



Výpočtový model vozidla pro hodnocení životnosti čepu zadní nápravy

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Martin Procházka**
Vedoucí práce: doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.





Numerical model of vehicle for evaluation of durability of rear spindle

Diploma thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Systems
Author: **Bc. Martin Procházka**
Supervisor: doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.





Zadání diplomové práce

PODVOZKOVÉ SYSTÉMY

Jméno a příjmení: **Bc. Martin Procházka**
Osobní číslo: S16000021
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukce strojů a zařízení
Zadávající katedra: Katedra vozidel a motorů
Akademický rok: **2018/2019**

Zásady pro vypracování:

Podvozkové části plní důležité funkce při provozu vozidla, významný vliv mají na dynamiku jízdy, ale i na komfort. Předmětem práce bude zkoumání variability nastavení parametrů některých podvozkových částí s ohledem na pevnost a únosnost dílů.

1. Proveďte popis (rešerši) hlavních podvozkových částí osobních automobilů.
2. Popište hlavní parametry, které mají vliv na přenos sil a zatížení podvozkových částí, sestavte model vozidla pro počítačový experiment a simulaci.
3. Navrhněte metodiku ověřování vlivu konstrukčních parametrů na únosnost a životnost vybraných dílů podvozku.
4. Proveďte experimenty na vozidle pro analýzu signálu, který bude vstupní parametrem simulačního modelu.
5. Proveďte vyhodnocení získaných poznatků.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

podle pokynů konzultanta
text v rozsahu cca 50 stran
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

- [1] PFEFFER, Peter E. (Ed.): *7th International Munich Chassis Symposium 2016*. Springer, Wiesbaden 2017. ISBN 978-3-658-14218-6.
- [2] VLK, František.: *Stavba motorových vozidel*. Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství. 1. vydání. Brno, 2003, ISBN 80-238-8757-2.
- [3] Technische Unterrichtung Bosch: *Bremssysteme mit ABS-ASR*. 2. Ausgabe 94/95, Stuttgart, VDI 1994.
- [4] GRAAF, R., ZAGELAAR, P., NEHLS, O., BURGIO, G. a O. HOFMANN: „*Integrierte Fahrdynamikregelung mit Lenkung und Bremse*“, 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2006.

Vedoucí práce:

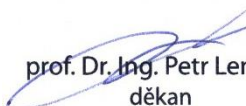
doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání práce:

20. prosince 2018

Předpokládaný termín odevzdání:

20. března 2020


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 20. prosince 2018

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum: 12.1.2020

Podpis:

Poděkování

V první řadě bych rád poděkoval svojí manželce Radce a oběma dcerám Leničce a Markétce, které mi byly v nejtěžších chvílích oporou při psaní této práce díky svému pozitivnímu přístupu k životu. Dále bych chtěl poděkovat zbytku své rodiny za psychickou a finanční podporu v začátcích mé studijní cesty. Rád bych také poděkoval p. doc. Ing. Davidu Cirklovi, Ph.D. za životní radu, kterou mě významně ovlivnil při psaní práce.

Dále bych chtěl poděkovat p. Ing. Branislavovi Rakovi ze společnosti ŠKODA AUTO a.s. za odborné konzultace v oblasti zkoušení podvozkových komponent a všem mým kolegům z oddělení EPF vývoje podvozku za věcné názory, připomínky a materiální prostředky při měření signálu zkušebního válce. Za konzultační činnosti v oblasti mechaniky bych rád poděkoval p. doc. Ing. Davidu Cirklovi, Ph.D. z TUL a p. prof. Ing. Milanu Růžičkovi, CSc. z ČVUT.

V neposlední řadě bych rád poděkoval p. doc. Ing. Miroslavu Malému, CSc. z Katedry vozidel a motorů TUL za vedení a technické připomínky při vzniku této práce.

Anotace

Tato práce pojednává o tvorbě výpočtového modelu automobilu zatěžovaném stochastickým signálem v radiálním směru. Je rozdělena celkem do čtyř tematických celků. V jednotlivých kapitolách se postupně zabývám rozbohem užívaných druhů náprav, tvorbou zjednodušeného výpočtového modelu automobilu, měřením budícího signálu modelu z běžného silničního provozu a také ověřením vlivu jednotlivých podvozkových komponent na únosnost a životnost čepu zadní nápravy.

Klíčová slova: výpočtový model automobilu; stochastický signál; čep zadní nápravy; podvozek.

Annotation

This work deals with the creation of a computational model of a car loaded with a stochastic signal in the radial direction. It is divided into four thematic units. In the individual chapters I deal with the analysis of used types of axles, creating a simplified calculation model of the car, measuring the driving signal of the model from normal road traffic and also verifying the influence of individual chassis components on the load capacity and life of the rear axle.

Keywords: Numerical model of vehicle; Stochastic signal; rear spindle; suspension.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	10
ÚVOD	15
1 ZAVĚŠENÍ KOL OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ	17
1.1 ZAVĚŠENÍ KOL OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ	18
1.2 ZADNÍ NÁPRAVY	20
1.2.1 Tuhé nápravy	20
1.2.1.1 Náprava De Dion	21
1.2.1.2 Náprava s podélnými listovými pružinami	22
1.2.1.3 Náprava s podélnými a příčnými rameny	23
1.2.1.4 Náprava s centrálním kloubem	25
1.2.1.5 Semi-tuhé nápravy	26
1.3 PŘEDNÍ NÁPRAVY	28
1.3.1 Zavěšení Mc-Pherson	28
2 VÝPOČTOVÝ MODEL	32
2.1 TVORBA ZADNÍ NÁPRAVY	33
2.1.1 Svařenec nápravy	34
2.1.2 Pružné elementy	36
2.1.2.1 Model uložení – tlumič, pružina	37
2.1.2.2 Pružné uložení (Bushing)	40
2.1.3 Čep zadní nápravy	40
2.1.4 Redukovaná hmota kola (disk, brzdová soustava, ložisko, spojovací materiál)	44
2.1.5 Pneumatiky	48
2.2 TVORBA PŘEDNÍ NÁPRAVY	53
2.2.1 Svařenec přední nápravy, momentová vzpěra	54
2.2.2 Příčné rameno, kulový čep, pružné uložení	56
2.2.3 Stabilisátor a táhlo stabilisátoru	57
2.2.4 Hlava kola – těhlice	60
2.2.5 Sestava kola – disk, pneumatika	61
2.2.6 Tlumičová jednotka	65
2.3 KAROSERIE, MOTOR A ZKUŠEBNÍ VÁLCE	68
3 EXPERIMENT A MĚŘENÍ	72
3.1 SIGNÁL KINEMATICKÉHO BUZENÍ	72
3.2 MĚŘICÍ TECHNIKA	76
3.3 MĚŘENÍ, VYHODNOCENÍ A TVORBA UMĚLÉHO SIGNÁLU	77
4 ŽIVOTNOST ČEPU	81
4.1 VLIV TLUMIČOVÉ JEDNOTKY	86
4.2 VLIV PRUŽIN AUTOMOBILU	88
4.3 VLIV ZÁLISU KOLA	93
4.4 VLIV VELIKOSTI DISKU	95
ZÁVĚR	99

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ INFORMACÍ	104
SEZNAM PŘÍLOH	109



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

\vec{R}_A	Reakce v místě uložení A [N]
\vec{R}_B	Reakce v místě uložení B [N]
\vec{F}_{ZAT}	Zatěžující síla [N]
k_t	Torsní tuhost [N/m]
G	Elastický modul pružnosti v krutu [Pa]
J_p	Polární moment [m ⁴]
$L_{profilu}$	Délka krouceného profilu [m]
l.s.s	Lokální souřadnicový systém
g.s.s.	Globální souřadnicový systém
$z_1(t)$	Výchylka levého kola [m]
$z_1^*(t)$	Výchylka pravého kola [m]
$z_1(t+\Delta t)$	Výchylka časově zpožděného kola [m]
$\Delta\varphi$	Rozdíl torsní deformace [°]
F_{TL}	Síla v tlumiči [N]
F_{PR}	Síla přídavné pružiny [N]
$f(v)$	Funkční závislost rychlosti
$f(\Delta)$	Funkční závislost deformace
$k_{pruž}$	Tuhost přední/zadní vinuté pružiny [N/m]
E	Youngův modul pružnosti v tahu [Pa]
R _m	Mez pevnosti v tahu [Pa]
R _{p0,2}	Smluvní mez kluzu v tahu [Pa]
ρ	Hustota materiálu [kg/m ³]
ν	Poissonova materiálová konstanta [-]



L_{AC}	Vzdálenost příruby disku kola vůči přírubě svařence nápravy [m]
L_{AB}	Vzdálenost vnitřní hrany disku vůči přírubě svařence nápravy [m]
$HPS_0 \div HPS_330$	Napojovací body pružin radiální tuhosti pneumatiky
$KB_A \div KB_E$	Poloha bodů kontaktní plochy pneumatiky
F_K	Velikost kontaktní síly [N]
k_c	Kontaktní tuhost [N/m]
z_1	Počáteční výchylka kontaktního tělesa [m]
z	Obecná výchylka kontaktního tělesa [m]
e	Silový exponent [-]
\dot{z}_1	Rychlost penetrace [m/s]
C_{max}	Maximální koeficient tlumení [Ns/m]
δ	Hloubka penetrace [m]
L_{AD}	Vzdálenost hrany pneumatiky vůči přírubě svařence nápravy [m]
$k_{stabilisatoru}$	Torsní tuhost stabilisátoru [N/m]
J_{pstab}	Polární moment stabilisátoru [m ⁴]
L_{stab}	Celková délka stabilisátoru [m]
E_{stab}	Youngův modul pružnosti v tahu stabilizátoru [Pa]
ν_{stab}	Poissonova konstanta stabilizátoru [-]
D_{stab}	Vnější průměr stabilizátoru
d_{stab}	Vnitřní průměr stabilizátoru
R	Poloměr zaoblení ramene stabilisátoru [m]
L_{ramene}	Délka ramene stabilizátoru [m]
L_{EC}	Vzdálenost příruby disku kola vůči přírubě svařence nápravy [m]
L_{EB}	Vzdálenost vnitřní hrany disku vůči přírubě svařence nápravy [m]



$KB_F \div KB_j$	Poloha bodů kontaktní plochy pneumatiky
q_z	Kinematické buzení [m]
$q_z(t)$	Časová funkce kinematického buzení
L_{rozvor}	Rozvor automobilu [m]
L_1	Vzdálenost překážek [m]
$f(t)$	Časový signál zkušebního válce levého předního kola
$f(t+\Delta t_1)$	Časově zpožděný signál zkušebního válce pravého předního kola
$f(t+\Delta t_2)$	Časově zpožděný signál zkušebního válce levého zadního kola
$f(t+\Delta t_3)$	Časově zpožděný signál zkušebního válce pravého zadního kola
$t_{\text{zpoždění}}$	Časové zpoždění kola [s]
$v_{\text{automobilu}}$	Rychlost automobilu [m/s]
Δt_n	Zpoždění n-tého kola [s]
k_1	Radiální tuhost pneumatiky [N/m]
k_2	Tuhost vinuté pružiny [N/m]
b_2	Koeficient tlumení tlumičové jednotky [Ns/m]
m_1	Hmotnost neodpružených hmot [kg]
m_2	Hmotnost odpružených hmot [kg]
α_0	Počáteční úhel příčného ramene [°]
δ_0	Úhel uložení tlumiče [°]
A	Substituční vztah
B	Substituční vztah
C	Substituční vztah
D	Substituční vztah
z_1	Výchylka neodpružených hmot [m]



z_2	Výchylka odpružených hmot [m]
\dot{z}_1	Rychlost neodpružených hmot [m/s]
\dot{z}_2	Rychlost neodpružených hmot [m/s]
\ddot{z}_1	Zrychlení neodpružených hmot [m/s ²]
b	Koef. racionální přenosové funkce Butterworthova filtru (str.77)
a	Koef. racionální přenosové funkce Butterworthova filtru (str. 77)
x_a	Spodní integrační mez
x_b	Horní integrační mez
f(x)	Funkční závislost
dx	Diferenciál
B_f	Počet opakování napěťového signálu [cyklů]
D_{KR}	Kritická míra poškození [-]
n_i	Četnost kmitů amplitudového napětí
N_i	Počet kmitů do lomu
σ_{a1}	Amplituda prvního hlavního napětí [Pa]
σ_{a2}	Amplituda druhého hlavního napětí [Pa]
σ_{a3}	Amplituda třetího hlavního napětí [Pa]
$\overline{\sigma_a}$	Amplituda kombinovaného napětí [Pa]
σ_{m1}	Střední hodnota prvního hlavního napětí [Pa]
σ_{m2}	Střední hodnota druhého hlavního napětí [Pa]
σ_{m3}	Střední hodnota třetího hlavního napětí [Pa]
$\overline{\sigma_m}$	Střední hodnota kombinovaného napětí [Pa]
b	Basquinův koeficient [-]
σ'_f	Součinitel únavové pevnosti [-]



σ_A	Hodnota amplitudového napětí A [Pa]
σ_B	Hodnota amplitudového napětí B [Pa]
σ_{red}	Kombinované napětí [Pa]



ÚVOD

Cílem mé práce je sestavení parametrizovaného modelu automobilu s využitím CAE softwaru a navržení takové metodiky jeho sestavení, jež by dokázala co nejdříve popsat dynamické chování automobilu.

Téma práce jsem si zvolil z toho důvodu, jelikož současný trend vývoje automobilu se ubírá čím dál tím více k vývoji s využitím výpočetní techniky. Již dnes některé renomované značky (např. automobilová společnost BMW) využívají výpočetní software pro vyhodnocení takových veličin, jež se ve větší míře dříve vyhodnocovaly dlouhými, časově a pocitově náročnými zkouškami (jízdni komfort, životnost komponent, vyhodnocení crashových zkoušek, DMU analýzy pro vyhodnocení vzájemných kolizí dílů apod.). Zároveň je to i díky možnostem matematického a fyzikálního aparátu, který již dnes některé jevy dokáže velice přesně, ne-li zcela přesně popsat.

Druhou stranou věci je, že tento stav vývoje je zapříčiněn stále větší snahou o finanční úspory jednotlivých automobilových společností. Ukázkovým příkladem je spolupráce odvětví průmyslového designu společně s technickým vývojem. Hlavním důvodem jsou náklady spojené se stavbou prototypů a jejich odladění. V dnešní době si nelze představit, že by se z důvodu odzkoušení designové studie pro umístění „ofuku“ klimatizace v prostoru posádky musel nákladně vyrobit (úprava forem, kalibrace strojů, vývoj přípravků atd.) a při neúspěšném pokusu sešrotovat prototyp automobilu nebo jen jeho část. Tento problém lze vyřešit využitím matematických modelů proudění medií, kde bude názorně demonstrováno, v jakých místech dochází nebo nedochází k rovnoměrnému prohřátí vzduchu, popřípadě bude prezentován výsledek samotného proudění. Tento příklad lze vztáhnout i na vývoj libovolné komponenty automobilu. To je také důvodem, proč se čím dál tím více automobilové společnosti ubírají směrem digitálního vývoje. Proto jsem se rozhodl sestavit a vyzkoušet jeden z možných výpočtových modelů.

Předkládaná práce se skládá z teoretické a praktické části. Nejprve v první kapitole uvedu přehled jednotlivých typů zadních tuhých náprav a současně užívané typy předního zavěšení. Dále bude následovat praktická část, kdy ve druhé kapitole blíže



popíši, jak jsem postupoval při tvorbě výpočtového modelu zadní a přední nápravy. Ve třetí kapitole se zaměřím na způsob měření signálu kinematického buzení, jeho následnou úpravu pomocí analogových filtrů a poté jeho skládání. Ve čtvrté kapitole pak blíže popíši stanovení životnosti součásti zadního čepu automobilu a také jakým způsobem ovlivnit samotnou únosnost čepu při různém nastavení podvozku automobilu.



1 ZAVĚŠENÍ KOL OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ

Zavěšení kol automobilu je ve zjednodušeném slova smyslu část řetězce podvozku, jenž zprostředkovává styk mezi vozovkou a karoserií vozu. Během provozu vznikají mezi pneumatikou a vozovkou silová a energetická působení, jež se přes uložení nápravy přenáší do karoserie. Z tohoto důvodu je třeba při vývoji nápravy zohlednit následující požadavky a nároky¹:

- Zajištění stálých kinematických podmínek (rozchod kol, odklon kola, sbíhavost aj.)
- Jízdní stabilita (zamezení kmitání karoserie, minimalizace bočních náklonů apod.)
- Dostatečná tuhost
- Životnost a únosnost
- Plastické chování komponent (tzn. deformovat, ale nezlomit – spojovací materiál)
- Modulárnost / vyměnitelnost komponent
- Odolnost vůči přírodním vlivům (počasí – voda, sníh, mráz, horko atd.)
- Chemická odolnost (korozní odolnost, odolnost vůči soli apod.)
- Trvalý styk kola s vozovkou při všech jízdních situacích
- Prostorová nenáročnost
- Ekonomičnost

Obecně lze tedy říci, že náprava při běžném provozu musí splňovat takové podmínky, aby za každé situace byla zajištěna především bezpečnost, popř. jízdní komfort posádky automobilu.

Důležité je vymezit pro jaký způsob užívání je náprava automobilu konstruována (viz obr. 1.1). Z toho plyne, že od automobilu, a tudíž i náprav, jež byly vyvinuty pro jízdu

¹ Jedná se o přehled základních nároků a požadavků kladených na nápravu. Další rozšiřující kritéria mohou vzniknout např. vymezením způsobu užití automobilu (SUV / užitkové / závodní automobily), cílového trhu apod., kde je kladen důraz na zcela odlišné parametry.

v běžném silničním provozu, nemůžeme očekávat stejné chování jako pro nápravy určené pro přepravu těžkého nákladu nebo jako od vozů určené pro závodní tratě.



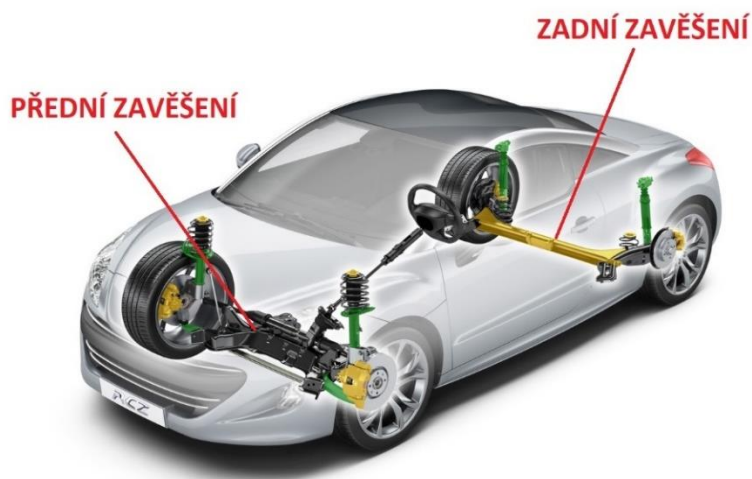
Obr. 1.1 – Srovnání zadních náprav osobního, terénního a závodního vozu (Škoda Octavia MK3 – multilink, Toyota Hilux, Renault F1) [13],[14],[15]

1.1 Zavěšení kol osobních automobilů

Nyní se budu podrobněji zabývat samotným rozdělením náprav. Základní a zároveň nejjednodušší rozdělení je dle umístění v automobilu.

Podle pozice dělíme zavěšení kol na:

- a) Přední zavěšení kol
- b) Zadní zavěšení kol



Obr.1.2 – Umístění náprav osobního automobilu (Peugeot RCZ) [16]

Další dělení lze provést podle toho, zdali bude pohyb kol při valení vzájemně ovlivněn nebo nikoliv. Dle tohoto kritéria dělíme zavěšení na:

- a) Závislé zavěšení kol
- b) Nezávislé zavěšení kol

Jeden z rozdílů mezi závislým a nezávislým pohybem kol je i to, že při najetí kola na překážku nedochází k vzájemnému ovlivnění protilehlého kola oproti závislému způsobu zavěšení kol. Toto dělení zároveň vychází se samotného koncepčního řešení a důrazu na komfort jízdy.

Závislé zavěšení je v převážné většině tvořeno tuhým nosníkem, na kterém jsou namontovány další součásti jako ložisko, čep, brzdová soustava atd. Naproti tomu nápravy zajišťující nezávislý pohyb kol se vyznačují větším počtem prvků tvořící určitý typ mechanismu.

Jak již bylo uvedeno v předešlém odstavci, z důvodu zajištění trvalého styku protilehlého kola s vozovkou tvoří sestavu nezávislého zavěšení větší počet konstrukčních prvků (nápravnice, soustava ramen – podélná a příčná, pryžová uložení aj.). Celková hmotnost neodpružených hmot se dále zvýší, pokud je vůz koncipován s náhonem zadních kol, protože diferenciál umožňující přenos kroutícího momentu motoru je nutné z důvodu omezeného zástavbového prostoru uchytit přímo na nápravu. Naproti tomu závislý způsob zavěšení automobilu tvoří obecně menší počet konstrukčních prvků (svařenec nápravy, čepy, ložiska a brzdová soustava), a to i v případě automobilů s pohonem všech čtyř kol. V takovém to případě je obvyklé, že diferenciál je spojen s karoserií.² Celkové srovnání obou konceptů je zobrazeno na obr.1.3.



**Obr.1.3 – Srovnání nezávislého a závislého zavěšení kol
(Toyota Land Cruiser FJ80, Hummer h1 „Humvee“) [17],[18]**

² Některá konstrukční řešení montují brzdovou soustavu napřímo k diferenciálu (viz kapitola 1.2.1.1 Náprava De-Dion) z důvodu dalšího snížení celkové hmotnosti neodpružených hmot.



Členění zavěšení kol lze také provést například podle druhu dopravního prostředku na:

- Osobní automobily
- Sportovní vozy
- Nákladní automobily
- Vozidla určená pro zhoršené pozemní podmínky (vojenská transportní technika, zemědělská technika aj.)

Podobných rozdělení lze uvést jistě více, ale vyjmenovat všechna dělení se svými specifikacemi není cílem této práce.³ Ve své práci se proto zmíním převážně o jednotlivých typech tuhých náprav a také o současně užívaných typech předního zavěšení.

1.2 Zadní nápravy

V této části budou představeny základní druhy tuhých náprav s jejich konstrukčními výhodami a nevýhodami.

1.2.1 Tuhé nápravy

Jedná se o nápravy se vzájemně závislým pohybem kol, tzn. v případě najetí kola na nerovnost ovlivní pohyb jednoho kola pohyb kola druhého. Míra ovlivnění vychází ze samotného koncepčního a také konstrukčního řešení.⁴ Mezi nejzásadnější koncepčně-konstrukční řešení, ze kterých vzniklo mnoho dalších odnoží lze zařadit následující nápravy:

- Náprava De Dion
- Náprava s podélnými listovými pružinami
- Náprava s podélnými a příčnými rameny

³ Podrobněji se o jednotlivých typech náprav konstrukčních výhodách a nevýhodách lze dočíst například v knize [2].

⁴ Koncepční řešení = vychází z podmínek a předpokladů daného projektu - např. prostorová omezenost, nezávislý pohyb kol, možnost zavěšení diferenciálu atd.
Konstrukční řešení = odstraňuje a zpřesňuje koncepční nedostatky - např. v podobě volby materiálu, způsobu výrobní technologie (svařování, lisování aj.), volbě profilu atd.

- Náprava s centrálním kloubem
- Semi-tuhé nápravy

1.2.1.1 Náprava De Dion

Koncept nápravy je znám již od roku 1896, kdy ji jako první použil hrabě Jules-Albert de Dion. V současnosti je tento koncept pohonu zadních kol používán velmi zřídka. Jedním z mála příkladů současně vyráběných vozů v kombinaci s nápravou De Dion se můžeme setkat např. u společnosti Daimler AG se svým Smart Fortwo nebo u novějšího typu Forfour spadajícího do segmentu A0, popř. také u elektrického modelu Mitsubishi-i od společnosti Mitsubishi (viz obr.1.4).



Obr.1.4 – Náprava De Dion (Mitsubishi i-MiEV) [19],[20]

Velká výhoda tohoto druhu zavěšení spočívá ve spojení diferenciálu (v některých případech v kombinaci se soustavou brzd) ke karoserii (viz obr.1.6), čímž dochází k redukci neodpružených hmot automobilu.

Zvýšením hmotnosti odpružených hmot dochází ke zlepšení jízdní stability a komfortu, jelikož pásmo rezonancí se tím posune k nižším frekvencím. Konstrukční řešení nápravy De Dion vychází nejčastěji z trubkového nosníku profilovaného do tvaru písmene U. Novější typy náprav jsou doplněny o příčná ramena zlepšující stranové vedení nápravy.

Díky možnosti pohonu zadních kol je předurčena náprava De Dion k zástavbě do vozů na elektrický pohon, kdy je potřeba pro zlepšení výkonu vozu a zvýšení

dojezdové vzdálenosti pohánět i zadní kola. Rovněž ji lze s výhodou použít i pro případ ekonomicky nenáročného konstrukčního řešení či pro případ pohonu všech kol.

1.2.1.2 Náprava s podélnými listovými pružinami

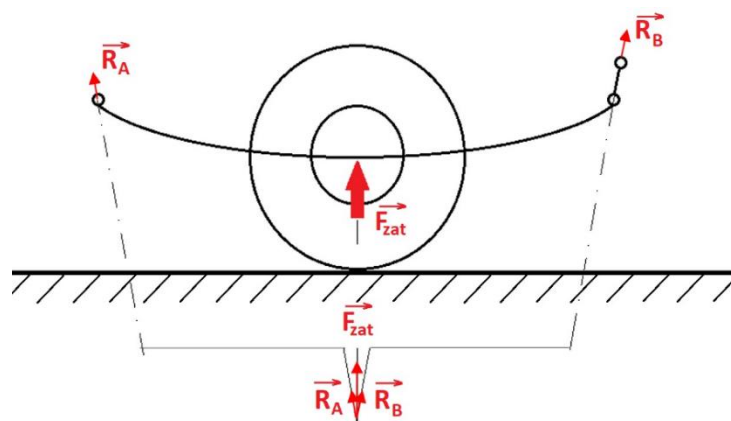
Náprava s podélnými listovými pružinami (viz obr. 1.5) je v současné době využívána převážně u vozidel spadajících do kategorie užitkových vozů (Ford F250) nebo malých transportérů (Ford Tranzit, Peugeot Boxer, Citroen Jumper aj.) a to z důvodu velice jednoduché konstrukce a také díky menším požadavkům na zástavbový prostor.



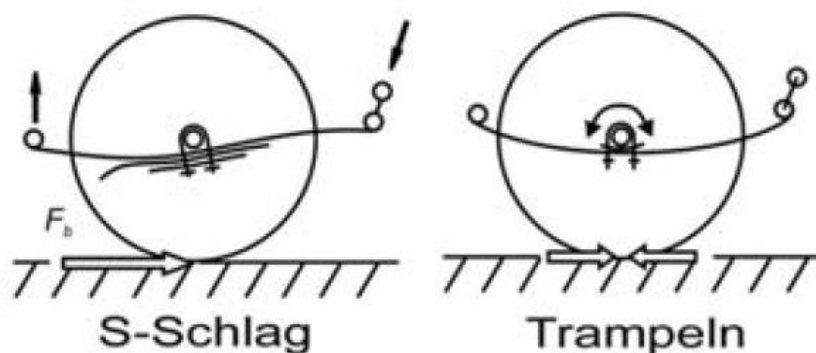
Obr.1.5 – Náprava s podélnými listovými pružinami (Ford F250) [23]

Výhodou listových pružin je, že v případě dostatečné délce listových pružin přenáší velmi malé síly do karoserie (schematicky viz obr.1.6). Další výhodou je, že k požadavku změny tuhosti pružiny postačí pouze variovat s počtem listů pružin. Konstrukce nápravy se tak skládá pouze z tuhého nosníku, na kterém jsou podélně uloženy listové pružiny a následně je celá sestava elastokinematicky⁵ uchycena do karoserie. Pro utlumení příčných výchylek je náprava vybavena protichůdně uloženými tlumiči.

⁵ Elastokinematické uchycení = uchycení s využitím pryžových lůžek zvyšujících jízdní komfort.

**Obr.1.6 – Přenos sil do karoserie**

Společně se vzrůstající vzdáleností mezi body uložení vzrůstá i tendence ke ztrátě bočního vedení pružin a také k tzv. S-ovitění nebo „trampel“ efektu⁶, který vzniká při změně působení sil na kole (viz obr. 1.7). Důvodem, proč nejsou listové pružiny montovány do osobních automobilu, jsou oba zmíněné efekty deformování pružin spolu s celkově nižším komfortem jízdy automobilu. Dalším důvodem, proč je nevýhodné užití listových pružin v osobních automobilech, je zvýšené tření ve stykových plochách pružin, díky čemuž dochází k jejich rychlejšímu opotřebování.

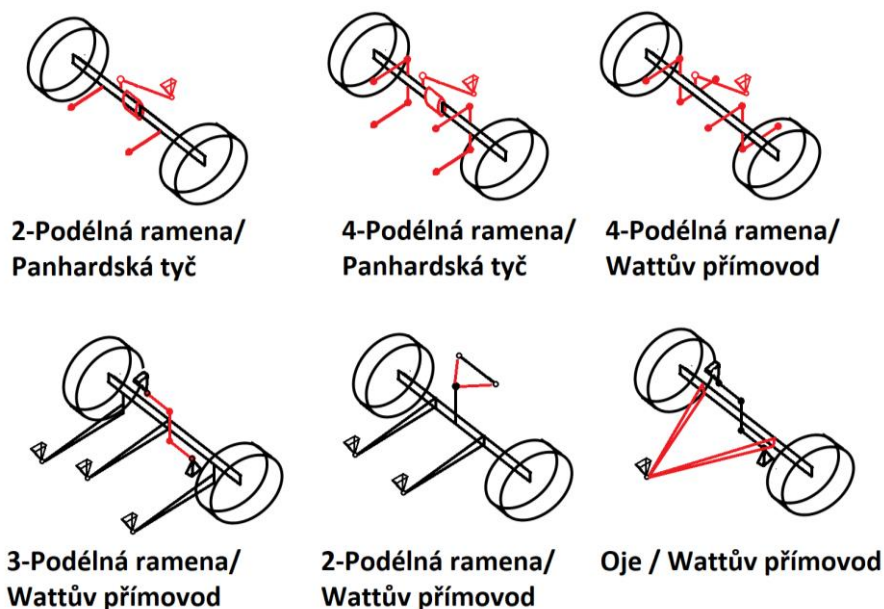
**Obr.1.7 – Podmínky vzniku S-ovitění a „trampel“ efektu listové pružiny [2]**

1.2.1.3 Náprava s podélnými a příčnými rameny

Vlivem působících sil v místě styku kola s vozovkou dochází k přenosu příčných a podélných sil, které působí na nápravu. Abychom předešli nežádoucím pohybům

⁶ „Trampel“ efekt, neboli otočení listové pružiny, vzniká jako reakce na změnu zatížení.

karoserie vůči nápravě, je nutné tyto působící síly zachytit a vhodně silově rozvést. Tyto podmínky zcela splňují nápravy osazené tzv. Panhardskou tyčí nebo Wattovým přímovodem. Způsoby uložení Panhardské tyče nebo Wattova přímovodu v kombinaci s podélnými rameny jsou zobrazeny na následujícím obr.1.8.



