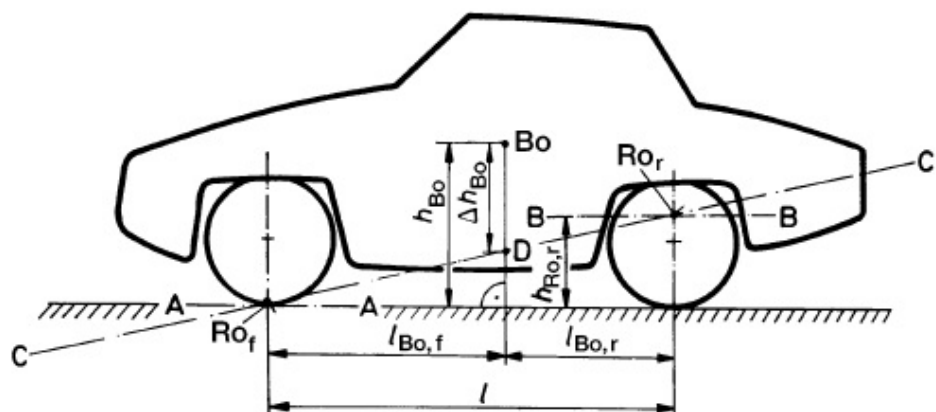
Střed klopení karoserie je tedy uprostřed vozidla pouze v případech, když obě kola na nápravě dosahují stejné vertikální výchylky Δs . Pokud mají kola na jedné nápravě různou výchylku Δs , například jedno kolo je v kompresy a druhé ve vyvěšení, střed klopení nebude uprostřed karoserie. K nesymetrické výchylce kol Δs , a tím k vychýlení středu klopení karoserie ze symetrické roviny vozidla, dochází při průjezdu zatáčkou. [2]

Mezi výškou středu klopení karoserie a změnou rozchodu kol je u všech typů nezávislého zavěšení závislý vztah. Je snaha dosáhnout toho, aby střed klopení karoserie byl pokud možno nad vozovkou, a to pro zmenšení náklonů karoserie při průjezdu zatáčkou. Ale také je důležité, aby při vertikálním pohybu kol nastávala minimální změna rozchodu. Tyto dva požadavky se navzájem rozporují, jelikož jak již bylo výše uvedeno, minimální změna rozchodu při svislém pohybu kol se děje, když se střed klopení karoserie pohybuje na úrovni vozovky. Proto je důležité při návrhu kinematiky zavěšení tyto dvě veličiny vhodně porovnat a je potřeba dojít k vyhovujícímu kompromisu podle daného vozidla. [2]

Nízká poloha středu klopení karoserie vede k použití stabilizátoru s vyšší tuhostí pro snížení náklonu karoserie v zatáčkách, což způsobuje snížení komfortu a snížení stability vozidla při přejezdu nerovností s nesymetrickým pohybem kol ve svislém směru. [2]

Další důležitá veličina, se kterou se musí změny polohy středu klopení karoserie a středu klopení kol porovnat a dojít ke kompromisu, je změna odklonu kol. Vlivy změn odklonu kol budou popsány v další kapitole.

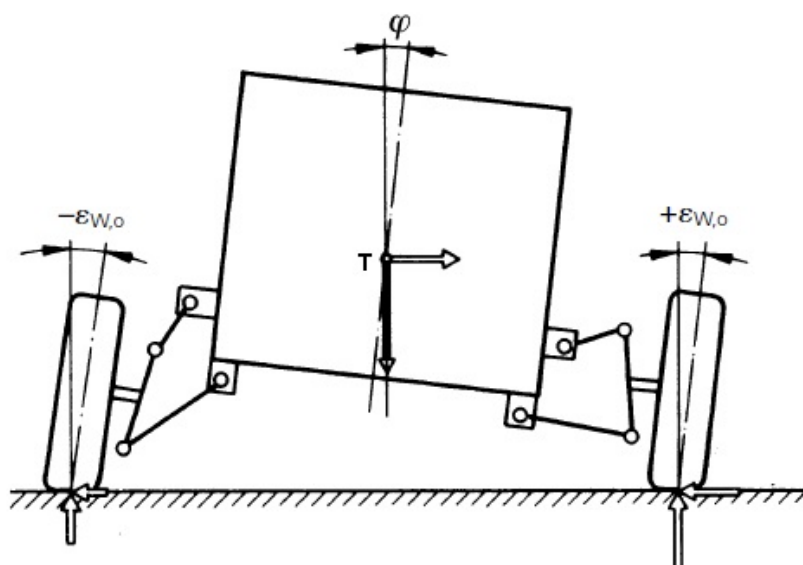
Osa klopení karoserie je přímka spojující středy klopení karoserie přední a zadní nápravy. Na obrázku 21 je označena písmenem C. Poloha osy klopení karoserie má vliv na chování vozu. Měla by směrem dozadu mírně stoupat, což pomáhá utlumit otáčivý moment automobilu kolem svislé osy vychylující automobil z přímého směru, zvláště pak u automobilů s pohonem zadních kol. Proto by se při návrhu náprav automobilu měl určit nízký střed klopení karoserie na přední nápravě s ohledem více na změnu rozchodu kol a poté střed klopení karoserie na zadní nápravě. [2]



Obrázek 21 Osa klopení karoserie[2]

1.4.3 Změna odklonu kola

U náprav s nezávislým zavěšením kol se při průjezdu zatáčkou a tím naklopením karoserie o úhel φ změní odklon kol vzhledem k vozovce. Nevýhodou je, že u většiny typů nezávislého zavěšení kol se na vnější straně vozidla projíždějícího zatáčkou změní odklon kol ε_w do pozitivního smyslu a na vnitřní straně do negativního, což zobrazuje obrázek 22. To způsobuje změnu směrové úchytky, která je popsána v kapitole 1.8, a může to vést ke značnému snížení součinitele adheze mezi pneumatikou a vozovkou, jelikož se pneumatika v místech styku nedotýká celou svoji plochou a může se lokálně přehřát. Snaha výrobců náprav je tedy dosáhnout toho, aby při průjezdu zatáčkou docházelo ke změnám odklonu kol minimálně. [2]



Obrázek 22 Změna odklonu kola při naklopení karoserie[2]

Při jízdě vozidla zatáčkou tedy nastane změna naklonění karoserie $\Delta\varphi$ a tím také nastane změna odklon kola na vnitřní straně vozidla v zatáčce $\Delta\varepsilon_{Wi}$ a změna odklon kola na vnější straně vozidla v zatáčce $\Delta\varepsilon_{Wo}$. Lze ze změny odklonu kola na vnitřní a vnější straně spočítat střední hodnotu změny odklonu obou kol při klopení karoserie $\Delta\varepsilon_{W\varphi}$ podle rovnice (3). Podílem této hodnoty změnou naklonění karoserie dostaneme koeficient změny odklonu obou kol na nápravě při klopení karoserie $k_{\varepsilon W\varphi}$, což popisuje rovnice (4). [2] Pro potřeby této práce byl zaveden koeficient odklonu pouze jednoho kola, aby bylo možné řešit odklon kol vozidla při průjezdu zatáčkou na vnější i vnitřní straně zvlášť. Rovnice (5) popisuje koeficient změny odklonu jednoho kola při klopení karoserie $k_{\varepsilon SW\varphi}$.

$$\Delta\varepsilon_{W\varphi} = \frac{\Delta\varepsilon_{Wo} - \Delta\varepsilon_{Wi}}{2} \quad (3)$$

$$k_{\varepsilon W\varphi} = \frac{d\varepsilon_{W\varphi}}{d\varphi} \quad (4)$$

$$k_{\varepsilon SW\varphi} = \frac{d\varepsilon_W}{d\varphi} \quad (5)$$

$\Delta\varphi$	[°]	změna naklonění karoserie
$\Delta\varepsilon_W$	[°]	změna odklonu kola
$\Delta\varepsilon_{Wi}$	[°]	změna odklon kola na vnitřní straně vozidla v zatáčce
$\Delta\varepsilon_{Wo}$	[°]	změna odklon kola na vnější straně vozidla v zatáčce
$\Delta\varepsilon_{W\varphi}$	[°]	střední hodnota změny odklonu obou kol při klopení karoserie
$k_{\varepsilon SW\varphi}$		koeficient změny odklonu jednoho kola při klopení karoserie
$k_{\varepsilon W\varphi}$		koeficient změny odklonu obou kol na nápravě při klopení karoserie

Pokud bude mít koeficient změny odklonu jednoho kola při klopení karoserie hodnotu 1, tak se odklon kol změní o stejný úhel jako úhel klopení karoserie. Pokud bude mít tento koeficient hodnotu 0, tak se při klopení karoserie odklon kola nemění. Snaha je, aby koeficient odklonu kola při klopení karoserie byl ve většině svého průběhu mezi hodnotou 0 až 1.

Pro účely této práce je také vhodné rozlišovat zmiňovanou změnu odklonu kola $\Delta\varepsilon_W$, jakožto absolutní hodnotu vůči vozovce, a relativní změnu odklonu kola $\Delta\varepsilon_{Wrel}$, tedy odklon kola vůči vozidlu. Dle rovnice (6) platí:

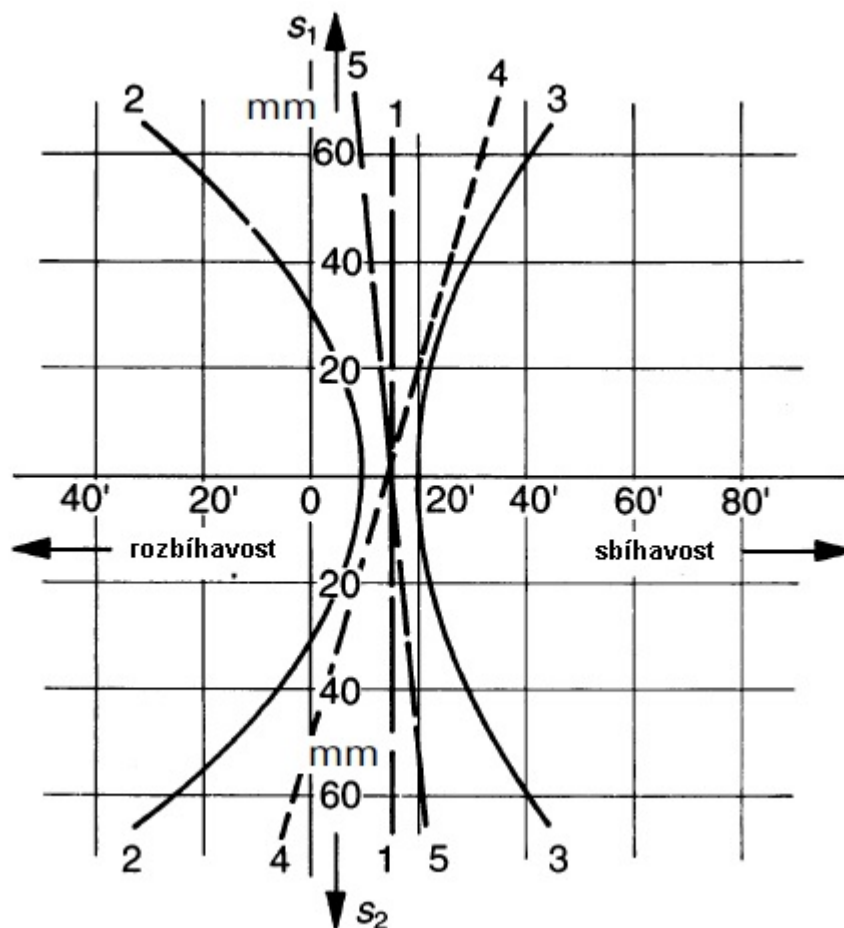
$$\Delta \epsilon_W = \Delta \varphi + \Delta \epsilon_{Wrel} \quad (6)$$

$\Delta \epsilon_{Wrel}$ [°] relativní změna odklonu kola vůči vozidlu

1.5 Změna sbíhavosti

Při jízdě vozidla se vlivem kinematiky zavěšení kol mění sbíhavost, a to způsobuje samořízení vozidla. To jak se sbíhavost kol mění, je mnohdy důležitější než samotná statická sbíhavost. Změny sbíhavosti při změnách zdvihů kol mohou způsobit náhlou nevhodnou změnu směru jízdy vozidla, nebo ztrátu směrové stability, kterou nemůže řidič předvídat. Také je nevhodné když se sbíhavost mění při různém zatížení, což může vést ke zvýšenému opotřebení pneumatik. Někteří výrobci ovšem schválně využívají mírných změn sbíhavosti ke vhodnému samořízení náprav. Tím zlepšují například stabilitu vozidla v zatáčkách. Především se toho využívá u zadních náprav. [2]

U lichoběžníkové nápravy má na změnu sbíhavosti vliv délka a poloha spojovacích tyčí řízení. To popisuje obrázek 23, kde je zobrazena na vodorovné ose sbíhavost v závislosti na výchylce kola při propružení. Charakteristiky změn sbíhavosti jsou zde popsány za předpokladu, že je spojovací tyč řízení za osou nápravy. Osa 1 představuje ideální průběh, kdy se odklon kola vůbec nemění. Tato křivka je obtížně dosažitelná. [2]



Obrázek 23 Charakteristiky sbíhavosti v závislosti na délce spojovacích tyčí[2]

Pokud je spojovací tyč příliš krátká, tak dochází ke změně sbíhavosti, kterou charakterizuje křivka 2. V tomto případě jde sbíhavost do negativních hodnot při pohybu kola jak nahoru ve směru s_1 , tak dolů ve směru s_2 od polohy při jízdě výšce. Když jsou spojovací tyče příliš dlouhé, tak se kola v obou směrech svislého pohybu naopak sbíhají. To zobrazuje křivka 3.[2]

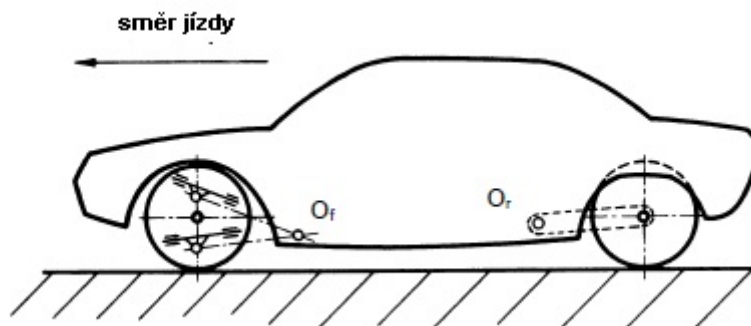
Pokud je spojovací tyč správně dlouhá, ale její vnitřní kloub je uložen příliš nahoře, nebo vnější kloub příliš dole, tak jde kolo ve svislém směru s_1 do sbíhavosti. Ve směru s_2 jde kolo naopak do rozbíhavosti. To ukazuje křivka 4. Na přední nápravě při klopení karoserie tato charakteristika způsobí, že s vozidlem je lepší manipulace v zatáčkách, ale zhorší se směrová stabilita při vyšších rychlostech. Na zadní nápravě tato křivka způsobí nedotáčivé chování vozidla v zatáčkách a dobrou směrovou stabilitu ve vyšších rychlostech. Křivka 5 reprezentuje situaci, kdy je vnitřní kloub spojovací tyče příliš dole, nebo vnější kloub spojovací tyče příliš nahoře. To při pohybu kola ve svislém směru s_1 natáčí kolo do rozbíhavosti a ve směru s_2 do sbíhavosti. V tomto případě má vozidlo nedotáčivý

charakter, pokud je tato charakteristika sbíhavosti u kol na přední nápravě, a naopak přetáčivý charakter, pokud je tato charakteristika sbíhavosti na zadní nápravě.[2]

Výrobci vozidel navrhují zadní nápravy vozidel tak, aby vozidlo mělo v zatáčkách spíše nedotáčivý charakter a dobrou stabilitu při vysokých rychlostech. To znamená, že kolo na vnější straně zatáčky se natočí do sbíhavosti a kolo na vnitřní straně zatáčky se natočí do rozbíhavosti. S rostoucím zatížením vozidla se však tato charakteristika může měnit a vlivem zvětšené sbíhavosti se zvyšuje valivý odpor a více se opotřebovávají pneumatiky.[2]

1.6 Klonění karoserie

Proti zabránění klonění karoserie existují možnosti nastavení parametrů nápravy, které se nazývají anti-dive a anti-squad. Anti-dive snižuje klopení karoserie při brzdění, takzvané potápění. Zabraňuje tedy, aby se světlá výška vozu přední části snížila k vozovce a světlá výška zadní části vozu se zase zvýšila. Anti-squad snižuje zaklánění karoserie při akceleraci. To působí především na hnané nápravě vozidla, tudíž u vozidel se zadním náhonem se zad' vozu sníží a u vozidel s předním náhonem se před' vozu zvýší. U těchto dvou mechanismů je důležitá poloha osy klonění kol na přední nápravě O_f a osy klonění kol na zadní nápravě O_r , které jsou zobrazeny na obrázku 24. [2]



Obrázek 24 Osy klonění vozidla (Upraveno značení a přeložen popisek)[2]

Osa klonění karoserie se nachází ve výšce z pravidla mezi vozovkou a těžištěm vozu a to v podélné úrovni těžiště vozu. Graficky lze její umístění určit osou vedoucí od působíště podélných sil na vozidlo protínající osu klonění kol. Je-li tato osa protažena, tak v místě protnutí s osou vedoucí od těžiště kolmo k vozovce se nachází střed klonění karoserie. V místě středu klonění karoserie vzniká klopny moment způsobený odstředivou silou v těžišti vozu. Působíště brzdnyh sil na vozidlo v případě brzd umístěných v kolech se nachází v místě styku pneumatiky s vozovkou. V případě brzd umístěných k odpruženým hmotám,

nebo například při velkém valivém odporu, je působiště sil v místě čepů kol. Při akceleraci je v případě diferenciálu uchyceném k odpruženým hmotám působiště sil v čepech kol. [2]

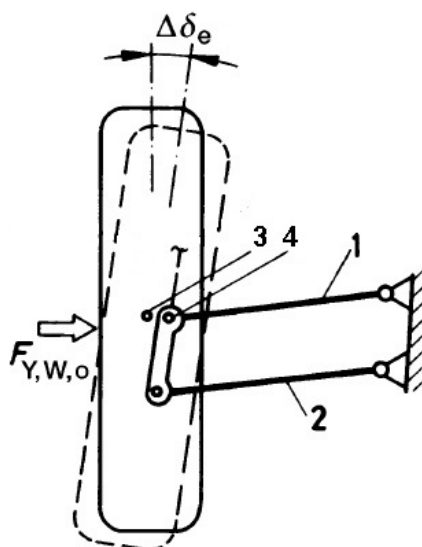
Hodnota anti-dive a anti-squat efektu je udávána v procentech podle umístění polohy středu klonění karoserie mezi vozovkou a těžištěm vozu. Například pokud je při brzdění střed klonění karoserie na úrovni vozovky, je hodnota anti-dive efektu 0%. Když by byl střed klonění karoserie na úrovni těžiště, tak tato hodnota bude 100%. [2]

Výhody anti-dive a anti-squat efektu jsou, že vertikální pohyb kol při akceleraci a brzdění způsobují pouze nerovnosti na vozovce, což usnadňuje správné funkci tlumičům a pružinám. Dále je zabráněno kolébání vozu, které může způsobit ztrátu stability vozidla. Nevýhoda však je, že část vertikálních sil je přenášena přes ramena vozidla. [2]

1.7 Elastokinematika

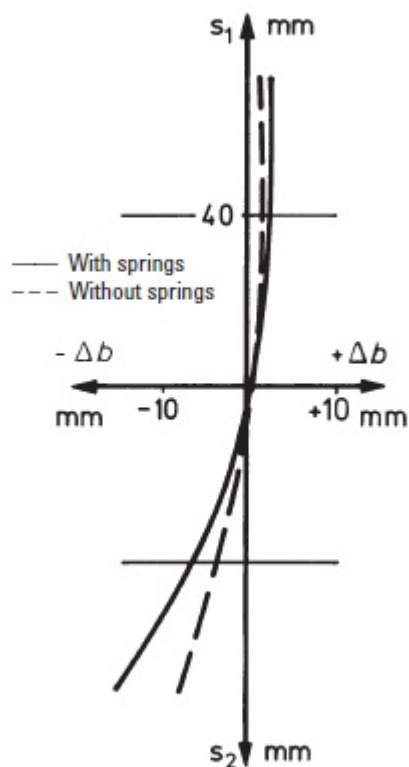
Nápravy a jejich části silničních vozidel bývají uloženy v pryžových pouzdrech, které se vlivem působení sil při jízdě vozidla deformují. Tím se mění geometrie kol. Těmto změnám geometrie se říká elastkinematika. Elastokinematika může být vhodně využita pro změny geometrie kola při brzdění, akceleraci, zatáčení, či elastokinematikou můžou být optimalizovány změny geometrie zavěšení při zdvihu kol. [2]

Nejvíce se elastokinematických změn využívá u změn sbíhavosti, čímž je ovlivněno samořízení nápravy. Na obrázku 25 je zobrazen případ, kdy na kolo u vozidla projíždějícího zatáčkou působí boční síla $F_{y,w,o}$ do místa středu kola při horním pohledu. V tomto místě je pružně uloženo rameno 1, jeho pružné uložení se deformuje více než u ramene 2 uložené vzadu za středem kola. Tím se bod 3 posouvá na úroveň bodu 4 a vznikne elastokinematická změna sbíhavosti $\Delta\delta_e$. [2]



Obrázek 25 Elastokinematická změna sbíhavosti [2] (upraveno značení)

U lichoběžníkového zavěšení je uložení pružin na horním nebo spodním rameni. Svislá síla pružiny působící na vodorovném rameni s délkou od středu styku pneumatiky s vozovkou do jejího působiště způsobuje působení momentu, který silově namáhá kloub uchycení příčného ramene. U ramen s pružným uložením to způsobuje, že se mírně mění mnění rozchod kol i střed klopení kol a střed klopení karoserie oproti čistě kinematickému předpokladu. Obrázek č.26 zobrazuje možný příklad, jak se mění rozchod u lichoběžníkové nápravy s pružným uložením ramen s pružinou uloženou do horního příčného ramene (plná čára) a bez pružiny uložené do horního příčného ramene (čerchovaná čára). [2]

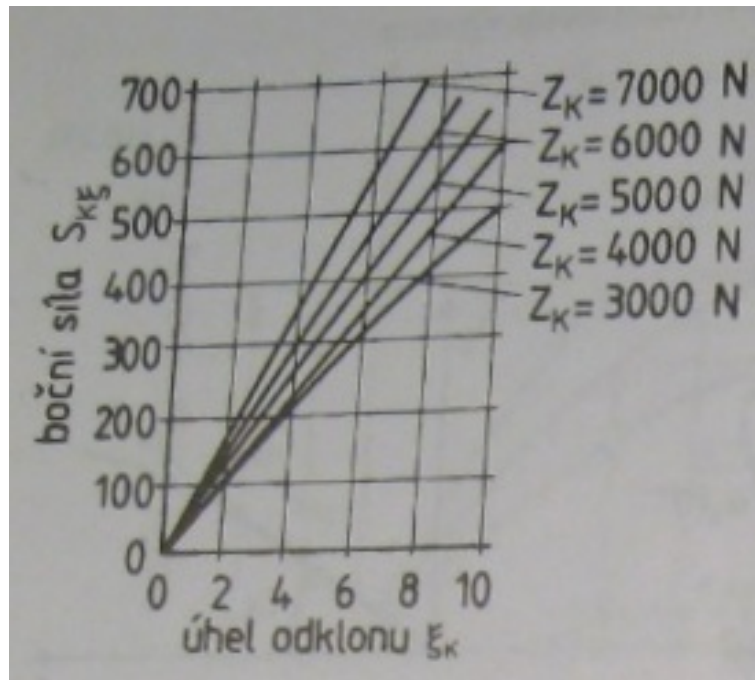


Obrázek 26 Změna rozchodu kol u nápravy s pružinami a bez pružin [2]

Elastokinematické změny se také týkají odklonu kola, jehož příčná ramena zavěšení jsou v elastickém uložení. To je způsobeno, podobně jako elastokinematická změna rozchodu kol, vlivem sil a momentů v příčném směru, které vznikají v místě styku kola s vozovkou. Velikost změny odklonu vlivem elastokinematiky je u různých typů náprav rozdílná.

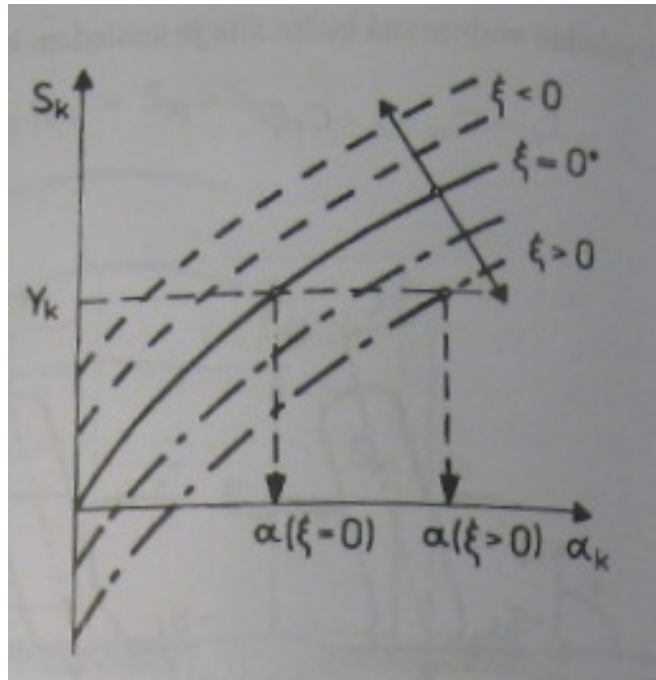
1.8 Vliv klopení kola na směrovou úchylku

U lichoběžníkové nápravy dochází vlivem klopení karoserie ke klopení kol, jak zobrazuje obrázek 22. Při klopení kola o určitý úhel ξ_K a při působení svislé radiální síly Z_K působí na kolo v místě styku s vozovkou příčná vodící síla $S_{K\xi}$, a to ve směru úhlu odklonu. Tuto závislost zobrazuje obrázek 27.



Obrázek 27 Závislost boční vodící síly vlivem odklonu kola na svislém zatížení při nulovém úhlu směrové úchylky. [11]

Při působení boční síly Y_K působící ve středu kola vzniká boční reakční síla S_α v místě styku pneumatiky s vozovkou a směrová úchylka kola α . Pokud je kolo odkloněné ve směru boční síly Y_K , tak proti reakční síle S_α působí síla $S_{K\xi}$, která se k této síle přičítá nebo odečítá právě podle jejího směru. Výsledná vodící síla kola v místě styku pneumatiky s vozovkou S_K působící proti síle Y_K je pak menší a směrová úchylka je tím pádem větší. Výsledkem toho tedy je, že při kladném odklonu kola a působením příčné síly ve směru odklonu se směrová úchylka zvětšuje. Při odklonu kola proti směru působení příčné síly se směrová odchylna zmenšuje. Tuto závislost boční vodící síly kola v závislosti na směrové úchylce a klopení popisuje obrázek 28. [11]



Obrázek 28 Boční vodící síla kola v závislosti na směrové úchylce a klopení [11]

Z obrázků 27 a 28 je tedy zřejmé, že je vhodné, aby na vozidle se zadním náhonem byl při průjezdu zatáčkou na zadní nápravě negativní odklon alespoň u vnějšího kola, které je zatížené vyšší radiální silou. [11]

2 USPOŘÁDÁNÍ DÉLKY RAMEN NA PARAMETRY ZAVĚŠENÍ VOZIDLOVÉHO KOLA

Pro výsledný návrh, ale také pro komplexní pohled na problematiku, jak a s jakou citlivostí se mnění kinematické vlastnosti se změnou polohy ramen, bylo v programu Adams Car simulováno množství variant s různými polohami kinematických bodů. Pro úplnost byly simulovány i některé varianty, u kterých se nepředpokládalo vhodné řešení. To může pomoci při ověření teoretických předpokladů, ale také při rozhodování se, do jakých míst výsledné kinematické body umístit, a kterým souřadnicím se vyhnout. Při případné konstrukci nápravy totiž může být nutno přistoupit ke kompromisům mezi kinematickými vlastnostmi nápravy a omezenému rozmístění ramen. Rozmístění ramen může být omezeno jinými komponenty vozu v zástavbovém prostoru nápravy, konstrukčním řešením jednotlivých dílů nápravy, nebo i vysoká citlivost na kinematiku nápravy při výrobních nepřesnostech umístění kinematických bodů.

Pro zjištění kinematických vlastností lichoběžníkové nápravy bylo nejdříve zkoumáno, jak se mnění kinematika nápravy pro různé délky ramen. Pro tenhle účel se navrhlo několik variant uspořádání ramen na nápravě ve výchozí poloze vozidla. Výchozí poloha vozidla byla vždy předpokládána, že je to poloha, kdy je vozidlo v jízdní výšce. Ramena pro každou variantu byla vždy vodorovně při jízdní výšce a vzájemně rovnoběžně uložena. V jednotlivých variantách se měnila pouze příčná poloha kinematických bodů, tedy měnila se pouze souřadnice Y. Také je uvažováno, že všechny klouby nápravy závodního vozidla budou tuhé, a také aby byl pro idealizaci eliminován vliv elastokinematických změn.

Nejvíce byly při navrhování lichoběžníkové nápravy zkoumány změny rozchodu kol, odklonu kol a změny středu klopení karoserie. Tyto veličiny mají největší vliv na vedení vozidla, úzce spolu souvisí a navzájem se ovlivňují.

2.1 Parametry navrhovaného vozidla

Koncepce navrhovaného vozidla má motor vzadu před zadní nápravou a pohon zadních kol. V tabulce 1 jsou popsány základní parametry navrhovaného vozidla.

Tabulka 1 Základní parametry navrhovaného vozidla

základní parametry navrhovaného vozidla	
rozvor náprav	2500 mm
rozchod přední nápravy	1500 mm
rozchod zadní nápravy	1640 mm
předpokládaná provozní hmotnost vozidla	1000 kg
světlná výška vozidla při provozní hmotnosti	100 mm

Jelikož jde o vozidlo určené pro maximálně dvě osoby, je změna světlné výšky vlivem zatížení vozidla užitečnou hmotností při návrhu zanedbána. Při návrhu kinematiky nápravy se tedy bude počítat s neměnnou jízdní výškou při provozní hmotnosti vozidla. Provozní hmotnost je uvažována jako pohotovostní hmotnost vozidla a hmotnost řidiče o váze 75kg. [10] Jízdní výška vozidla je navržena tak, aby vertikální chod kola vzhůru vůči karoserii mohl být 80mm a zbyla zde rezerva například pro radiální deformace pneumatik či nahodilé nerovnosti mezi koly vozidla. Navržený rozměr pneumatik pro vozidlo je 245/35 R17. Výsledný poloměr nezátíženého kola je 603mm.

2.2 Program Adams car

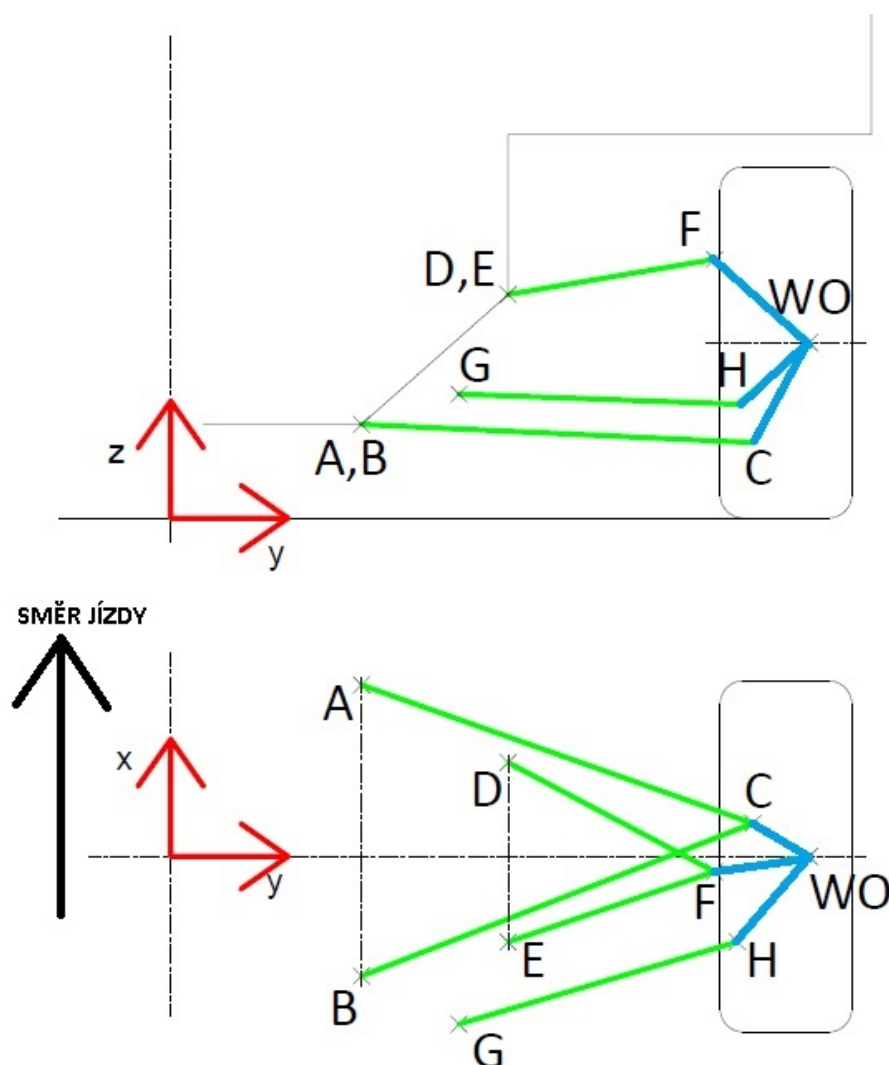
Výpočtový software ADAMS (*Automated Dynamic Analysis of Mechanical System*) slouží pro provádění statických, kinematických a dynamických analýz složitých mechanických soustav. Mechanické soustavy v něm lze namodelovat z jednotlivých částí, které jsou pospojovány kinematickými vazbami. Jde lze definovat širokou škálu mechanických vlastností jako je tuhost jednotlivých prvků, tření v kinematických vazbách apod. Také umožňuje optimalizovat matematické modely navržených soustav. [8] [9]

Základní struktura softwaru Adams se skládá z jednotlivých modulů, které společně spolupracují, ale dovedou pracovat i nezávisle jeden na druhém. Tyto moduly jsou Solver, View, a PostProcessor. Adams Solver je řešič, který vytváří a řeší matematické modely ze vstupních dat simulovaných mechanických systémů. Je to nejdůležitější součást Adamsu, který řeší komplexní lineární a nelineární úlohy. Adams View slouží pro modelování mechanických soustav, zadávání vstupních hodnot a vizualizaci výsledků pro běžné uživatele. Adams Postprocessor slouží pro vyhodnocování výsledků ze simulací. Další doplňkové moduly slouží pro zjednodušení práce a přizpůsobují se dané oblasti průmyslového oboru, ke kterému je program použit. Mezi tyto moduly patří například Adams Car, Adams Driveline, Adams Flex, Adams Chassis, Adams Aircraft apod. Pro tuto diplomovou práci byl použit právě modul Adams Car. [8] [9]

Adams Car slouží pro analýzy zavěšení, řízení a analýzu celých vozidel při manévrování. Jednotlivé podvozkové díly jsou zde předdefinované pomocí šablon, které si lze libovolně upravit podle vlastního návrhu. Jsou zde také předdefinované simulace podvozků vozidel. V postprocessoru je poté škála předdefinovaných kinematických veličiny, které lze měřit. Adams Car také umožňuje import geometrie součástí vozidel, vkládat jednotlivé díly z rozsáhlých knihoven a určovat parametrické vztahy. [8]

2.3 Kinematické body a souřadný systém

Pro návrh lichoběžníkové nápravy byl zvolen souřadný systém XYZ, který popisuje obrázek 29. Souřadnice X je orientována jako podélná souřadnice vozidla se smyslem směru jízdy dopředu a má počátek na úrovni osy kol vozidla. Příčná souřadnice Y má počátek uprostřed nápravy v rovině symetrie vozidla a kladný smysl má na pravou stranu vozidla. Z je souřadnice výšky, má kladný smysl vzhůru a počátek má na úrovni vozovky.



Obrázek 29 schéma kinematických bodů

Dále bylo zvoleno pojmenování kinematických bodů, jejichž schéma je také na obrázku 29. Body A,B a C jsou body dolního trojúhelníkového ramene, přičemž body A a B tvoří osu otáčení ramene a spojují rameno s nápravnicí vozidla. Bod C spojuje rameno s dolním bodem těhlice. Body D,E a F jsou zase body horního trojúhelníkového ramene, přičemž body D a E tvoří podobně jako u dolního ramene osu otáčení a spojují rameno s nápravnicí vozidla. Bod F spojuje rameno s těhlicí v její horní části. Body G a H jsou body spojovací tyče, kde bod G spojuje spojovací tyč s nápravnicí a bod H a těhlicí. Bod I je bod dolního uložení pružící jednotky ke spodnímu ramenu a bod J je bod horního uložení pružící jednotky ke karoserii. Bod WO je bod středu kola.

2.4 Rozchod, odklon kol a střed klopení karoserie

2.4.1 Šablona se základním rozmístěním kinematických bodů

Pro úplně první variantu byla vytvořena šablona lichoběžníkové nápravy, do které byly zaneseny základní parametry pro navrhované vozidlo bez kinematických modifikací. Tahle varianta rozmístění kinematických bodů byla pro pozdější pořádek v orientaci v grafech označena jako varianta a_1. Základní hodnoty souřadnic kinematických bodů pro šablonu s variantou a_1 jsou v následující tabulce 2.