Obr.1.8 – Způsoby uložení náprav s podélnými a příčnými rameny [2]

Koncepční podstatou je doplnění tuhého nosníku o příčná ramena⁷, která jsou přes pružná lůžka kloubově spojena s karoserií a napomáhají tak stranovému vedení vozidla. Pro zajištění minimálních transversálních posuvů je vhodné uložit klouby uchycení karoserie a nápravy do jedné osy, čímž dojde při maximálním stlačení k minimalizaci vertikálních posuvů. Pro zajištění přenosu podélných sil jsou nápravy doplněny dvěma až čtyřmi podélnými rameny a pružně spojeny s karoserií.

⁷ Dle typu nápravy → Wattův přímovod a Panhardská tyč.



**Obr.1.9 – Náprava s Panhardskou tyčí a Wattovým přímovodem
(Opel Astra GTC, Ford Mustang GT) [21],[22]**

1.2.1.4 Náprava s centrálním kloubem

Jedním ze speciálních druhů tuhé nápravy je tzv. náprava s centrálním kloubem. Tento druh nápravy byl používán u starších typů vozu značky Mercedes (Mercedes-Benz A 170), jak je ukázáno na obr.1.10. Spojení nápravy spolu s karoserií zde je provedeno pomocí kulového čepu nebo pryžového lůžka za účelem zvýšení komfortu jízdy. Náprava se dále skládá ze samotného svařence nápravy ve tvaru U, na jehož koncích jsou uchyceny komponenty pro zavěšení a brzdění kola (čepy, ložiska, brzdová soustava aj.). Přenos příčných sil vzniklých v místě styku kola s vozovkou zajišťují dvě příčně uložená ramena, která jsou spojena s karoserií Wattovým přímovodem nebo stříhovým mechanismem, jak je zobrazeno na obr.1.9.



Obr.1.10 - Zadní kloubová náprava (Mercedes-Benz A 170) [23]

Tvar a tuhost profilu nápravy napomáhají zmenšení torsních deformací, takže najetím kola na nerovnost nastává téměř rovnoběžný pohyb kol společně s minimalizací změny sbíhavosti kol.

1.2.1.5 *Semi-tuhé nápravy*

Zvláštní kategorií tuhých náprav jsou tzv. semi-tuhé nápravy, které kombinují vlastnosti tuhé nápravy a nezávislého zavěšení. To znamená, že při najetí kola na nerovnost umožňuje torsní poddajnost příčného nosníku malé deformace. Kola se díky tomu mohou pohybovat určitým způsobem nezávisle na sobě.

Konstrukce svařence semi-tuhých náprav tvoří nejčastěji tyto prvky zobrazené na obr.1.11.

- Objímky pryžových lůžek
- Soustava podélných ramen
- Torsní profil
- Výztuha torsního profilu
- Misky uložení pružin
- Držáky tlumičů
- Příruby kolových čepů

Všechny výše zmíněné komponenty svařence nápravy, včetně pryžových lůžek, jsou zobrazeny na obr. 1.11.

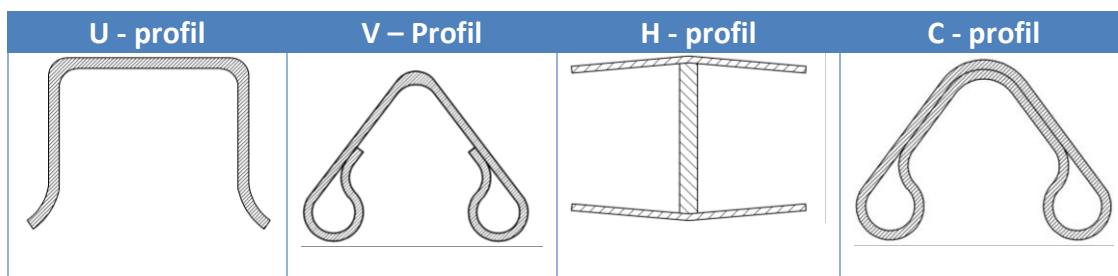


Obr.1.11 – Způsob uchycení pryžového lůžka (VW Golf IV Limo)

Pro případ malých deformací volného krutu v kombinaci s stálým profilem lze torsní tuhost samotného příčného profilu vyjádřit vztahem (1) vycházejícím z klasické teorie pružnosti⁸ materiálu:

$$k_t = \frac{G \cdot J_p}{L_{profilu}} \quad (1)$$

Ze samotného vzorce lze vyčíst, že torzní tuhost je přímo úměrná polárnímu momentu deformovaného tělesa a nepřímo úměrná délce profilu. Jelikož polární moment má dimenzi kvadrátu plochy profilu, lze učinit závěr, že pro dosažení vyšší tuhosti má největší vliv samotná velikost plochy profilu. Z toho plyne, že pro dosažení požadované tuhosti je potřeba variovat převážně s parametrem plochy profilu. Samotný tvar profilu můžeme rozdělit dle následující tab.1.



Tab.1 – Užívané typy profilů zadní nápravy

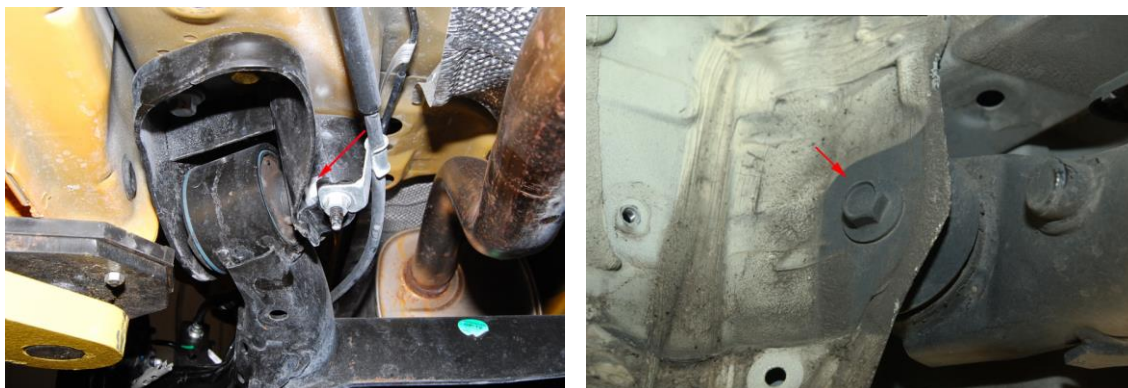
V některých případech je torsní profil doplněný o tyč stabilisátoru, jenž pomáhá zvýšit celkovou tuhost nápravy. Další dělení torsního profilu rovněž vyplývá z tab.1 a můžeme je rozdělit na:

- Nápravy s otevřeným profilem
- Nápravy s uzavřeným profilem

Uchycení ke karoserii je provedeno pomocí konstrukčního mezičlenu, neboli konzole nápravy, která může být šroubově spojena ke karoserii nebo dokonce přivařena. Starší typy vozů měly v podélníku karoserie vyříznutý otvor, do kterého se náprava

⁸ Pro případ nelineárního tvaru torsního profilu nelze vyjádřit tuhost profilu pomocí jedné hodnoty, jelikož průřez se bude s délkou torsního profilu měnit.

vložila a následně šroubově spojila s karoserií. Jednotlivé způsoby uchycení ke karoserii je možné vidět na následujícím obr.1.12.



**Obr.1.12 – Způsoby uložení nápravy
(montážní konzola – Ford Fiesta, navařená konzola – Honda Jazz) [23]**

1.3 Přední nápravy

Přední náprava je konstruována v převážné většině případů jako nezávislé zavěšení. Najdou se určité výjimky, kdy je koncipována jako tuhá, a to v případě ofroudových vozů, kdy je potřeba zajistit dostatečnou tuhost nápravy při přejíždění extrémních nerovností. Automobily určené do běžného silničního provozu jsou konstruovány převážně s dvojím typem nezávislého zavěšení:

- Lichoběžníkové zavěšení (2-, 3-, 5- ramenné)⁹
- Zavěšení Mc-Pherson

Jelikož zavěšení Mc-Pherson dnes tvoří více než 76 % celkové produkce osobních automobilů¹⁰, budu se zabývat pouze touto nápravou (viz obr.1.13).

1.3.1 Zavěšení Mc-Pherson

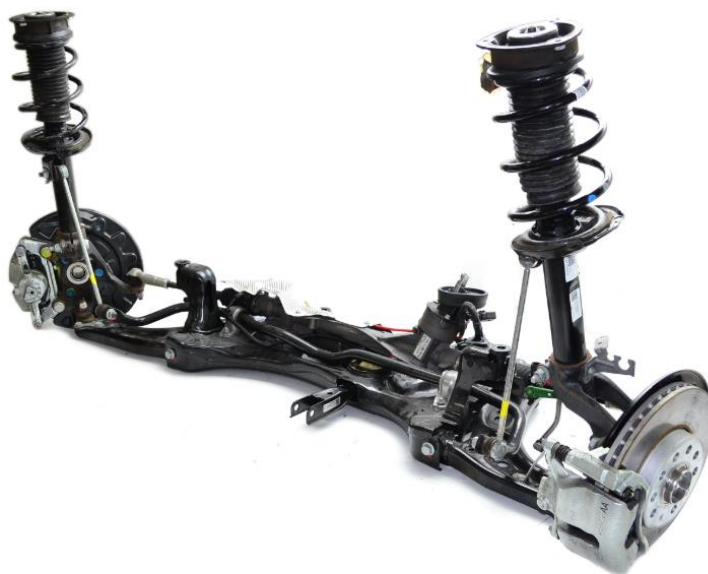
Náprava Mc-Pherson je v současnosti užívána jako nízkonákladová varianta nezávislého zavěšení. Proto je užívána ve většině osobních automobilů.

⁹ Více informací o lichoběžníkových nápravách, včetně jejich konstrukčních variantách, lze nalézt např. v literatuře [2].

¹⁰ Tato informace byla zveřejněna v literatuře [2] z roku 2013, takže podíl zastoupení nápravy Mc-Pherson může být ve skutečnosti o něco vyšší.

Koncepčně vychází z lichoběžníkové nápravy pouze s tím rozdílem, že neobsahuje horní příčné rameno. Nápravu jako celek tvoří následující prvky:

- Svařenec nápravy
- Příčné rameno
- Hlava kola
- Brzdová soustava
- Tlumičová jednotka
- Převodka řízení
- Táhlo stabilisátoru
- Stabilisátor
- Pryžové uložení
- Momentová vzpěra



Obr.1.13 - Náprava Mc-Pherson (Škoda Octavia) [23]

Aby bylo možné zajistit co největší komfort během jízdy¹¹, je náprava opatřena pryžovými prvky. Ty lze nalézt především v místech ve spojení s karoserií nebo příčných ramenech (přední a zadní pryžové lůžko). Pro zajištění stability vozidla při manévrech, kdy dochází ke změně náklonu karoserie vůči vozovce, je náprava opatřena tyčí

¹¹ Eliminace vibrací, hluků, stabilizace vozidla při kmitavém a kyvném pohybu karoserie.

stabilisátoru. Ta je stejně jako příčná ramena spojena se svařencem nápravy pomocí pryžového uložení.

Výhoda tohoto druhu zavěšení spočívá především v redukci neodpružených hmot, díky odpadnutí horního příčného ramene. Z čehož následně vyplývá zvětšení motorového prostoru a následné možnosti příčného uložení motoru k hlavní ose vozidla. Vedle zmíněných dvou výhod sebou náprava Mc-Pherson přináší i jednoduchou konstrukci spolu s její ekonomicky nenáročnou výrobou.

Vlivem pevného spojení tlumičové jednotky s hlavou kola a propojení svařence nápravy s karoserií dochází při vychýlení kola z rovnovážné polohy ke změně odklonu kola a změně rozchodu kol, což má za důsledek vznik gyroskopických momentů a následné zhoršení jízdních vlastností. Při zvýšené zátěži přední nápravy spolu s působením příčných sil může docházet ke ztrátě příčné stability, díky vzdáleně uloženým tlumičům a uložení v jednom bodě. Z toho důvodu bývá přední náprava doplněna stabilizační tyčí, aby nedocházelo ke zmíněné boční ztrátě stability viz obr.1.14.



Obr.1.14 – Náprava Mc-Pherson (BMW 320d) [23]

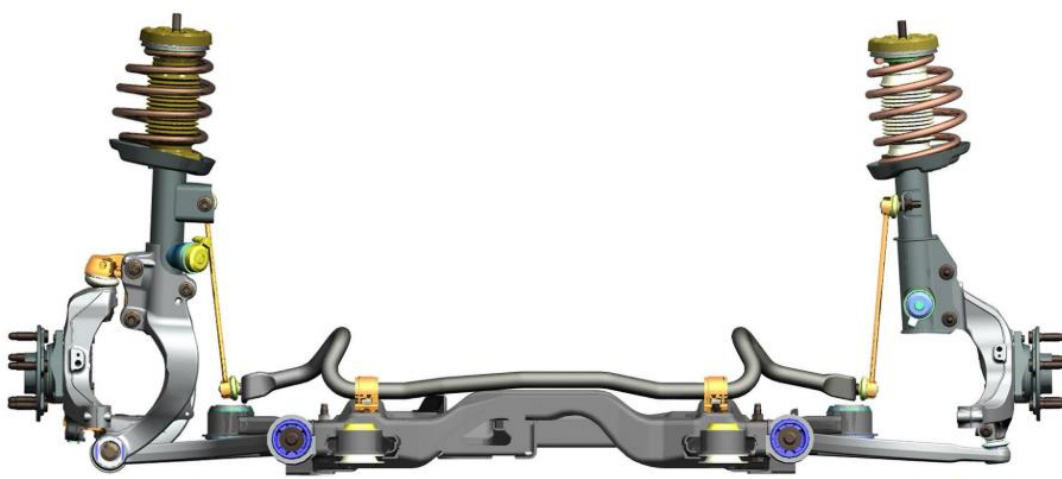
Jinou variantou je náprava s tzv. optimalizovaným spodním ramenem. Toto rameno má nejčastěji tvar velkého tiskacího písmene „L“ (viz obr.1.15, vlevo), ale lze se setkat i s nápravou jejíž příčné rameno má tvar písmene „A“ (viz obr.1.15, vpravo).

Obě varianty v kombinaci s pryžovými lůžky přináší zlepšení příčné tuhosti a jízdního komfortu.



Obr.1.15 – Náprava s optimalizovaným spodním ramenem tvar „L“, resp. „A“ [23]

Poslední variantou, kterou bych rád zmínil, je náprava s dělenou hlavou kola (viz obr.1.16).



Obr.1.16 – Srovnání nápravy Mc-Pherson s dělenou a nedělenou hlavou kola [24]

Tato náprava je používána u vozů s vysokým výkonem motoru (Opel Astra OPS, Ford Focus RS, Honda Type R aj.). Hlavním účelem jejího užití je eliminace ramene rušivých sil¹² způsobujícího vznik kmitavého pohybu volantů v důsledku přenosu hnacích sil do volantů. Tento problém byl vyřešen rozdělením hlavy kola na dvě části, čímž nastala změna sklonu osy rejdového čepu a následně zmenšení zmíněného ramene rušivých sil.

¹² Vzdálenost osy kola od osy rejdového čepu.

2 VÝPOČTOVÝ MODEL

Na začátku tvorby libovolného výpočtového modelu je zapotřebí si uvědomit, že každý výpočtový model by měl být co nejvíce univerzální. Důvodem je, aby při variování s jednotlivými parametry vozu nemusely vznikat nové modely, které by zabíraly pouze kapacitu disku a čas pro jejich tvorbu. Dále je zapotřebí zpřesnit pouze takovou část modelu¹³, která je cílem vlastního zkoumání. Ve své práci jsem tedy vytvořil parametrický výpočtový model, jehož postup a jednotlivé součásti nyní blíže popíši.

První věcí při tvorbě výpočtového modelu automobilu bylo stanovení globálního souřadnicového systému (viz obr.2.1), ke kterému se vztahovaly jednotlivé vzdálenosti napojovacích bodů automobilu.



Obr.2.1 – Výchozí globální souřadnicový systém automobilu

Druhou neméně důležitou věcí byla volba samotného druhu vozu. Pro tento případ jsem si zvolil vůz z palety ŠKODA AUTO a.s. spadající do segmentu nižší třídy.¹⁴ Díky tomu jsem získal informace o základních parametrech vozu jako jsou:

- Rozvor a rozchod kol
- Světla výška vozu
- Pohotovostní hmotnost
- Rozměr užitých kol
- A další

¹³ Pod tímto pojmem je rovněž myšlena míra aproximace.

¹⁴ Segment B.



Na základě těchto informací bylo možné sestavit jednotlivé subkomponenty podvozku popsané v dalších kapitolách.

V následujícím textu přiblížím vznik výpočtového modelu automobilu v prostředí MSc Adams View 2018. Nebude-li řečeno jinak, bude popis tvorby symetrických dílů demonstrován vždy na jedné straně výpočtového modelu s předpokladem stejného postupu osově symetricky uloženém díle. Rovněž předpokládám, že čtenář bude obeznámen se základní problematikou práce s programem MSc Adams View. Z toho důvodu se nebudu v některých případech zabývat podrobnějším vysvětlením vzniku jednotlivých prvků modelu.

2.1 Tvorba zadní nápravy

Jak jsem se v textu výše zmínil, automobil byl zvolen ze segmentu vozů spadajících do kategorie B. U těchto typů vozů je v převážné většině případů použita tuhá zadní náprava, jelikož je u těchto typů vozů kladen větší důraz na ekonomicky nenáročnou výrobu.

V návaznosti na úvod kapitoly spolu s odstavcem 1.2.1.5 (pojdnávající o semi-tuhých nápravách) bylo zapotřebí vhodně popsat následující prvky zadní nápravy:

- Svařenec nápravy
- Čep nápravy
- Ložisko
- Sestavu kola (disk, pneumatika)
- Pryžové uložení nápravy
- Tlumič nápravy
- Vinuté pružiny

Pro účel ověření životnosti podvozkové komponenty na základě variování s nastavením podvozku jsem si zvolil čep zadní nápravy. Z toho důvodu se budu podrobněji zabývat jeho popisem.

2.1.1 Svařenec nápravy

Díky tomu, že samotný svařenec není předmětem zkoumání životnosti, nebylo nutné modelovat věrnou kopii samotného svařence nápravy (svary, tloušťka materiálu aj.). Postačilo tedy definovat jen jeho základní fyzikální parametry (hmotnost, momenty setrvačnosti, geometrii apod.).

Prvním krokem při tvorbě samotného svařence je definice parametrizovaných bodů¹⁵ vůči globálnímu souřadnicovému systému. Parametrické body slouží k napojení ostatních subkomponent zadní nápravy nebo jako místa připojení samotného svařence. Mezi tyto body tělesa patří následující prvky:

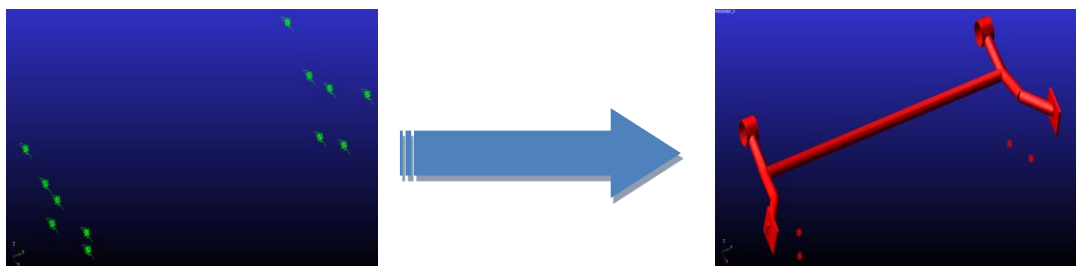
- Objímka pryžového lůžka
- Napojovací místo torsního profilu
- Miska pro pružinu
- Místo napojení zadního tlumiče
- Poloha příruby čepu

Znalostí polohy zmíněných bodů těles bylo možné definovat konstrukční pozici svařence nápravy v automobilu odpovídající nezatíženému stavu vozidla¹⁶. Následným krokem bylo propojení jednotlivých bodů pomocí 3D prvků.

Dále bylo nutné vyřešit geometrii kola, aby odpovídala skutečnému uložení kola. To jsem provedl tak, že jsem na oba konce podélných ramen umístil pootočené lokální souřadnicové systémy (l.s.s.). Směry jednotlivých os jsem pootočil tak, aby jedna osa l.s.s. byla rovnoběžná s normálou skutečného úhlu odklonu kola a druhá osa byla normálou na poloviční hodnotě úhlu sbíhavosti kola. Takto vytvořený souřadnicový systém mi v následujícím kroku umožnil vytvořit zjednodušené příruby pro uložení čepu vůči nově vytvořenému l.s.s. Posledním krokem byla definice hmot a setrvačných účinků nápravy, čímž se mi podařilo vytvořit samotný model ideálně tuhé nápravy zobrazené na následujícím obr.2.2.

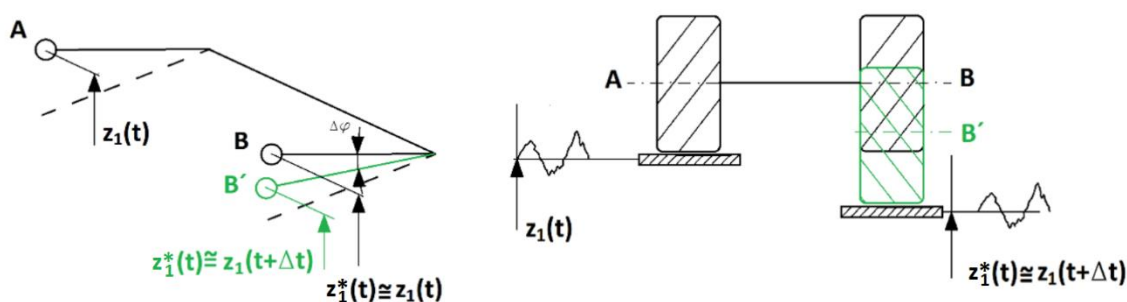
¹⁵ Vytvořené pomocí implementované funkce „Point“. Jejich počet závisí na komplikovanosti modelované nápravy.

¹⁶ Nezatížený stav vozidla = stav automobilu zatíženého pouze vlastní vahou.



Obr.2.2 – Ideálně tuhá zadní náprava

Při následných simulacích se plně projeví nedostatky tuhého modelu nápravy. Vlivem dokonale tuhého torsního profilu nastávala situace souběžně se pohybujících kol (viz obr.2.3 → odpovídá bod A spolu s bodem B). Prakticky to znamená, že protilehlé kolo B ztrácelo vlivem kinematického buzení kola A trvalý styk se svým budícím válcem (způsobené časovým zpožděním signálu na kole B). Následně, když se oba zkušební válce dostaly do vzájemné protifáze, udeřilo kolo B do zkušební válce a mezi modelem pneumatiky a zkušebním stavem vznikaly rázové síly neodpovídající realitě.

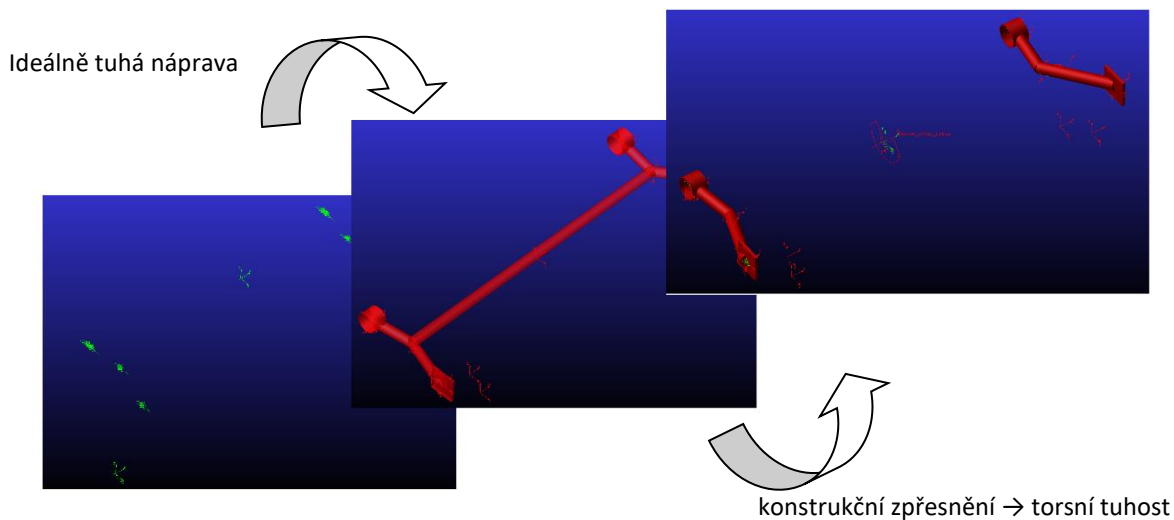


Obr.2.3 – Rozdíl mezi tvarově tuhou a tvarově poddajnou nápravou

V návaznosti na výše popsany problém jsem musel upravit model svařence tak, aby docházelo k určité deformaci příčného profilu, a nastal tak trvalý styk kol se zkušebními válci (viz obr.2.3 → odpovídající bodu A spolu s bodem B'). Z tohoto důvodu jsem při druhé validaci modelu uvažoval již konkrétní hodnotu tuhosti profilu¹⁷ aproximovanou pomocí torsní pružiny a soustředěnou do těžiště samotného torsního profilu se směrem působení osy-y globálního souřadnicového systému (g.s.s). Spolu

¹⁷ Ohybovou tuhost a torsní tuhost.

s torsní tuhostí bylo dále nutné definovat torsní pružinu reprezentující ohybovou tuhost nápravy s hlavními směry působení kolem osy-z a osy-x (viz obr.2.4).



Obr.2.4 – Svařenec zadní nápravy

2.1.2 Pružné elementy

Dalším krokem při tvorbě celkové zadní nápravy bylo definování elementů zajišťujících komfort jízdy, popř. snížení kmitání karoserie. Těmito elementy jsou pryžová uložení, vinutá pružina a tlumičová jednotka. Definici polohy zmíněných komponent jsem provedl pomocí parametrizovaných bodů vytvořených při definici svařence nápravy. K úplnému mechanickému popisu jsem využil implementované moduly MSc Adams View.

2.1.2.1 Model uložení – tlumič, pružina

Jak již bylo naznačeno v předchozím odstavci, pro tvorbu samotného tlumiče jsem zvolil implementovaný modul pro tvorbu odpružení. Geometricky tedy bylo zapotřebí definovat čtyři navzájem nezávislé body¹⁸, mezi kterými vzniknou modely tlumičů a pružin (viz tab.2). Pro jejich definici jsem použil jednak parametrické body zadní nápravy a také body uchycení na karoserii. Následně jsem musel definovat jednotlivé rychlostní charakteristiky tlumičů a také tuhost obou pružin.

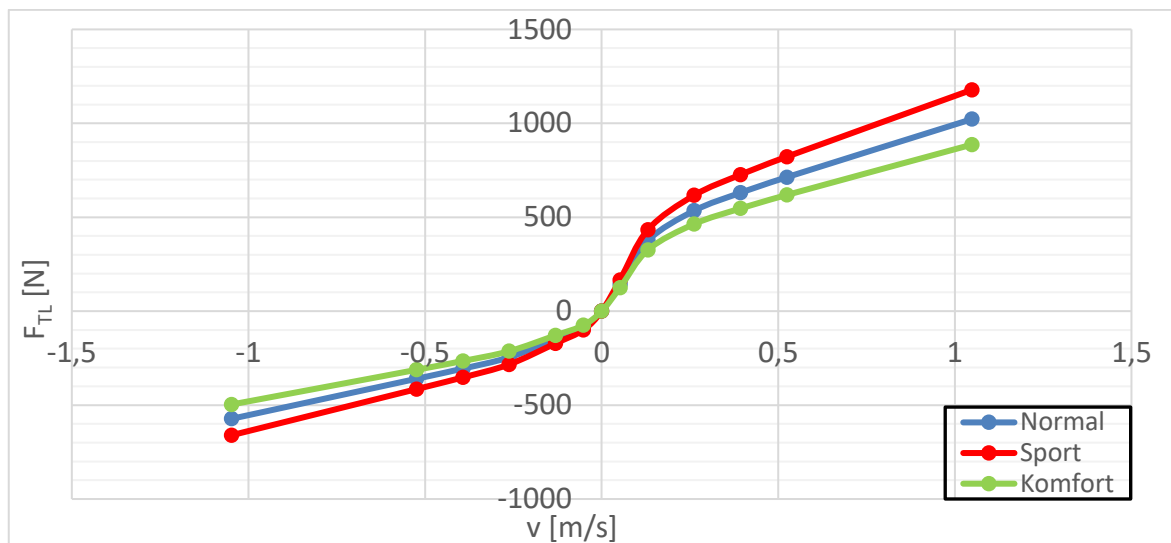
Komponenta	Popis	Těleso 1	Těleso 2
Tlumič levý	$F_{TL}=f(v)$.MODEL_1.Laenkslenker_li. Daempferpunkt_li	.MODEL_1.Karoserie.Daempferpunkt_li
Tlumič pravý		.MODEL_1.Laenkslenker_re. Daempferpunkt_re	.MODEL_1.Karoserie.Daempferpunkt_re
Příd. pružina levá	$F_{PR}=f(\Delta)$.MODEL_1.Laenkslenker_li. Daempferpunkt_li	.MODEL_1.Karoserie.Daempferpunkt_li
Příd. pružina pravá		.MODEL_1.Laenkslenker_re. Daempferpunkt_re	.MODEL_1.Karoserie.Daempferpunkt_re
Pružina levá	$k_{pruž}$.MODEL_1.Laenkslenker_li. Federpunkt_li	.MODEL_1.Karoserie.Federpunkt_li
Pružina pravá		.MODEL_1.Laenkslenker_re. Federpunkt_re	.MODEL_1.Karoserie.Federpunkt_re

Tab.2 – Definice tlumičové jednotky

Při výchozím nastavení byla tlumičová jednotka definována konstantní hodnotou tuhosti spolu s hodnotou poměrného útlumu. Tento způsob zadání je funkční pouze pro malé rychlosti buzení do $\approx 0,053$ m/s. Nad hodnotu 0,053 m/s již nelze považovat tlumič za lineární.¹⁹ Je zapotřebí definovat úplnou rychlostní charakteristiku, jaká je zobrazena na obr.2.5.

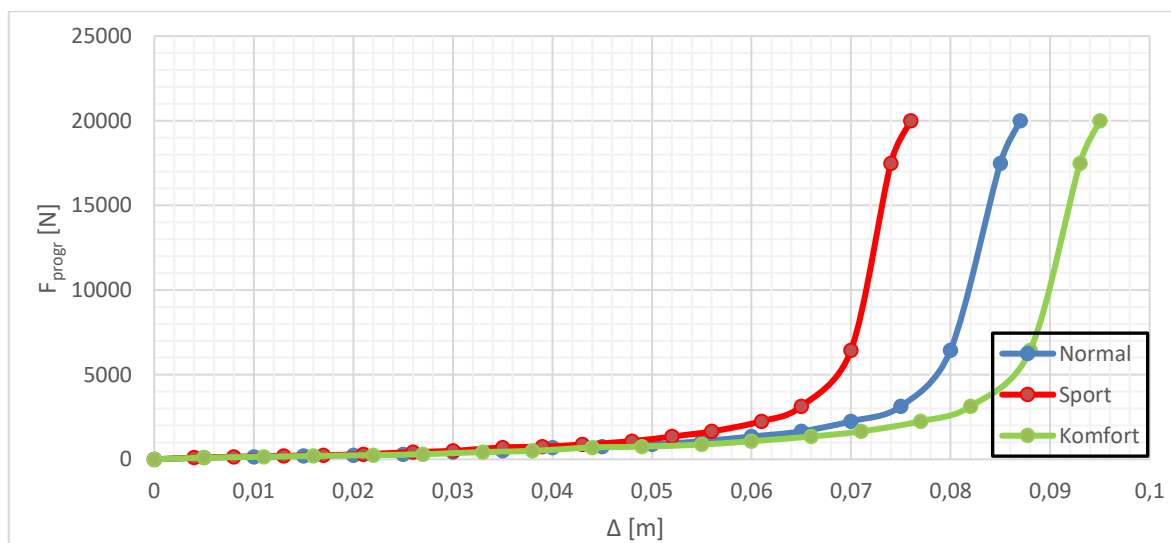
¹⁸ Body dvou na sobě nezávislých těles – dva pro tlumič a dva pro pružinu.

¹⁹ Obecně je rychlostní charakteristika polynomiální funkce, ale pro nízké rychlosti buzení lze rychlostní charakteristiku považovat za lineární.



Obr.2.5 – Rychlostní charakteristika tlumiče

Každý tlumič dále obsahuje ještě dodatečnou pružinu s progresivní charakteristikou pro zamezení dalšího pohybu nápravy (viz obr.2.6), aby nedošlo ke kontaktu pneumatiky s podběhem automobilu.



Obr.2.6 – Typická deformační charakteristika přídavné pružiny

Na jednotlivých obrázcích jsou zobrazeny pokaždé tři druhy rychlostních charakteristik tlumiče a tři druhy deformačních charakteristik přídavné pružiny.²⁰ Zmíněné charakteristiky byly vytvořeny pomocí funkce spline na základě reálných

²⁰ Charakteristiky popisující nastavení podvozku v módech normal/sport/komfort.

hodnot tlumičových jednotek a přídavných pružin. Následně jsem tyto dvě charakteristiky uložil do modulu popisující chování tlumiče, jak je zobrazeno na obr.2.7.



Obr.2.7 – Definice tlumiče zadní nápravy

Jelikož tlumičová jednotka spolu s přídavnou pružinou jsou běžně vyměnitelnými komponentami i v neautorizovaném servisu, rád bych na nich později demonstroval, jakým způsobem ovlivnilo variování s jednotlivými charakteristikami výslednou životnost podvozkových komponent.

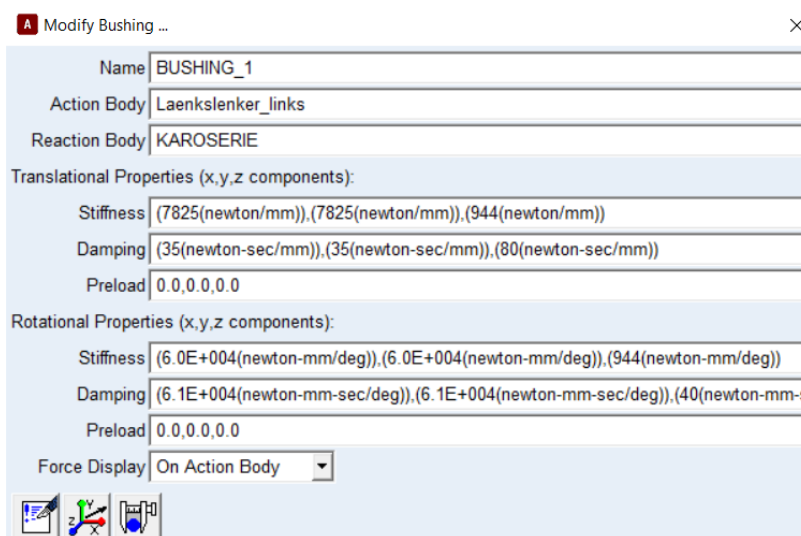
Další komponentou, která ovlivňuje životnost podvozkových komponent a na které bych také rád demonstroval míru ovlivnění životnosti podvozkových komponent je tuhost pružin. Pro tento účel jsem zvolil jejich tuhost dle tab.3.

	Tuhostní řada pružiny
$k_{\text{pruž}}$	27 000
[N/m]	23 000
	21 000

Tab.3 – Tabulka hodnot tuhostí zadních pružin

2.1.2.2 Pružné uložení (Bushing)

Pružné uložení je v prostředí MSc Adams View implementován jako vestavěný modul²¹. Pryžové lůžko je primárně konstruováno pro zajištění jízdního komfortu a jízdní stability a eliminaci akustických problémů. Z hlediska životnosti podvozkových částí nemá zásadnější vliv. Proto není zapotřebí zadávat jeho úplnou deformační charakteristiku a namísto toho postačí zadat jeho konstantní hodnotu viz dle obr.2.8.



Obr.2.8 – Volba pryžového uložení zadní nápravy

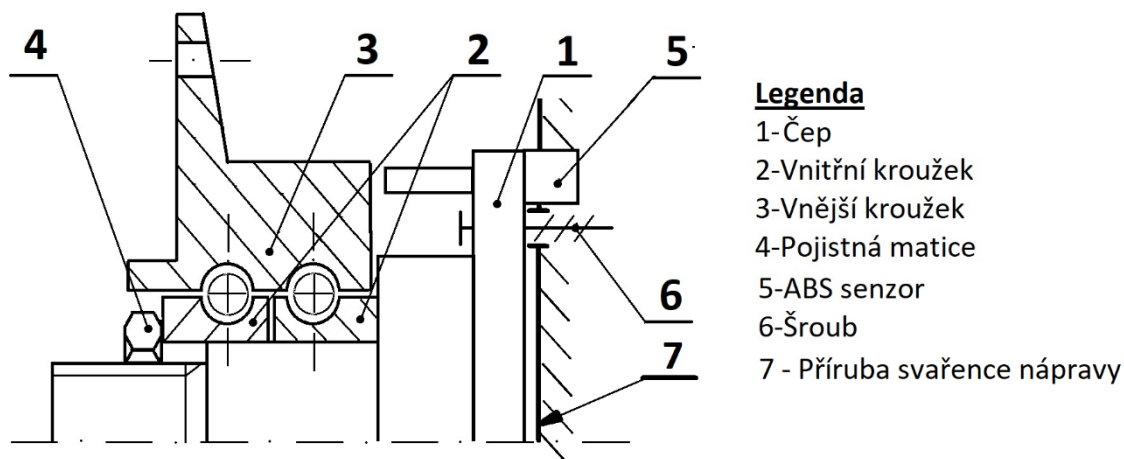
Pro definici pryžového uložení je nutné definovat dvě na sobě nezávislá tělesa a směr působení hlavní osy lůžka (osa uložení). Jelikož jsem nápravu zpřesnil uvažováním tuhosti torsního profilu, musel jsem rozdělit nápravu na dvě samostatná tělesa (levé podélné rameno a pravé podélné rameno). Tyto ramena posloužila jako akční členy pryžových uložení a zjednodušený model karoserie posloužil jako reakční člen. Hlavní osu lůžka jsem zvolil totožně s rotačními osami objímek pro uchycení samotných lůžek.

2.1.3 Čep zadní nápravy

Modelování čepu bylo provedeno s ohledem na samotné zadání této práce, kdy cílem byla volba komponenty podvozkové části a ověření životnosti s ohledem na různé nastavení podvozku. I z tohoto důvodu jsem se podrobněji zabýval definicí

²¹ Funkce Bushing.

samotného modelu čepu a jeho CAx tvorbou²². Aby bylo možné začít s tvorbou CAD modelu čepu kola, bylo zapotřebí vyřešit samotný koncept uložení kola. Ten je uveden na ilustračním obr.2.9.



Obr.2.9 – Ilustrační schéma konstrukčního řetězce

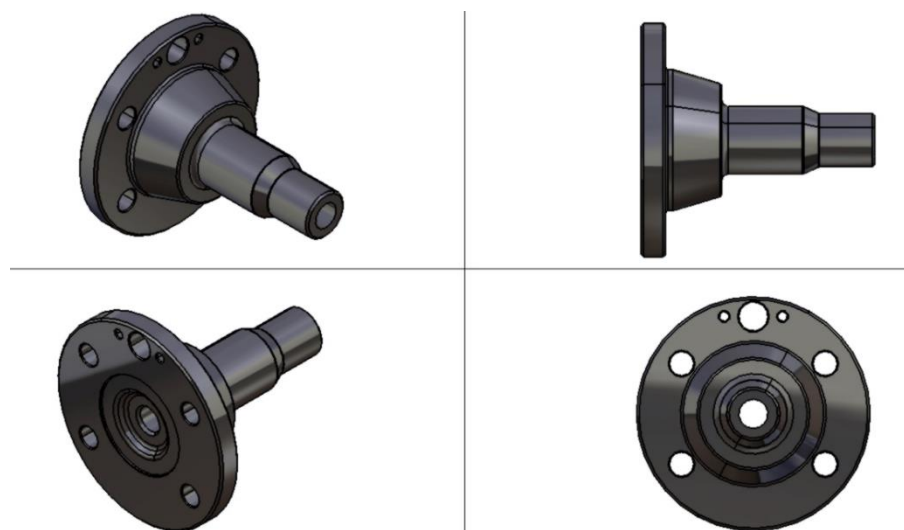
Z výše uvedeného obrázku je patrné, že čep jsem uvažoval jako montážní mezičlen pro spojení nápravy spolu s ložiskem automobilu²³. Dále jsem musel zohlednit, že ložisku je potřeba znemožnit axiální pohyb proti jeho samovolnému vypadnutí z čepu. To jsem vyřešil pomocí pojistné matice, která vnitřní kroužek ložiska přitlačí na dosedací plochu čepu (patrné z obr.2.9).

Spolu s ložiskem musí konstrukce čepu umožnit montáž dalšího členu sloužícího pro snímání počtu otáček kola. Tímto členem je senzor počtu otáček nebo také ABS senzor. Z toho důvodu musí příruba čepu obsahovat otvory pro montáž senzoru. Aby bylo možné čep uchytit k přírubě nápravy, musí být na čepu vyvrtány otvory, kterými jsou posléze vedeny šrouby.

Na základě všech výše popsaných konstrukčních požadavků jsem vyhotovil konstrukční návrh zobrazený na následujícím obr.2.10.

²² CAD a CAE.

²³ Obecně radiálně-axiálním umožňující montáž kola automobilu.

**Obr.2.10 – Model čepu zadní nápravy**

Za výchozí materiál čepu jsem zvolil nízkolegovanou konstrukční ocel třídy 14 podle tab.4 s následujícími mechanickými vlastnostmi:

Materiál	Youngův modul pružnosti E [MPa]	Mez pevnosti R_m [MPa]	Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]	Hustota ρ [kg/m ³]	Poiss. konst. ν [-]
14 220.3	$2,06 \cdot 10^5$	min. 785	588	7850	0.3

Tab.4 – Přehled mechanických vlastností ocelí třídy²⁴

V dalším kroku jsem převedl model ideálně tuhého tělesa na poddajné, aby dále bylo možné vyšetřit životnost konstrukčního řešení čepu. Tento krok jsem provedl pomocí doplňkového software MSc Apex 2018, jelikož umožňuje lepší zpracování výpočtové sítě. Důvodem byl fakt, že MSc Adams View nedokáže variabilně pracovat s velikostí sítě (lze zvolit pouze jeden druh velikosti sítě²⁵). Pro další činnost bylo tedy zapotřebí definovat následující parametry:

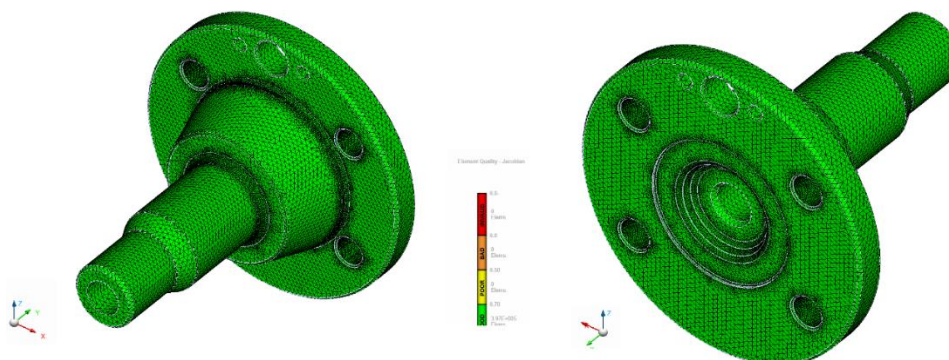
- Globální velikost sítě
- Lokální zhuštění sítě

²⁴ Úplný přehled mechanických vlastností je uveden formou materiálového listu v příloze 1.

²⁵ Pro případ jednotné hustoty výpočtové sítě nastane zvýšení výpočtového času nebo k nepřesným výsledkům napěťové analýzy.

- Definice materiálu
- Propojovací RBE body
- Tvorba neutralizovaného datového formátu „.mnf“²⁶

Pro celé těleso jsem zvolil lineární tetraedický prvek s celkovou velikostí stran 1,5 mm. V předpokládaných místech špičkových hodnot napětí (otvory pro šroub, rádiusy a ostré přechody aj.) jsem záměrně použil jemnější členění sítě a to 0,5 mm. Výsledkem byla výpočtová síť uvedená na obr.2.11.

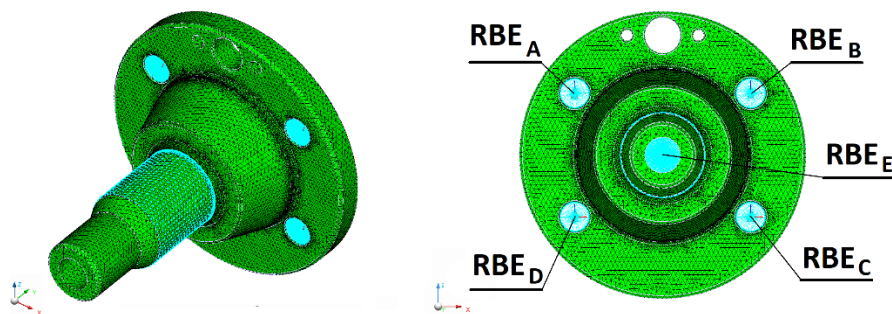


Obr.2.11 – Kvalita výpočtové sítě čepu

Po vytvoření sítě jsem přistoupil k definici materiálových vlastností dle tab.4. Spolu s materiálovými vlastnostmi jsem definoval míru poměru změny rozměrů profilu (vyjádřeno hodnotou Poissonovy konstanty) a také hodnotu hustoty materiálu.

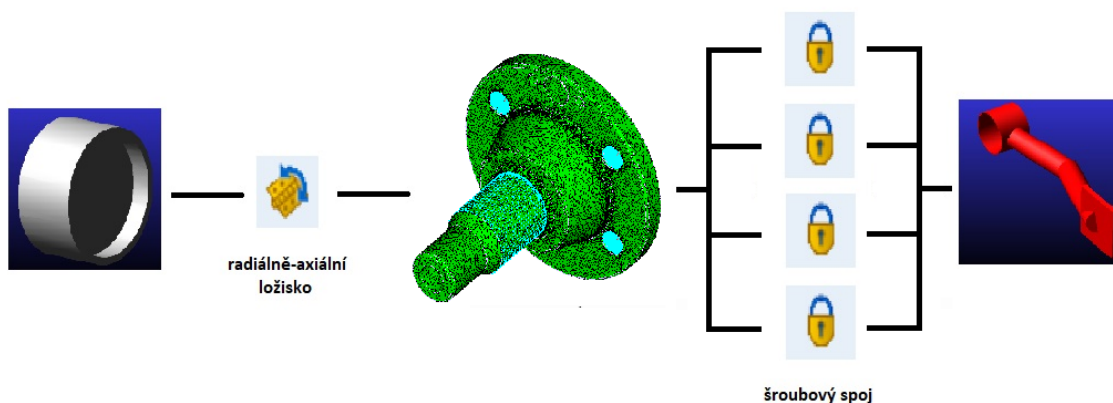
Jelikož dynamická analýza probíhala v jiném výpočtovém software, než ve kterém jsem vytvářel výpočtovou síť, bylo nutné vytvořit datové body (tzv. body RBE) umožňující vazebné propojení tělesa s okolními tělesy sestavy nápravy. Pro můj případ jsem tyto body zadal v otvorech pro šroubové spojení čepu s přírubou svařence a také na válcovém průměru pro ložisko (viz obr.2.12).

²⁶ .mnf = modal neutral files.



Obr.2.12 – Definice RBE propojovacích bodů

Nezbytným krokem v následujícím postupu bylo vytvoření neutralizovaného formátu, který mi umožnil vložení modelu poddajného tělesa do software MSc Adams View. Po umístění poddajného čepu do MSc Adams View bylo nutné definovat pouze vazebné podmínky (viz obr.2.13), jelikož hodnoty momentů setrvačnosti a informace o hmotnosti čepu byly vygenerovány na základě vstupních parametrů v prostředí MSC Apex (importovaná CAD geometrie a hustota materiálu).



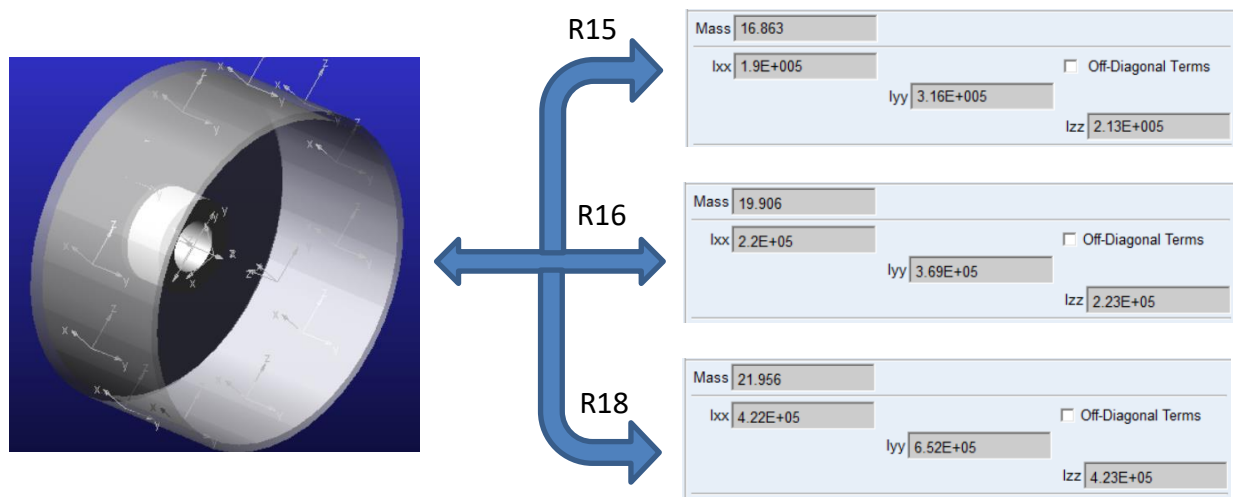
Obr.2.13 – Vazby působící na čep

2.1.4 Redukovaná hmota kola (disk, brzdová soustava, ložisko, spojovací materiál)

Dalšími členy řetězce, které bylo zapotřebí vytvořit pro funkci výpočtového modelu, byly komponenty tvořící soustavu redukované hmotnosti kola:

- Ložisko
- Brzdová soustava
- Spojovací materiál
- Disk kola

Jelikož samotná soustava nepatří mezi vyšetřované prvky není zapotřebí její detailnější geometrické zpřesňování, proto postačilo uvažovat celou soustavu jako samotný disk s mechanickými a geometrickými vlastnostmi²⁷ odpovídající skutečné soustavě neodpružené hmoty kola viz obr.2.14.



Obr.2.14 – Hodnoty celkové hmotnosti a momentů setrvačnosti soustavy kola (R15; R16; R18)

Spojení soustavy neodpružených hmot kola s čepem je provedeno pomocí rotační vazby „revolute“, která je schopna aproximace funkce ložiska při osovém působení. Její působíště je umístěno do těžiště ložiska a osový směr rotace je totožný s osou rotace kola.

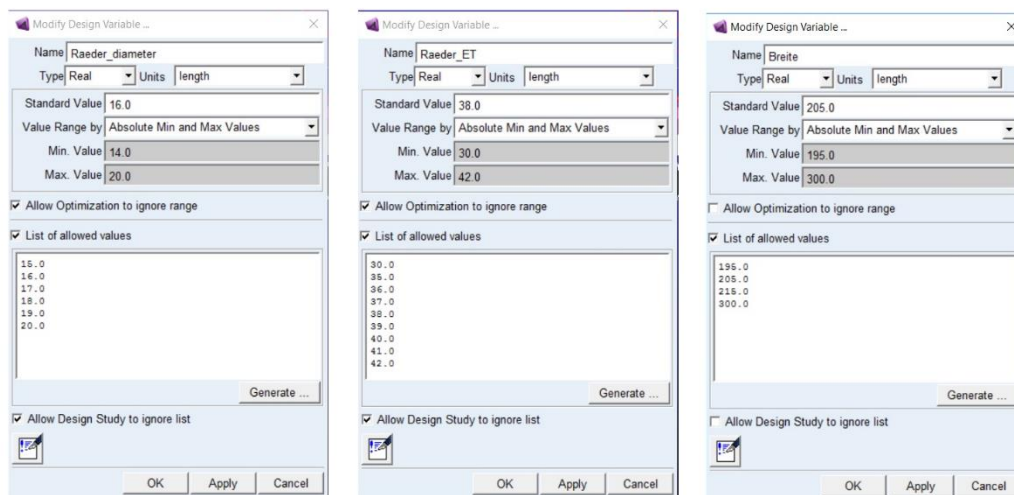
Pro účely této práce jsem se rozhodl, že model disku budu do určité míry parametrizovat. Vedl mě k tomu fakt, že při uživatelských úpravách vozů je rozměr disku jedním z prvků, které si uživatel upraví (rozměr disku a jeho „vysunutí“). Pro tyto účely jsem si zvolil následující elementy, které dokážou popsat disk²⁸:

- Zális kola
- Průměr disku
- Šířka disku

²⁷ Celková hmotnost, momenty setrvačnosti a pozice těžiště neodpružené hmoty kola.

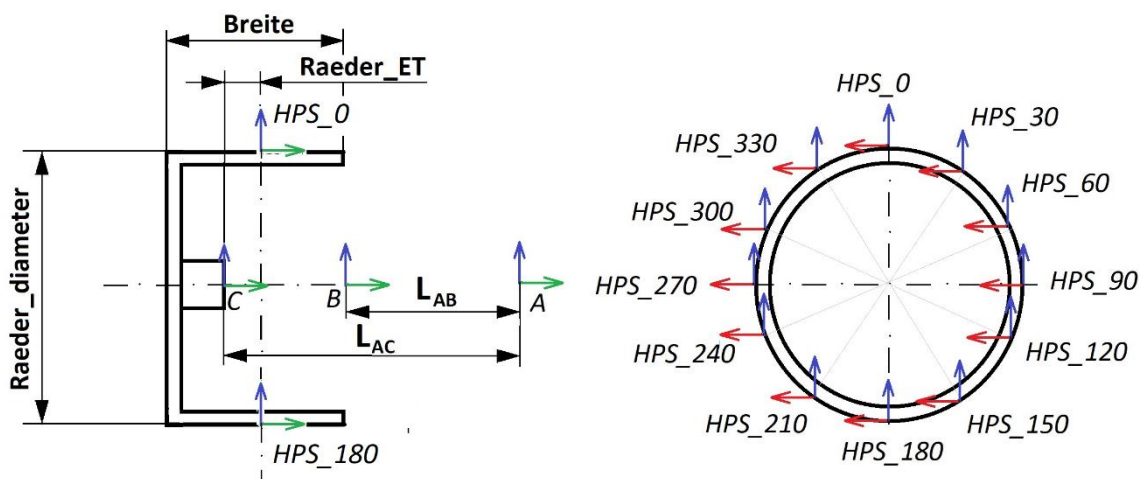
²⁸ Hmotové a setrvačné účinky nebudou předmětem parametrizování, jelikož se silně odvíjejí od použitého materiálu a také od samotného designu kola.

Prvním krokem pro vytvoření parametrizovaných prvků byla definice tzv. designových proměnných. Jejich způsob zadání včetně rozsahu hodnot je zobrazen na obr.2.15.



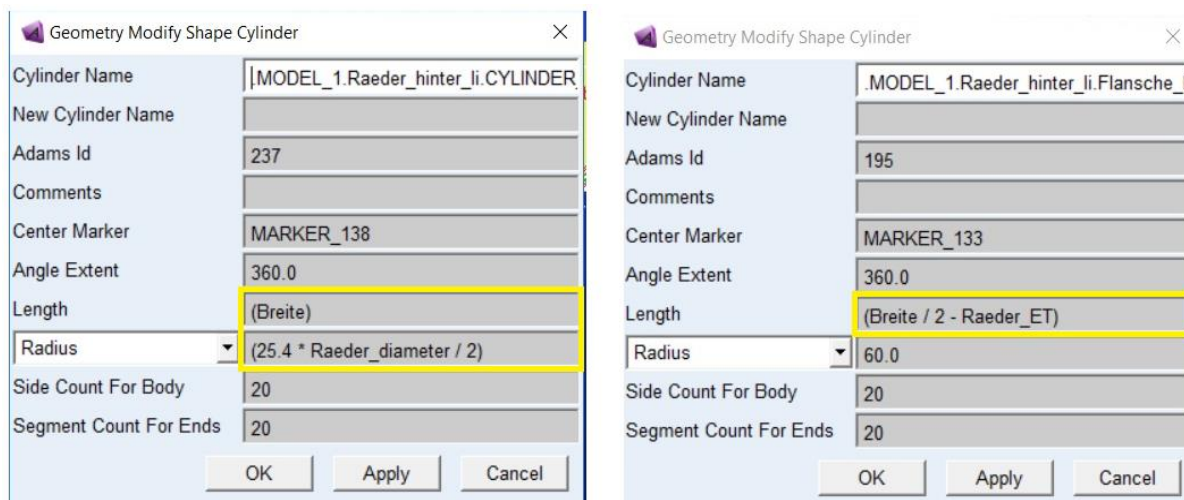
Obr.2.15 – Tvorba designových proměnných (průměr disku, hodnota zálisu, šířka disku)

Parametrizace zadních kol vycházela ze schématu z obr.2.16. Pro možnost využití obr.2.16 i pro symetricky uložené kolo, jsem do seznamu příloh (viz přílohy č. 15, 16, 17 a 18) uvedl převodní tabulku s reálným popisem jednotlivých bodů.



Obr.2.16 – Parametrizační schéma disku zadního kola

Na následujícím obrázku obr.2.17 jsou zvýrazněny vztahy popisující parametrizaci průměru, šířky disku a šířky došedací plochy.



Obr.2.17 – Parametrizace průměru a šířky disku kola

Pro bod „B“ (viz obr.2.16), kterým je definován počáteční bod modelu disku, jsem použil parametrizující vztah (2) sloužící pro posun kola v případě požadavku na změnu zářisu:

$$(LOC_ALONG_LINE(Flanschgeometrie_li, Punkte_B, Breite / 2 + Raeder_ET - 69.25)) \quad (2)$$

Pro jednotlivé body (HPS_0 ÷ HPS_330) po obvodu disku z obr.2.16, které slouží jako druhý bod pro definování pružiny aproximující radiální tuhosti, jsem použil vztah (3)²⁹:

$$(LOC_ALONG_LINE(Pneumatic_hinter_li.cm, Raeder_hinter_li.Springanbindung_0, 25.4 * Raeder_diameter / 2))(3)$$

Poslední věcí, kterou jsem musel provést, aby byl model neodpružených hmot plně definován, bylo zamezení rotace kolem vlastní osy disku. Tento krok bude více objasněn v následujícím odstavci 2.1.5, pojednávající o tvorbě modelu pneumatiky.

²⁹ Za jednotlivé body definující polohu pružiny byly dosazovány jednotlivé HPS body (tzn. Raeder_hinter_li.Springanbindung_0, Raeder_hinter_li.Springanbindung_30, atd.

2.1.5 Pneumatiky

Poslední komponentou zadní nápravy, kterou je zapotřebí definovat, je samotná pneumatika. Praxe ukazuje, že pneumatika a její parametry hrají zásadní roli při stavových životnostních zkouškách. To lze odůvodnit tím, že se jedná o komponentu, jež je v přímém styku s vozovkou a v závislosti na výšce bočnice a tuhosti pneumatiky přenáší větší nebo menší množství vibrací do karoserie³⁰.

Další parametry hrající důležitou roli při určování životnosti lze shrnout následovně:

- Rozměr pneumatiky
- Tlak pneumatiky
- Materiálové vlastnosti

Na základě výše popsaných parametrů jsem se rozhodl pro porovnání jednotlivých druhů pneumatik (viz tab.5) běžně používaných na segmentech vozů B.