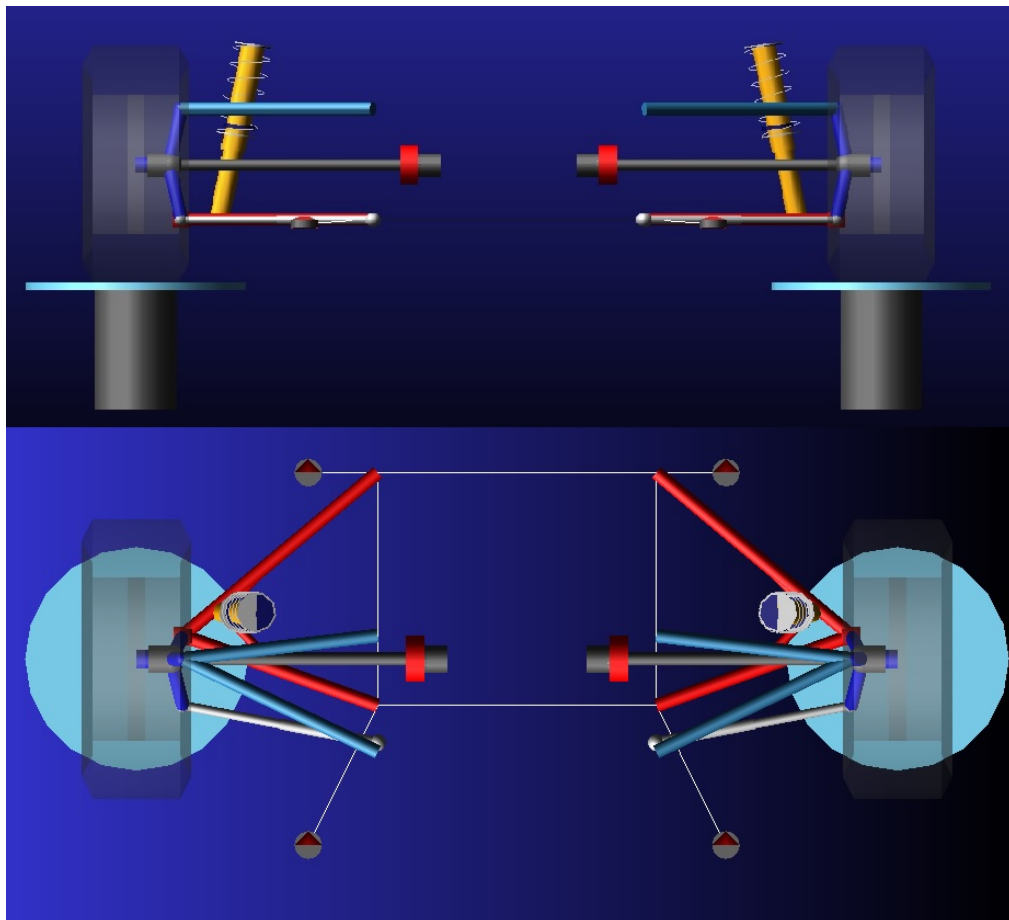
Tabulka 2 Souřadnice kinematických bodů šablony

	X	Y	Z
A	400	-300	160
B	-100	-300	160
C	50	-720	160
D	50	-300	440
E	-200	-300	440
F	0	-720	440
G	-180	-300	160
H	-100	-720	160
I	100	-636	160
J	100	-562	600
CW	0	-820	300

Na obrázku 30 je zobrazeno rozmístění ramen v prostředí Adams Car odpovídající tabulce 2. Horní a dolní trojúhelníková ramena jsou stejně dlouhá a jsou stejně daleko od osy kol. Body AB a DE jsou ve stejné příčné vzdálenosti od počátku souřadného systému stejně jako body C a F. Délka horních a spodních ramen tedy činí 420mm. Spojovací tyč je ve stejné výškové poloze, příčné poloze a má stejnou délku jako spodní trojúhelníkové rameno, jež

bude platit i v následujících modifikacích. U takto definované nápravy byla provedena simulace na paralelní vertikální chod kol v předpokládaném možném rozsahu chodu +80mm do stlačení a -80mm do vyvěšení od polohy kol v jízdní výšce. Zobrazení výsledků této simulace je v grafech 1,2 a 3. Svislá osa zobrazuje vždy zjišťovanou kinematickou veličinu a na vodorovné ose je zobrazen zdvih kol popřípadě úhel klopení karoserie u simulací na klopení karoserie.

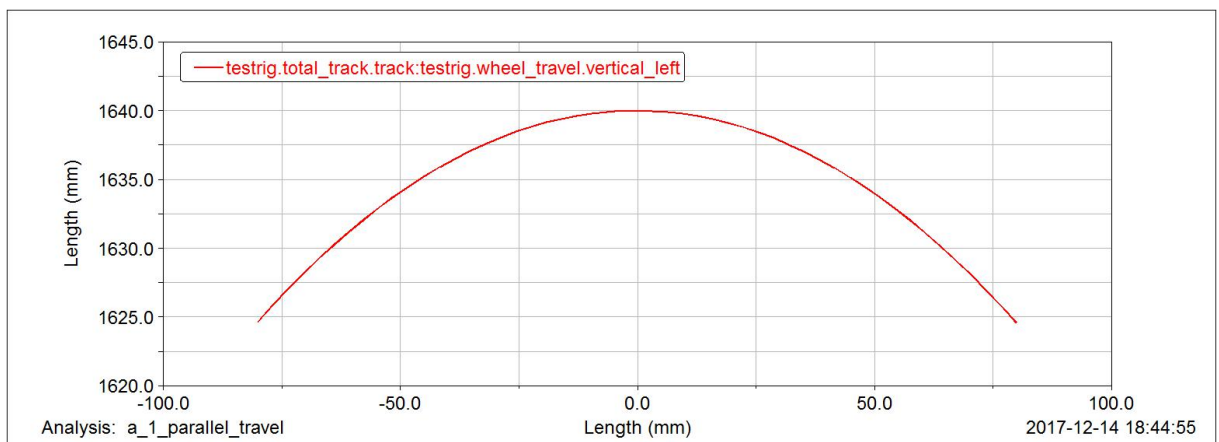
Sledované veličiny simulací a jejich změny jsou celkový rozchod kol, vertikální poloha středu klopení karoserie, koeficient odklonu kola při klopení karoserie a relativní odklon kol vzhledem k vozidlu. Rameno spojovací tyče řízení bylo v příčném řezu umístěno ve stejné poloze, jako dolní trojúhelníkové rameno. Tím bylo zajištěno, aby se sbíhavost při změně zdvihu kola neměnila. Jelikož navrhovaná zadní náprava nebyla řídicí, kinematika řízení vozidla také nebyla navrhována.



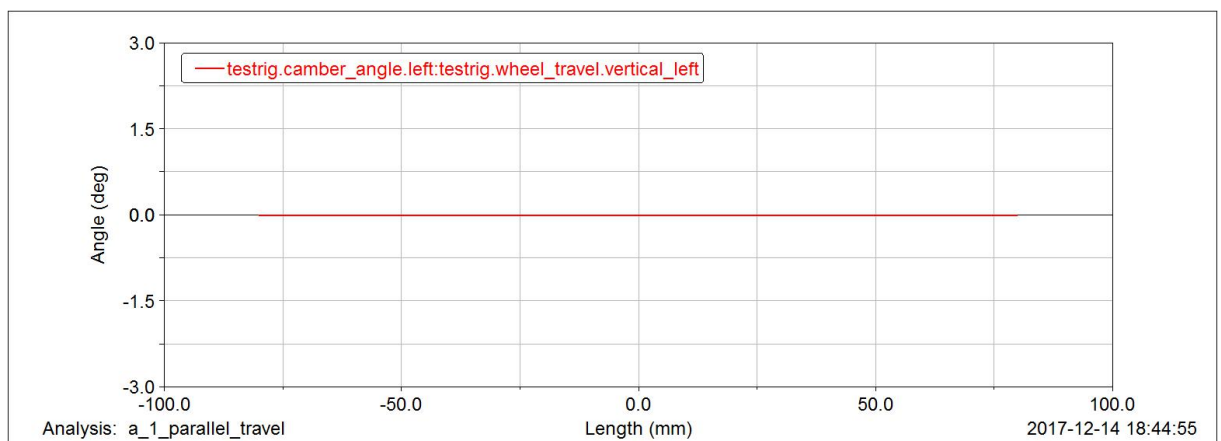
Obrázek 30 Šablona se základní polohou kinematických bodů

Výsledné kinematické vlastnosti první základní varianty odpovídají teoretickým předpokladům. Na grafu 1 je zobrazen průběh celkového rozchodu kol, jehož změna je stejná jak ve vyvěšení tak při stlačení kol. Z grafu 3 lze pozorovat, že vertikální poloha středu

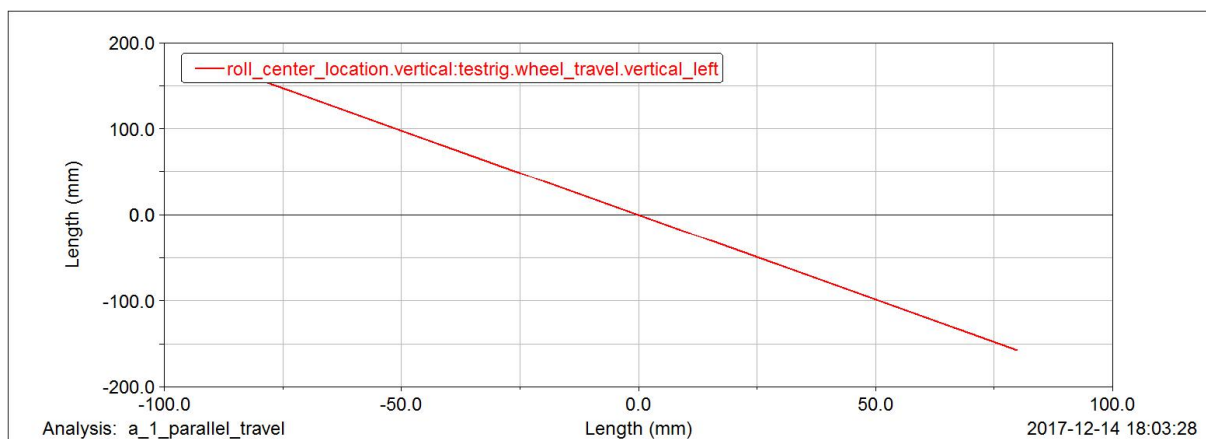
klopení karoserie se při zdvihu kol mění téměř lineárně. V poloze jízdní výšky je střed klopení v nulové poloze, čemuž odpovídá nulová změna rozchodu kol. Při stlačení kol se střed klopení karoserie nachází pod úrovní vozovky, což vede k výrazné změně rozchodu kol a náklonům karoserie při zatáčení. Takové nastavení kinematiky není příliš vhodné a může způsobit ztrátu stability vozidla. Dále ramena zůstávají v každé poloze vůči sobě rovnoběžné, tím pádem se střed klopení kol nachází v nekonečnu a odklon kola na grafu 2 se nemění. To je vhodné při přímé jízdě, ale špatné při průjezdu zatáčkou, kdy se kola naklopí o stejný úhel jako karoserie, což zobrazuje graf 4 s koeficientem odklonu při klopení karoserie, který má ve všech polohách hodnotu jedna.



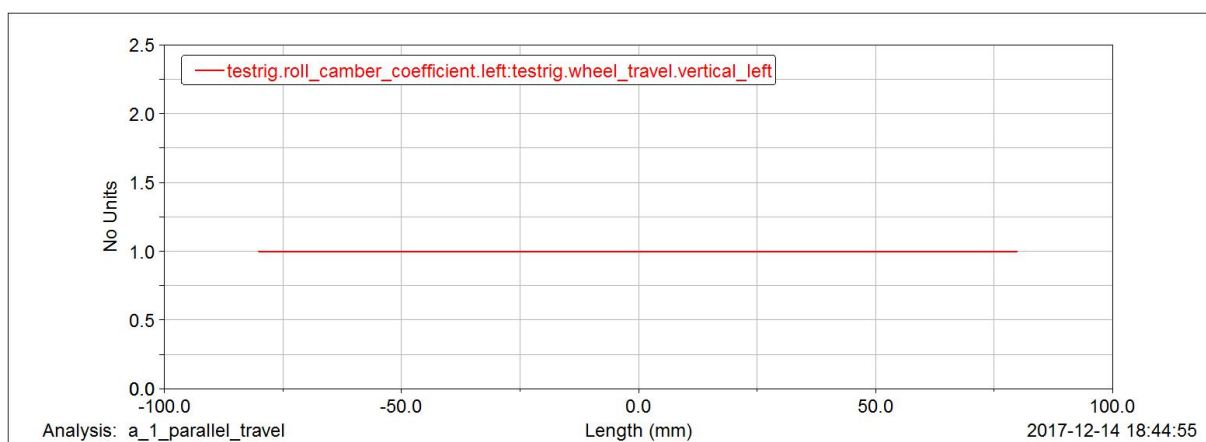
Graf 1 a_1 změna celkového rozchodu kol



Graf 2 a_1 změna odklonu kola



Graf 3 a_1 změna vertikální polohy středu klopení karoserie



Graf 4 Koeficient odklonu při klopení karoserie

2.4.2 Varianty stejných délek horních a dolních ramen

K základní variantě byly navrženy další 4 varianty s délkou ramen od 220mm po 620 mm. U těchto variant byla změněna vždy jenom souřadnice Y bodů AB a CD o stejnou hodnotu, tudíž horní a dolní ramena zůstali vždy stejně dlouhá a při vertikálním pohybu kol vůči sobě rovnoběžná. Přehled těchto variant s délkami ramen je v tabulce 3.

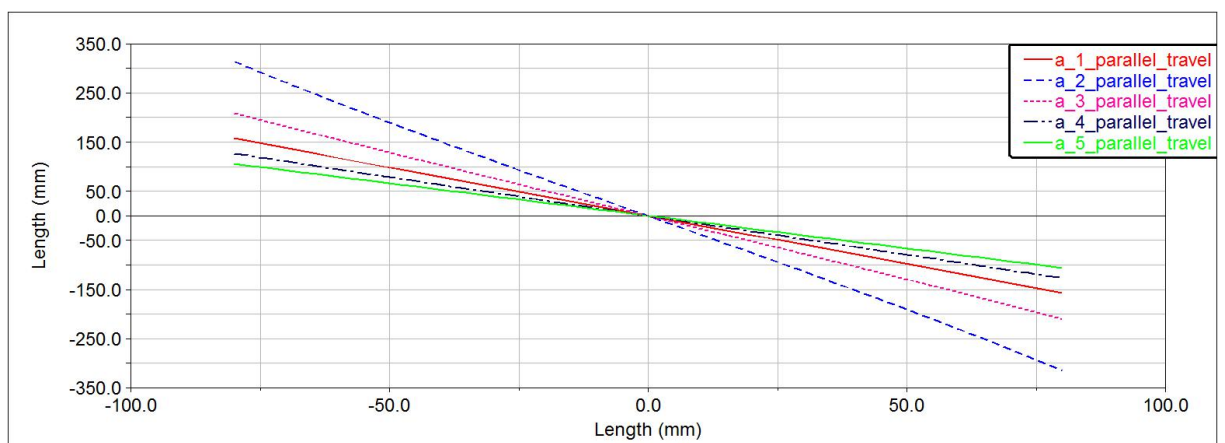
Tabulka 3 Varianty a horních a dolních délek ramen se stejnou délkou

varianta	délka ramen [mm]	souřadnice Y bodů AB a DE [mm]
a_1	420	300
a_2	220	500
a_3	320	400
a_4	520	200
a_5	620	100

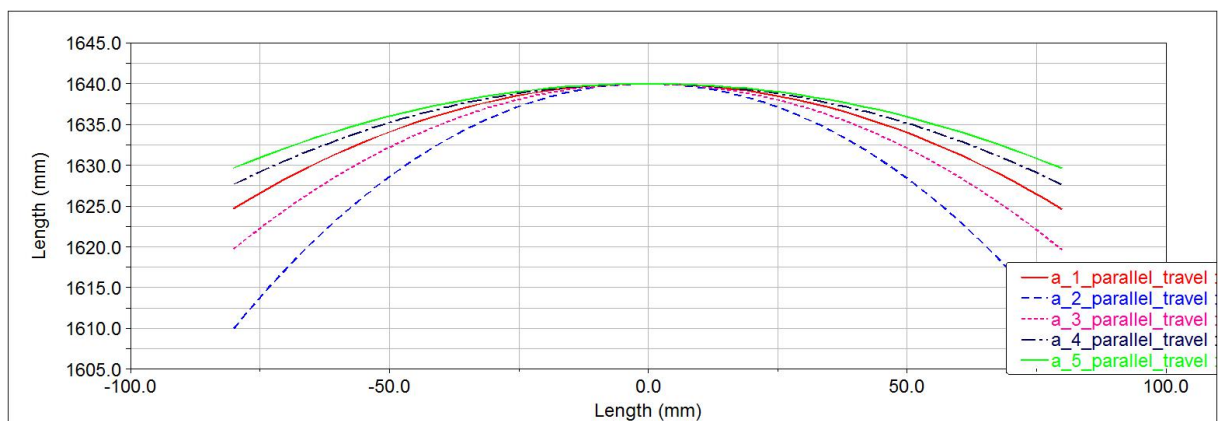
Pro každou sledovanou kinematickou veličinu byly do grafu zaneseny všechny tyto varianty. Při označování více variant v popiscích grafů je označení ve formě písmeno, podtržítka a čísla grafů napsaná dohromady pro zkrácení popisů. Z grafu 5 vertikální změny polohy středu

klopení karoserie a grafu 6 změny celkového rozchodu kol je vidět, že čím je větší rozdíl ve změně středu klopení kol, tím je větší změna rozchodu kol. Varianta a₂, kdy je délka ramen největší, tudíž body C a F opisují kružnici s největším poloměrem, způsobuje maximální změnu rozchodu kol 10mm při daném zdvihu. Naopak varianta a₃ s nejkratšími rameny způsobuje celkovou změnu rozchodu kol 30mm. Z grafu 6 lze také vyčíst, že rozdíl mezi změnou rozchodu kol variant a₃ a a₄ krátkých ramen je 10mm. Mezi variantami dlouhých ramen a₂ a a₅, kdy jsou ramena naopak dlouhá, je rozdíl maximální změny celkového rozchodu kol 4,5mm. V obou případech je rozdíl délek porovnávaných ramen 100mm. Z toho plyne, že velikosti maximálních změn rozchodu kol jsou mnohem citlivější na změnu délek krátkých ramen než dlouhých.

Okamžitá poloha středu klopení karoserie se pohybuje v kompresy a ve vyvěšení symetricky. Odklon kol zůstává vždy nulový jako na grafu 2, jelikož ramena jsou v každé poloze vůči sobě rovnoběžná. Koeficient odklonu kol při klopení karoserie má tím pádem vždy hodnotu jedna jako na grafu 4.