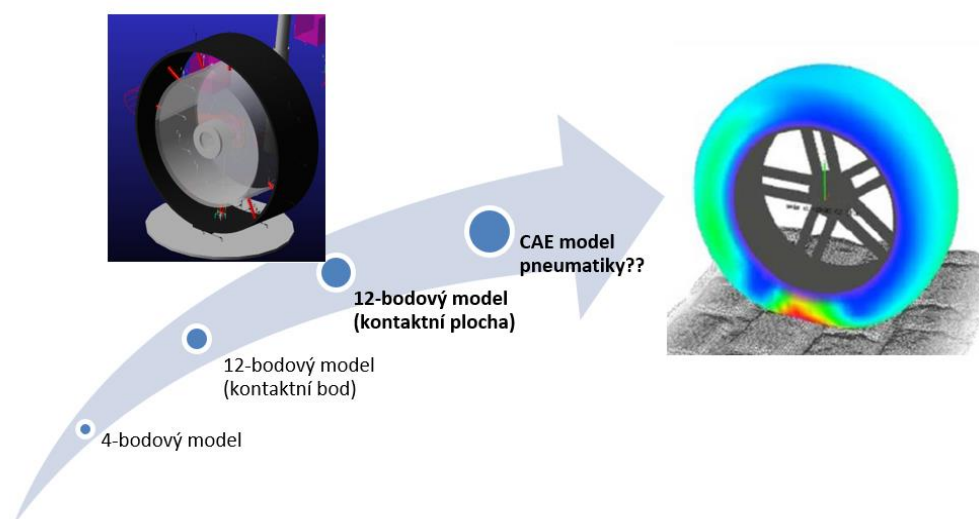
Rozměr pneumatiky	Tlak pneumatiky [MPa]	Radiální tuhost [N/m]
195/65 R15 ET35	0,20	194 000
205/55 R16 ET38	0,20	200 000
205/45 R18 ET38	0,20	213 500

Tab.5 – Vlastnosti zvolených typů pneumatik (tlak a radiální tuhost)

Jako nominální kolo, ke kterému budou vztaženy další analýzy, jsem zvolil standartní rozměr 205/55 R16 ET38.

Modelování pneumatiky a její zpřesňování hrálo důležitou roli při validaci celého modelu. Na následujícím obr.2.18 je vidět samotný vývoj modelu pneumatiky i s možným finálním zpřesněním modelu pneumatiky.

³⁰ S výškou bočnice dochází k větší disipaci kinetické energie.



Obr.2.18 – Vývoj modelu pneumatiky

Ze samotného obrázku je patrné, že od první chvíle jsem uvažoval zjednodušený model pneumatiky. Důvodem bylo, že samotná pneumatika disipuje část kinetické energie zkušebního válce a v reálných situacích nedochází ke zvýšenému namáhání podvozkových komponent. Na základě této jednoduché dedukce se můj výchozí model pneumatiky skládal z tuhého běhounu³¹ a čtyř pružin navzájem pootočených o 90°.

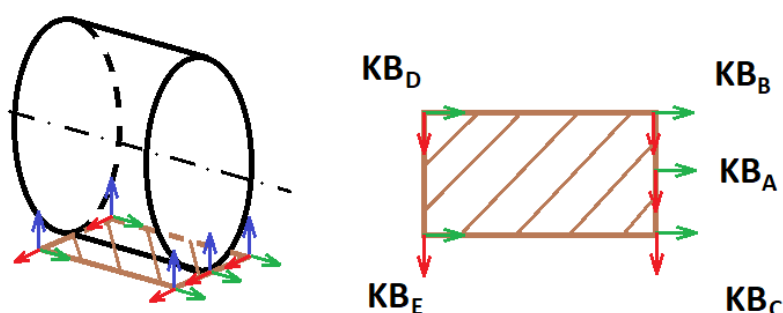
Při následných simulacích se výchozí koncept pneumatiky příliš neosvědčil, jelikož vlivem reálného uložení kola nastalo mimoosové působení na pružinu. V důsledku toho pružina samotná nedokázala absorbovat deformační energii mimo osový směr působení. Tím docházelo k nadměrné deformaci samotné pneumatiky a také k jejímu klopení.

Tento problém se mi podařilo vyřešit využitím většího počtu pružin, jež byly vzájemně pootočeny o 30°. Díky tomu vznikl model, který dokázal mnohem lépe absorbovat deformační energii působící mimo osu pružin. Zároveň bylo zapotřebí kompenzovat klopné momenty vznikající v důsledku bodového kontaktu mezi modelem pneumatiky a zkušebním válcem.

³¹ Tuhý běhoun byl uvažován na základě toho, že při jedno-osovém buzení nedochází k výraznější boční deformaci pneumatiky jako například při průjezdu automobilu zatáčkou, kdy je pneumatika v důsledku zatížení boční síly více deformována.

Další důležitou věcí bylo potlačit špičkové hodnoty normálových sil v místě bodového styku vnášející do soustavy síly řádově neodpovídající síly.

Na základě předchozích zjištění jsem se rozhodl k vytvoření zjednodušené kontaktní plochy, aby se kontaktní síla rozložila do určité plochy jako u skutečné pneumatiky a nepůsobila pouze v jednom bodě. Pro účel této diplomové práce jsem uvažoval zjednodušenou kontaktní plochu obdélníkového tvaru³² o rozměrech celkové šířky pneumatiky a hloubce 80 mm³³ (viz obr.2.19). Podmínkou této plochy byla geometrická vazba na rozměr pneumatiky (šířka pneumatiky) a také vzájemný styk této plochy s modelem zkušebního stavu³⁴.



Obr.2.19 – Schéma kontaktní plochy zadní pneumatiky

Pro jednotlivé pomocné body kontaktní plochy jsem použil následující parametrizační vztahy dle tab.6.

Kontaktní bod	Parametrizační vztah
KB _A	(LOC_RELATIVE_TO(LOC_CYLINDRICAL(Pneumatic_diameter / 2, 180, 0), Punkte_D))
KB _B	(LOC_RELATIVE_TO({{-40, 0, 0}}, KB_A))
KB _C	(LOC_RELATIVE_TO({{40, 0, 0}}, KB_A))

³² Ve skutečnosti se jedná o eliptickou plochu tvarově závislou na druhu zatížení, kterou lze nejlépe popsat na základě experimentálního vyhodnocení.

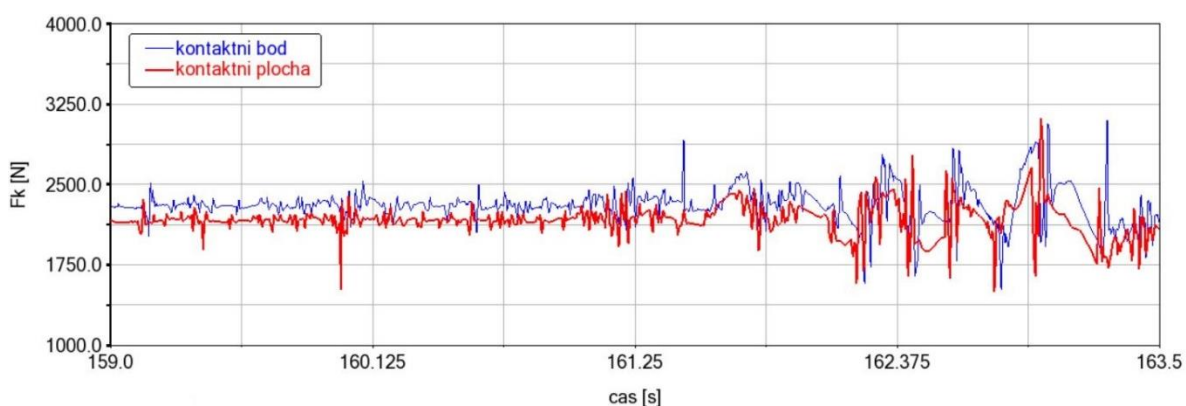
³³ Hloubka kontaktní plochy byla zvolena na základě aritmetického průměru změřených kontaktních ploch pneumatik 205/55 R16; 195/65 R15.

³⁴ Při pootočení modelu kola (disk a pneumatika) nastal problém se ztrátou kontaktní vazby mezi kontaktní plochou pneumatiky a modelem zkušebního stavu.

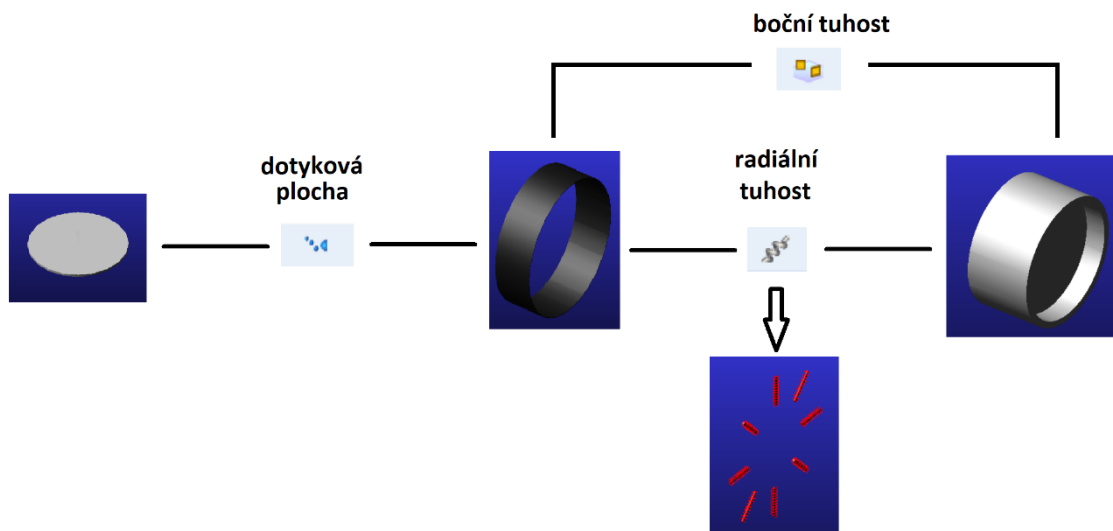
KB_D	$(LOC_RELATIVE_TO(\{-40, -Breite, 0\}, KB_A))$
KB_E	$(LOC_RELATIVE_TO(\{40, -Breite, 0\}, KB_A))$

Tab.6 – Parametrizační vztahy kontaktní plochy

Následně jsem vytvořenými body proložil pomocí funkce „Box“ jednoduchou obdélníkovou plochu. Tímto zpřesňujícím krokem se mi podařilo snížit kontaktní síly mezi pneumatikou a modelem zkušebního válce (viz obr.2.20).

**Obr.2.20 – Velikost kontaktních sil na pneumatice**

Společně s geometrickou interpretací modelu pneumatiky bylo zapotřebí definovat vazebné a hmotové účinky, které celou sestavu udržovaly pohromadě. Vazebné účinky na další komponenty jsou zobrazeny na obr.2.21.

**Obr.2.21 – Celkový model kola s jednotlivými vazbami**

Jednou z vazeb uvedených na obr.2.21 je také kontaktní vazba. Tuto vazbu jsem musel definovat z důvodu zamezení pronikání modelu pneumatiky skrze model zkušební válce. Definice kontaktní funkce vychází z tzv. Hunt-Curssleyho kontaktního modelu popisující visko-elastické chování materiálu ve stykové ploše.³⁵ Pro prostředí Adams View je upravena do vztahu (4):

$$F_K = k_c(z_1 - z)^e - c_{max} \cdot \dot{z}_1 \cdot STEP(z, z_1 - \delta, 1, z_1, 0) \quad (4)$$

Jednotlivé parametry definující místo působení a velikost kontaktní síly jsou uvedeny v následující tab.7.

Druh vazby	Aplikované na těleso	k_c	e	c_{max}	δ
Solid - Solid	pneumatika	$1 \cdot 10^8$	1.1	$1 \cdot 10^{-6}$	0.1
	Zk. stav				

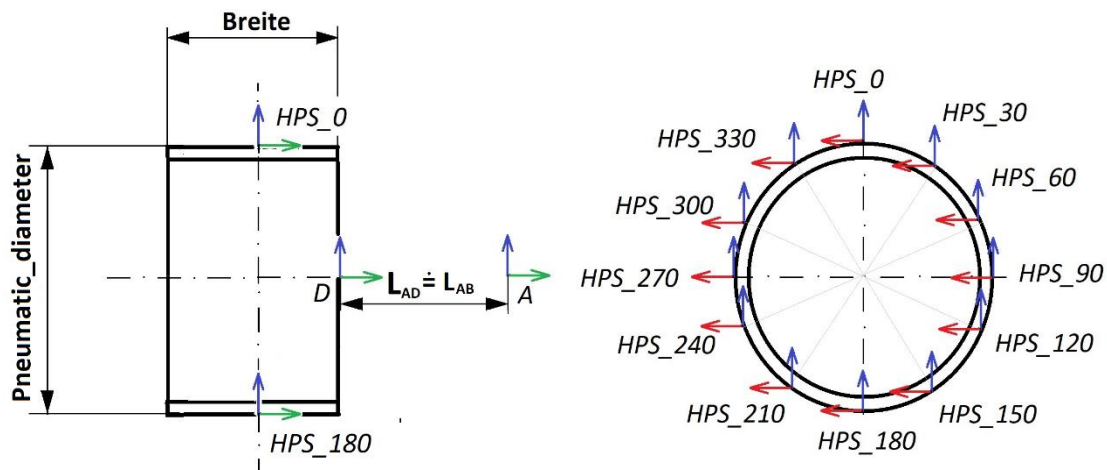
Tab.7 – Parametry kontaktní síly

Druhou vazbou potřebnou pro správnou definici chování modelu pneumatiky byla rovinná vazba „inplane“. Tento druh vazebné podmínky jsem použil, protože pružina aproximující radiální tuhost nedokáže absorbovat boční silové účinky. Na modelu pneumatiky se tyto účinky projeví bočním kmitáním pneumatiky a také jejím pootočením vůči ose rotace kola, což mělo za výsledek ztrátu kontaktní vazby a proniknutí modelu pneumatiky zkušebním válcem. Z toho důvodu jsem v rámci přesnější definice³⁶ a zamezení rotace kola odebral další 3 stupně volnosti pneumatiky (rotace kolem os lokálního souřadnicového systému pneumatiky).

Aby byl model pneumatiky kompletně vytvořený, bylo nutné ještě parametrizovat jeho rozměry. Parametrizace vycházela z obdobného principu jako tvorba disku kola (viz obr.2.22)

³⁵ Více informací o kontaktních funkcích např. v literatuře [6], [9], [10].

³⁶ Ve výchozím nastavení vazba „inplane“ odebrá jeden translační stupeň volnosti.



Obr. 2.22 – Parametrizační schéma pneumatiky

Parametrizační vztah pneumatiky pro bod D, který slouží pro zachování totožné polohy s diskem kola jsem vyjádřil pomocí vztahu (5):

$$(\text{LOC_ALONG_LINE}(\text{Punkte_B}, \text{Punkte_D}, 0)) \quad (5)$$

Obdobným způsobem jako u disku kola jsem definoval polohu napojovacích bodů pružiny na vnitřním obvodu pneumatiky. Ty lze vyjádřit následujícím parametrizačním vztahem (6):

$$\begin{aligned} &(\text{LOC_ALONG_LINE}(\text{Pneumatic_hinter_li.cm}, \text{Pneumatic_hinter_li.Springanbindung}_0, \\ &(\text{Pneumatic_diameter} - 20) / 2)) \end{aligned} \quad (6)$$

2.2 Tvorba přední nápravy

Celkově je koncept tvorby přední nápravy stejný jako model zadní nápravy. Přední náprava, ani její subkomponenty, nejsou cílem zkoumání životnosti. Je nutné poznamenat, že samotná přední náprava přispívá svým působením skrze karoserii k zatěžování zadní nápravy a tím ovlivňuje životnost jejích komponent. Na základě tohoto faktu vznikl model skládající se z následujících prvků:

- Svařenec přední nápravy s příčnou vzpěrou
- Příčná ramena s pryžovým uložením a kulovým čepem
- Těhlice nápravy
- Tlumičová jednotka s pryžovým uložením

- Stabilisátor nápravy
- Redukovaná hmota kola
- Pneumatika přední nápravy
- Sestava motoru s převodovým ústrojím

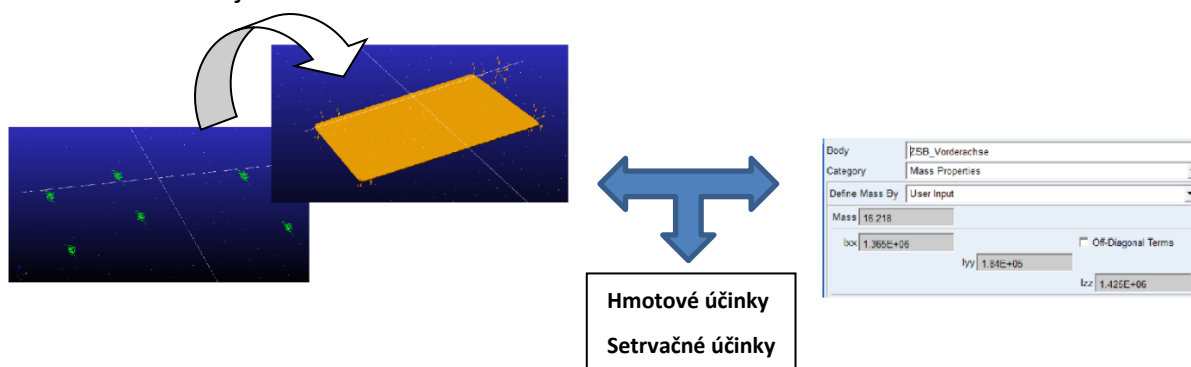
Některé prvky jako např. převodku řízení a její hmotnost, která je rovněž součástí přední nápravy, nebylo zapotřebí modelovat. Důvodem byl fakt, že při stavové zkoušce nedochází k odvalování a natáčení kol a není zapotřebí její využití.

2.2.1 Svařenec přední nápravy, momentová vzpěra

Svařenec přední nápravy vznikal stejným způsobem jako náprava zadní, tj. v prvním kroku jsem definoval důležitá místa přední nápravy pomocí parametrizovaných bodů:

- Body uchycení ke karoserii
- Body uložení příčných ramen
- Body uložení stabilisátoru
- Bod uložení momentové vzpěry

Následně jsem vytvořil zjednodušený model ideálně tuhého svařence přední nápravy. Z tohoto ohledu je podstatné správně definovat polohy napojovacích bodů přední nápravy spolu se základními mechanickými veličinami³⁷, skrze něž je uskutečňován silový přenos. Celkový postup tvorby svařence přední nápravy lze tedy shrnout v následujícím obr.2.23.



Obr.2.23 – Postup tvorby svařence přední nápravy

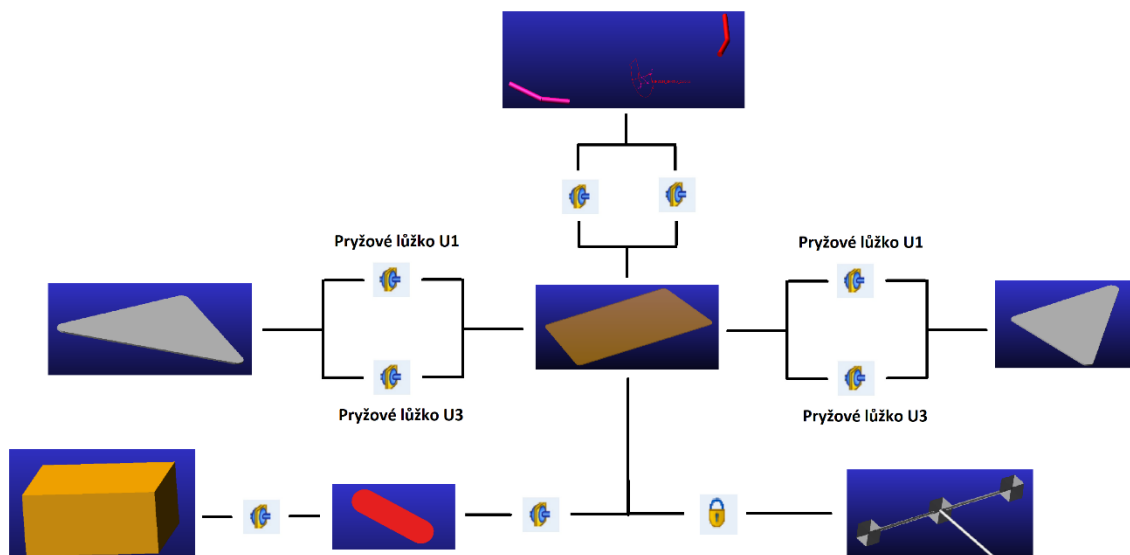
³⁷ Poloha těžiště, celková hmotnost svařence, popř. momenty setrvačnosti.

Jelikož jsem při tvorbě modelu uvažoval zjednodušený model motoru, bylo zapotřebí vytvořit spojení s nápravnicí. Reálně toto spojení zprostředkovává tzv. momentová vzpěra. Samotnou vzpěru tvoří dvojí pryžové uložení zalísované do kovového nebo hliníkového těla. Jako celek tato součást napomáhá odlehčení přední nápravy od zatížení motoru a rovněž napomáhá při utlumení vibrací motoru. Ve svém modelu jsem ji uvažoval jako táhlo uchycené na obou koncích pomocí pryžového uložení. Hodnoty tuhostí a tlumení pryžového uložení spolu s hmotovými charakteristikami a geometrickou interpretací těžiště jsem zadal na základě reálných hodnot momentové vzpěry. Tuhosti jednotlivých lůžek jsou zobrazeny na obr.2.24.

Modify Bushing ...		Modify Bushing ...	
Name	GM_Lager	Name	Pendelstuetzelager_vom
Action Body	ZSB_Vorderachse	Action Body	Agregat
Reaction Body	ZSB_Pendelstuetze	Reaction Body	ZSB_Pendelstuetze
Translational Properties (x,y,z components):		Translational Properties (x,y,z components):	
Stiffness	(14300(newton/mm)),(14300(newton/mm)),(1450(newton/mm))	Stiffness	(14300(newton/mm)),(14300(newton/mm)),(1450(newton/mm))
Damping	(1.7E-02(newton-sec/mm)),(1.7E-02(newton-sec/mm)),(1.7E-02(newton-sec/mm))	Damping	(0.17(newton-sec/mm)),(0.17(newton-sec/mm)),(0.17(newton-sec/mm))
Preload	0.0,0.0,0.0	Preload	0.0,0.0,0.0
Rotational Properties (x,y,z components):		Rotational Properties (x,y,z components):	
Stiffness	(2800(newton-mm/deg)),(2800(newton-mm/deg)),(2800(newton-mm/deg))	Stiffness	(2800(newton-mm/deg)),(2800(newton-mm/deg)),(2800(newton-mm/deg))
Damping	(24.4346095279(newton-mm-sec/deg)),(24.4346095279(newton-mm-sec/deg)),(24.4346095279(newton-mm-sec/deg))	Damping	(106.4650843717(newton-mm-sec/deg)),(106.4650843717(newton-mm-sec/deg)),(106.4650843717(newton-mm-sec/deg))
Preload	0.0,0.0,0.0	Preload	0.0,0.0,0.0
Force Display	On Action Body	Force Display	On Action Body

Obr.2.24 – Hodnoty tuhostí pryžového uložení momentové vzpěry

Vazebné účinky přední nápravy včetně momentové vzpěry, popisující uložení přední nápravy, jsou zobrazeny na obr.2.25.



Obr.2.25 – Vazby přední nápravy spolu s momentovou vzpěrou

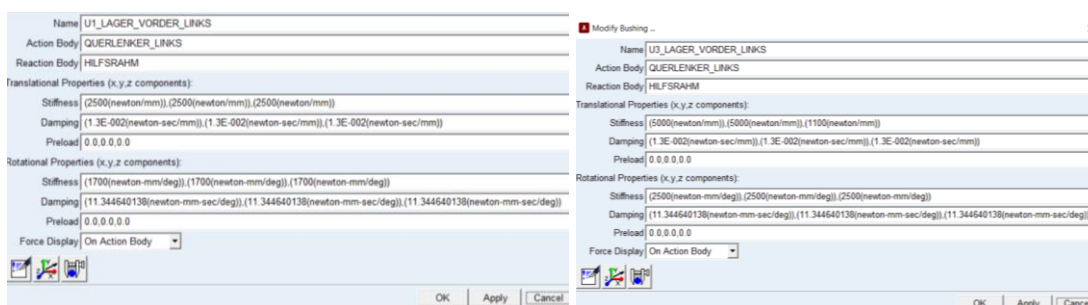
2.2.2 Příčné rameno, kulový čep, pružné uložení

Při modelování příčného ramene je dobré si uvědomit, že se jedná o prvek, který slouží jako rotační mezičlen pro spojení svařence nápravy a těhlice kola. Stejně jako u skutečného ramene jsem musel jednotlivé členy popsat a přisoudit jim mechanické vlastnosti reálných prvků.

Geometrickou interpretaci příčného ramene jsem nahradil pomocí funkce „Plate“, pomocí níž lze vytvořit rozměrově libovolný mnohoúhelník. Místa propojovacích bodů příčného ramene, polohu těžiště a hmotové vlastnosti jsem volil na základě skutečných hodnot příčného ramene.

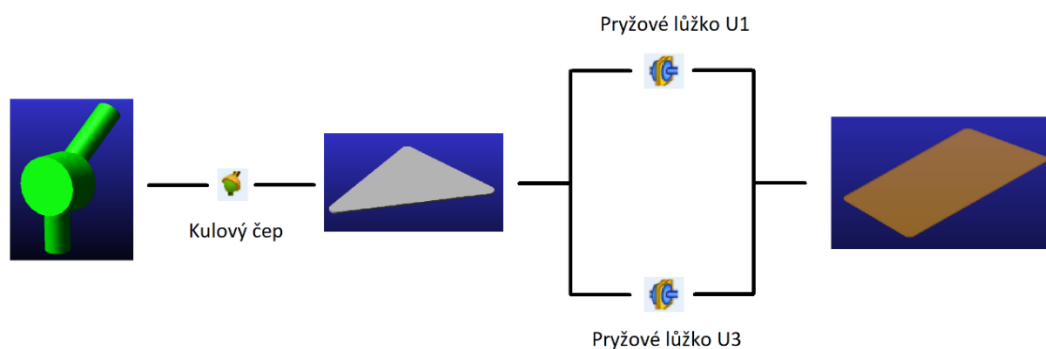
Následným krokem byla definice vazebních podmínek v jednotlivých vrcholech ramene. Jednou z vazebních podmínek pro spojení těhlice kola spolu s příčným ramenem byla sférická vazba aproximující kulový čep skutečného ramene. Celkový počet stupňů volnosti sférické vazby jsem ještě upravil tak, aby při jednoosém buzení kola nastávala pouze změna odklonu kola, stejně jako u skutečné zkoušky. Tyto omezení jsem provedl definicí nulových hodnot natočení kolem osy-z a kolem osy-y l.s.s příčného ramene v místě napojení kulového čepu.

Další vazby tvořící sestavu příčného ramene byly vazby pryžových uložení zadaných pomocí funkce „Bushing“. Polohu umístění zmíněných vazeb jsem provedl do zbývajících dvou vrcholů modelu ramene. Toto uložení tvoří přední U1 a U3 pryžové lůžko. Hodnoty charakteristik tuhosti a tlumení obou lůžek jsou zobrazeny na obr.2.26.



Obr.2.26 – Hodnoty tuhostí U1/U3 lůžka

Celkový popis tvorby vazebných podmínek popsany v předešlém odstavci lze vyjádřit pomocí následujícího obr.2.27, který zároveň zobrazuje vzájemné vazby mezi tělesy.



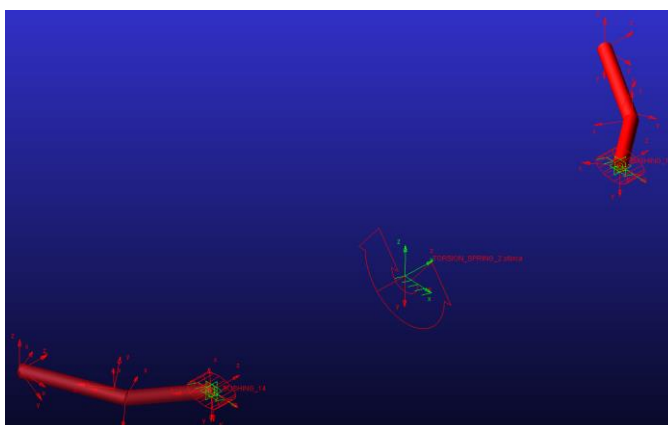
Obr.2.27 – Vazby příčného ramene

2.2.3 Stabilisátor a táhlo stabilisátoru

Pro zajištění stability proti bočním kyvům automobilu je náprava osazená součásti nazývaní se stabilisátor. Důležitým parametrem stabilisátoru je jeho torsní tuhost charakterizující míru jeho kroucení. Torsní tuhost stabilisátoru lze zjednodušeně vypočítat na základě vztahu (7):³⁸

$$k_{\text{stabilisátoru}} = \frac{GJ_{P_{\text{stab}}}}{L_{\text{stab}}} = \frac{E_{\text{stab}}}{2(1+\nu_{\text{stab}})} \frac{\pi(D_{\text{stab}}^4 - d_{\text{stab}}^4)}{32(L_{\text{stab}} - R)L_{\text{ramene}}^2}, \quad (7)$$

Kde L_{stab} zde reprezentuje délku krouceného profilu³⁹, jak ukazuje obr.2.28.



Obr.2.28 – Aproximace tvaru stabilisátoru

³⁸ Obecně je stabilisátor namáhán na ohyb a krut. Pro popis míry kroucení postačí zadat jeho torsní tuhost.

³⁹ U stabilisátoru se jedná o délku podélné trubky stabilisátoru.

Výsledkem byla hodnota torsní tuhosti stabilisátoru, kterou bylo možné zadat pomocí funkce torsní pružiny. Jednotlivé hodnoty dosažené do vzorce torsní tuhosti stabilisátoru, včetně jeho výsledné torsní tuhosti, jsou shrnuty v tab.8.

D_{stab} [m]	d_{stab} [m]	L_{stab} [m]	L_{ramene} [m]	R [m]	E_{stab} [MPa]	ν_{stab} [-]	$k_{stabilisatoru}$ [N/m]
0,021	0,0136	1.48	0.196	0.015	$2,06 \cdot 10^5$	0,3	30 784

Tab.8 – Geometrické a mechanické vlastnosti stabilisátoru

Je příhodné uvažovat stabilisátor jako torsně pružný člen, jelikož lépe vystihuje dynamiku při kmitavém pohybu⁴⁰ a do výpočtu zanáší správné silové působení. Aby bylo možné definovat hodnotu torsní tuhosti, je nutné rozdělit stabilisátor na dvě na sobě nezávislá tělesa. Jen tímto způsobem lze správně definovat silovou vazbu torsní pružiny.

Po definici mechanických vlastností jsem přistoupil k samotnému uložení stabilisátoru. Stabilisátor je na obou koncích kloubově uložen spolu s táhlem stabilisátoru. Toto spojení jsem definoval pomocí sférické vazby umístěné na konec stabilisátoru.

Vazebný popis elastokinematického uložení stabilisátoru k modelu svařence nápravy jsem provedl pomocí funkce „Bushing“. Nejprve bylo zapotřebí vytvořit dva pomocné body vztahující se k modelu svařence nápravy. Zároveň jsem tímto krokem jasně definoval polohu umístění pryžových lůžek. Následným krokem bylo definování jejich osových charakteristik (viz obr.2.29).