Graf 5 a₁₂₃₄₅ změna vertikální polohy středu klopení karoserie



Graf 6 a₁₂₃₄₅ změna celkového rozchodu kol

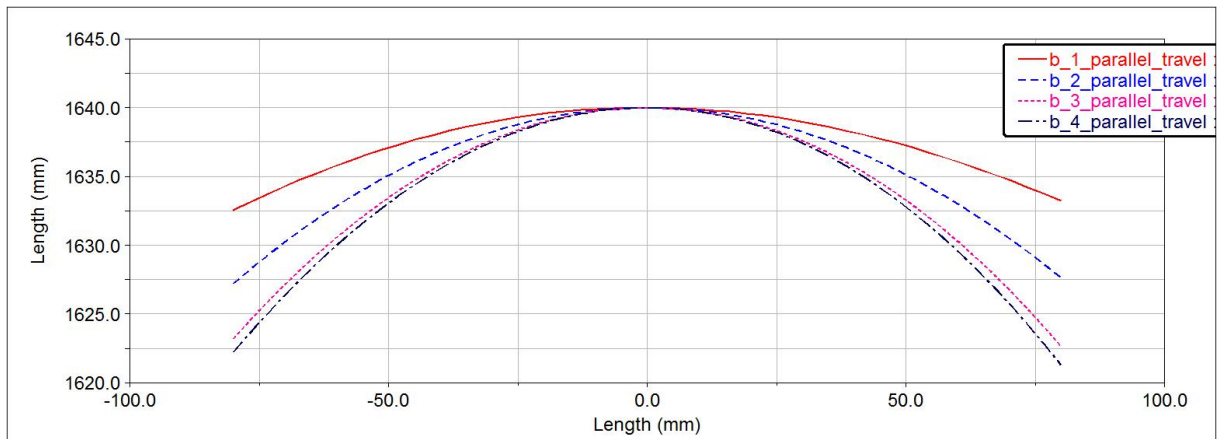
2.4.3 Varianty různých délek horních a dolních ramen

Další navržené varianty podrobené simulacím měli různé délky horních a dolních ramen. Tyto varianty popisuje tabulka 4. Varianty b_1 až b_4 mají délku dolních ramen 420mm a varianty b_5 až b_8 mají délku dolních ramen 620mm. Délky spodních ramen 420mm u variant b_1 a b_2 odpovídají navrhovanému vozidlu, u něhož je omezen prostor pro nápravu. Varianty s délkou ramen 620mm by byly pro vozidlo, kde by nebyl omezen prostor pro zástavbu nápravy. Varianty b_3 a b_4 mají horní rameno delší než dolní. Tyto varianty byly nasimulovány spíše pro názornost. Z dřívějších kapitol 1.4.1, 1.4.2 a 1.4.3 totiž lze předpokládat, že je nevýhodné, aby horní rameno bylo delší než dolní.

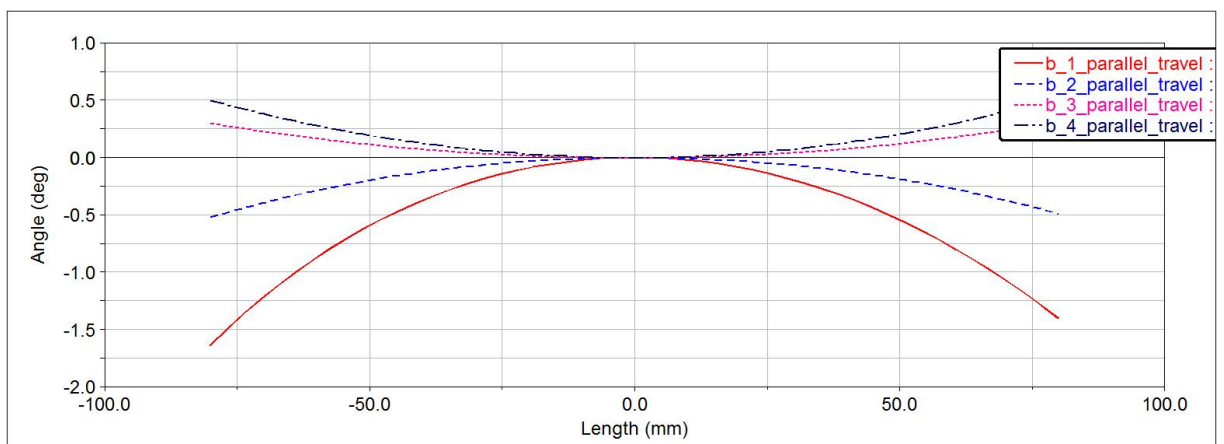
Tabulka 4 Varianty b horních a dolních délek ramen s různou délkou

Varianta	délka dolních ramen [mm]	délka horních ramen	souřadnice Y bodů AB [mm]	souřadnice Y bodů DE [mm]
b_1	420	220	300	500
b_2	420	320	300	400
b_3	420	520	300	200
b_4	420	620	300	100
b_5	620	220	100	500
b_6	620	320	100	400
b_7	620	420	100	300
b_8	620	520	100	200

Změna rozchodu, zobrazená na grafu 7, je u variant b_1 a b_2 menší než u základní varianty a_1 a také výrazně menší než u variant a_2 a a_3. To je způsobeno tím, že se zvyšujícím nebo snižujícím se zdvihem kol od polohy jízdní výšky se mění odklon kol negativním směrem vlivem kratšího horního ramene. Tím horní rameno při propršení dosáhne většího sklonu než dolní rameno. To způsobí, že pozice středu kontaktu pneumatiky s vozovkou se posouvá v příčném směru vně vůči bodu C uchycení spodního ramene a těhlicí. Tuto situaci také částečně zobrazuje obrázek 17, kde bod 2 spodního ramene opisuje kružnici kolem bodu D, kdežto bod W znázorňující střed styku pneumatiky s vozovkou se směrem vzhůru zároveň pouze oddaluje od bodu D v příčném směru. U variant b_3 a b_4 se celková změna rozchodu kol zvětšuje oproti variantě a_1, a to právě změnou odklonu kol v pozitivním směru, kdy střed pneumatiky s vozovkou posouvá vůči bodu C směrem ke středu vozidla. Odklon kol těchto čtyř variant je zobrazen na grafu 8.

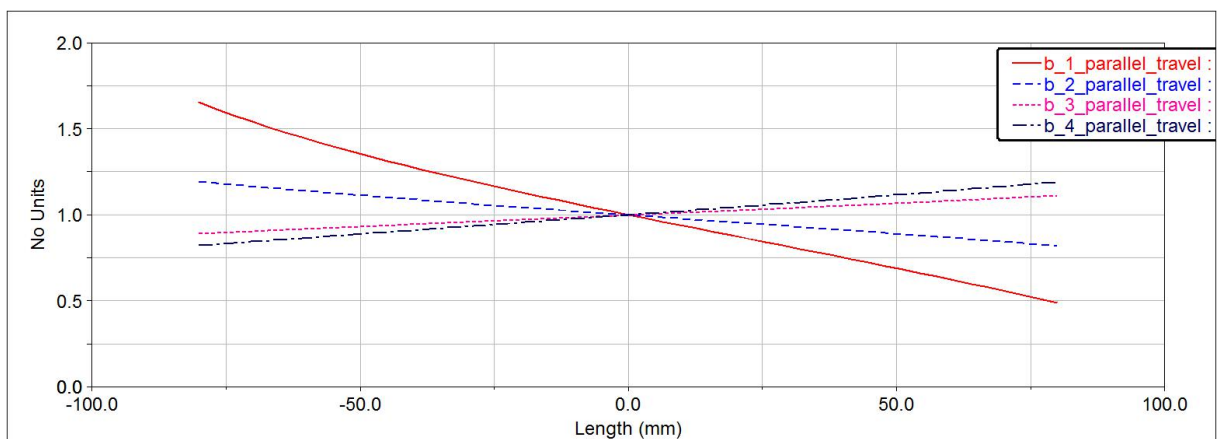


Graf 7 b_1234 změna celkového rozchodu kol



Graf 8 b_1234 změna odklonu kol

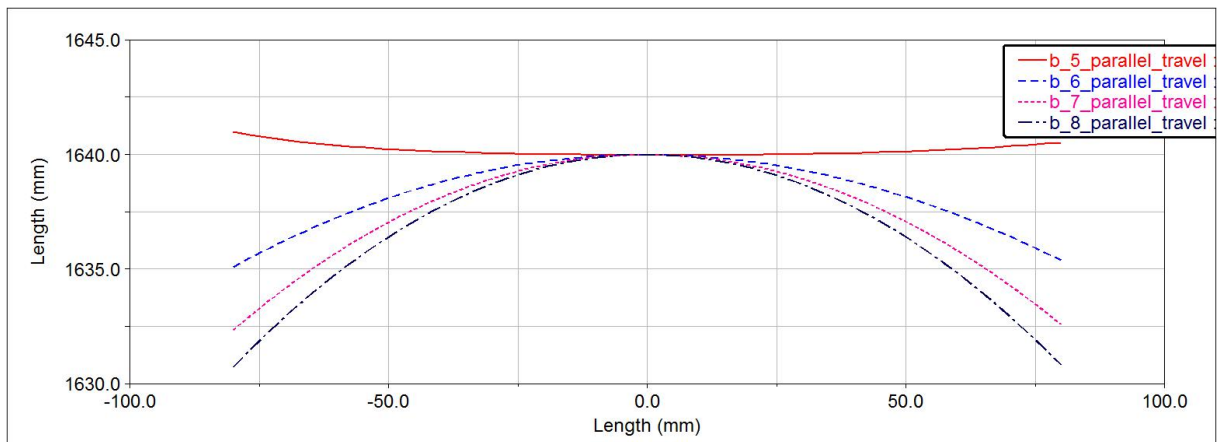
Koeficient odklonu kol při klopení karoserie u variant b_1 až b_4 už není v celém rozsahu zdvihů kol roven jedné. U variant b_1 a b_2 se při stlačení dostává pod hodnotu 1, ale při vyvěšení se tento koeficient naopak dostává nad hodnotu 1.



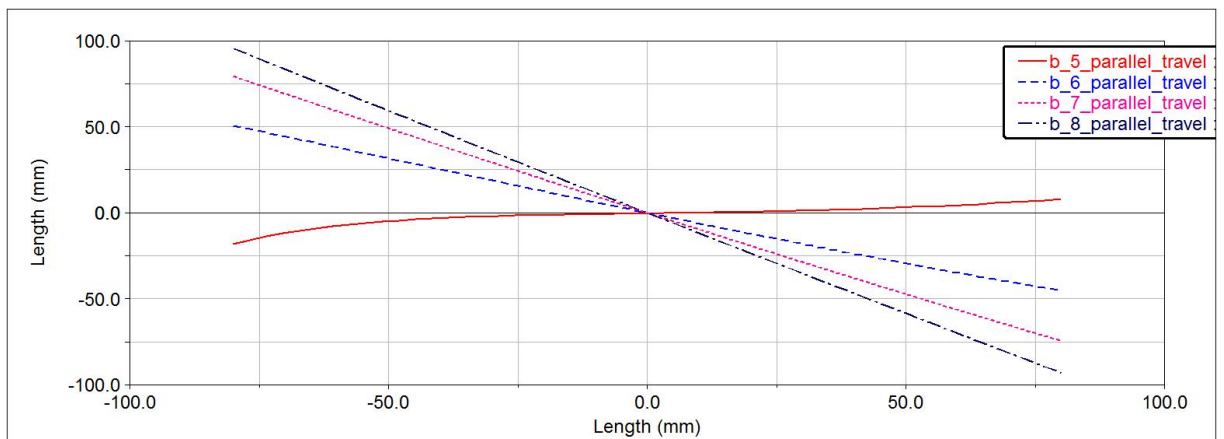
Graf 9 b_1234 koeficient odklonu při klopení karoserie

U variant s dlouhými spodními rameny b_5 až b_8 je zajímavá variant b_5, kde délka horních ramen je pouze 220mm. Velký rozdíl mezi délkami ramen způsobil, že celkový

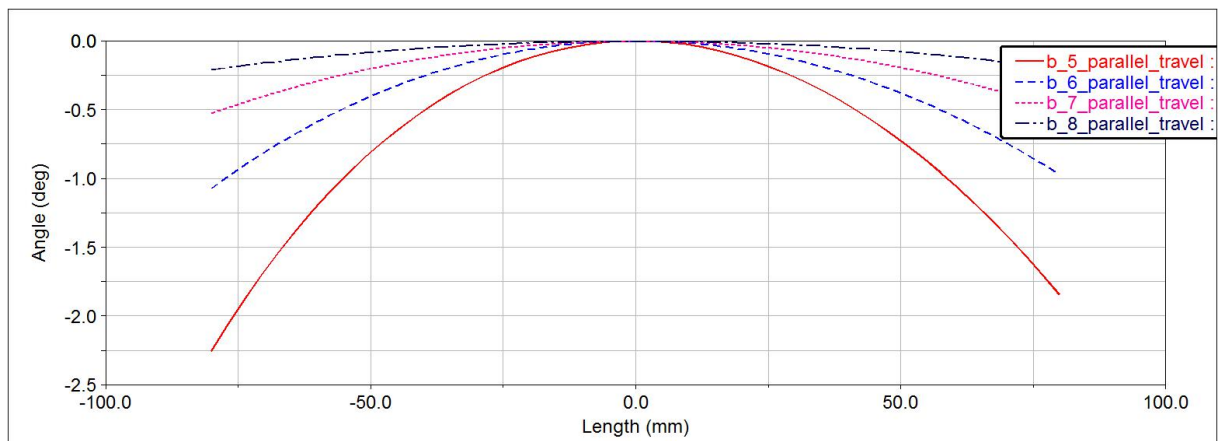
rozchod kol na grafu 10 se oproti ostatním variantám mírně zvětšuje, a to maximálně o 2 mm. Vertikální poloha středu klopení se při stlačení kol mírně zvětšuje oproti ostatním variantám a odklon kol se při stlačení i vyvěšení kol pohybuje výrazně do záporných hodnot. Ovšem při maximálním vyvěšení má odklon kol o něco větší zápornou hodnotu než při stlačení, což při průjezdu zatáčkami není vhodné. Kolo na vnitřní straně zatáčky by mělo příliš velký negativní odklon a styčná plocha by byla pouze na okraji běhounu. To zobrazuje i graf 13 s koeficientem odklonu kol při klopení, kde varianta b_5 má hodnotu při maximálním vyvěšení 1,9. To by znamenalo, že by byl odklon kola v tomhle případě vůči vozovce téměř dvojnásobný oproti úhlu klopení karoserie.



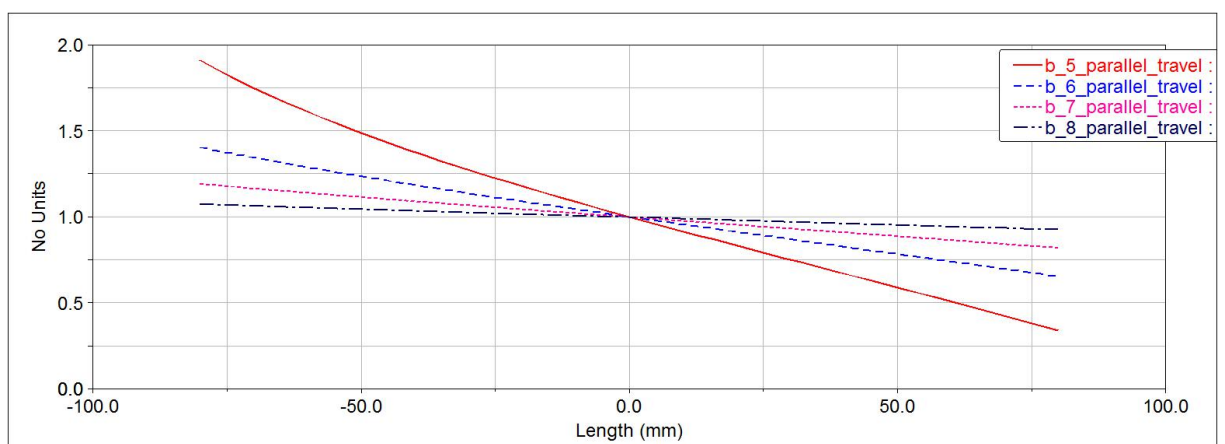
Graf 10 b_5678 změna celkového rozchodu kol



Graf 11 b_5678 změna vertikální polohy středu klopení karoserie



Graf 12 b_5678 změna odklonu kol



Graf 13 b_5678 koeficient odklonu při klopení karoserie

Porovná-li se varianta b_1 a b_7, kde je stejný rozdíl mezi délkami horního a dolního ramene, ale u varianty b_7 jsou oboje ramena delší o 200mm, tak lze pozorovat velice podobné změny celkového rozchodu kol. Varianta b_1 má však větší odklon. Při porovnání variant b_2 a b_6, kdy je u obou variant horní rameno stejně dlouhé, ale jsou různě dlouhá spodní ramena, má varianta b_6 menší změnu rozchodu kol a větší změnu odklonu.

Pokud jsou tedy ramena u vozidla v pozici jízdní výšky vůči sobě rovnoběžná, tak je změna rozchodu kol dána rozdílem mezi délkou horního a dolního ramene. Delší ramena se stejným rozdílem horního a dolního ramene způsobují menší změny odklonu jako kratší ramena. Vertikální poloha středů klopení karoserie se vždy pohybuje téměř symetricky kolem úrovně polohy vozovky při stlačení a vyvěšení kol. Většina variant má při stlačení kol střed klopení karoserie pod úrovní vozovky. Jen v jednom případě se vertikální poloha středu klopení při stlačení kol dostane nad úroveň vozovky, a to u varianty b_5. Ovšem za cenu výrazně zhoršených kinematických vlastností při vyvěšení kol.

3 USPOŘÁDÁNÍ SKLONU RAMEN NA PARAMETRY ZAVĚŠENÍ VOZIDLOVÉHO KOLA

Sklony ramen byly nastavovány tak, že se změnila souřadnice Z bodů AB a DE o určitou hodnotu. Polohy bodů C a F uchycení ramen k těhlici se neměnily. Pro zkoumání kinematických vlastností lichoběžníkové nápravy takhle vzniklo několik variant pro dané délky ramen, které byly porovnávány. Byly prováděny simulace na paralelní zdvih kol znovu v rozsahu -80mm do stlačení a 80mm do vyvěšení kol od polohy v jízdní výšce. Pro zjištění změn v geometrii podvozku vozidla projíždějícího zatáčkou byly také provedeny simulace klopení karoserie, a to v rozsahu pěti stupňů na každou stranu. Výsledky kinematických hodnot na grafech ze simulací klopení karoserie byly zobrazeny v závislosti na úhlu klopení karoserie.

Nejdříve byly provedeny simulace různých sklonů ramen se stejnou délkou horního a dolního ramene. Poté byly navrženy varianty pro různě dlouhá horní ramena a dolní ramena, kde byla fixní délka 420mm. Dále byly navrženy varianty pro různě dlouhá horní ramena a dolní dlouhá ramena, u kterých byla jejich fixní délka 620mm pro neomezený prostor pro umístění nápravy.