⁴⁰ Kyvný pohyb.

A Modify Bushing ...	
Name	BUSHING_14
Action Body	stabilisator
Reaction Body	HILFSRAHM
Translational Properties (x,y,z components):	
Stiffness	(6000(newton/mm)),(6400(newton/mm)),(6600(newton/mm))
Damping	(1.1E-002(newton-sec/mm)),(1.1E-002(newton-sec/mm)),(1.1E-002(newton-sec/mm))
Preload	0.0,0.0,0.0
Rotational Properties (x,y,z components):	
Stiffness	(1300(newton-mm/deg)),(1.0E+010(newton-mm/deg)),(1500(newton-mm/deg))
Damping	(12.9154364648(newton-mm-sec/deg)),(12.9154364648(newton-mm-sec/deg)),(12.9154364648(newton-mm-sec/deg))
Preload	0.0,0.0,0.0

Obr.2.29 – Hodnoty pryžového uložení stabilisátoru

Navazujícím prvkem, jenž propojuje stabilisátor spolu s tlumičovou jednotkou, je táhlo stabilisátoru. Jedná se o součást napomáhající stabilizaci vozidla při bočním kývání. Na táhlu jsou umístěné dva kulové čepy konající sférický pohyb. Tyto kulové vazby jsem ve svém modelu nahradil zmíněnými sférickými vazbami spolu s omezením rotačního pohybu okolo osy-z l.s.s sférické vazby. Jejich polohu jsem vymezil pomocí koncového bodu na rameni stabilisátoru a druhou polohu jsem umístil na model tlumiče (stejně jako u reálného vozu). Hmotnosti táhel jsem zvolil na základě reálné hodnoty táhla stabilisátoru a její působíště jsem uvažoval do těžiště modelu. Hmotové veličiny, včetně setrvačných účinků táhla stabilisátoru, jsou zobrazeny na obr.2.30.

A Modify Body	
Body	stabilisator_link
Category	Mass Properties
Define Mass By	User Input
Mass	0.733562435
Ixx	5495.1746402219
Iyy	5495.1746402219
Izz	36.6781217508
Center of Mass Marker	stabilisator_link.cm
Inertia Reference Marker	

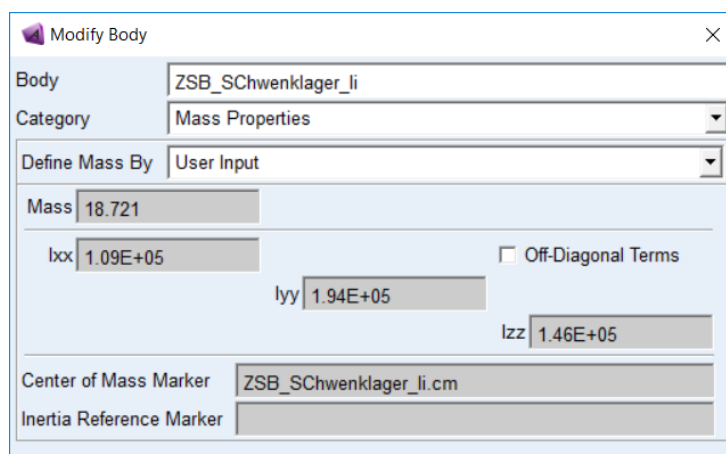
Obr.2.30 – Mechanické vlastnosti táhla stabilisátoru

2.2.4 Hlava kola – těhlice

Hlava kola slouží jako mezičlen a také jako nosný prvek rotujícího kola. Skládá se z následujících komponent:

- Těhlice
- Čep kola
- Ložisko
- Brzdová soustava

Aby bylo možné přední kola pohánět a směřovat, vstupují do hlavy kola ještě hnací poloosy spolu se spojovací tyčí řízení. Při stavových simulacích podvozkových částí není nutné uvažovat tyto dvě komponenty, jelikož ani jedna z nich nemá při stavové zkoušce vliv, protože během zkoušky nedochází k odvalování a natáčení kol. Lze je tedy z modelu zcela vypustit. Rozdíl by byl, pokud by se hlava kola stala vyšetřovanou součástí. V ten moment by bylo nutné uvažovat obě dvě součásti (minimálně pomocí definované silové závislosti), jelikož se část sil vzniklých kmitáním motoru nebo karoserie přenesou přes tyto komponenty do hlavy kola. Pro tvorbu hlavy kola je důležité stejně jako v předešlých případech definovat hmotové a setrvačné veličiny a přesně definovat jejich působišťe, jak ukazuje obr.2.31.

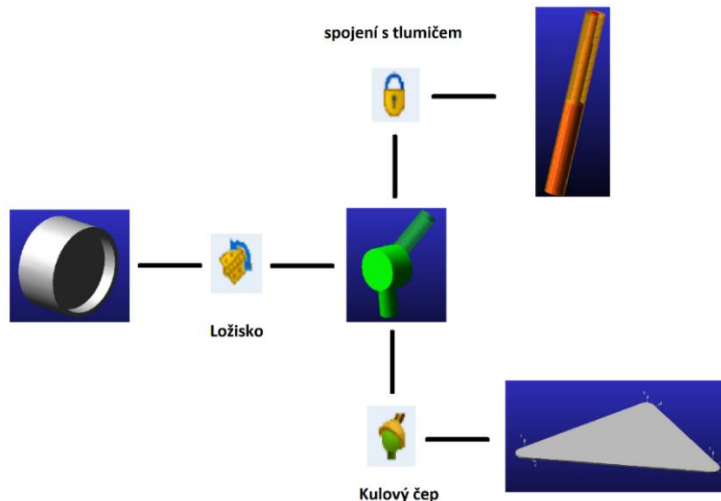


Obr.2.31 – Hmotové charakteristiky hlavy kola⁴¹

Poslední věcí, kterou je při tvorbě hlavy kola definovat, jsou její vazebné podmínky vůči okolním komponentám. Tyto vazebné podmínky jednotlivých

⁴¹ Hmotové charakteristiky těhlice brzdové soustavy, čepu kola a disku.

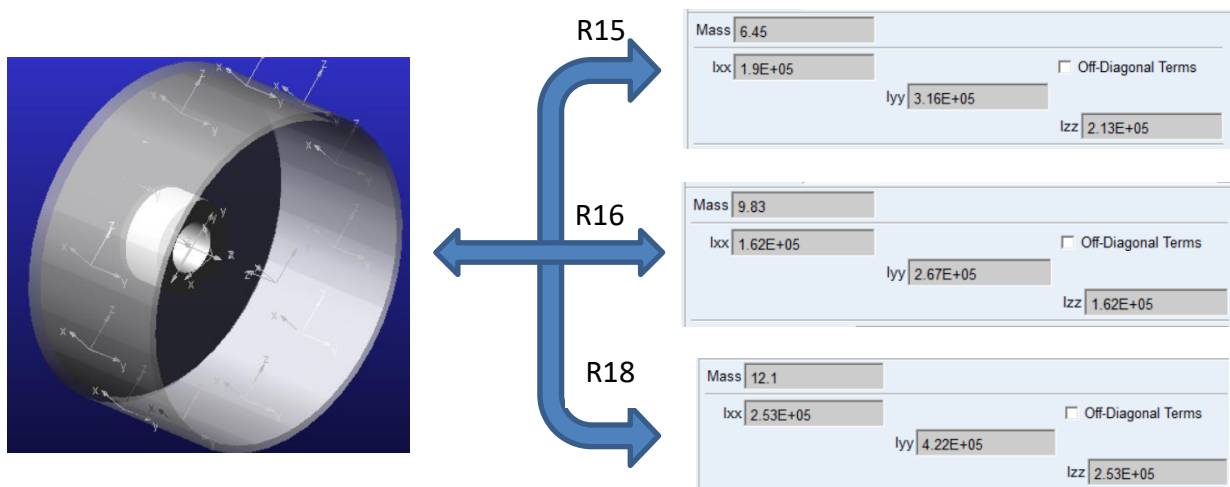
komponent byly popsány v předešlých kapitolách nebo budou námětem kapitol následujících, proto postačí vyjádřit jejich vzájemné působení pomocí následujícího obr.2.32.



Obr.2.32 – Vazební podmínky hlavy kola

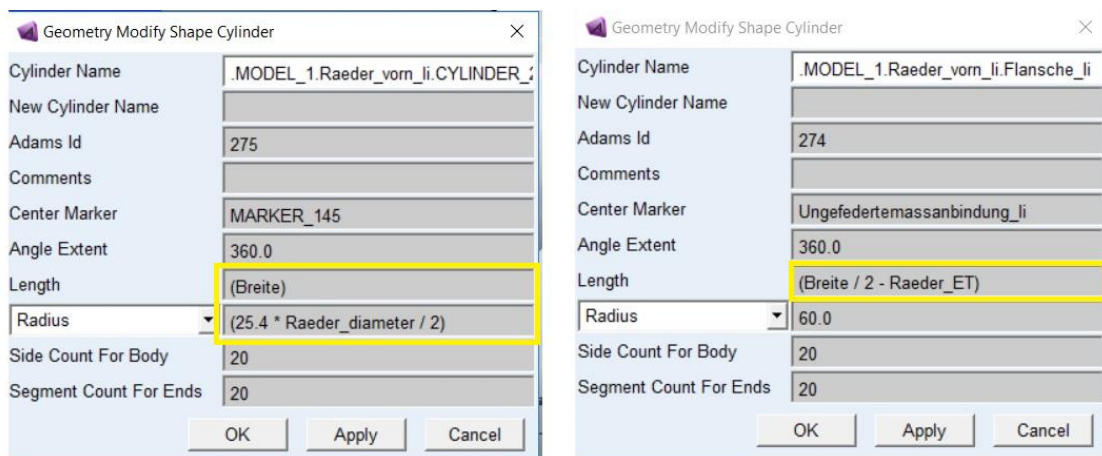
2.2.5 Sestava kola – disk, pneumatika

Tvorba předních kol probíhala téměř identicky jako kola zadního. Jen rozdíl, který jsem při tvorbě musel zohlednit, byla odlišná geometrie uložení kola (úhel sbíhavosti a odklonu kola) a rozdílná hmotu modelu disku. Rovněž bylo zapotřebí definovat rozdílné hmotové charakteristiky, jelikož hmotu brzdové soustavy a ložiska byla připočtena k hmotnosti hlavy kola.



Obr.2.33 – Hmotové a setrvačné hodnoty disku přední nápravy

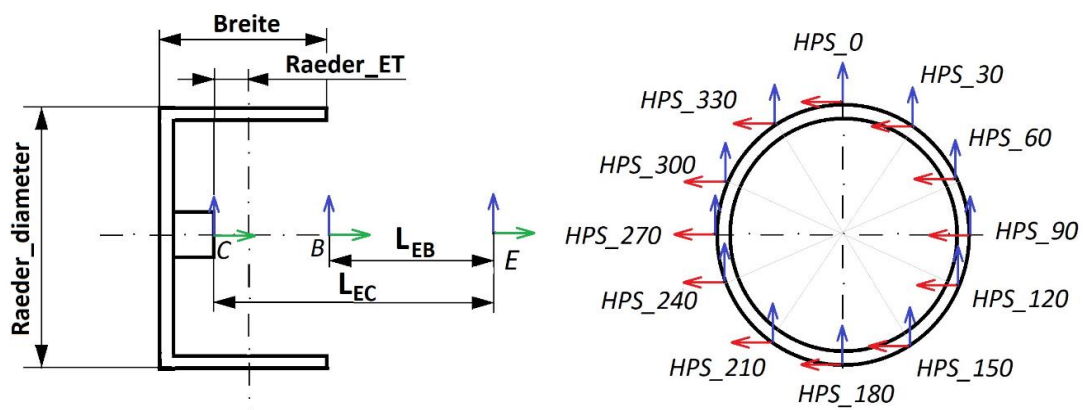
Obdobným způsobem, jako v případě zadního disku, jsem řešil parametrizaci disku předního kola. Jako první jsem zvolil parametrizaci základních rozměrů (průměr a šířku disku). To jsem provedl pomocí vztahů vycházejících z parametrizačního schématu z obr.2.35 a dosazených do jednotlivých řádků pro definici délky a průměru válce na obr.2.34.



Obr.2.34 – Parametrizace šířky, radiusu, dosadací plochy disku

Pro posuv disku při požadavku na změnu rozchodu kol jsem musel vytvořit pomocný „Marker“, který byl propojený s modelem disku. Následně jsem jeho polohu ošetřil parametrizační podmínkou vycházející ze schématu obr.2.35 a popsany vztahem (8):

$$(LOC_ALONG_LINE(Schwenklagerflansche_li, Punkte_B, Breite / 2 + Raeder_ET - 24.39)) (8)$$

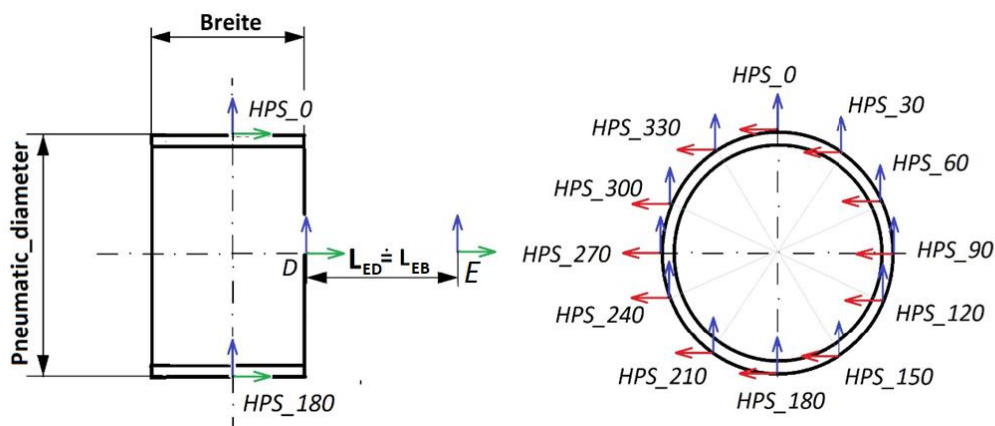


Obr.2.35 – Parametrizační schéma disku kola

Pro polohu napojovacího bodů pro pružinu HPS_0, reprezentující radiální tuhost pneumatiky, jsem použil parametrizačního vztahu (9):⁴²

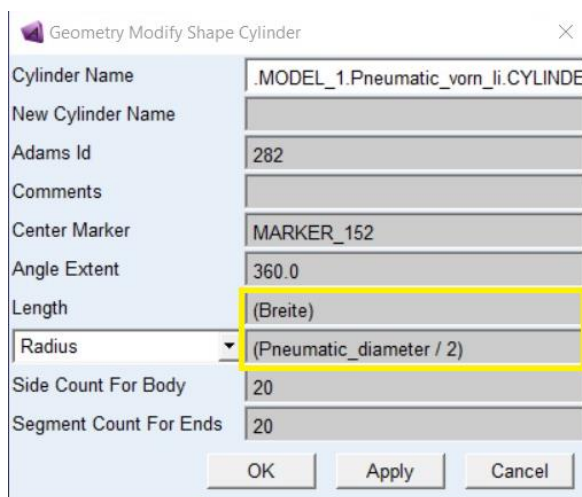
$$\text{(LOC_ALONG_LINE(Pneumatic_vorn_li.cm, Raeder_vorn_li.Springanbindung_0, 25.4 * Raeder_diameter / 2))} \quad (9)$$

Obdobným způsobem, jako v případě zadní pneumatiky, jsem provedl parametrizaci pneumatiky přední, která vychází ze schématu na obr.2.36.



Obr.2.36 – Parametrizační schéma pneumatiky

Geometrické rozměry pneumatiky (průměr a šířka pneumatiky) jsem parametrizoval vztahy zobrazenými na obr.2.37.



Obr.2.37– Parametrizační vztah geometrie pneumatiky

⁴² Za body definující polohu pružin byly dosazovány jednotlivé body HPS z obr.2.35 (tzn. Raeder_vorn_li.Springanbindung_0, Raeder_vorn_li.Springanbindung_30, atd).

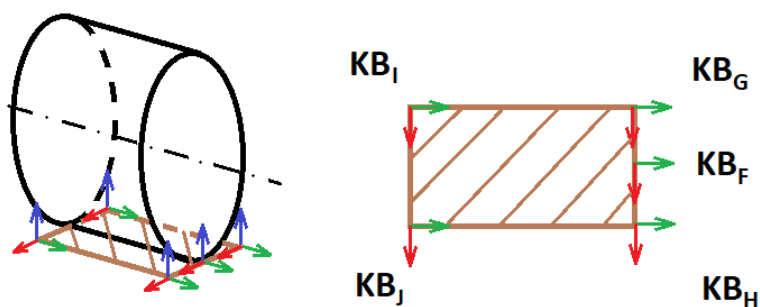
Parametrizaci pozice pneumatiky vůči disku kola, jenž vychází ze schématu obr.2.36 jsem použil vztah (10):

$$(LOC_ALONG_LINE(Punkte_B, Punkte_D, 0)) \quad (10)$$

Stejně tak bylo nutné vytvořit parametrizační vztah pro polohu napojovacích bodů pružin po obvodu pneumatiky. Pro tento účel jsem použil parametrizačního vztahu (11):⁴³

$$(LOC_ALONG_LINE(Pneumatic_vorn_li.cm,Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_0,(Pneumatic_diameter-20)/2)) \quad (11)$$

Podobně jako v odstavci 2.1.5 bylo nutné vytvořit zjednodušenou kontaktní plochu mezi přední pneumatikou a modelem zkušebního válce, aby nedocházelo k přenosu špičkových sil do podvozkových komponent. Kontaktní plochu opět tvořilo pět pomocných bodů (viz obr.2.38) ošetřených parametrizačními podmínkami dle tab.9.



Obr.2.38 – Schéma kontaktní plochy zadní pneumatiky

Kontaktní bod	Parametrizační vztah
KB _F	$(LOC_RELATIVE_TO(LOC_CYLINDRICAL(Pneumatic_diameter / 2, 0, 0), Punkte_B))$
KB _G	$(LOC_RELATIVE_TO(\{-40, 0, 0\}, KB_F))$
KB _H	$(LOC_RELATIVE_TO(\{40, 0, 0\}, KB_F))$
KB _I	$(LOC_RELATIVE_TO(\{-40, -Breite, 0\}, KB_F))$
KB _J	$(LOC_RELATIVE_TO(\{40, -Breite, 0\}, KB_F))$

Tab.9 – Parametrizační vztahy kontaktní plochy

⁴³ Za body definující polohu pružin byly dosazovány jednotlivé body HPS z obr.2.36 (tzn. Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_0, Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_30, atd).

Následně jsem mezi oběma modely definoval kontaktní působení s hodnotami identickými jako u zadních pneumatik.

2.2.6 Tlumičová jednotka

Pro potřeby výpočtu není zapotřebí uvažovat všechny komponenty tlumičové jednotky, ale postačí uvažovat její hlavní části mající největší vliv na chování vozu:

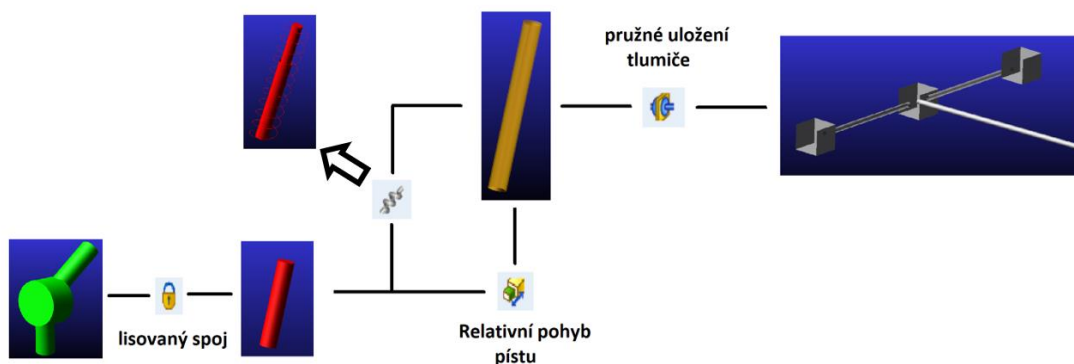
- Tlumič přední nápravy
- Vinutou pružinu
- Přídavná pružina

Dále bylo zapotřebí definovat jednotlivé charakteristiky a hodnoty tuhosti pružin, kterými je plně popsána přední tlumičová jednotka. Zároveň je zapotřebí poznamenat, že nelze sestavit tlumičovou jednotku na podobném principu jako tlumič zadní nápravy. Důvodem je ztráta boční stability modelu tlumiče vlivem mimoosových sil. Již z tohoto důvodu jsem musel vytvořit zjednodušený tlumič skládající se ze dvou vzájemně zasunutých válcových modelů, které byly navzájem propojeny pružinou.

Dále bylo nutné obě tělesa vazebně omezit. Z tohoto důvodu jsem jeden konec modelu tlumiče spojil s hlavou kola pomocí pevné vazby, která aproximovala reálný způsob uchycení tlumiče (lisovaný nebo šroubovaný druh spoje) a druhou část modelu tlumiče jsem omezil pomocí posuvné vazby ve směru osy tlumiče. Uchycení horní části tlumiče ke karoserii jsem provedl pomocí pružného uložení.⁴⁴ Pro případ zanedbání pružného uložení tlumičové jednotky nelze použít pevné vazby, jelikož bychom tlumičové jednotce odebrali více stupňů volnosti, než je možné, a vznikl by tak staticky neurčitě uložený tlumič. Toto fyzikální omezení lze nahradit zmíněným pružným uložení, které budeme uvažovat s „nekonečnou hodnotou“ tuhosti.⁴⁵ Celá situace uložení tlumiče včetně vazebních podmínek ostatních je zobrazena na obr.2.39.

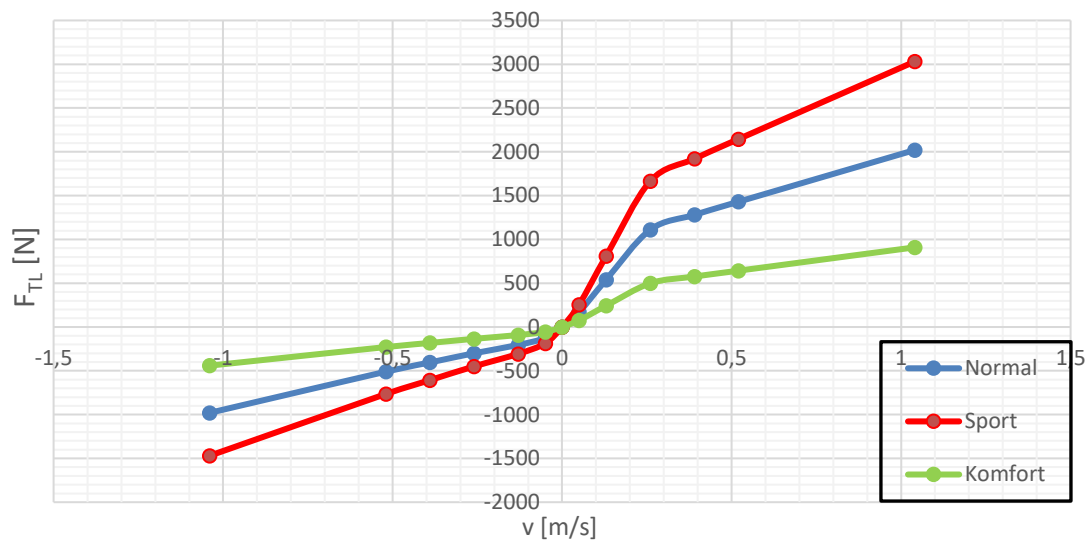
⁴⁴ Funkce Bushing.

⁴⁵ Řádově několika násobně větší tuhostí než ve skutečnosti, např. 10^{10} N/m.

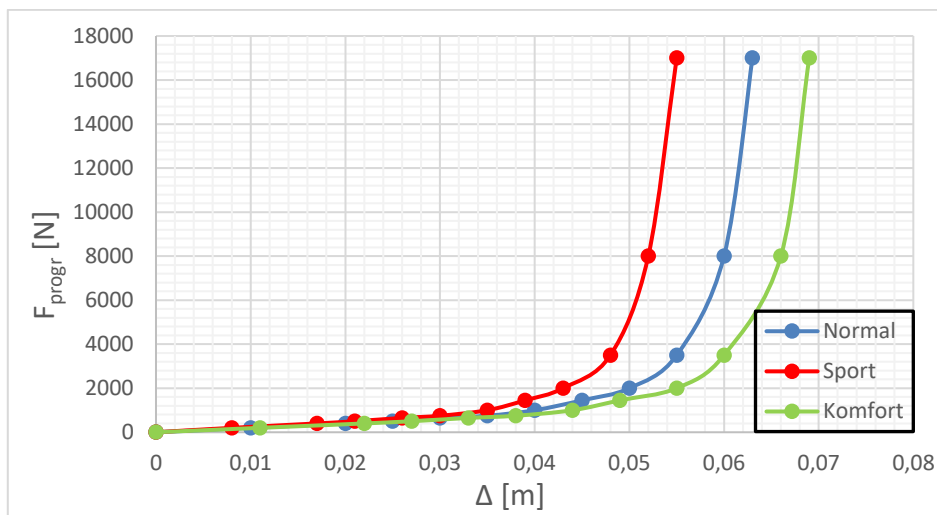


Obr.2.39 – Způsob uložení tlumiče

Stejně jako u zadního tlumiče bylo zapotřebí definovat charakteristiku tlumičové jednotky spolu s charakteristikou pryžového dorazu (viz obr.2.40 a obr.2.41).



Obr.2.40 – Rychlostní charakteristiky přední tlumičové jednotky



Obr.2.41 – Deformační charakteristiky přídavné pružiny

Vedle zmíněných charakteristik samotného tlumiče a progresivní pružiny, které zároveň posloužily jako variační veličiny modelu, jsem jako další variační veličinu zvolil tuhost předních pružin. Hodnoty tuhosti vinutých pružin jsem zvolil dle tab.10.

$k_{\text{pruž}}$ [N/m]	Tuhostní řada pružiny
	27 000
23 000	

Tab.10 – Přehled použitých pružin tlumičové jednotky

V návaznosti na obr.2.39 je potřeba poznamenat, že mezi vodícími částmi modelu tlumičové jednotky bylo nutné vytvořit dvě pružiny. První pružina reprezentovala reálnou komponentu vinuté pružiny a byla ji definována pouze hodnota její tuhosti dle tab.10 a druhá pružina posloužila pro definici zmíněných charakteristik na obr.2.40 a obr.2.41. Tímto byl model tlumičové jednotky zcela definován.

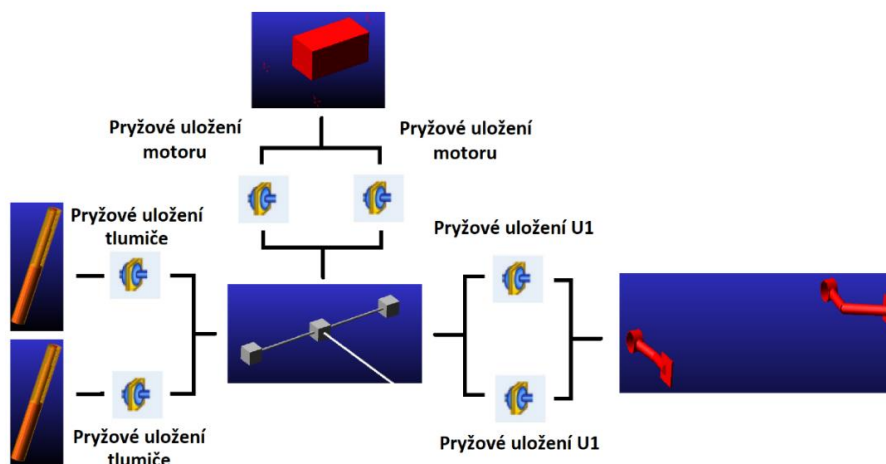
2.3 Karoserie, motor a zkušební válce

Posledním oddílem při tvorbě výpočtového modelu jsou prvky nepatřící mezi podvozkové části. Řadíme mezi ně následující prvky:

- Karoserie
- Sestava motoru s převodovým ústrojím
- Zkušební válce

Modely zmíněných prvků jsou však stejně důležité jako ostatní modely podvozkových částí, neboť vyvozují silové působení a tím i napomáhají namáhání podvozkových částí.

Prvním prvkem potřebným pro definici modelu vozu byl model karoserie. Postačilo vytvořit geometrický obrazec písmene H a dále definovat polohu těžiště, do něhož jsem soustředil hmotnost karoserie. Model karoserie včetně vazeb na okolní díly je zobrazen na obr.2.42.



Obr.2.42 – Model karoserie spolu s působícími vazbami

Nejjednodušší částí automobilu z hlediska geometrie byl zjednodušený model motoru. Postačilo vytvořit model obdélníkového tvaru, v jehož těžišti jsem definoval jeho celkovou hmotnost⁴⁶ a setrvačné momenty. Dále jsem musel vytvořit dva

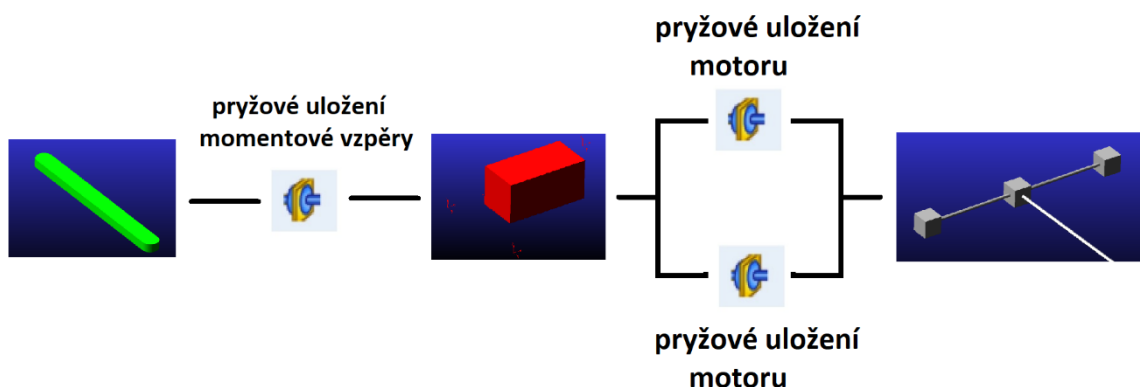
⁴⁶ Celkovou hmotností je zde myšlen součet jednotlivých komponent motorové jednotky (blok motoru, převodové ústrojí, hnací poloosy atd.).

dodatečné „Markery“ charakterizující polohy napojovacích míst motoru⁴⁷, aby bylo možné model motoru propojit s okolními díly jako u skutečného automobilu. Následně jsem model motoru propojil s modelem karoserie pomocí pryžových uložení o tuhosti a tlumení zobrazeného na obr.2.43⁴⁸ a momentovou vzpěrou (viz kap.2.2.1).