3.1 Sklon stejně dlouhých ramen

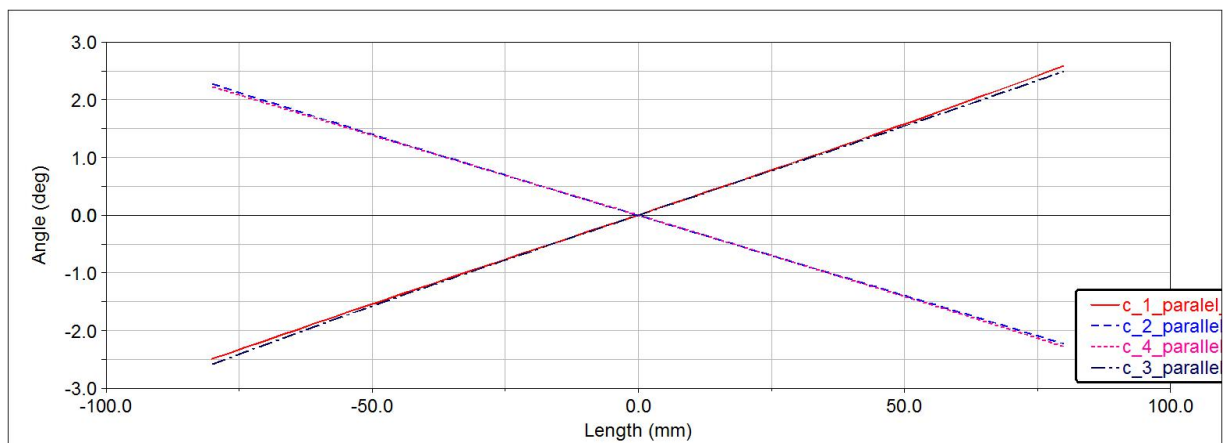
Simulace pro skloněná ramena stejné délky byly označeny písmenem *c*. Bylo navrženo celkem 6 variant těchto simulací, které zobrazuje následující tabulka 5.

Tabulka 5 Varianty *c* polohy ramen se sklonem a stejnou délkou

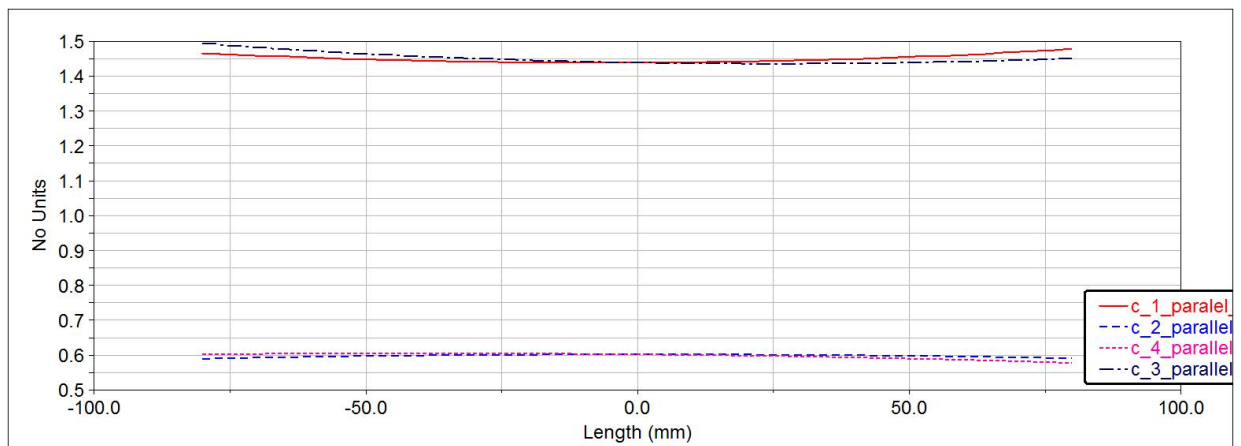
varianta	změna vertikální polohy bodů uchycení spodních ramen k nápravnici [mm]	změna vertikální polohy bodů uchycení horních ramen k nápravnici [mm]	souřadnice Z bodů AB [mm]	souřadnice Z bodů DE [mm]
c_1	-60	0	100	440
c_2	60	0	220	440
c_3	0	60	160	500
c_4	0	-60	160	380
c_5	30	-30	190	410
c_6	60	-60	220	380

U variant *c_1* a *c_3* se ramena sbíhají mimo vozidlo na vnější straně kol, kde se tedy nachází jejich střed klopení. To má vliv na to, že odklon se mění při stlačení kol ve směru

pozitivních hodnot a při vyvěšení do negativních hodnot. Koeficient odklonu kol je tím pádem trvale nad hodnotou 1 a to způsobuje, že vozidlu se při průjezdu zatáčkou mění odklon kol přesně naopak, jak je potřeba. Průběhy odklonu kol a koeficientů odklonu při klopení karoserie jsou zobrazeny na grafech 14 a 15, kde jsou porovnány s variantami c_2 a c_4. Střed klopení karoserie se při stlačení kol dostává hluboko pod úroveň vozovky, což má za následek velkou změnu rozchodu kol. Tyto varianty se středem klopení kol na jejich vnější straně jsou ve všech ohledech nevýhodné, proto ostatní varianty v této práci budou navrhovány tak, aby byl střed klopení kol vždy na vnitřní straně kola.



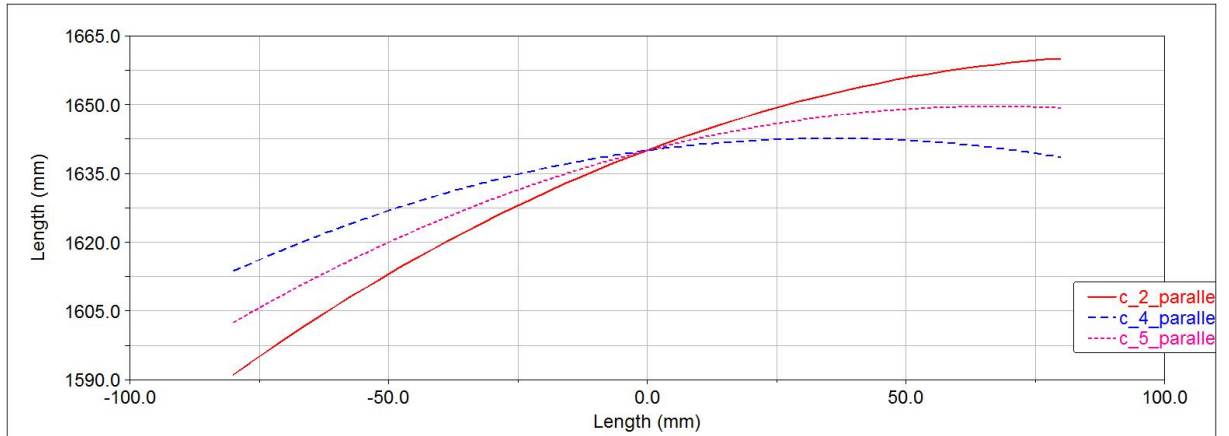
Graf 14 c_1234 odklon kol



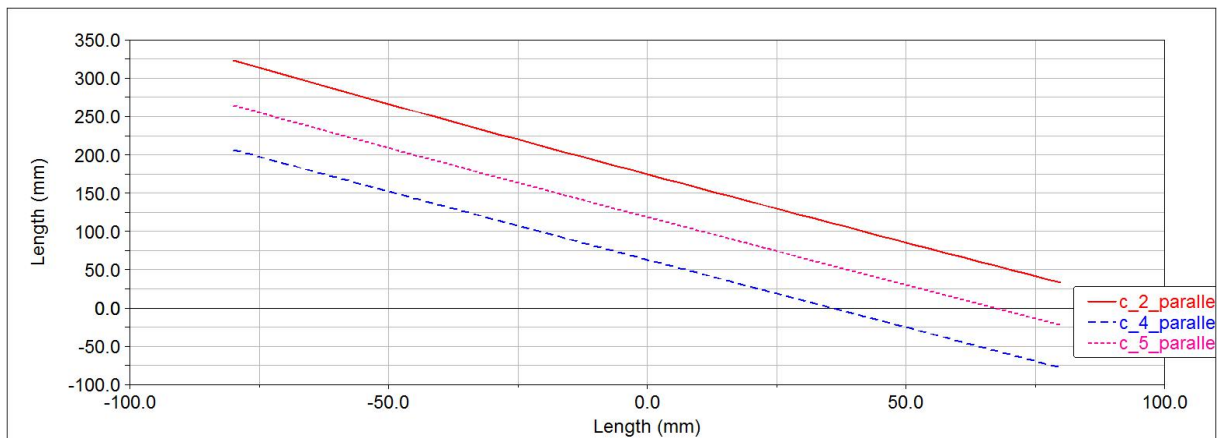
Graf 15 c_1234 koeficient odklonu kola při klopení karoserie

Varianty c_2, c_4 a c_5 mají uložení ramen k nápravnici ve stejné vertikální vzdálenosti, čili rozdíl souřadnic DE_Z a AB_Z je u všech třech variant 220mm. Díky tomu je u těchto variant téměř stejná změna odklonu kola zobrazena na grafu 18. Mění se však vertikální poloha středů klopení karoserie zobrazena na grafu 17. Tím pádem rozdíly koeficientu odklonu kol při klopení karoserie jsou velmi malé a mění se hlavně průběhy změn rozchodů kol, které zobrazuje graf 16. Varianta c_4 má nejpříznivější průběh změny rozchodu kol, kde rozchod

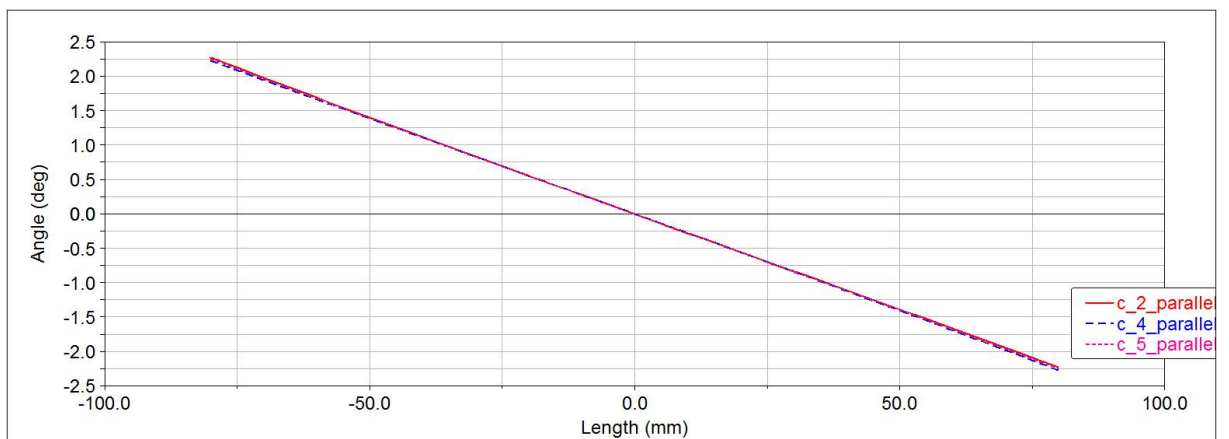
kol při stlačení se změní o 7,5mm. Při plném vyvěšení je změna rozchodu kol u této varianty 26mm. Vzhledem k tomu, že při jízdě na kolo ve vertikální poloze blízké plného vyvěšení působí malé radiální síly oproti poloze při stlačení, tak je výhodnější, když je menší změna rozchodu kol při stlačení než při vyvěšení. Varianty c_2 a c_5 způsobují pouze větší změny rozchodů kol při zvýšení vertikální polohy středu klopení karoserie.



Graf 16 c_245 změna celkového rozchodu kol

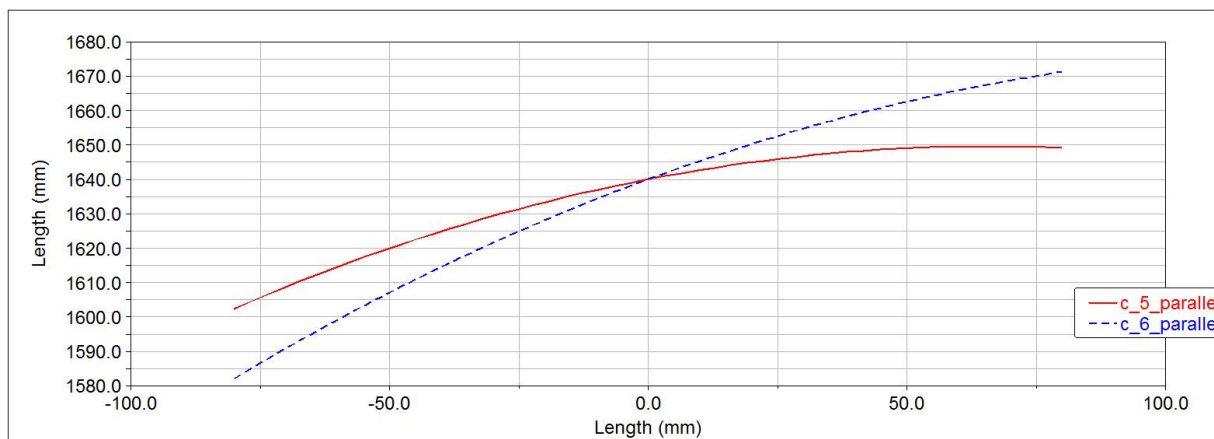


Graf 17 c_245 změna vertikální polohy středu klopení karoserie

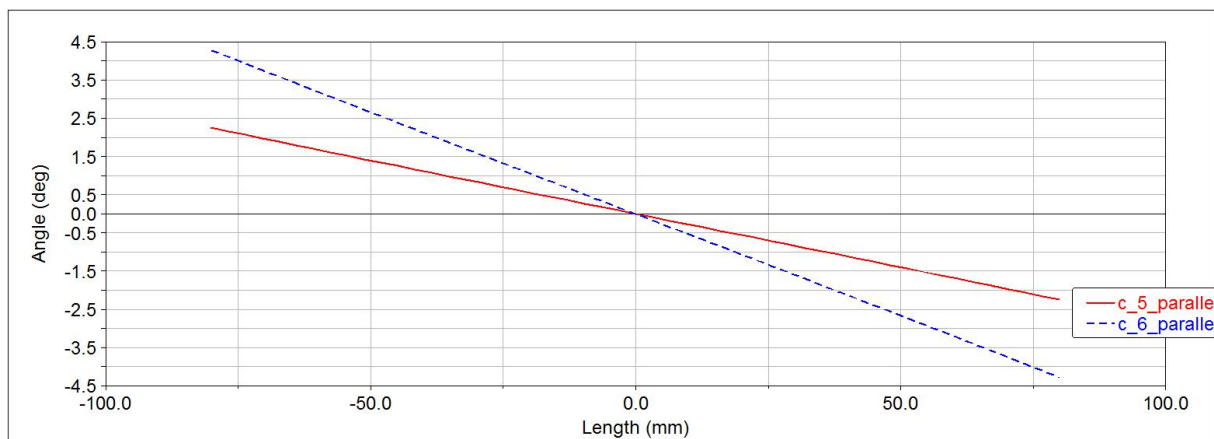


Graf 18 c_245 odklon kol

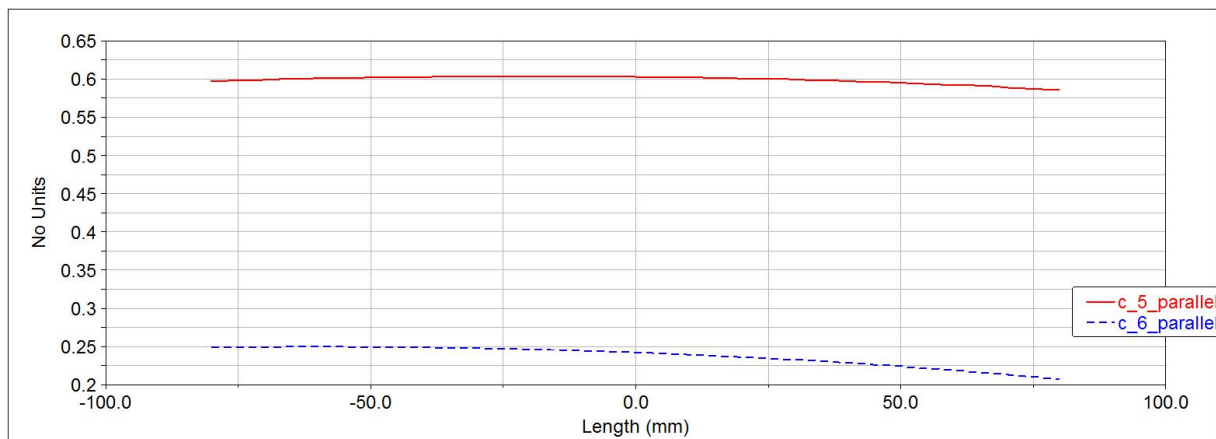
Další porovnání je mezi variantami c_5 a c_6. Oboje tyto varianty mají při jízdě výšce horní rameno skloněné směrem vzhůru a dolní rameno skloněné směrem dolů o stejný úhel. Ovšem u varianty c_6 jsou tyto úhly strmější a rozdíl souřadnic DE_z a AB_z je 160mm. Varianta c_6 má oproti variantě c_5 výraznější změnu odklonu kol a koeficient odklonu kol při klopení karoserie se pohybuje v rozmezí od 0,2 až 0,25. To je ovšem za cenu velké změny rozchodu kol, a to při stlačení až o 32mm.