Modify Bushing ..		Modify Bushing ..	
Name	Motorlager_li	Name	Motorlager_re
Action Body	Agregat	Action Body	Agregat
Reaction Body	Karoserie	Reaction Body	Karoserie
Translational Properties (x,y,z components):		Translational Properties (x,y,z components):	
Stiffness	(438(newton/mm)),(1290(newton/mm)),(90(newton/mm))	Stiffness	(438(newton/mm)),(1290(newton/mm)),(90(newton/mm))
Damping	(1.8(newton-sec/mm)),(1.8(newton-sec/mm)),(1.8(newton-sec/mm))	Damping	(1.8(newton-sec/mm)),(1.8(newton-sec/mm)),(1.8(newton-sec/mm))
Preload	0.0.0.0.0	Preload	0.0.0.0.0
Rotational Properties (x,y,z components):		Rotational Properties (x,y,z components):	
Stiffness	(698.1317007977(newton-mm/deg)),(698.1317007977(newton-mm/deg)),(698.1317007977(newton-mm/deg))	Stiffness	(698.1317007977(newton-mm/deg)),(698.1317007977(newton-mm/deg)),(698.1317007977(newton-mm/deg))
Damping	(174.5329251994(newton-mm-sec/deg)),(174.5329251994(newton-mm-sec/deg)),(174.5329251994(newton-mm-sec/deg))	Damping	(174.5329251994(newton-mm-sec/deg)),(174.5329251994(newton-mm-sec/deg)),(174.5329251994(newton-mm-sec/deg))
Preload	0.0.0.0.0	Preload	0.0.0.0.0

Obr.2.43 – Mechanické parametry pryžového uložení motoru

Jednotlivé vazby agregátu vůči okolním dílům jsou shrnuty na obr.2.44.



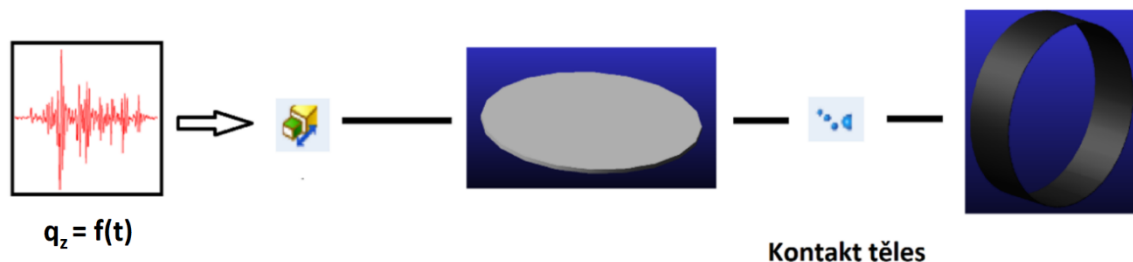
Obr.2.44 – Vazby motorové jednotky k okolním dílům

Posledním členem celého modelu byl samotný zkušební stav. Geometricky se jedná o jednodušší součást, neboť postačí vytvořit válcové elementy s „nulovou hmotností“⁴⁹ ve vzájemné vzdálenosti odpovídající rozchodu a rozvoru automobilu. Spolu s tím bylo nutné definovat vazby samotného pohybu stavu (viz obr.2.45). První vazbou, kterou jsem definoval byla posuvná vazba ve směru globální osy z automobilu. Zároveň s tím jsem tuto vazbu budil pomocí signálu kinematického buzení (více o signálu v kapitole č. 3).

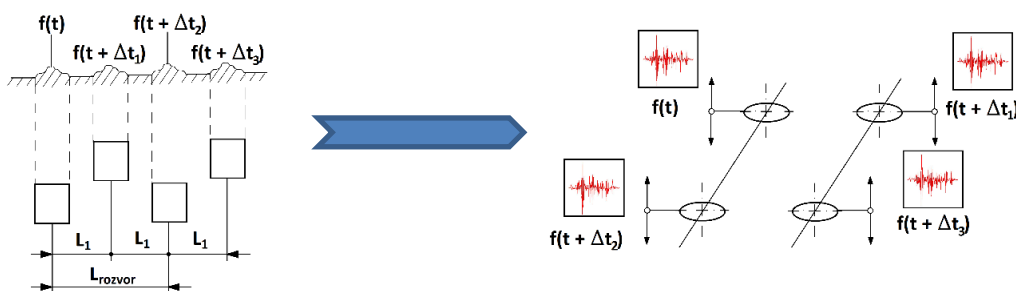
⁴⁷ Pravé/levé motorové lůžko a pryžové lůžko momentové vzpěry.

⁴⁸ Hodnoty tuhosti pryžového uložení jsou uvedeny v kap.2.2.1 popisující tvorbu momentové vzpěry.

⁴⁹ Hmotnost byla zadána pouze jako orientační parametr.


Obr.2.45 – Vazby působící na zkušební stav

Dále bylo zapotřebí takto zadaný budící signál zadat i pro ostatní zkušební válce, ale s určitým časovým zpožděním. Prakticky se tento krok provádí z důvodu, že při najetí přední pneumatiky je zadní kolo v klidu do doby, než se automobil posune o délku rozvoru automobilu (viz obr.2.46).


Obr.2.46 – Princip zatěžování zkušebních válců

Velikost časového zpoždění je závislá na rychlosti automobilu. Vychází z výše popsaného principu, že automobil musí urazit přesně vzdálenost mezi oběma koly (rozvor kol). Na základě toho lze vyjádřit hodnotu zpoždění na jedné straně při konstantní hodnotě rychlosti vztahem (12):

$$t_{\text{zpoždění}} = \frac{\text{rozvor}}{v_{\text{automobilu}}} \cdot 3,6 \quad (12)$$

Z obr.2.46 je také patrné, že vzdálenost překážky na pravé straně automobilu jsem uvažoval polovinu hodnoty rozvoru automobilu. Jedná se o určitou míru zjednodušení, ale také i o fakt, že při životnostních zkouškách přejíždí automobil stejné překážky na levé a pravé vzájemně posunuté o přesně stanovenou vzdálenost. Důvodem tohoto počínání je, aby při zkoušce byly podvozkové komponenty namáhány mimo jiné i od torsního kroucení karoserie než pouze od radiálního směru. Na základě tohoto jsem vzorec pro vyjádření hodnoty zpoždění na jedné straně přepsal do tvaru (13):

$$\Delta t_n = \frac{n \cdot L_1}{v_{\text{automobilu}}} \cdot 3,6 \quad \text{pro } n = 1,2,3 \quad (13)$$

Výsledky zpoždění jednotlivých zkušebních válců Δt_i vycházející z obr.2.46 jsou zaneseny v tabulce tab.11.

Rozvor [m]	L_1 [m]	v_{automob} [km/h]	Zpoždění [s]		
			Δt_1	Δt_2	Δt_3
2,649	1.3245	90	0.0530	1.0596	0.1589

Tab.11– Hodnoty časového zpoždění

V modelu jsem toto zpoždění jednotlivých zkušebních válců při určité hodnotě rychlosti ošetřil vztahy dle následující tab.12.

Zkušební válec	Parametrický vztah
Levý přední	AKISPL(time,0,SPLINE_1, 0)
Levý zadní	DELAY(AKISPL(time,0,SPLINE_1, 0), 0.10596, 0)
Pravý přední	DELAY(AKISPL(time,0,SPLINE_1, 0), 0.05298, 0)
Pravý zadní	DELAY(AKISPL(time,0,SPLINE_1, 0), 0.1589, 0)

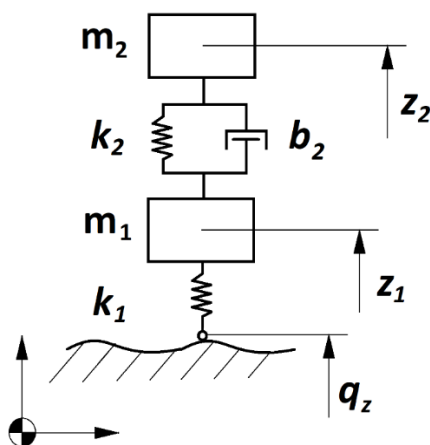
Tab.12 – Vztahy zpoždění zkušebního válce při jednotlivých rychlostech automobilu

3 EXPERIMENT A MĚŘENÍ

Ve třetí kapitole své diplomové práce se zaměřím na způsob měření signálu kinematického buzení, následnou úpravu pomocí analogových filtrů a poté jeho skládání. Experimentální měření proběhlo ve spolupráci s oddělením vývoje podvozku ve společnosti ŠKODA AUTO a.s., jež zapůjčila automobil Škoda Fabia 3. generace (r. v. 2014) s motorizací 1.2 TSI 81kW společně s měřicí technikou. Vyhodnocení signálu bylo provedeno v prostředí Microsoft Excel v kombinaci se studentskou verzí Matlab R2010a.

3.1 Signál kinematického buzení

Nejprve bylo nutné zvolit místo umístění akcelerometru na automobilu tak, aby v ideálním případě po dvojité integraci zrychlení odpovídala výsledná výchylka přímo profilu trati. Prakticky je tento způsob vyhodnocení velmi obtížně realizovatelný, jelikož na kole neexistuje bod, jenž by byl ve styku s vozovkou a zároveň by nevykonával jiný než rotační pohyb. Z toho důvodu jsem experiment vyhodnocoval teoreticko-experimentálními metodami. Experimentální část mi poskytla informace o kinematických veličinách a teoretický přepoččet mi umožnil vyjádřit hodnoty kinematického buzení. Výchozím modelem byl tzv. čtvrtinový model automobilu (viz obr.3.1), který dokáže do značné míry popsat odezvu automobilu na kinematické buzení.



Obr.3.1 – Čtvrtinový model automobilu

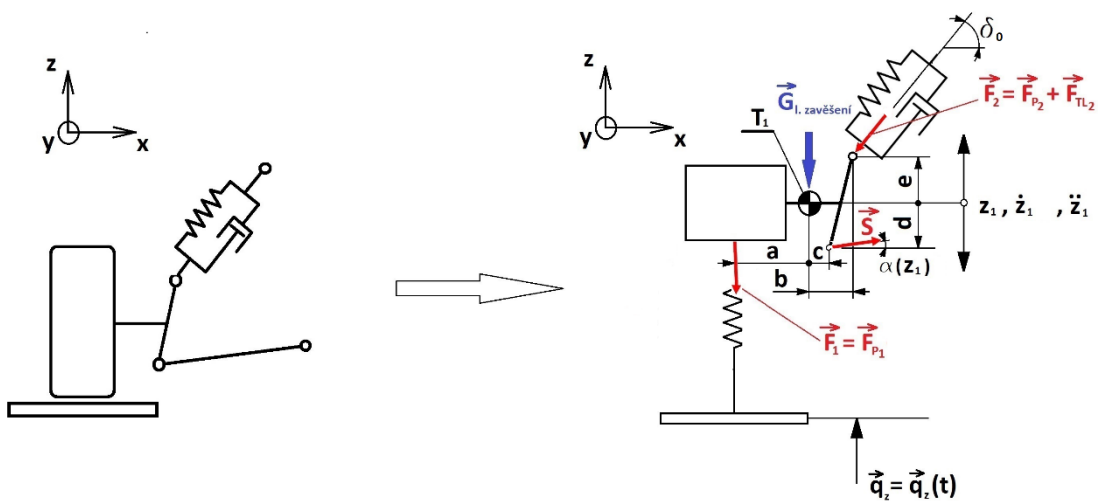
Odvození pohybové rovnice lze jednoduše provést, proto zde nebudu rozepisovat celý postup. Výsledkem je následující pohybová rovnice:

$$m_1 \ddot{z}_1 - b_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_1 (z_1 - q_z) - k_2 (z_2 - z_1) = 0 \quad (14)$$

Jednoduchou matematickou úpravou lze z pohybové rovnice vyjádřit hodnotu kinematického buzení:

$$q_z = \frac{m_1}{k_1} \ddot{z}_1 + \frac{b_2}{k_1} \dot{z}_1 + \left(1 + \frac{k_2}{k_1}\right) z_1 - \frac{b_2}{k_1} \dot{z}_2 - \frac{k_2}{k_1} z_2 \quad (15)$$

Jiný případ je uvažování určitého zpsnění čtvrtinového modelu dle obr.3.2.



Obr.3.2 – Čtvrtinový model s úhlově uloženým tlumičem a pohybuícím se příčným ramenem

Tímto uvažováním jsem ověřil, jaký vliv má samotný model na výsledný signál. Pohybová rovnice pro model z obr.3.2 v tomto případě nabývá následujícího tvaru:⁵⁰

$$m_1 \cdot \ddot{z}_1 = -k_1 \cdot (z_1 - q_z) - A(z_2 - z_1) - B(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + [C(z_2 - z_1) + D(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)] \frac{L \sin \alpha_0 - z_2}{\sqrt{L^2 - (L \sin \alpha_0 - z_2)^2}} \quad (16)$$

Pohybová rovnice obsahuje substituční vztahy A, B, C, D vyjadřující hodnotu boční tuhosti a boční tlumení karoserie:

$$A = k_2 \sin \delta_0 \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \delta_0}} \quad B = b_2 \sin \delta_0 \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \delta_0}} \quad (17)$$

⁵⁰ Odvození pohybové rovnice nelineárního modelu je převzato z [7] a je přiloženo formou přílohy 2.

$$C = k_2 \cos \delta_0 \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \delta_0}} \quad D = b_2 \cos \delta_0 \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \delta_0}} \quad (18)$$

Vyjádřením kinematického buzení z pohybové rovnice nelineárního modelu získáme vztah:

$$q_z = z_1 - \frac{1}{k_1} \left\{ -m_1 \cdot \ddot{z}_1 - A(z_2 - z_1) - B(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + [C(z_2 - z_1) + D(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)] \frac{L \sin \alpha_0 - z_2}{\sqrt{L^2 - (L \sin \alpha_0 - z_2)^2}} \right\} \quad (19)$$

V obou rovnicích⁵¹ vyjadřující hodnotu kinematického buzení obecně figurují fyzikální členy popisující chování tlumičové jednotky (hodnotu tlumení tlumiče a tuhosti vinuté pružiny) a pryže pneumatiky⁵². Společně s tím obsahuje i kinematické veličiny (zrychlení, rychlost a polohu), které lze získat pouze jako hodnoty experimentálního měření a numerického vyjádřením integrálu funkce:

$$\int_a^b f(x) dx \approx \sum_{i=1}^n \frac{f(x_{i-1}) + f(x_i)}{2} (x_i - x_{i-1}) \quad (20)$$

Pohybové rovnice lineárního a nelineárního modelu nám rovněž ukazují vzájemnou provázanost odpružených a neodpružených hmot⁵³. Z rovnice je rovněž možné vyčíst, že pro určení signálu kinematického buzení je zapotřebí min. 2 akcelerometrů umístěných nejlépe na karoserii automobilu a na soustavu kola (viz obr.3.3).



Obr.3.3 – Poloha umístění akcelerometrů

⁵¹ Rovnice kinematického buzení lineárního a nelineárního modelu.

⁵² V reálném případě nelze hodnotu tuhosti pneumatiky vyjádřit konstantní hodnotou.

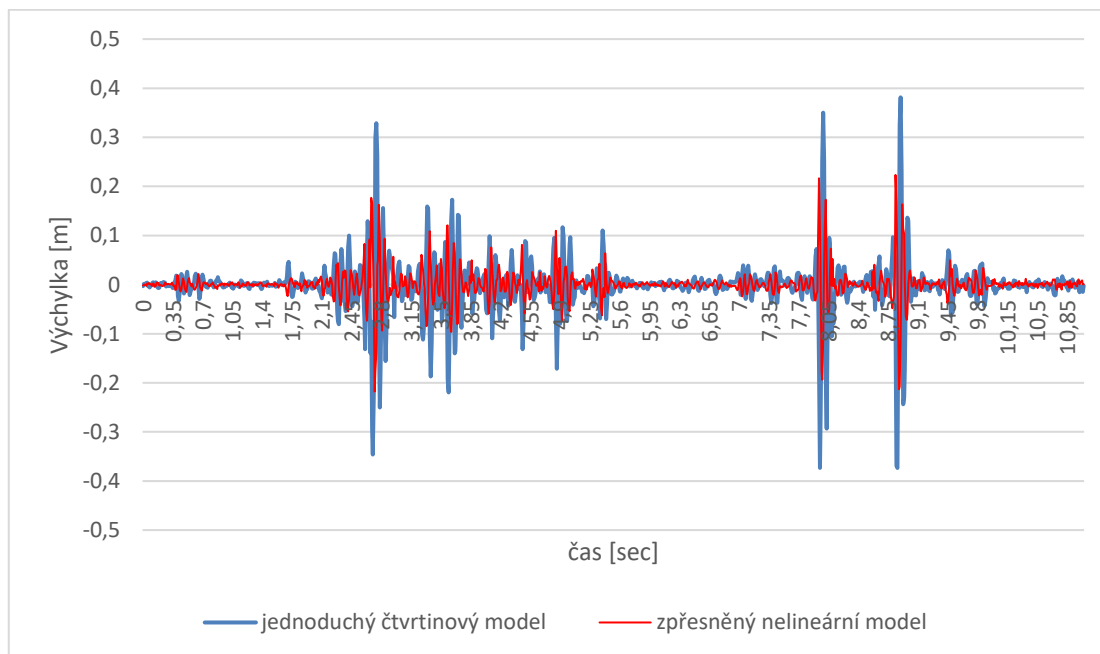
⁵³ Rovnice kinematického buzení je závislá na kinematických veličinách karoserie a kola.

Z obr.3.3 je patrné, že první akcelerometr byl umístěn na rovinnou plochu karoserie v místě horního uložení tlumičové jednotky. Druhý z akcelerometrů jsem umístil na rameno těhlice směřující ke spojovací tyči řízení.

Z výsledků změřených hodnot zrychlení odpružených a neodpružených hmot jsem pomocí dvojí numerické integrace získal hodnoty kinematických veličin rychlosti a výchylky odpružených a neodpružených hmot. Spolu s dalšími fyzikálními parametry dle tab.13 jsem následně všechny veličiny dosadil do jednotlivých pohybových rovnic kinematického buzení (lineárního a nelineárního modelu) a získal jsem tak hodnoty kinematického buzení pro oba čtvrtinové modely (viz obr.3.4).

	k1 [N/m]	k2 [N/m]	b2 [m/s]	m1 [kg]	m2 [kg]	α_0 [°]	δ_0 [°]
Lineární	194 000	21 000	1050	42,5	320,5	-	-
Nelineární						10	80

Tab.13 – Fyzikální parametry čtvrtinového modelu



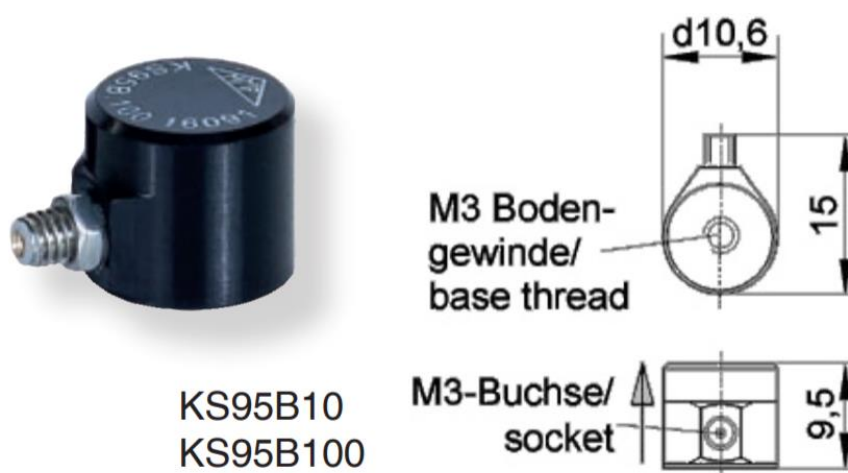
Obr.3.4 – Signál zrychlení při rychlosti 50 km/h

Vzájemným porovnáním obou signálů jsem dospěl k závěru, že pro ověření konstrukční životnosti komponenty postačí uvažovat pouze čtvrtinový model, jenž komponentu namáhá s vyšší amplitudou výchylky než zpřesněný model. Pokud nastane případ, že komponenta vydrží namáhání signálem s větší intenzitou, tak logickou úvahou musí vydržet namáhání od signálu s menší intenzitou. Z těchto poznatků lze učinit určitý závěr, že pokud bychom se rozhodli jít směrem k bezpečnosti komponenty, je vhodné použít jako zatěžovací signál zjednodušený čtvrtinový model. Pro případ konstrukční optimalizace, kdy je kladen důraz na materiálové a ekonomické úspory, musíme signál co nejvíce zpřesňovat. Prakticky by to znamenalo užití přesnějšího modelu nebo zavedení dalších zpřesňujících prvků (tlumičové charakteristiky, charakteristiky pryžového uložení, poddajnost těles aj.).

3.2 Měřicí technika

Pro měření jsem zvolil piezoelektrický akcelerometr KS95B-100 od společnosti „Metra-Meß und Frequenztechnik“ (viz obr.3.5). Upevnění akcelerometru k proměřované součásti bylo konstrukčně řešeno pomocí magnetu.

Podrobný datasheet akcelerometru spolu s hodnotami konstrukčních omezení je přiložený formou přílohy č. 6.



Obr.3.5 – Akcelerometr KS95B-100 [25]

Druhé zařízení určené pro záznam signálu byla měřicí ústředna DEWE-211. Díky hardwaru a softwaru užitého při její konstrukci se svým způsobem jedná o měřicí

počítač, jelikož obsahuje identický hardware jako stolní počítač nebo notebook. Zároveň obsahuje periferie pro připojení libovolného měřicího zařízení. Podrobnější informace o měřicí ústředně jsou přiloženy ve formě přílohy č. 7.



Obr.3.6 – Měřicí ústředna DEWE-211 [26]

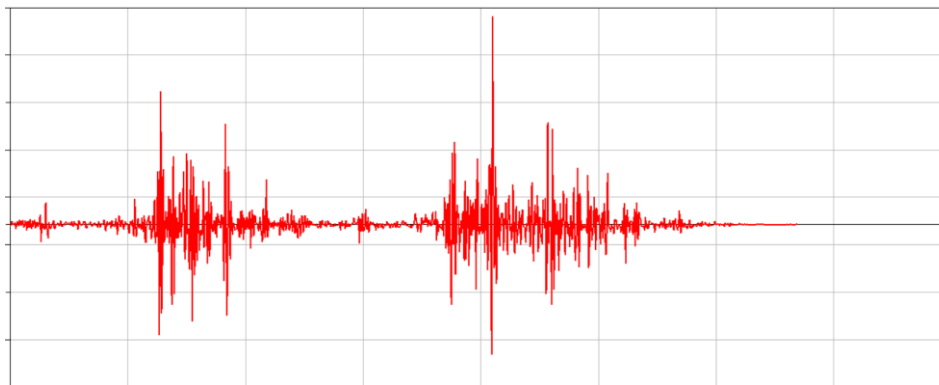
3.3 Měření, vyhodnocení a tvorba umělého signálu

Měření proběhlo na předem vytipovaných úsecích v Mladé Boleslavi a jejím přilehlém okolí (podrobnější informace o jednotlivých úsecích jsou uvedeny v protokolech jízd v přílohách č. 3, 4 a 5). Trať byla zvolena tak, aby ji tvořily výtluky, hrboly, zvlnění a bylo možné ji projet v intervalu rychlostí <math><50 \text{ km/h}</math>; 130 km/h. Rychlostní rozmezí jsem zvolil také, aby co nejvíce pokrylo rychlosti vozidla v běžném silničním provozu. I z tohoto důvodu jsem vytvořil měrový a informativní protokol, kde jsem zanesl následující informace:

- Hmotnost vozu
- Velikost pneumatik
- Tlak v pneumatikách
- Délka trati
- Stav povrchu
- Rychlost projetého úseku

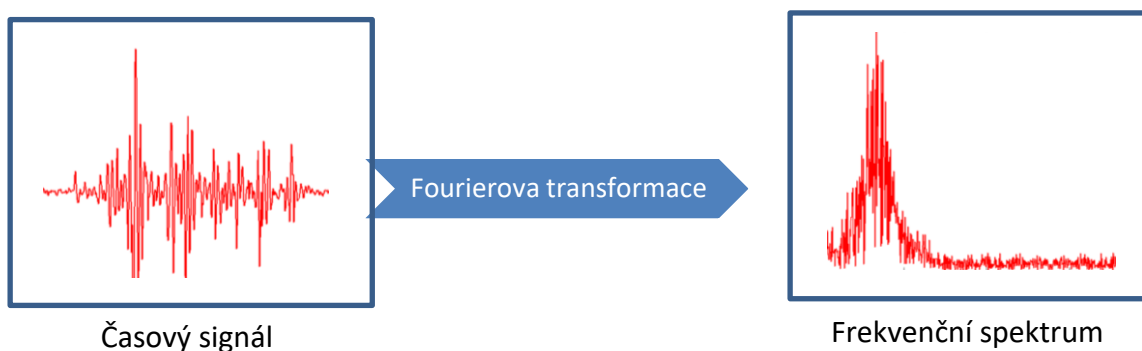
Tyto informace jsem později použil pro lepší rozlišení jednotlivých signálů a některé veličiny posloužily jako vstupní hodnoty lineární pohybové rovnice čtvrtinového modelu automobilu. Díky tomuto postupu jsem obdržel signály kinematických buzení při různých hodnotách rychlosti automobilu. Jak již bylo zmíněno,

měření probíhalo na úsecích běžného silničního provozu, takže vypočítaný signál kinematického buzení obsahoval místa s odezvami na vstupní buzení, ale také místa s vysokofrekvenčním šumem nebo úseky bez jakékoliv odezvy (viz obr.3.7).



Obr.3.7 – Záznam nefiltrovaného kinematického buzení při rychlosti 50 km/h

Na základě výše popsaného problému jsem se rozhodl, že z každého signálu vždy vyberu pouze určitou část úseku kinematického buzení. Díky tomu nebylo nutné potlačovat vysokofrekvenční složky signálu způsobené hrubostí vozovky, popř. vibrace okolních dílů. Dále nebylo nutné potlačovat nízkofrekvenční špičky o malých amplitudách nebo prodlevy způsobené mezi najetím kola na další překážku. Zvolené úseky jsem následně převedl pomocí rychlé Fourierovy transformace do frekvenční oblasti (viz obr.3.8) za účelem využití některého způsobu filtrace.



Obr.3.8 – Příklad převodu časového signálu zrychlení na frekvenční signál zrychlení

Za účelem lepšího využití práce s filtry jsem provedl normalizaci hodnot frekvenční osy. Normalizace spočívala v převedení klasické jednotky frekvence na normalizovanou hodnotu frekvence „rad/vzorek“ (tzv. hodnotu Nyquistovy frekvence). Dále bylo nutné zvolit jeden z následujících filtrů:

- Butterworthův
- Besselův
- Chebyschevův

Nejlepších výsledků při upravování signálu jsem dosáhl užitím Butterworthova filtru. Pro tento filtr bylo nutné definovat dva transformační koeficienty a způsob filtrace.⁵⁴ První transformační koeficient „a“ definuje oblast filtrované oblasti a druhý koeficient „b“ definuje míru strmosti filtrační křivky. Oba dva koeficienty a způsob filtrace jsem zvolil podle tab.14.

Rychlost úseku	Typ filtru	b	a	Způsob filtrace
50 km/h	Butterworth	5	[0.15,0.99]	Pásmová zadrž
90km/h				
110 km/h				

Tab.14 – Tabulka nastavení Butterworthova filtru

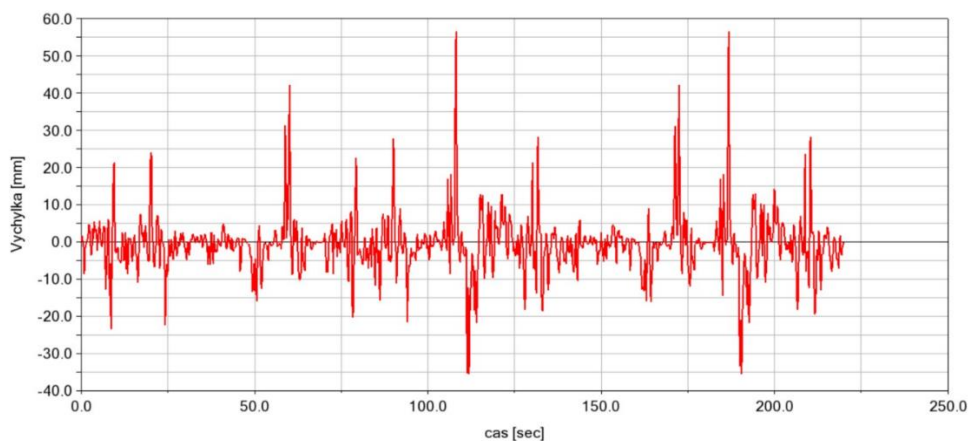
Předešlými kroky se mi podařilo získat odfiltrované sub-signály kinematického buzení při odpovídajících rychlostech automobilu. Tyto signály jsem následně sjednotil dle schématu v tab.15 a vzniklý signál kinematického buzení jsem použil jako budící signál modelu zkušebního válce.

	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.
Rychlost [km/h]	90	50	90	110	50	110
Časový interval [s]	33,74	36,15	33,74	42,47	36,15	42,47

Tab.15 – Přehled informací o jednotlivých časových úsecích

⁵⁴ Jedná se o způsob rozlišení, jaká frekvence má být nebo nemá být potlačena, popř. propustěna. Rozlišujeme tak dolní propust / horní propust / pásmová propust / pásmová zadrž.

Takto vytvořený signál svým charakterem odpovídal jízdě automobilu v běžném silničním provozu na úsecích I. třídy a také dálničním úseku. Výsledný průběh „umělého“ signálu je zobrazen na obr.3.9.

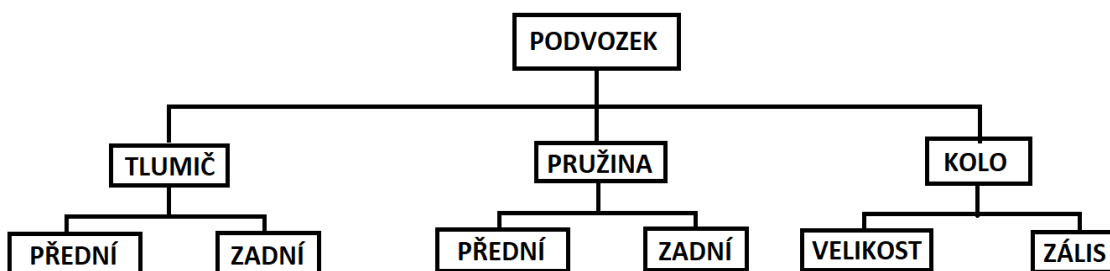


Obr.3.9 – Signál kinematického buzení

4 ŽIVOTNOST ČEPU

V předposlední kapitole své diplomové práce budu pojednávat o stanovení životnosti modelu zadního čepu automobilu. Vedle tohoto stanovení bych rád ukázal, jakým způsobem ovlivnit samotnou únosnost čepu při různém nastavení podvozku automobilu.

Při vypršení záruky vozu se totiž běžní uživatelé uchylují k montáži neoriginálních dílů (ekonomicky dostupnějších), popř. se uchýlí ke změně některých subjektivně hodnocených veličin jako je „tvrdost podvozku“ a s tím i spojenou změnou komponent podvozku (tuhost pružin, změna tlumičové jednotky, velikost kol atd.). Na základě toho vzniklo zjednodušené schéma (viz obr.4.1) s jednotlivými parametry, se kterými bylo variováno. Úplný přehled parametrů, včetně jejich číselné hodnoty a vzájemné kombinace je uvedeno formou přílohy č. 8, 9, 10 a 11.

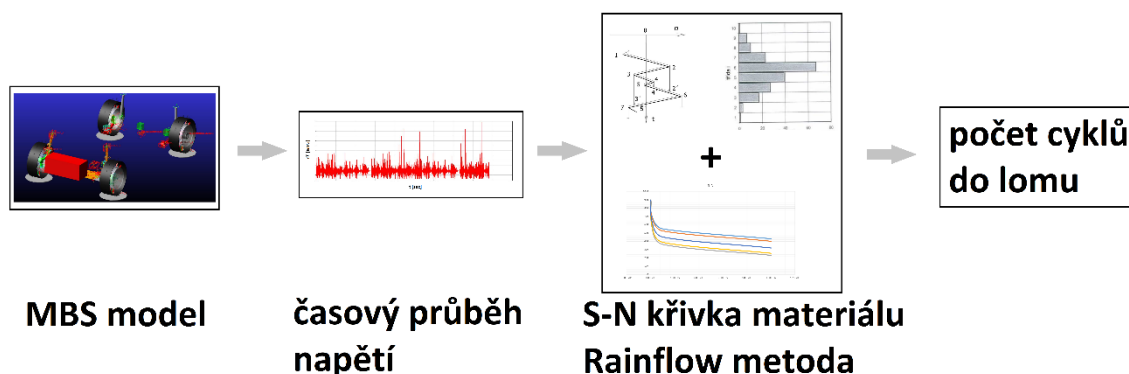


Obr.4.1 - Schéma variačních parametrů modelu

Aby bylo možné určit samotnou životnost tvarově komplikovanější součásti, je zapotřebí převést model ideálně tuhého tělesa na poddajné těleso. Tato aproximace je pouze prvním krokem celého procesu určení životnosti, jelikož výsledkem bude hodnota redukovaného napětí v jednom konkrétním časovém okamžiku. Výsledná maximální hodnota napětí v kritickém místě nemusí nutně znamenat porušení součásti jako takové⁵⁵, jelikož během celého cyklu testování nemusí stejné podmínky již nastat. Z tohoto důvodu je nutné získat celkový přehled napětí v čase a následně pomocí

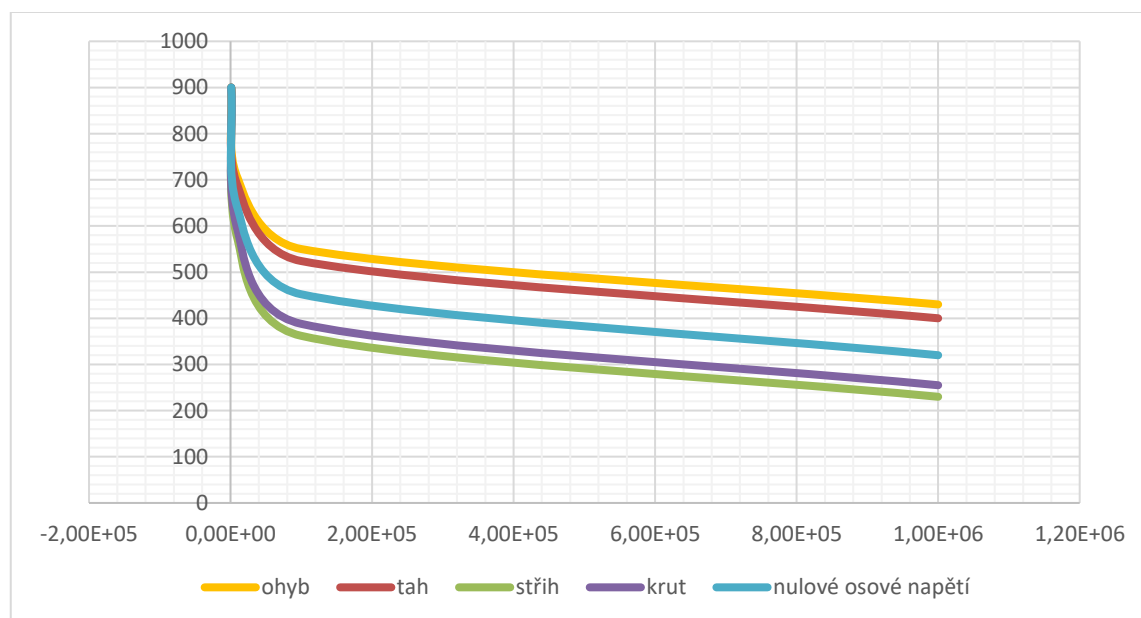
⁵⁵ Součást může snést i krátkodobé přetížení za mezí trvalé deformace (meze kluzu), což při dlouhodobém působení může mít za následek nukleaci trhliny a po určitém provozním cyklu následnou destrukci součásti.

vhodně zvolených metod vyhodnotit samotnou životnost součásti. Celkový postup vyhodnocení životnosti součásti je vidět na obr.4.2.



Obr.4.2 – Princip vyhodnocení životnosti součásti

Z obr.4.2 je patrné že pro vyhodnocení životnosti součásti je nutné znát časový průběh namáhání součásti a také průběh Wöhlerovy křivky daného materiálu. Tu lze vyhodnotit jednak z experimentálně získaných měření nebo využitím některé z materiálových databází⁵⁶ vytvořených společnostmi zabývajícími se zkoumáním materiálu. Pro případ mé práce jsem využil databáze Total Materia, kde jsem získal informace o průběhu Wöhlerovy křivky pro materiál ČSN 14 220.3⁵⁷ (viz obr.4.3).



Obr.4.3 – Průběhy Wöhlerových křivek pro jednotlivé druhy namáhání

⁵⁶ Např. Total Materia, MatNavi, Pragtic, Fadoff, aj.

⁵⁷ Vyhledávání probíhalo podle evropského standartu značení ocelí → 16MnCr5.

Dalším krokem je aplikace metody Rainflow za účelem získání hodnot amplitudového napětí a hodnot středního napětí. Ze získaných hodnot obou napětí bude následně možné v kombinaci s Palmgren-Miner teorií vyjádřit počet opakování napěťového signálu⁵⁸, kdy dojde k lomu součásti⁵⁹. Matematicky to lze vyjádřit následující rovnicí (21)

$$B_f = \frac{D_{KR}}{\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}} \quad (21)$$

Výše uvedený vzorec (21) umožňuje vyjádřit počet opakování do lomu součásti pouze pro signál s nulovou hodnotou středního napětí. Jelikož v mém případě je hodnota středního napětí nenulová, je zapotřebí vzorec upravit tak, aby zohledňoval nenulovou hodnotu středního napětí.

$$B_f = \frac{D_{KR}}{\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{\left(\frac{\sigma_{a_i}}{\sigma_f - \sigma_{m_i}}\right)^{1/b}}} \quad (22)$$

Takto upravený vztah (22) vyjadřující počet opakování cyklů signálu B_f lze užít pouze pro jednoduchý druh namáhání (tzn. tah/tlak nebo ohyb/kрут). Při kombinovaném namáhání působí v jeden moment více druhů namáhání, takže není možné vyjádřit hodnotu počtu opakování N_i z grafu Wöhlerovy křivky anebo přepočtem z popisu šikmé části⁶⁰ Wöhlerovy křivky. Z toho důvodu je zapotřebí vyjádřit hodnotu amplitudového napětí a středního napětí dle následujících vzorců (23) a (24):

$$\overline{\sigma_a} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{a_1} - \sigma_{a_2})^2 + (\sigma_{a_2} - \sigma_{a_3})^2 + (\sigma_{a_3} - \sigma_{a_1})^2}, \quad (23)$$

$$\overline{\sigma_m} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{m_1} - \sigma_{m_2})^2 + (\sigma_{m_2} - \sigma_{m_3})^2 + (\sigma_{m_3} - \sigma_{m_1})^2} \quad (24)$$

Vypočtené hodnoty amplitudového napětí a středního napětí lze následně použít pro výpočet hodnoty opakování signálu napětí, než dojde k rozlomení součásti dle následujícího vzorce (25):

⁵⁸ Při uvažování, že se signál se bude minimálně lišit a bude ho možné považovat za totožný.

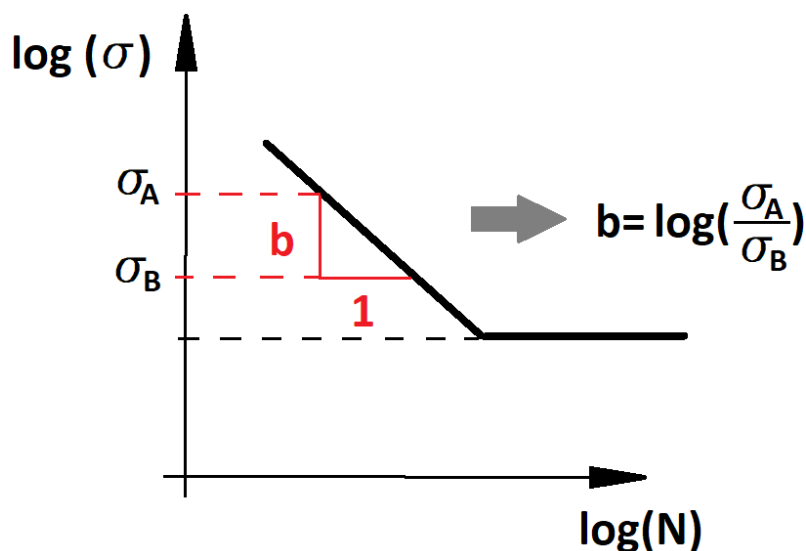
⁵⁹ Dle Palmgren-Minerovi teorie bude míra poškození $D \geq 1$.

⁶⁰ Šikmá oblast vysokocyklové únavy lze popsat vztahem $\sigma_a = \sigma_f(2N)^b$.

$$B_f = \frac{D_{KR}}{\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{\left(\frac{\sigma_{a_i}}{\sigma_f - \sigma_{m_i}}\right)^{1/b}}} \quad (25)$$

V mém případě nebylo nutné přepočítávat hodnoty kombinovaného napětí⁶¹, jelikož jedním z výsledků při simulaci byla přímo hodnota kombinovaného napětí (napětí Von Miseses). Proto postačilo na napěťový signál použít metodu Rainflow, a získat tak hodnoty amplitudového napětí a středního napětí, které cyklicky namáhají součást.

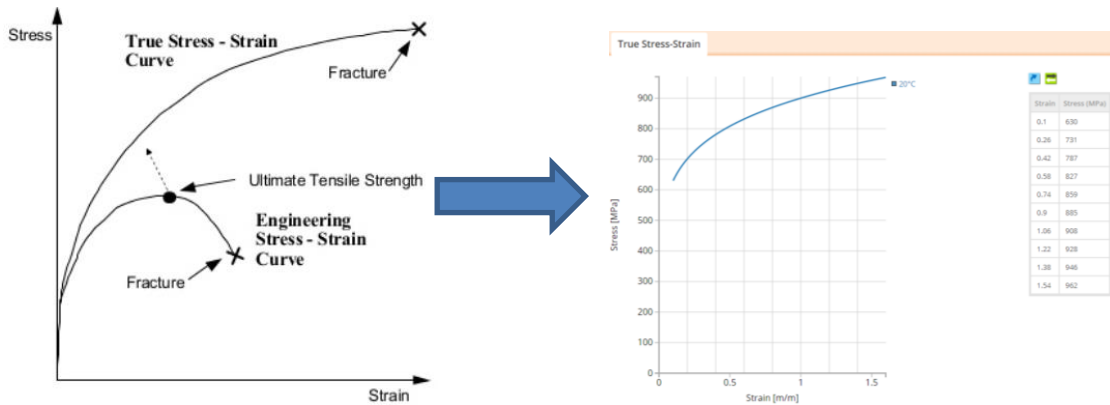
Je zapotřebí také zmínit, že vzorce pro vyjádření počtu opakování B_f obsahují dvě konstanty „ σ'_f “ a „ b “ charakterizující užitý materiál. Prvním je tzv. Basquinův exponent, který je silně závislý na sklonu Wöhlerovy křivky. Pro vysokocyklovou únavu ho lze vyjádřit dle následujícího obr.4.4.



Obr.4.4 – Vyjádření hodnoty Basquinova exponentu

Druhou materiálovou konstantou je součinitel únavové pevnosti, který lze získat ze skutečného tahového diagramu (viz obr.4.5), popř. empirickým přepočtem (z tvrdosti materiálu nebo přibližným vztahem z meze pevnosti). Pro účel diplomové práce jsem využil hodnotu získanou ze skutečného měření společností Total Materia (viz obr.4.5).

⁶¹ Amplitudového napětí a středního napětí.



Obr.4.5 – Hodnota součinitele únavové pevnosti ze skutečného tahového diagramu

Hodnota součinitele únavové pevnosti a hodnoty Basquinova exponentu pro jednotlivé Wöhlerovy křivky dle obr.4.5 jsou uvedeny v tab.16.

	Ohyb	Tah	Střih	Krut
b	-0,107	-0,117	-0,197	-0,182
σ_f	962			

Tab.16 – Hodnoty materiálových konstant

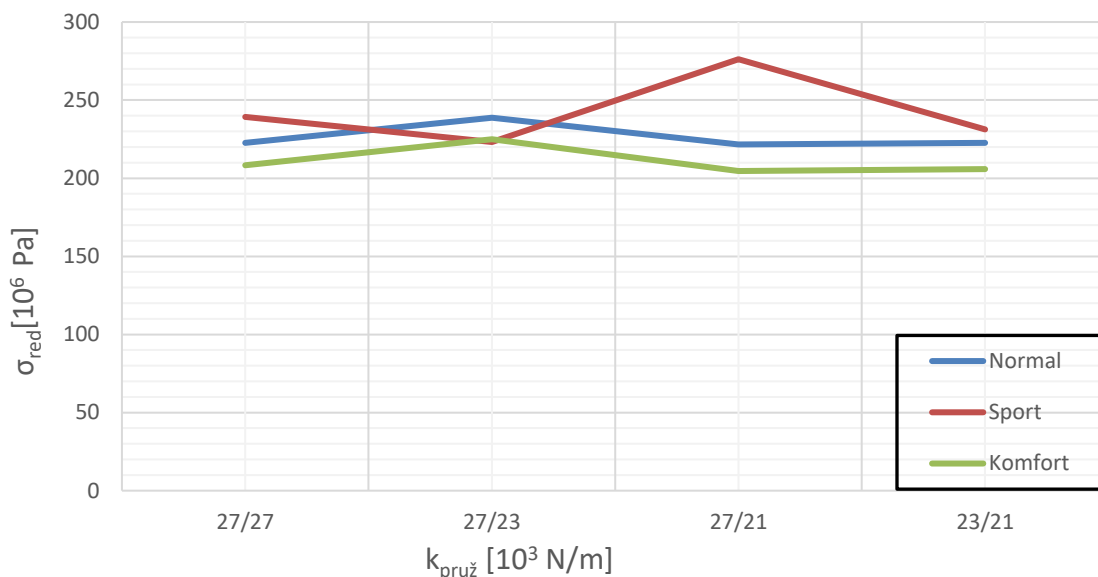
Na základě výše popsané teorie jsem provedl jedno demonstrační vyhodnocení životnosti čepu zadní nápravy (vliv zálisu kola). Výsledkem byla hodnota počtu ujetých kilometrů než nastane lom součásti. Tuto hodnotu lze matematicky vyjádřit pomocí vzorce (26):

$$\Delta S_{celkové} = B_f \sum_{j=1}^6 v_j \cdot \frac{\Delta t_j}{3,6} \tag{26}$$

Jednotlivé veličiny vzorce (26) vychází z dosažených hodnot simulací (výpočet počtu opakování do lomu) v kombinaci s tab.16

4.1 Vliv tlumičové jednotky

Na následujících obrázcích obr.4.6, obr.4.7 a obr.4.8 jsou znázorněny hodnoty kombinovaného napětí při zvolené charakteristice tlumičové jednotky. Grafy obsahují informace o velikosti redukovaného napětí v kritickém místě čepu v závislosti na zvolené tuhostní řadě pružin (přední/zadní) v jednom časovém okamžiku.



Obr.4.6 – Vliv tlumičové jednotky při užití 15“ disku

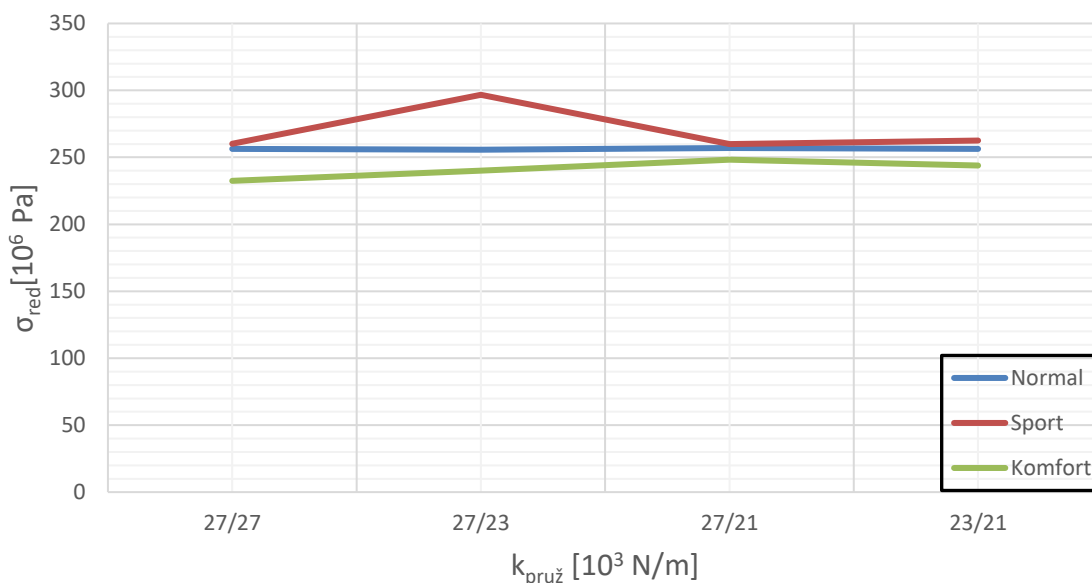
Z grafu uvedeném na obr.4.6 je na první pohled zřejmé, že nejhorším případem pro čep zadní nápravy z hlediska namáhání (pro případ 15“ disku) je nastavení tlumiče v režimu „sport“. Míra změny namáhání nejlépe vynikne, pokud zvolíme referenční nastavení tlumiče v režimu „normal“ a vztáhneme k němu hodnoty zbylých dvou charakteristik. V tomto případě se může změna redukovaného napětí pohybovat v rozmezí hodnot $8 \div 55 \text{ MPa}$. V procentuálním vyjádření⁶² může změna charakteristiky tlumiče zapříčinit $1 \div 7 \%$ z celkové pevnosti materiálu.

Pokud bychom chtěli zlepšit napěťové podmínky na čepu, museli bychom změnit výchozí „normal“ směrem ke komfortnímu nastavení podvozku. Průměrně by poté

⁶² Vztaheno k mezi pevnosti materiálu.

napětí kleslo o 15,5 MPa, což v procentuálním vyjádření činí $\approx 2\%$ z celkové meze pevnosti materiálu.

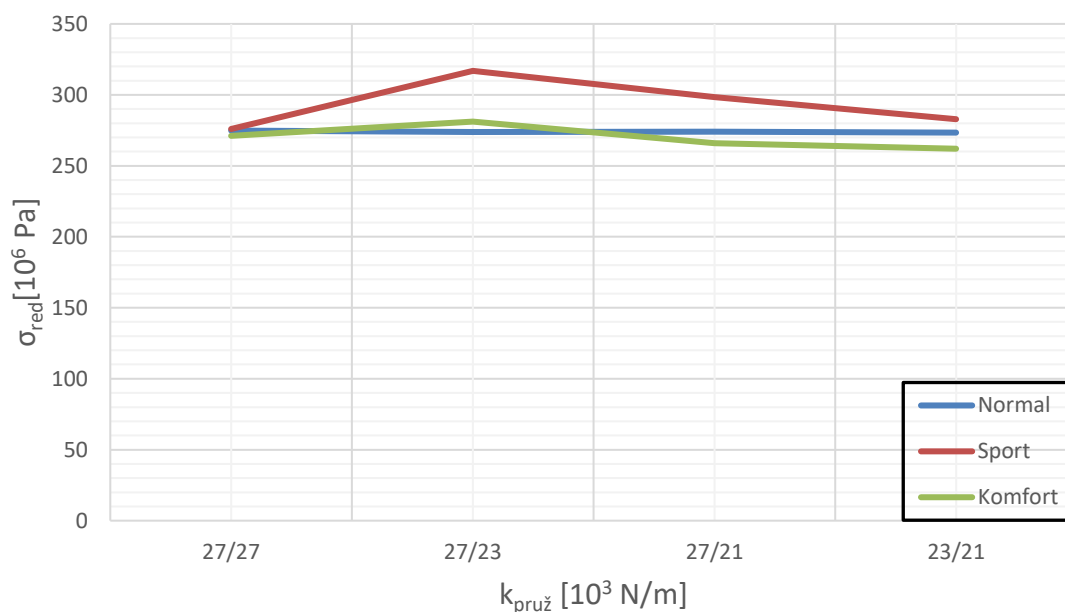
Jiným případem může být situace, kdy jsou výchozí charakteristiky tlumičů nastaveny v režimu „komfort“. Jak plyne z obr.4.7, se změnou charakteristik směrem ke sportovnímu podvozku nastává zhoršení napěťové situace na čepu. V nejhorším možném případě může takováto změna zvýšit hodnotu kombinovaného napětí na čepu až o ≈ 72 MPa, což zároveň činí $\approx 9\%$ z celkové meze pevnosti.



Obr.4.7 – Vliv tlumičové jednotky při užití 16“ disku

Na předchozím obrázku obr.4.7 jsou zobrazeny výsledky při užití 16“ disku. Z obrázku je opět patrné, že nejhorší napěťové podmínky na čepu nastávají v režimech tlumičů „sport“. Při výchozím nastavení charakteristik tlumičů v režimu „normal“, mohou zapříčinit změny charakteristik tlumičů změnu napětí na čepu v rozsahu hodnot $3 \div 24$ MPa. Při přepočtu na procentuální vyjádření k mezi pevnosti materiálu činí toto rozpětí $0,4 \div 3\%$. Nejhorším možným případem je opět situace nastavení tlumičových jednotek v režimu „komfort“ a přechodu směrem k tvrdším charakteristikám tlumičových jednotek. Při této změně nastane zhoršení napětí na čepu zadní nápravy v rozmezí $9 \div 57$ MPa, což činí při přepočtu na procenta snížení pevnosti o $1,2 - 7,3\%$ z celkové meze pevnosti materiálu.

Poslední simulace proběhla na modelu s 18" rozměr disku (viz obr.4.8). Výsledky opět ukázaly, že nejhorším stavem pro čep zadní nápravy je nastavení tlumičů v režimu „sport“. Napěťový rozptyl hodnot ostatních charakteristik tlumičů činil vůči referenčnímu nastavení tlumiče v režimu „normal“ $1,1 \div 43$ MPa, což je zároveň $0,14 \div 5,5$ % z celkové hodnoty meze pevnosti materiálu.



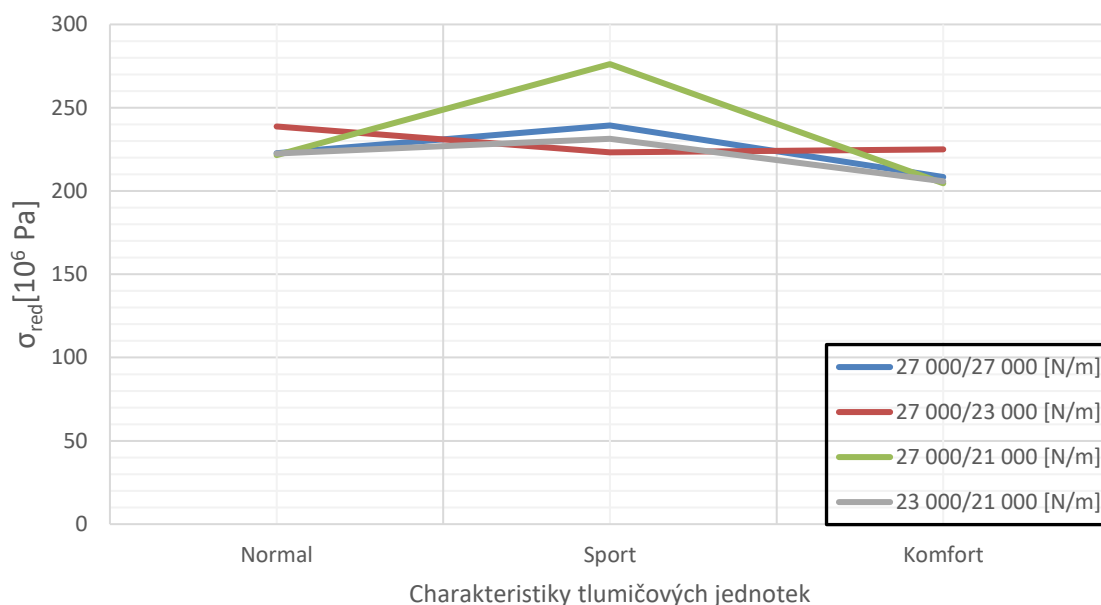
Obr.4.8 – Vliv tlumičové jednotky při užití 18" disku

4.2 Vliv pružin automobilu

Dalším variačním parametrem, na kterém bych rád demonstroval míru ovlivnění napětí čepu zadní nápravy, je soustava pružin. Ověření míry ovlivnění napětí jsem provedl na třech různých rozměrech disků (15", 16", 18") v kombinaci s různými charakteristikami tlumičů (viz obr.4.9, obr.4.10 a obr.4.11). Ověření vlivu pružin automobilu při různých druzích charakteristik tlumičů jsem zvolil z toho důvodu, jelikož se tlumičové jednotky od různých výrobců osobních automobilů mohou lišit. Díky tomu rovněž vyplyne, při jakém druhu nastavení podvozku má pružina větší nebo menší vliv.

První simulaci zabývající se variováním s pružinami jsem provedl na 15" disku (viz obr.4.9). Jako referenční pružinu jsem zvolil tuhostní řadu pružin $27\,000 \text{ Nm}^{-1}$

/23 000 Nm⁻¹ (přední/zadní) a k této tuhostní řadě budou vztahovány i jednotlivé výsledky.



Obr.4.9 – Vliv pružin automobilu při užití 15“ disku

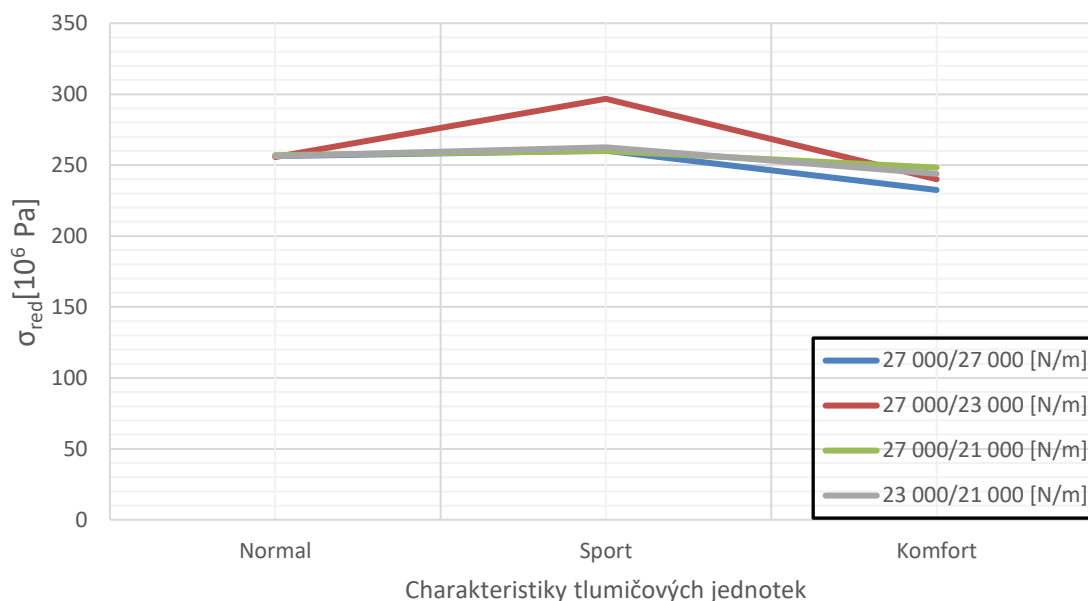
Z obr.4.9 lze na první pohled vyčíst, že největší míra ovlivnění napětí z hlediska pružin byla při užití sportovního podvozku (tlumiče v režimu nastavení „sport“ - charakteristika 2). Při tomto druhu nastavení podvozku jsou hodnoty nejvíce rozptýleny a vykazují největší náchylnost na vstupní změny systému. Užitím tohoto druhu charakteristiky je také patrné, že všechny změny tuhostí pružin vedou ke zhoršení napěťových poměrů na čepu. Nejhorší případ⁶³ zde vykazoval zhoršení hodnoty kombinovaného napětí o ≈ 53 MPa, což je v přepočtu 6,75 % z celkové meze pevnosti materiálu.

Opačným případem jsou nastavení podvozku v režimu „normal“ a „sport“. Oba případy vykazovaly nejmenší míru ovlivnění při změně tuhostních řad pružin. Zároveň oba případy nastavení vždy vedly ke zlepšení napěťových poměrů na čepu. Pro případ nastavení podvozku v režimu „normal“, činilo zlepšení hodnoty kombinovaného napětí v průměru o $\approx 16,5$ MPa (tj. 2,1 % z celkové meze pevnosti materiálu). V druhém případě, tzn. užitím charakteristik tlumičů v režimu „komfort“, činilo zlepšení

⁶³ Kombinace tuhostní řady pružin 27 000 Nm⁻¹/21 000 Nm⁻¹.

napětových poměrů na čepu v průměru $\approx 18,5$ MPa (tj. 2,3 % z celkové meze pevnosti materiálu).