Graf 19 c_56 celkový rozchod kol

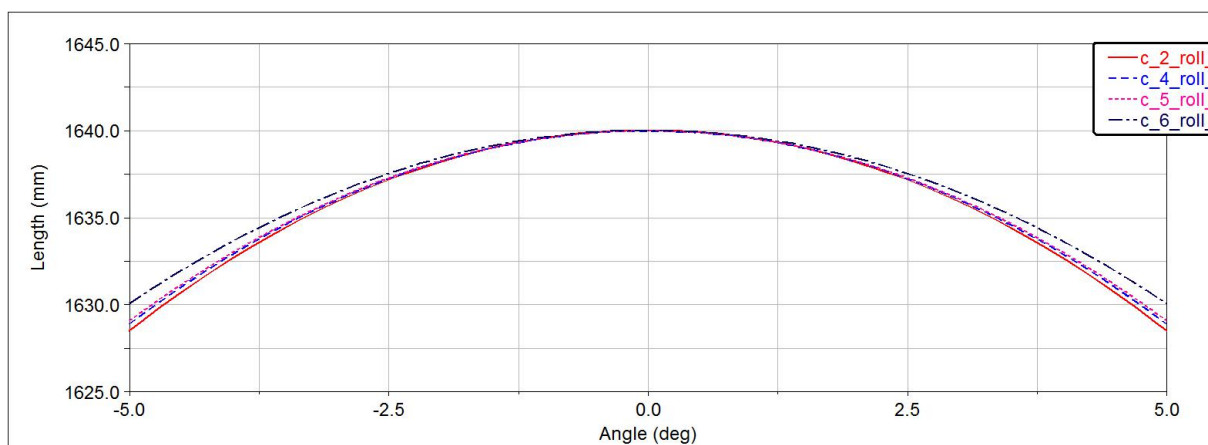


Graf 20 c_56 změna odklonu

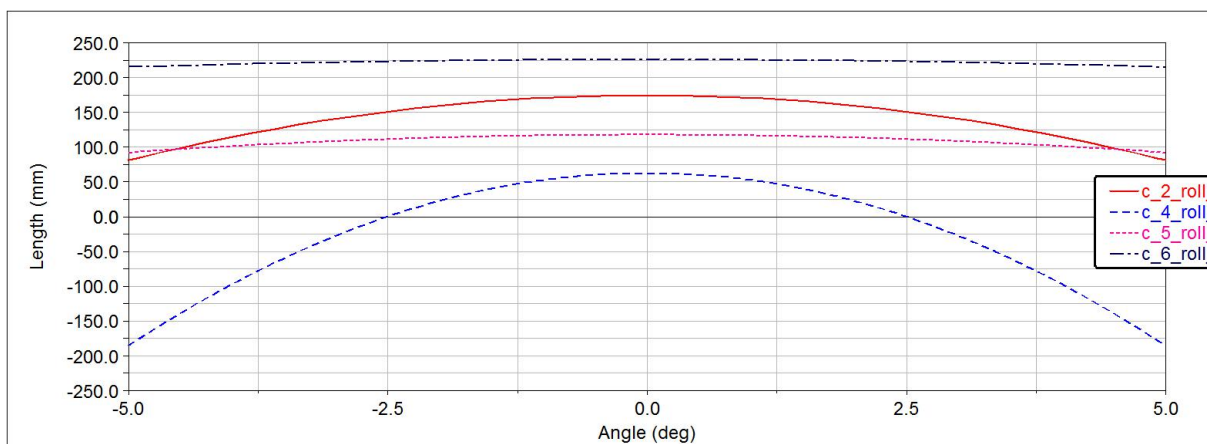


Graf 21 c_56 koeficient odklonu kola při klopení karoserie

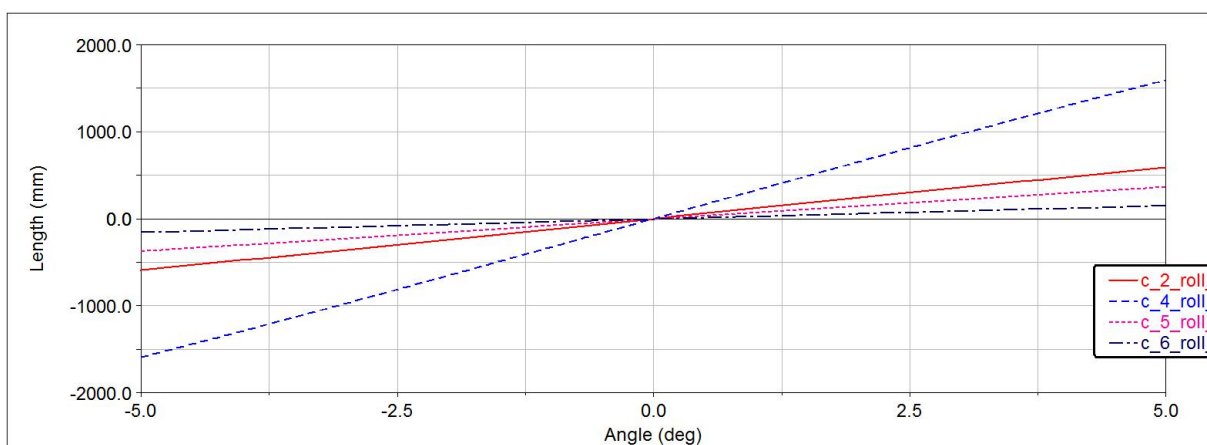
Při simulaci na klopení karoserie, při kterých byla karoserie naklopena z úhlu -5° do $+5^\circ$, byla u varianty c_6 naměřena nejmenší změna rozchodu kol, a to maximálně o - 10mm. To že se při naklopení karoserie rozchod zvětší o poměrně málo, je způsobeno tím, že u kola na vnější straně zatáčky se rozchod kol zvětší a u kola na vnitřní straně zatáčky se rozchod kol zmenší o podobnou hodnotu. Vertikální poloha středu klopení karoserie je u této varianty v rozmezí 220mm až 225mm. U varianty c_4, která se u souběžného zdvihu kol jevila poměrně příznivě, klesá úroveň vertikální polohy středu klopení karoserie pod úroveň vozovky a příčná poloha klopení karoserie na grafu 24 má nevyšší výchylku. Změna celkového rozchodu kol u této varianty dosahuje hodnoty - 14mm, čímž je podobná jako u varianty c_2.



Graf 22 klopení c_2456 celkový rozchod kol

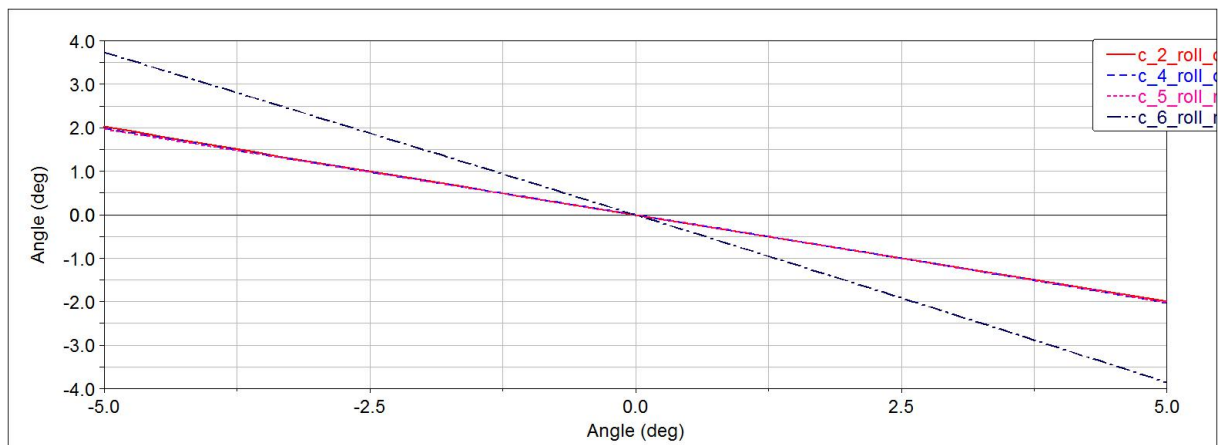


Graf 23 klopení c_2456 změna vertikální polohy středu klopení karoserie

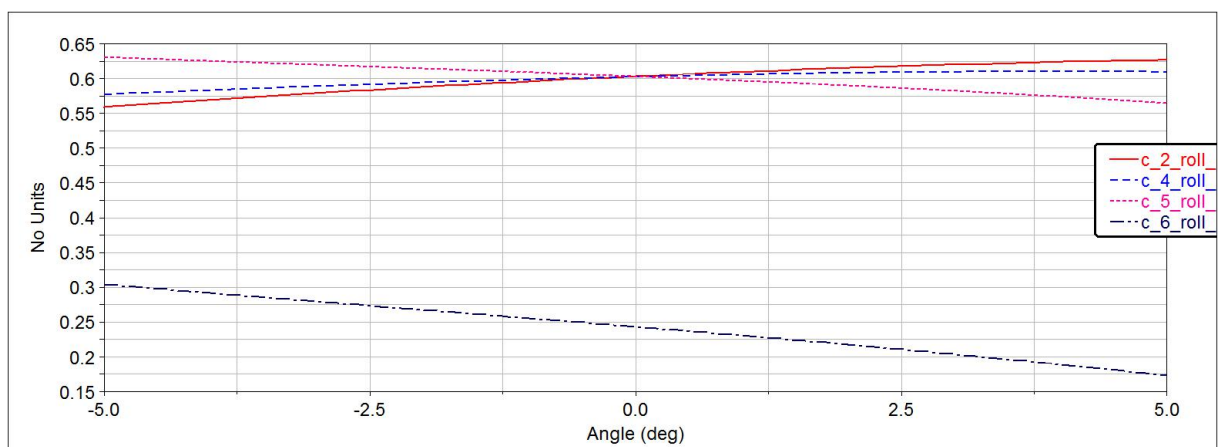


Graf 24 klopení c_2456 změna příčné polohy středu klopení karoserie

Koeficient odklonu kola při klopení karoserie je při jízdě výšce u varianty c_6 0,24. Oproti ostatním variantám c_2, c_4 a c_5 s hodnotou tohoto koeficientu 0,6 při jízdě výšce je to značný rozdíl. U těchto tří variant se koeficient odklonu kola liší při průběhu v závislosti na zdvihu kol. Z variant c_2, c_4 a c_5 je na tom nejlépe varianta c_5, jelikož její průběh má klesající charakter a při stlačení kol má nejnižší hodnotu. Graf 25 zobrazuje relativní změnu odklonu kol vzhledem ke karoserii vozu. Absolutní změna odklonu kol k vozovce by byla dle rovnice 6. Se zvětšením úhlu klopení karoserie je relativní odklon kola na vnější straně zatáčky snižován do záporných hodnot. U vnitřního kola relativní odklon roste.



Graf 25 klopení c_2456 relativní změna odklonu kola vůči karoserii



Graf 26 klopení c_2456 koeficient odklonu kola při klopení karoserie.

Varianta c_6 se tedy jeví jako varianta výhodná pro zadní nápravu vozidla na zatáčkovitě situované tratě bez velkých nerovností. Dolní ramena ve směru od středu vozidla směřují při jízdě výšce strmě dolů a horní ramena strmě nahoru. Tato varianta má nízký koeficient odklonu kola při klopení a vysoko položený střed klopení nápravy jak při souběžném zdvihu kol tak při klopení karoserie. Ovšem změna rozchodu kol je přijatelná pouze v případě klopení karoserie. Při souběžném zdvihu kol je změna rozchodu kol značně velká. Protikladem je varianta c_4, u které dochází k nejpříznivější změně rozchodu kol a změna odklonu kol není tak velká při souběžném zdvihu, ovšem při klopení karoserie kinematické veličiny tak výhodné nejsou. Především střed klopení karoserie ve svislé poloze se při klopení posouvá do hodnot značně pod úroveň vozovky. Nejlepší kompromis představuje varianta c_5. Změna celkového rozchodu kol je při stlačení maximálně +10mm a při vyvšení -26mm. Vertikální změna středu klopení karoserie se pohybuje ve výšce 93mm až 121mm a koeficient odklonu kola při klopení karoserie má při klopení přijatelný průběh.

3.2 Sklon různě dlouhých ramen s délkou spodních ramen 420mm

S ohledem na výhody ramen s různou délkou a ramen s různým sklonem bylo navrženo několik variant, které různé délky a různý sklon ramen kombinují. Pro koncepci vozidla s motorem uprostřed před zadní nápravou byly nejdříve navrženy varianty s kratšími spodními rameny o délce 420mm. Horní ramena jsou v navržených variantách vždy kratší než dolní, protože se ukázalo, že tak lze docílit menších změn rozchodu při zdvihu kol a větších změn odklonů kol při klopení karoserie. Tyto varianty zobrazuje tabulka 6. Varianty d_1 až d_4 mají délku horních ramen 220mm. Varianty d_5 až d_8 mají délku horních ramen 320mm. Vertikální polohy bodů AB a DE, respektive uspořádání sklonu ramen, byly u variant navrženy podle předpokladů z předchozích simulací.

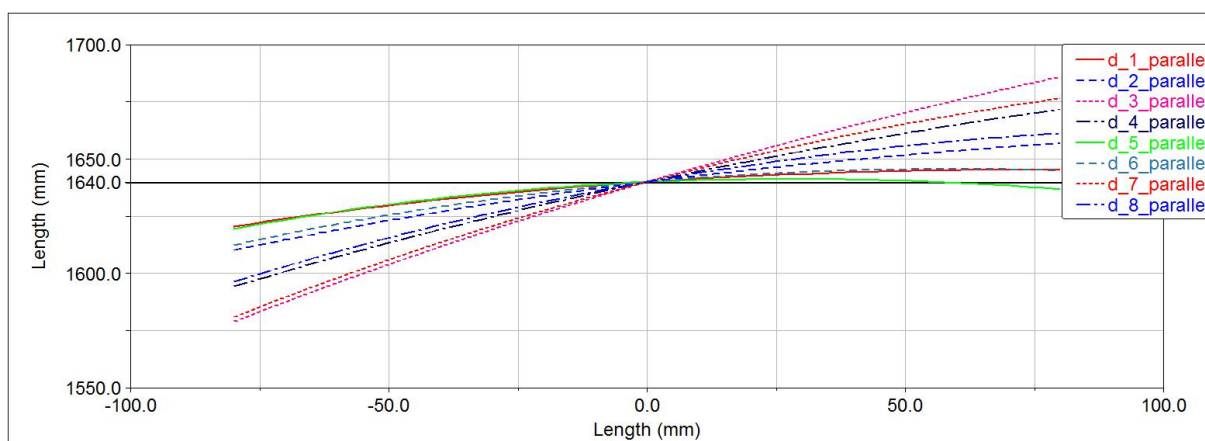
Tabulka 6 varianty sklonu různě dlouhých ramen s kratším spodním ramenem

varianty ramen s délkou horního ramene 220mm	změna vertikální polohy uchycení spodních ramen k nápravnici [mm]	změna vertikální polohy uchycení horních ramen k nápravnici [mm]	souřadnice Z bodů AB [mm]	souřadnice Z bodů DE [mm]
d_1	0	-30	160	410
d_2	0	-60	160	380
d_3	60	-60	220	380
d_4	30	-60	190	380
varianty ramen s délkou horního ramene 320mm	změna vertikální polohy uchycení spodních ramen k nápravnici [mm]	změna vertikální polohy uchycení horních ramen k nápravnici [mm]	souřadnice Z bodů AB [mm]	souřadnice Z bodů DE [mm]
d_5	0	-30	160	410
d_6	0	-60	160	380
d_7	60	-60	220	380
d_8	30	-60	190	380

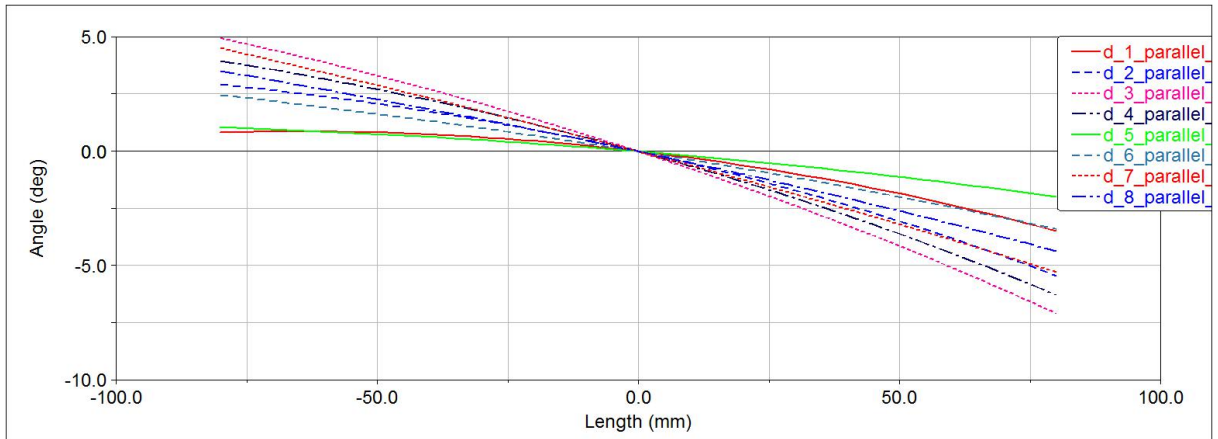
Pro nejmenší změnu rozchodu kol se jeví nejlépe varianty d_1 a d_5, které mají uchycení horních ramen k nápravnici o 30mm níže, než má základní varianta a_1. Tudiž sklon horních ramen je mírně stoupající ve směru od středu vozidla a sklon dolních ramen je vodorovný. Nejmenší změna rozchodu kol při paralelním zdvihu má varianta d_5, jež zobrazuje graf 27. Při stlačení je změna rozchodu maximálně +3mm ve zdvihu přibližně +30mm nad úroveň jízdní výšky. Poté má změna rozchodu kol mírně klesající charakter. Při vyvážení je u této varianty změna rozchodu kol až -19mm. Tato varianta však není příliš výhodná při klopení karoserie. Graf 30 zobrazuje změnu rozchodu kol při klopení karoserie, kde má varianta d_5 ze všech variant největší změnu rozchodu kol, a to -9mm. Vertikální

poloha středu klopení karoserie u této varianty při paralelním stlačení kol i u klopení karoserie výrazně klesá pod úroveň vozovky, což se jeví jako největší nevýhoda této varianty. Hodnota koeficientu odklonu kol při klopení karoserie na grafu 31 je při jízdě výšce ze všech navržených variant nejvyšší, a to 0,74.

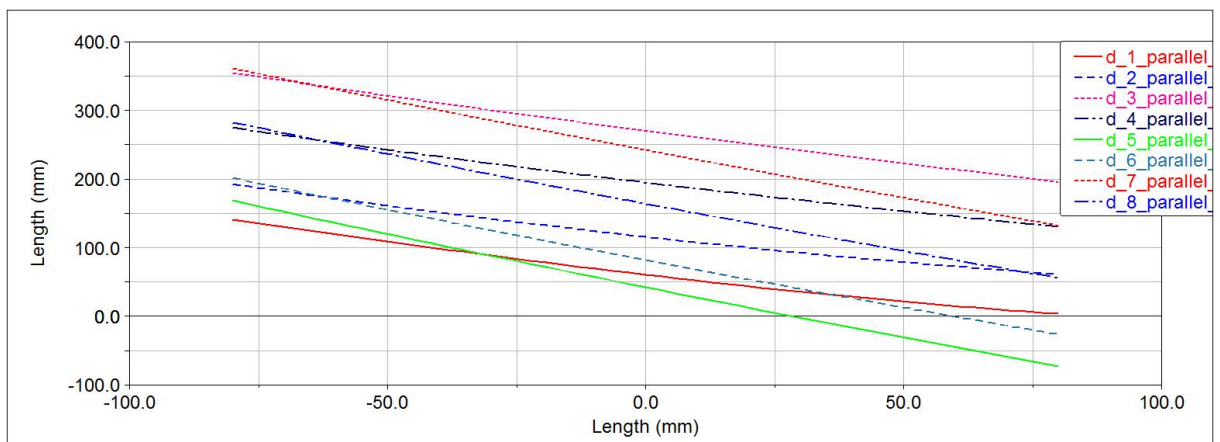
U varianty d_1, která je v grafech označena červenou čarou, s délkou ramen 220mm se pohybuje rozchod kol při paralelním stlačení +6mm a při vyvěšení -20mm. To není oproti variantě d_5 velký rozdíl, ale je zde dosaženo lepších výsledků v ostatních kinematických charakteristikách. Při klopení karoserie je změna rozchodu kol maximálně 5mm. Vertikální poloha středu klopení karoserie na grafu je v jízdě výšce 60mm vysoko nad vozovkou a při maximálním paralelním stlačení obou kol neklesá pod úroveň vozovky. Vertikální poloha středu klopení karoserie, kterou zobrazuje graf 33, dokonce mírně roste. Koeficient odklonu kola při klopení karoserie, který zobrazuje graf 31, má při jízdě výšce hodnotu 0,6. Kratší horní rameno způsobuje, že tento koeficient má strmější charakteristiku, což způsobuje progresivnější charakteristiku změny odklonu kola, který zobrazuje graf 28 a graf 32. Vnější kolo, na které je při průjezdu zatáčkou větší působení radiální síly, má větší změnu odklonu kola vůči karoserii než kolo vnitřní. Výsledný odklon vnějšího kola vůči vozovce je tím pádem menší. Při naklonené karoserii o 5° má vnější kolo odklon vůči vozovce 2° dle rovnice (6). V případě vyvěšení kol, a zároveň když karoserie není nakloněna, působí na kolo malé radiální síly. Proto je vhodné, když je změna odklonu kol co nejmenší, což varianta d_1 také splňuje. Při maximálním vyvěšení kol při paralelním zdvihu je odklon kola 1°.



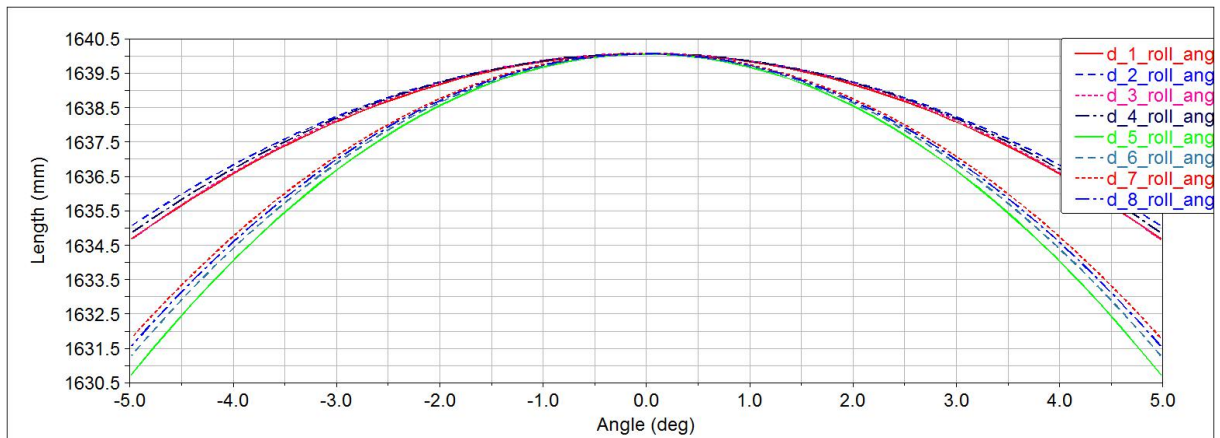
Graf 27 d_12345678 celkový rozchod kol



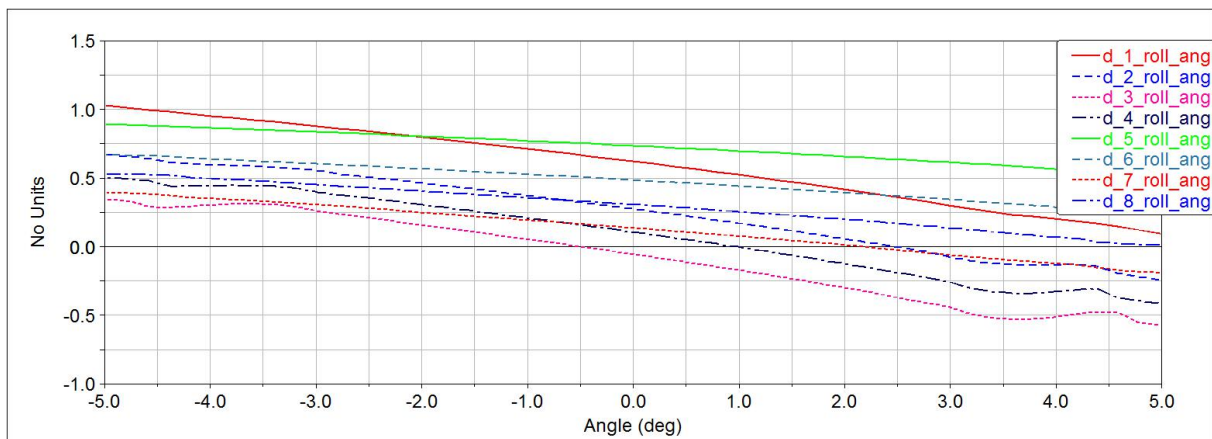
Graf 28 d_12345678 změna odklonu kol



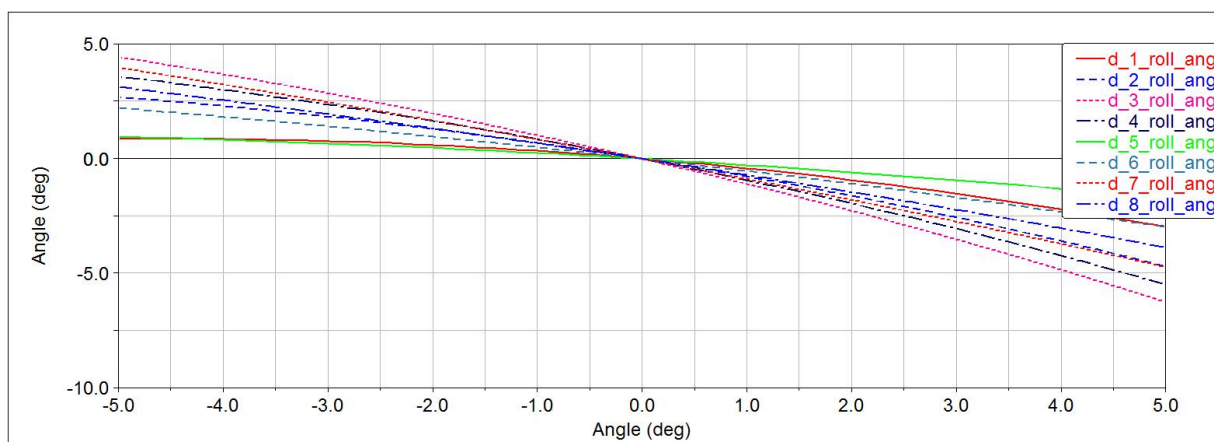
Graf 29 d_12345678_vertikální poloha středu klopění karoserie



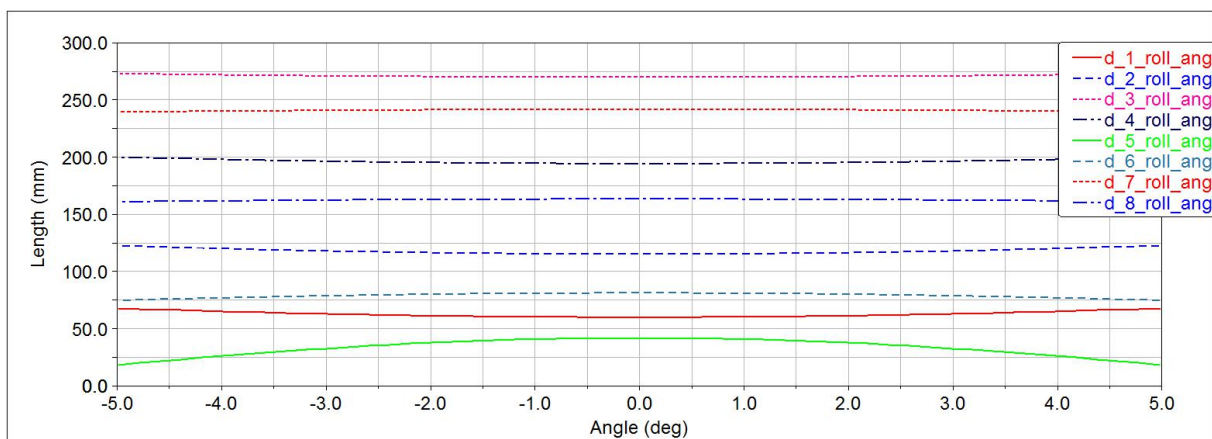
Graf 30 klopení d_12345678 celkový rozchod kol



Graf 31 klopení d_12345678 koeficient odklonu kola při klopení karoserie



Graf 32 klopení d_12345678 odklon kola



Graf 33 klopení d_12345678 vertikální poloha středu klopení karoserie

Pro nápravu s požadavkem spíše na vhodný odklon kol při klopení karoserie se jeví varianta d_2 jako nejlepší kompromis. V grafech 27 až 33 je označena modrou čárkovanou čarou. Při naklopení karoserie o 5° se odklon kola na vnější straně zatáčky vůči karoserii změní také o 5° v negativním smyslu, takže vůči vozovce zůstane odklon kola zachován. To ovšem neplatí v celém průběhu klopení karoserie, jelikož křivka odklonu kola má zakřivený tvar. Kolo na vnitřní straně zatáčky má +2,6° relativně ke karoserii, tudíž -2,4°

k vozovce. Koeficient odklonu kola při klopení karoserie je při jízdě výšce 0,26. Vertikální poloha středu klopení karoserie je při jízdě výšce 120mm a její výchylky při paralelním zdvihu kol ani při klopení karoserie nejsou příliš velké. Změna rozchodu kol při klopení karoserie je - 5mm. Při paralelním zdvihu kol je změna rozchodu kol při stlačení +20mm a při vyvážení - 30mm.

Z grafů 27 až 33 je mimo jiné také patrný rozdíl mezi variantami d_1 až d_4 s délkou horního ramene 220mm a variantami d_5 až d_8 s délkou horního ramene 320mm. Například všechny varianty d_5 až d_8 mají při klopení karoserie skoro dvojnásobnou změnu rozchodu než varianty d_1 až d_4.

3.3 Sklon různě dlouhých s délkou spodních ramen 620mm

Pro nápravu s neomezenou délkou ramen byly navrženy varianty e_1 až e_8, které popisuje tabulka 7. První čtyři varianty e_1 až e_4 mají horní rameno kratší a to s délkou 220mm, podobně jako u variant d. Varianty e_5 až e_8 mají délku horního ramene 420mm.

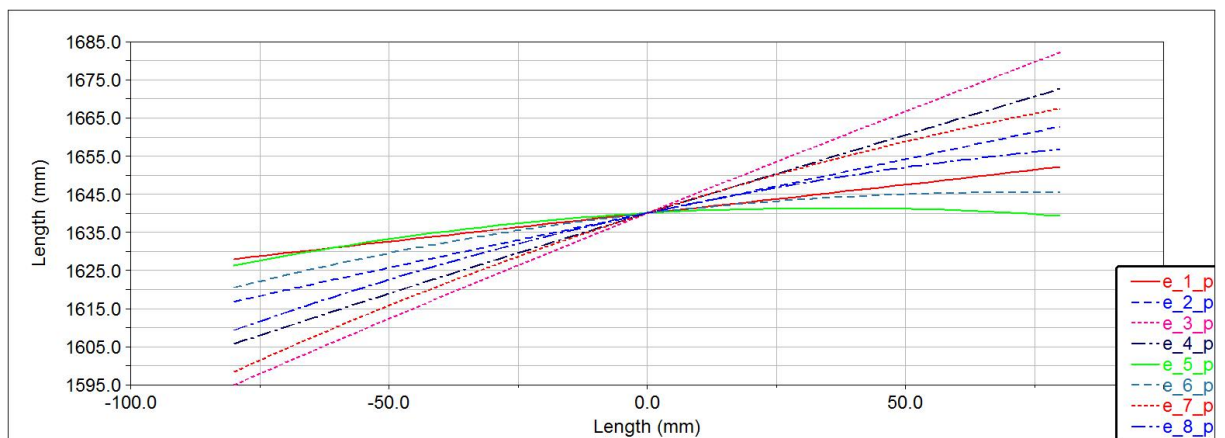
Tabulka 7 varianty sklonu různě dlouhých ramen s delším spodním ramenem

varianty ramen s délkou horního ramene 220mm	změna vertikální polohy uchycení spodních ramen k nápravnici [mm]	změna vertikální polohy uchycení horních ramen k nápravnici [mm]	souřadnice Z bodů AB [mm]	souřadnice Z bodů DE [mm]
e_1	0	-30	160	410
e_2	0	-60	160	380
e_3	60	-60	220	380
e_4	30	-60	190	380
varianty ramen s délkou horního ramene 420mm	změna vertikální polohy uchycení spodních ramen k nápravnici [mm]	změna vertikální polohy uchycení horních ramen k nápravnici [mm]	souřadnice Z bodů AB [mm]	souřadnice Z bodů DE [mm]
e_5	0	-30	160	410
e_6	0	-60	160	380
e_7	60	-60	220	380
e_8	30	-60	190	380

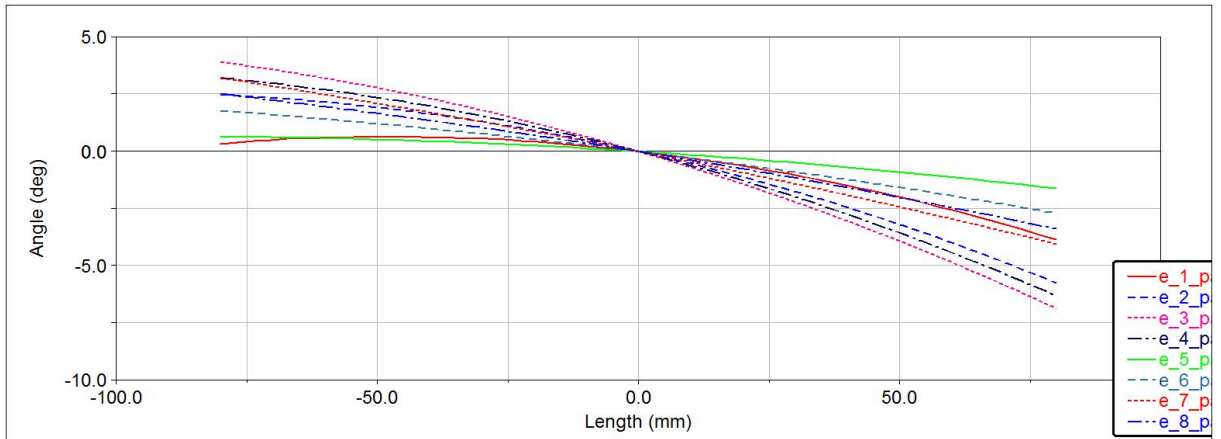
U varianty e_5, která je na grafech 34 až 40 zobrazena zelenou souvislou čarou, jsou nejmenší změny odklonu kol při paralelním zdvihu kol, a to při stlačení kol 1mm a při vyvěšení -13mm. Při klopení karoserie se rozchod kol změní maximálně o 6mm, jež zobrazuje graf 37. Koeficient odklonu kola při klopení karoserie zobrazený na grafu 38 má při jízdni výšce hodnotu 0,8 a křivka koeficientu nemá strmý průběh. Odklon kola relativně ke karoserii při jejím klopení, který je zobrazen na grafu 39, se tím pádem mění velice málo.

Určité zlepšení odklonu kola při přijatelně malých změnách rozchodu kol představuje varianta e_6 zobrazena modrozelenou čárkovanou křivkou. Její kinematické charakteristiky se velice podobají variantě d_1 s tím rozdílem, že křivka koeficientu odklonu kola při klopení karoserie není tak strmá. Při jízdni výšce má však tento koeficient hodnotu 0,6 stejně jako varianty d_1.

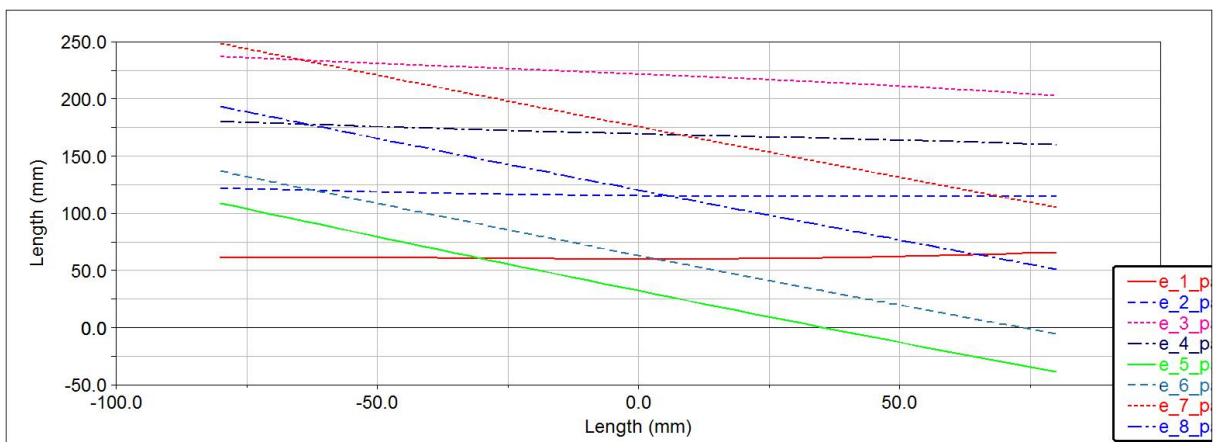
Pro případ nápravy s dostatečně velkou změnou odklonu kol při klopení karoserie a zároveň s přijatelnou změnou rozchodu kol byla zvolena varianta e_2 v grafech zobrazena modrou čárkovanou čarou. Změna celkového rozchodu kol při maximálním zdvihu je 23mm stejně jako u vyvěšení ale se záporným smyslem -23mm. Při klopení karoserie se rozchod kol téměř nemění. Koeficient odklonu kola při klopení karoserie má při jízdni výšce hodnotu 0,25 a při naklopení karoserie o 5° klesá u stlačeného kola až na hodnotu -0,4 a u vyvěšeného kola stoupá na hodnotu 0,79. Výsledkem je, že odklon kola vůči vozovce se na vnější straně zatáčky při klopení karoserie téměř nemění. Na vnitřní straně zatáčky se odklon kola vůči vozovce mění do hodnot v negativním smyslu. Při náklonu karoserie o 5° je hodnota odklonu u tohoto kola -2,6. To ale může být výhoda při vyvěšení kol bez klopení karoserie, jak bylo popsáno při popisu variant d_1 v předchozí kapitole. Při maximálním vyvěšení kol při paralelním zdvihu je odklon kol 2,5°, kdežto při maximálním stlačení je 5°.



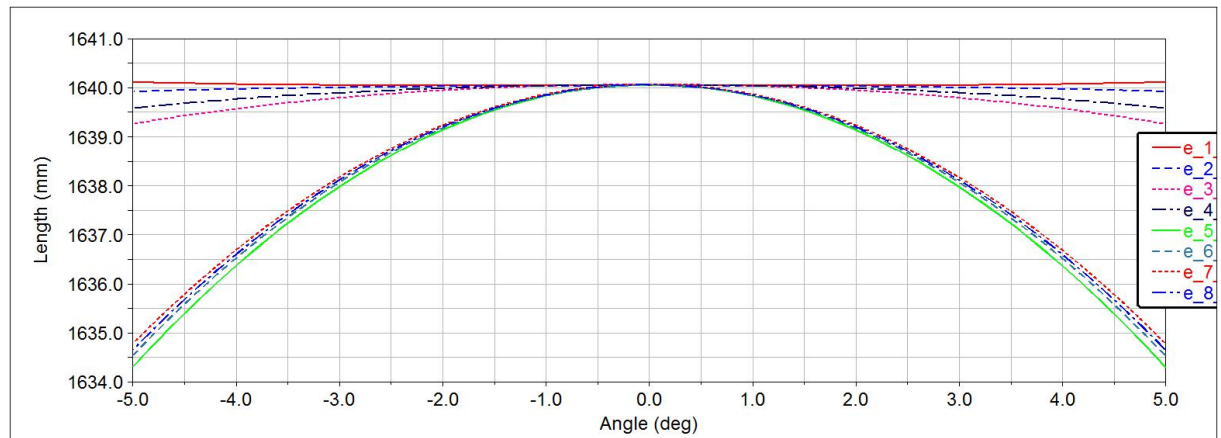
Graf 34 e_12345678 celková změna rozchodu kol



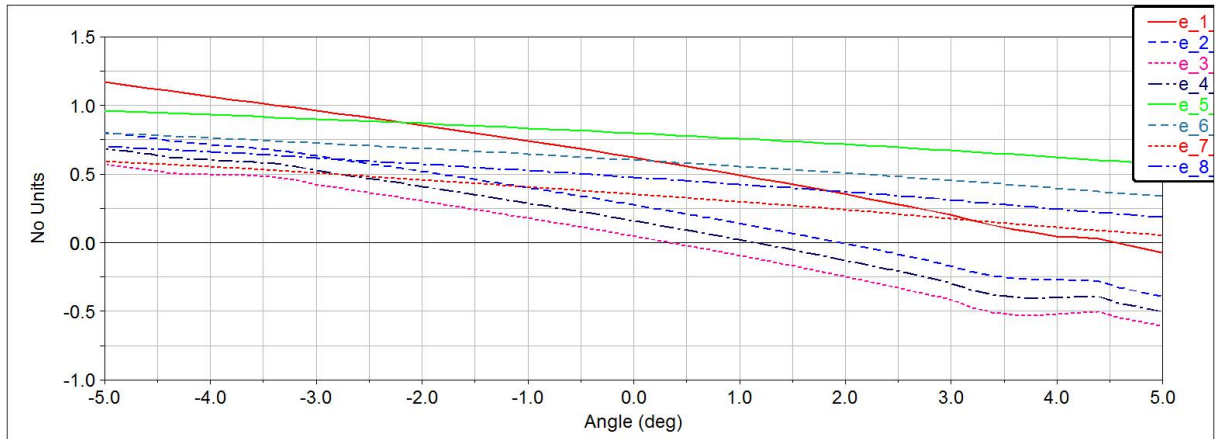
Graf 35 e_12345678 odklon



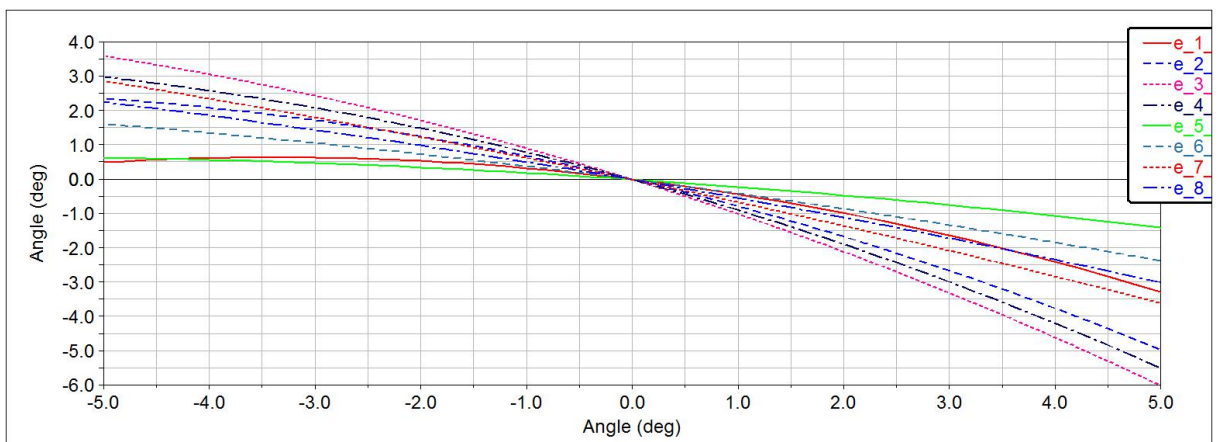
Graf 36 e_12345678 střed klopení karoserie



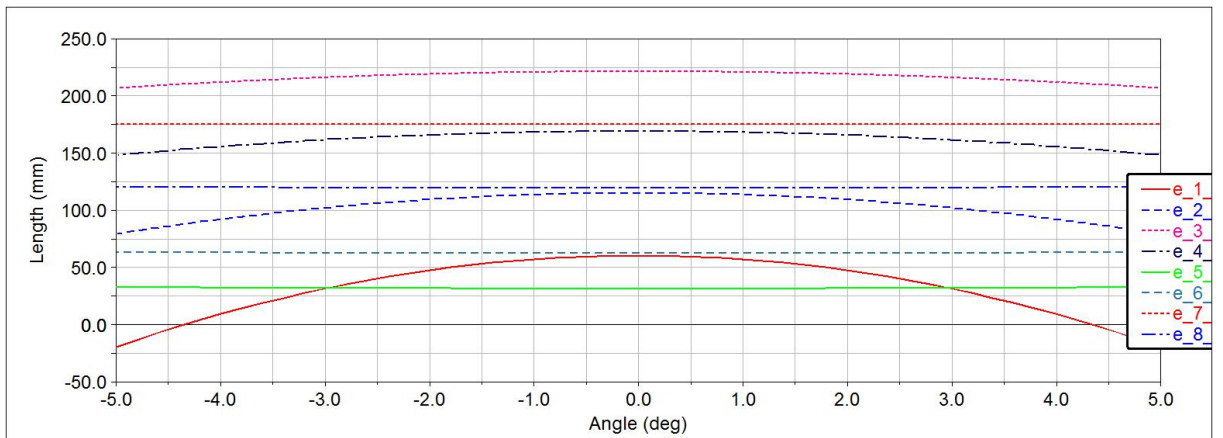
Graf 37 klopení e_12345678 změna rozchodu kol



Graf 38 klopení e_12345678 koeficient odklonu kola při klopení karoserie



Graf 39 klopení e_12345678 odklon



Graf 40 klopení e_12345678 vertikální poloha středu klopení karoserie

4 ZÁVĚR

Lichoběžníkové nápravy jsou vhodné pro sportovní a závodní automobily díky nízkým neodpruženým hmotám, dobrou mechanickou odolností a univerzálností, ale kromě toho také díky rozsáhlým možnostem modifikací kinematiky zavěšení. Kinematika zavěšení nápravy ovlivňuje především směrové vlastnosti vozidla a v určité míře má vliv i na jeho odpružení.

Návrhu kinematiky lichoběžníkové nápravy v této diplomové práci se týká zadní nápravy sportovního automobilu s koncepcí karoserie s motorem vzadu před zadní nápravou a pohonem zadních kol. K tomuto účelu byly posuzovány především změny geometrických veličin zavěšení v závislosti na vertikální poloze kola v místě středu kontaktu pneumatiky s vozovkou. To bylo provedeno simulacemi v programu Adams Car.

Nejdříve bylo navrženo pojmenování kinematických bodů a souřadný systém modelu nápravy. Poté byla v programu Adams Car vytvořena základní šablona s výchozím rozmístěním ramen, ze které byly později navrhovány varianty podrobené simulacím. Dále byly navrženy varianty pro zkoumání vlivu různých délek ramen na parametry zavěšení vozidlového kola a poté byly navrženy varianty na zkoumání vlivu sklonů ramen na parametry zavěšení vozidlového kola. Na základě výsledků z těchto simulací bylo navrženo několik variant, které kombinují různé délky ramen a různé sklony ramen a ty byly také podrobeny simulacím.

Při zkoumání různých délek ramen na parametry zavěšení vozidlového kola bylo zjištěno, že velice záleží na rozdílu mezi délkou horního a spodního ramene, přičemž horní rameno by mělo být vždy kratší než dolní. Čím kratší je horní rameno oproti dolnímu, tím je strmější křivka koeficientu odklonu kola při klopení karoserie, menší změny vertikální polohy středu klopení karoserie a menší změny rozchodu kol. Velikost rozchodu kol také záleží na délce spodního ramene. U variant s různými sklony ramen se ukázalo, že je nejvhodnější, když je spodní trojúhelníkové rameno při jízdní výšce rovnoběžné a horní trojúhelníkové rameno skloněné směrem nahoru ve smyslu od středu vozidla. Tím lze dosáhnout nižší polohy středu klopení kola a vyšší polohy středu klopení karoserie, ale také snížení hodnoty koeficientu odklonu kol při klopení karoserie v jízdní výšce. Také nastane menší změna rozchodu kol při jejich stlačení a větší změna rozchodu kol při vyvěšení u paralelního zdvihu kol.

Nejvhodnější uspořádání ramen představují varianty d_1 a d_2, které kombinují výhody různých délek ramen a různých sklonů ramen při jízdě výšce. Varianty e_2 a e_6 delších spodních ramen se jeví také jako výhodné, výsledné parametry se ale od určité délky ramen příliš neliší. Tím lze dosáhnout například většího prostoru pro zástavbu jiných částí automobilu. Varianty d_1 a d_2 se od sebe liší především tím, že varianta d_1 má menší změnu rozchodu kol při paralelním zdvihu, menší změnu odklonu kol a střed klopení karoserie umístěný v menší výšce. Varianta d_1 je tedy vhodnější při přejezdu nerovností na vozovce především v přímém směru. Určité kompenzace velké změny odklonu kola na vnější straně vozidla při průjezdu zatáčkou do pozitivních hodnot lze dosáhnout nastavením odklonu kola při statické jízdě výšce více do negativních hodnot. Aby také nedocházelo k velkým změnám odklonu kol při klopení karoserie, tak lze předpokládat použití tužšího stabilizátoru k zabránění klopení nápravy, čímž se ale může odpružení kol na nápravě ovlivňovat navzájem. Kdežto varianta d_2 lépe využívá změn odklonů kol při klopení karoserie a poměrně velká výška středu klopení karoserie umožňuje díky menšímu klopnému momentu karoserie použití méně tuhých pružin či stabilizátoru. Ovšem za cenu poměrně velké změny rozchodu a odklonu kol při paralelním stlačení. To, které uspořádání ramen mezi variantou d_1 a d_2 je vhodnější, by bylo možné určit na základě výsledků z rozsáhlého měření při jízdě zkouškách na konkrétní trati. Z praktického hlediska je variabilita mezi variantami d_1 a d_2 možná, jelikož se mění pouze vertikální poloha kinematických bodů D a E a to pouze o 30mm.

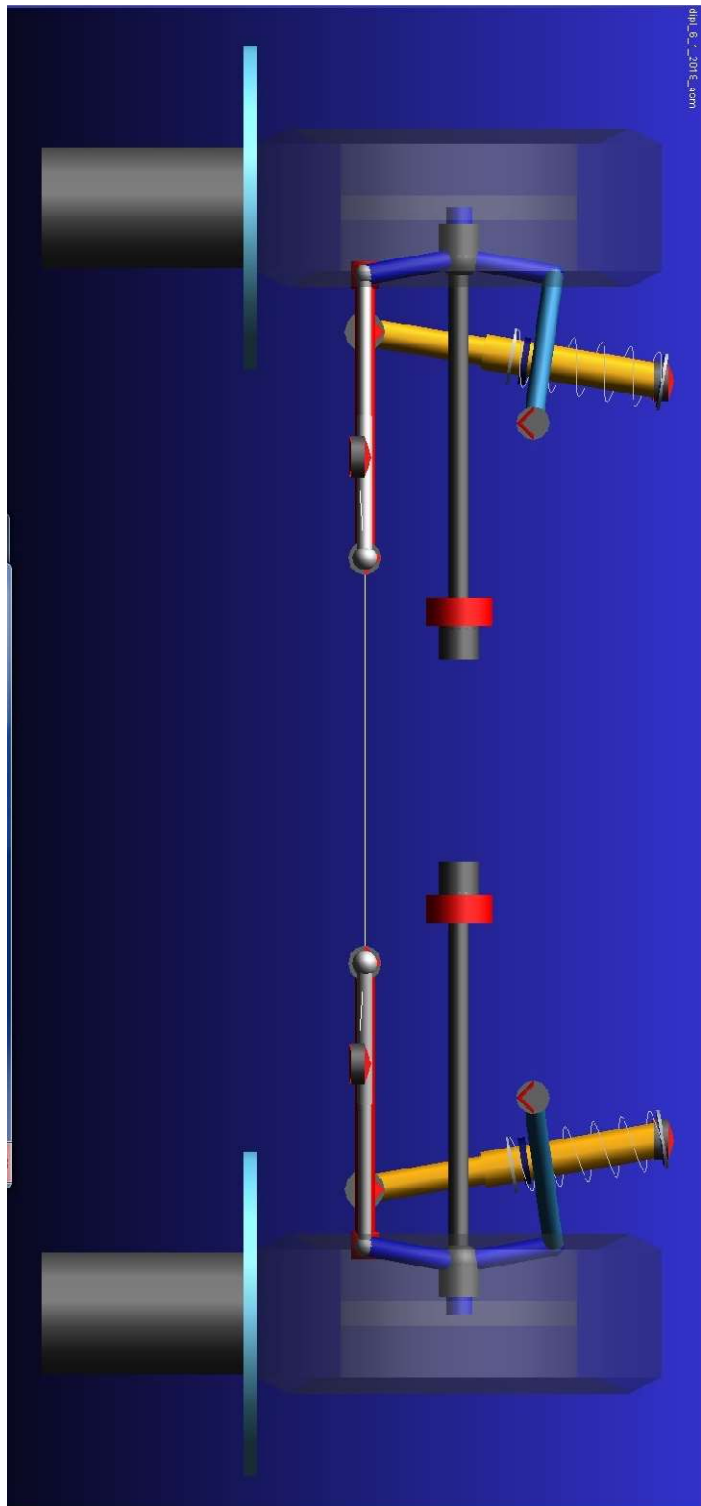
Výsledkem jsou tedy dvě možné varianty uspořádání ramen individuální stavby sportovního vozu. Tato diplomová práce také dává široký pohled na problematiku návrhu kinematického řešení lichoběžníkové nápravy, a to především rozbořením velkého počtu variant uspořádání ramen.

5 POUŽITÁ LITERATURA

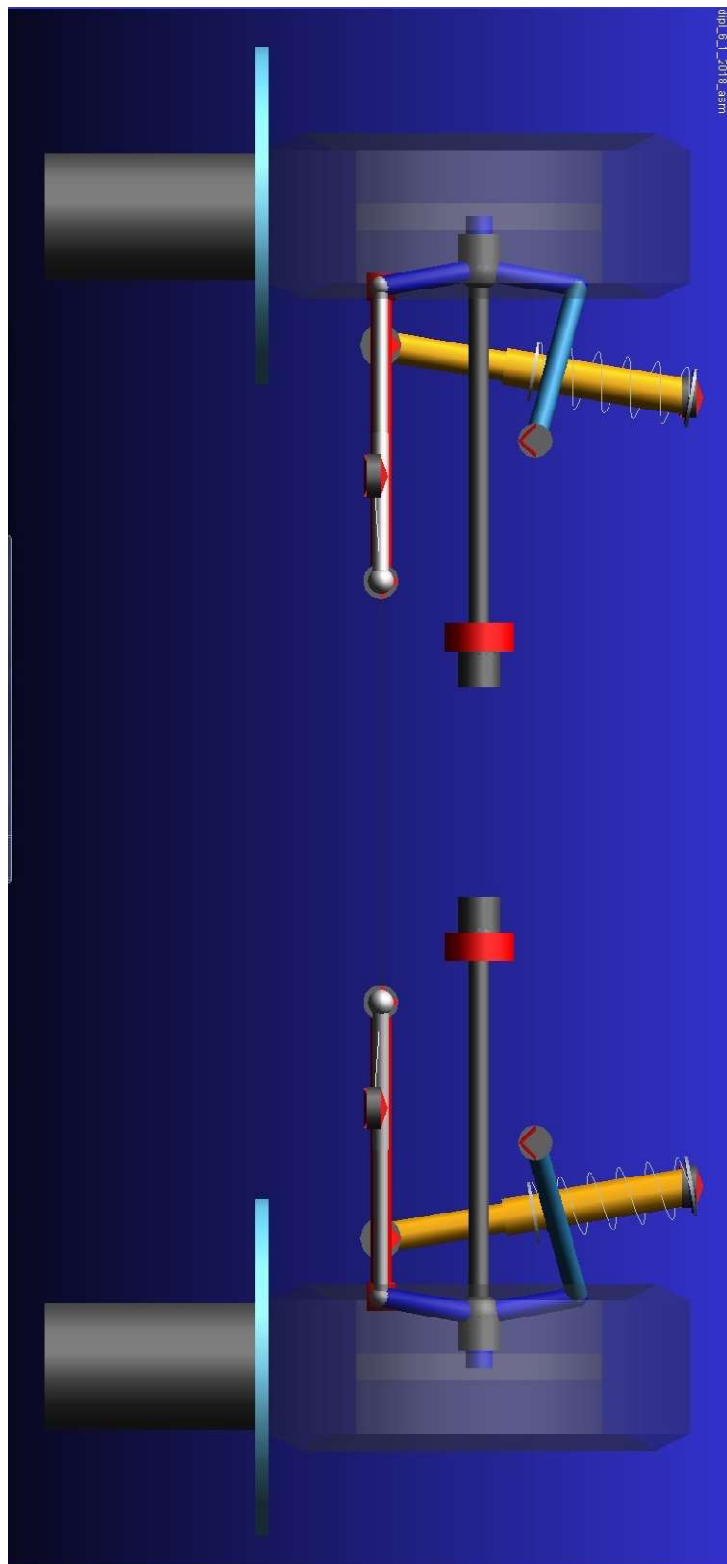
- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-x.
- [2] REIMPELL, J., STOLL, H., EDWARD, A. *The automotive chassis - engineering principles*. Arnold, London 1996. ISBN 0-340-61443-9.
- [3] SAJDL, Jan. Tuhá náprava. *Autolexicon* [online]. [cit. 2018-01-17]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/tuha-naprava/>
- [4] Refurbished Rear Axle, Saxo Drum with 4 Stud Wheels. *Imaxle specialists* [online]. [cit. 2018-01-17]. Dostupné z: <http://www.imaxle.co.uk/axles/citroen/saxo/saxo-non-vtr-s-4stud-drum>
- [5] Zavěšení předních kol u AUDI 80 resp. VW Passat. *Apm automotive* [online]. [cit. 2018-01-17]. Dostupné z: <http://www.apm.cz/wp-content/uploads/2015/07/52.jpg>
- [6] Ferrari f40 suspension. *Smc cars* [online]. [cit. 2018-01-17]. Dostupné z: http://www.smcars.net/attachments/ferrari_f40_suspension-jpg.24530/
- [7] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. 2., aktualiz. vyd. Brno: Avid, 2009. ISBN 978-80-87143-11-7.
- [8] *MSC Software: Adams* [online]. [cit. 2018-01-17]. Dostupné z: <http://www.mssoftware.com/product/adams>
- [9] *NÁVRH ZAVĚŠENÍ NÁPRAV EXPERIMENTÁLNÍHO VOZIDLA SKUPINY B*. Brno, 2008. Diplomová práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ.
- [10] SAJDL, Jan. Pohotovostní hmotnost. *Autolexicon* [online]. [cit. 2018-01-17]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/pohotovostni-hmotnost/>
- [11] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.
- [12] SAJDL, Jan. Geometrie zavěšení. *Autolexicon* [online]. [cit. 2018-01-17]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/geometrie-zaveseni-kol/>

6 PŘÍLOHY

Příloha A Zobrazení uspořádání ramen varianty d_1	78
Příloha B Zobrazení uspořádání ramen varianty d_2	79



Příloha A Zobrazení uspořádání ramen varianty d_1



Příloha B Zobrazení uspořádání ramen varianty d_2