Následující obr.4.10 nám ukazuje případ změny napětových poměrů na čepu zadní nápravy při užití 16“ disku v kombinaci s jednotlivými charakteristikami tlumičů spolu charakteristikami přidavných pružin (přední/zadní).



Obr.4.10 – Vliv pružin automobilu při užití 16“ disku

Pokud srovnáme pouze referenční tuhostní řadu pružin⁶⁴ u charakteristik v režimu „normal“, je patrné, že napětí vzrostlo o ≈ 17 MPa směrem k vyšším hodnotám kombinovaného napětí. Obdobným způsobem vzrostly hodnoty kombinovaného napětí referenční pružiny u zbylých dvou charakteristik nastavení tlumičů referenční pružiny. 5 rámci sportovního režimu nastavení tlumičů vzrostla hodnota o ≈ 74 MPa, což činí 9,42 % z celkové hodnoty meze pevnosti. U komfortního režimu nastavení tlumičů vzrostla hodnota kombinovaného napětí o ≈ 15 MPa, což jsou zhruba 2 % z celkové hodnoty meze pevnosti.

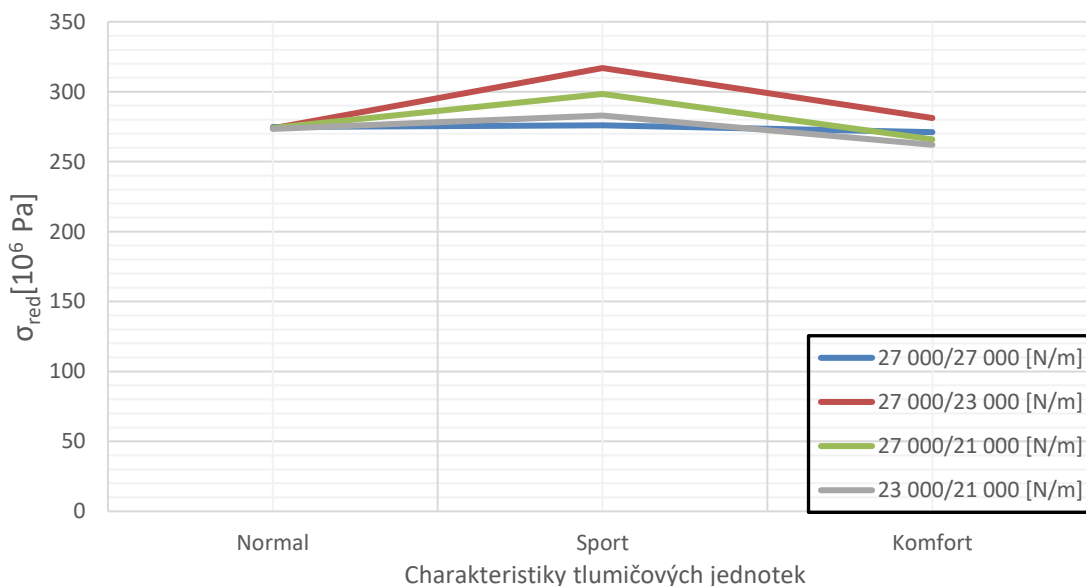
Rozborem jednotlivých druhů nastavení podvozku je zřejmé, že největší změnu kombinovaného napětí vůči zvolené referenční pružině lze docílit v rámci sportovního

⁶⁴ Pozn. 27 000 Nm⁻¹/23 000 Nm⁻¹.

režimu. Snížení hodnot redukovaného napětí zde dosahovalo průměrné hodnoty $\approx 36 \text{ MPa}$ ⁶⁵ (tj. 4,6 % z celkové meze pevnosti materiálu).

Největší výsledkové rozpětí vykazoval komfortní režim podvozku ($\approx 16 \text{ MPa}$). Zároveň lze užitím tohoto druhu nastavení podvozku napěťové podmínky na čepu zadní nápravy zhoršit (případ tuhostní řady pružin $27\,000 \text{ Nm}^{-1}/21\,000 \text{ Nm}^{-1}$ nebo $23\,000 \text{ Nm}^{-1}/21\,000 \text{ Nm}^{-1}$) až o $\approx 8,3 \text{ MPa}$ (tj. 1,1 % celkové meze pevnosti materiálu), ale také docílit zlepšení o $\approx 7,6 \text{ MPa}$ (tj. 1 % z celkové meze pevnosti materiálu) při užití tuhostní řady pružin $27\,000 \text{ Nm}^{-1}/27\,000 \text{ Nm}^{-1}$.

Nejmenší variabilitu a také míru zlepšení nebo zhoršení napěťových podmínek na čepu vykazoval podvozek v nastavení „normal“⁶⁶. Maximální možná míra zhoršení napěťových podmínek zde dosáhla hodnoty $\approx 1,3 \text{ MPa}$ (tuhostní řada pružin $27\,000 \text{ Nm}^{-1}/21\,000 \text{ Nm}^{-1}$), což je 0,2 % z celkové meze pevnosti materiálu. Zbývající dvě tuhostní řady pružin vykazovaly tak malou míru zhoršení redukovaného napětí (zvýšení o $\approx 0,6 \text{ MPa}$), že z celkového hlediska mají zbylé tuhostní řady pružin minimální vliv na celkové napěťové poměry čepu.



Obr.4.11 – Vliv pružin automobilu při užití 18“ disku

⁶⁵ Rozptyl hodnot vůči zbylým tuhostním řadám pružin činil $1,37 \text{ MPa}$, což je přibližně 0,2 % z celkové meze pevnosti. Lze tedy zbylé změny hodnot redukovaného napětí vůči hodnotě redukovaného napětí referenční tuhostní řadě pružin považovat za stejné.

⁶⁶ Celkové rozpětí výsledků činilo $1,3 \text{ MPa}$.

Poslední obr.4.11 ukazuje stav kombinovaného napětí na čepu s využitím 18“ disku v kombinaci s různými charakteristikami tlumičů.

Srovnání s předchozím obr.4.10 ukazuje, že při využití sportovního nastavení podvozku (charakteristika 2) je míra ovlivnění mnohem větší než v případě 16“ disku. Porovnáním s diferencemi nastavení podvozku 16“ disku (viz obr.4.10) je patrné, že vůči stejné řadě pružin (tzn. $27\ 000\ \text{Nm}^{-1}/27\ 000\ \text{Nm}^{-1}$) nastane dle předchozího obr.4.11 zlepšení hodnoty kombinovaného napětí o 4,4 MPa a celkově lze zlepšit hodnotu redukovaného napětí o $\approx 41\ \text{MPa}$ (tj. 5,2 % z celkové meze pevnosti materiálu). Užitím ostatních tuhostních řad pružin v rámci stejného nastavení podvozku lze docílit relativně menší míry zlepšení kombinovaného napětí. První případ (tzn. $27\ 000\ \text{Nm}^{-1}/21\ 000\ \text{Nm}^{-1}$) a ukazuje změnu kombinovaného napětí o $\approx 19\ \text{MPa}$, což je 2,4 % z celkové meze pevnosti materiálu. Druhý případ tuhostní řady pružin (tzn. $23\ 000\ \text{Nm}^{-1}/21\ 000\ \text{Nm}^{-1}$) vykazuje zlepšení o $\approx 34\ \text{MPa}$, což je 4,3 % z celkové meze pevnosti materiálu.

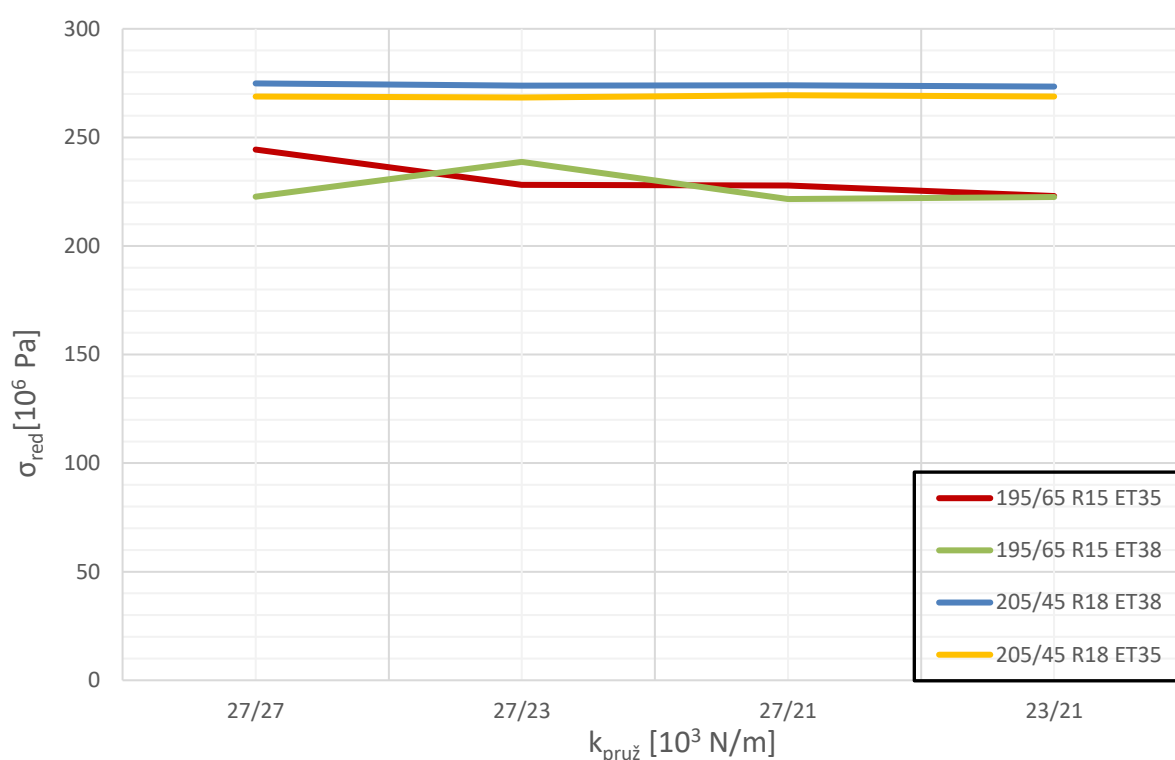
Stejně jako v případě 16“ disku v nastavení podvozku „normal“ jsou difference u 18“ disku téměř mizivé a lze říci, že v rámci tohoto nastavení nemá změna pružin téměř žádný vliv na výslednou hodnotu kombinovaného napětí. V tomto druhu nastavení podvozku činila⁶⁷ maximální míra zhoršení kombinovaného napětí při užití tuhostní řady pružin $27\ 000\ \text{Nm}^{-1}/27\ 000\ \text{Nm}^{-1} \approx 1\ \text{MPa}$ (tj. 0,12 % z celkové meze pevnosti materiálu).

Ze srovnání rozdílů podvozkového nastavení v režimu „komfort“ je patrné, že ve všech případech změn tuhostních řad pružin nastává snižování hodnot kombinovaného napětí. Maximální možná míra zlepšení činila pro případ tuhostní řady pružin $23\ 000\ \text{Nm}^{-1}/21\ 000\ \text{Nm}^{-1} \approx 19\ \text{MPa}$, což je 2,42 % celkové meze pevnosti. Naproti tomu nejmenší míru zlepšení vykazovala tuhostní řada pružin $27\ 000\ \text{Nm}^{-1}/27\ 000\ \text{Nm}^{-1}$, kde hodnota kombinovaného napětí dosahovala hodnoty $\approx 10\ \text{MPa}$ (tj. 1,3 % celkové meze pevnosti materiálu).

⁶⁷ Při podvozkovém nastavení „normal“ (charakteristika 1).

4.3 Vliv zálisu kola

Dalším zvoleným parametrem, na kterém bych rád demonstroval míru ovlivnění napětí čepu zadní nápravy, je vliv zálisu kola. Pro tento účel jsem si zvolil dva rozměry kol (195/65 R15 ET35 a 205/45 R18 ET38) s výchozími hodnotami zálisu kola, jako referenční a dva rozměry kol pouze s odlišnými hodnotami zálisů (195/65 R15 ET38 a 205/45 R18 ET35). Následně jsem provedl simulace s jednotlivými zálisy kol a vzájemně porovnával stejné rozměry disků (viz obr.4.12).



Obr.4.12 – Vliv zálisu kola automobilu na napětí v čepu (charakteristika „normal“)

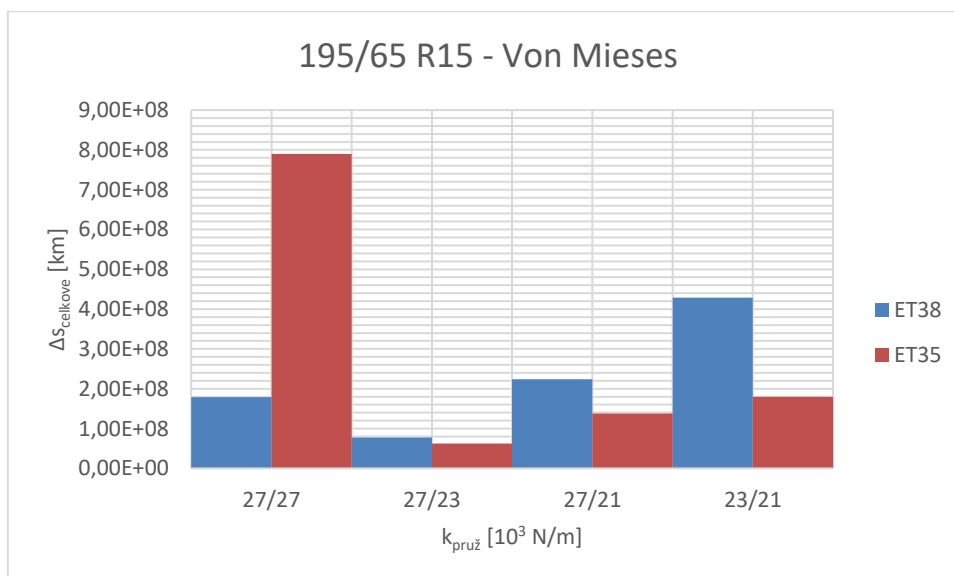
Z obr.4.12 je na první pohled zřejmé, že pro 18“ rozměr disku se vliv zálisu projevuje v průměru $\approx 5 \text{ MPa}$. Nejvíce se vliv zálisu projevil při „nejtvrdší“ kombinaci pružin (tj. $27\,000 \text{ Nm}^{-1}/27\,000 \text{ Nm}^{-1}$), zde činil rozdíl hodnot $\approx 6 \text{ MPa}$. Rovněž stojí za povšimnutí srovnání výsledků např. s výsledky tlumičové jednotky⁶⁸. Zde se ukazuje, že vliv zálisu kola má násobně menší vliv na celkové napětí než samotné variování s charakteristikami tlumičové jednotky a zároveň je méně náchylný na změny vstupních

⁶⁸ Se stejnými rozměry kol.

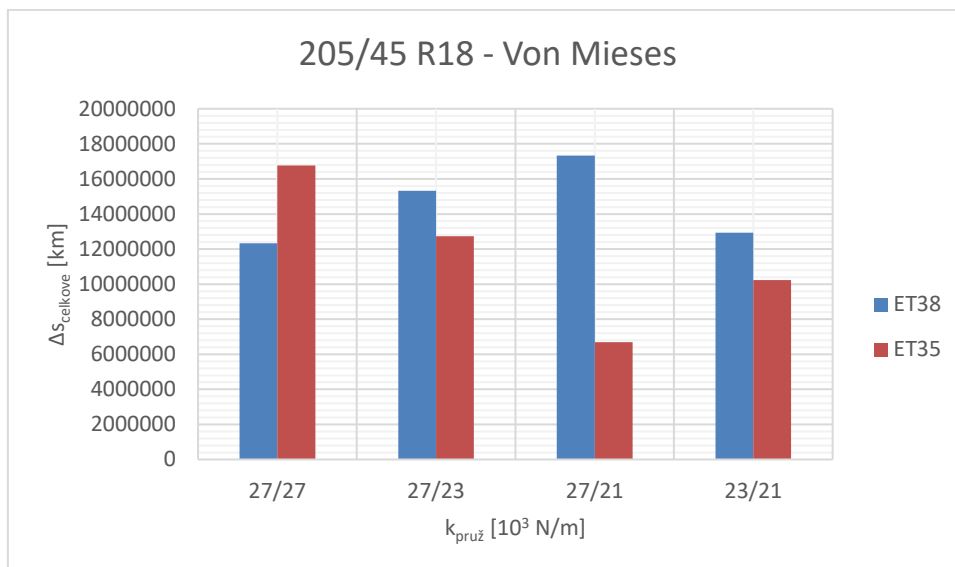
parametrů. Při srovnání stejně velikého kola se hodnoty kombinovaného napětí při variování se vstupními parametry dokážou pohybovat s odchylkou 18,2 MPa.

Podstatně větší míru ovlivnění vykazoval 15" disk. Největší difference kombinovaného napětí zde dosahovala ≈ 22 MPa a nejmenší hodnota $\approx 0,5$ MPa. Průměrně se hodnoty pohybovaly okolo $\approx 9,8$ MPa. Pokud bychom opět srovnali výsledky 15" disku s diskem o stejném rozměru ale jiným variačním parametrem (např. tlumičová jednotka), lze opět konstatovat, že míra ovlivnění variací se zálisem kola je násobně menší.

V souladu se závěrem čtvrté kapitoly jsem provedl na vlivu zálisu kola ověření životnosti, tzn. vyjádření počtu ujetých kilometrů do lomu. Na následujícím obr.4.13 spolu s obr.4.14 jsou zobrazeny hodnoty počtu ujetých kilometrů do lomu součásti při různých velikostech zálisu kola a zvolené tuhostní řadě pružin (přední/zadní).



Obr.4.13 – Počet kilometrů do lomu součásti při působení redukovaného napětí Von Miseses



Obr.4.14 – Počet kilometrů do lomu součásti při působení redukováného napětí Von Mises

Výsledky kontroly normálových napětí čepu jsou přiloženy formou přílohy č. 12, 13 a 14.

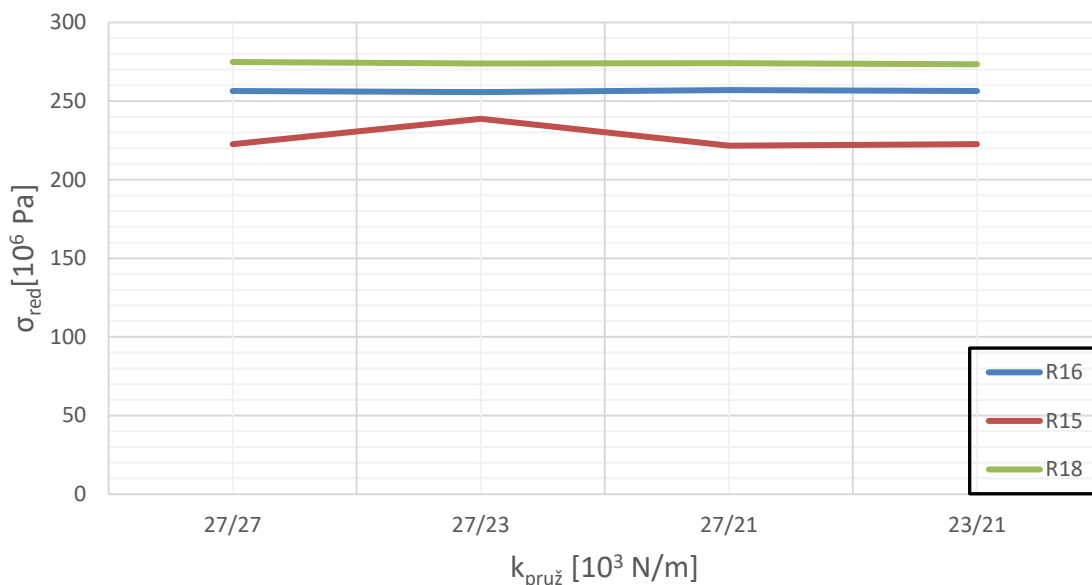
4.4 Vliv velikosti disku

Posledním variačním parametrem, na kterém bych rád ukázal míru ovlivnění výsledného napětí, je průměru disku kola. Pro tyto účely jsem zvolil tři různé druhy disků (15“, 16“ a 18“). Analýzy rovněž proběhly při různých tuhostech pružin a při třech různých druzích charakteristik tlumičů (viz obr.4.15, obr.4.16 a obr.4.17), aby lépe vyplynula míra ovlivnění vlivem změny rozměru disku při jednotlivých nastavení podvozku. Dále jsem za účelem lepší orientace zvolil 16“ disk jako referenční a budu k němu vztahovat všechny dílčí výsledky.

První obr.4.15 ukazuje vliv jednotlivých disků v kombinaci s tlumičovými jednotkami v režimu „normal“ a při různých řadách tuhostí pružin (přední/zadní). Při bližším zaměření se na hodnoty pouze 18“ disku je vidět, že hodnoty kombinovaného napětí při různých tuhostních řadách pružin (přední/zadní) oscilují s minimálními diferencemi, v průměru $\approx 1 \text{ MPa}$. Stejný případ lze pozorovat i u referenčního 16“ disku, kdy hodnoty kombinovaného napětí oscilují v průměru o 0,4 MPa. Lze tedy svým způsobem říci, že při změně velikosti disku bude výsledná hodnota kombinovaného napětí dosahovat podobných hodnot bez ohledu na výchozí nastavení podvozku.

Číselným vyjádřením tato změna činila v průměru ≈ 18 MPa, což v procentuálním vyjádření činí 2,3 % z celkové meze pevnosti materiálu.

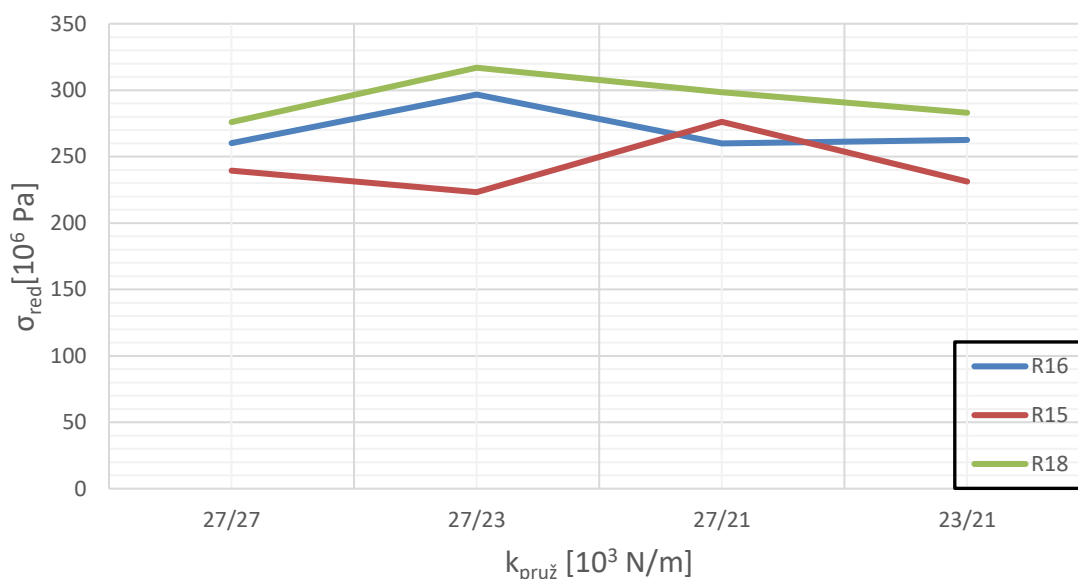
Opačným případem, tj. zmenšením velikosti disku na 15", lze docílit snížení kombinovaného napětí až ≈ 30 MPa⁶⁹. Za povšimnutí stojí případ 15" disku kola v kombinaci s druhou tuhostní řadou pružin (tj. 27 000 Nm⁻¹/23 000 Nm⁻¹ – přední/zadní), kde nastane snížení kombinovaného napětí v průměru o 16,4 MPa.



Obr.4.15 – Vliv velikosti kol automobilu při nastavení podvozku „normal“

Následující obr.4.16 zobrazuje změnu hodnot kombinovaného napětí při nastaveném podvozku v režimu „sport“.

⁶⁹ Při správné kombinaci pružin lze docílit snížení napětí až od 36 MPa, což činí 4,6 % z meze pevnosti.



Obr.4.16 – Vliv velikosti kol automobilu při nastavení podvozku „sport“

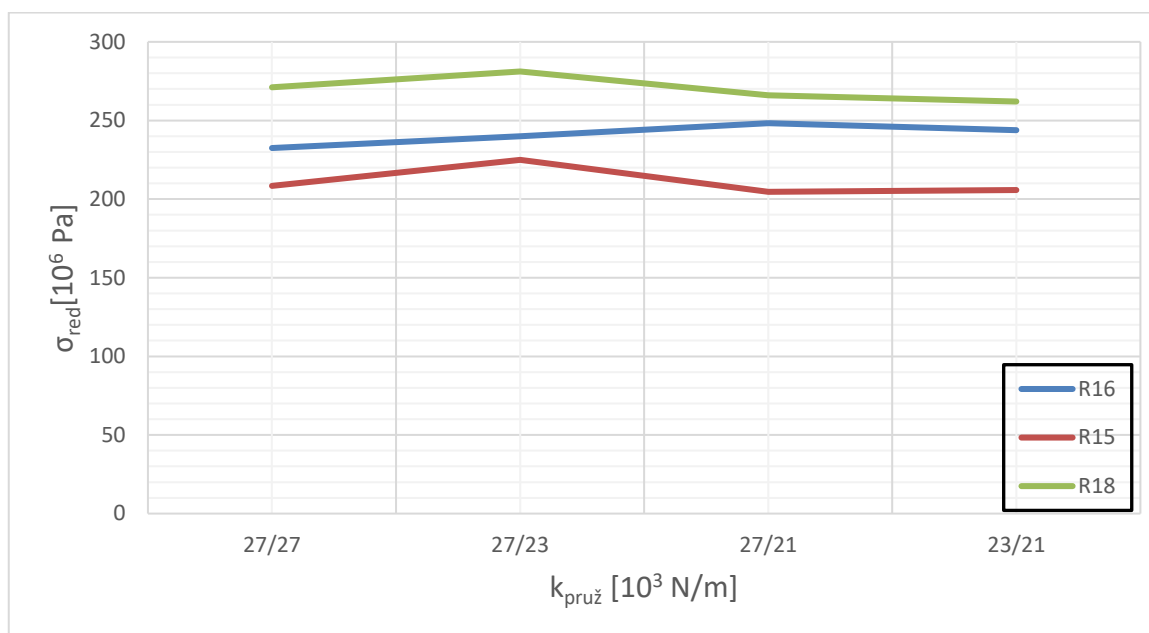
Na první pohled je již patrné, že disk má v některých kombinacích nastavení podvozku mnohem větší míru ovlivnění než při režimu „normal“. Příkladem může být zvýšení hodnot kombinovaného napětí u 18“, kde se průměrná hodnota kombinovaného napětí zvýšila o $\approx 19,5$ MPa vůči stejně velikému kolu v nastavení podvozku „normal“. V nejhorsím případě⁷⁰ činil rozdíl hodnot až ≈ 43 MPa (tj. 5,5 % z meze pevnosti). Obdobný případ lze vidět i na 15“ disku, kde došlo k nárůstu průměrné hodnoty kombinovaného napětí o ≈ 16 MPa vůči stejně velikému disku, jehož podvozek byl nastaven v režimu „normal“. Další srovnání ukazuje, že v případě tuhostní řady pružin ($27\ 000 \text{ Nm}^{-1}/21\ 000 \text{ Nm}^{-1}$) vzrostla hodnota redukovaného napětí o ≈ 55 MPa (tj. 7 % meze pevnosti).

Vzájemné srovnání jednotlivých hodnot v rámci nastavení podvozku „sport“ nám rovněž dává návod, jakým způsobem lze zvýšit únosnost čepu zadní nápravy nebo v opačném případě únosnost čepu snížit. Téměř všechny výsledky ukazují, že řešení pro zvýšení únosnosti čepu je řešením přechod z rozměrnějšího disku směrem k disku menšímu. Ukázkovým příkladem zlepšení únosnosti je změna rozměru disku kola při užití tuhostní řady pružin $27\ 000 \text{ Nm}^{-1}/23\ 000 \text{ Nm}^{-1}$, kde lze docílit snížení hodnoty kombinovaného napětí ≈ 73 MPa, což odpovídá 9,3 % z celkové meze pevnosti

⁷⁰ Kombinace pružin $27\ 000 \text{ Nm}^{-1}/23\ 000 \text{ Nm}^{-1}$.

materiálu. Pokud bychom uvažovali výchozí rozměr disku 15“, tak přechodem k disku většímu docílíme zvýšení hodnoty kombinovaného napětí na čepu o téměř ≈ 94 MPa, což činí téměř 12 % celkové meze pevnosti materiálu.

Následující obr.4.17 zobrazuje míru ovlivnění kombinovaného napětí při nastavení podvozku v režimu „komfort“.



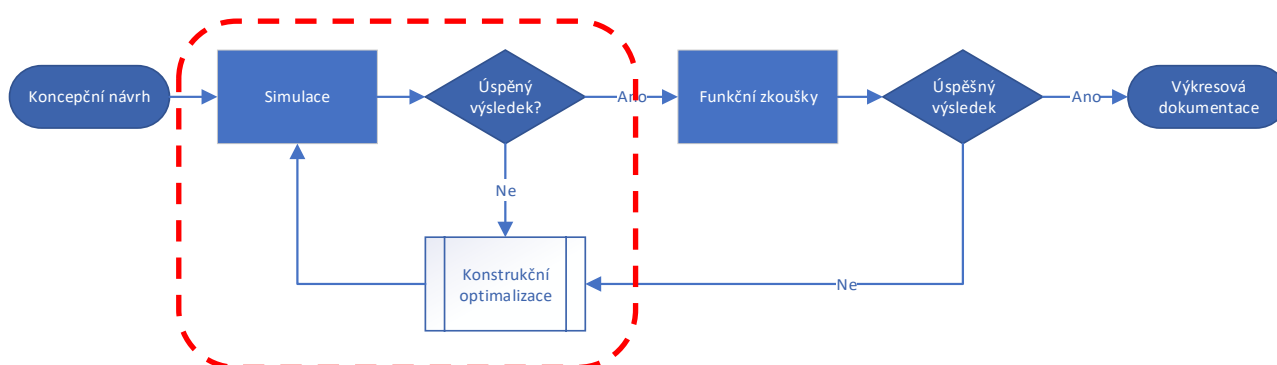
Obr.4.17 – Vliv velikosti kol automobilu při nastavení podvozku „komfort“

Podobně jako v předchozích případech lze z obr.4.17 vyzorovat situace, za jakých podmínek lze pozitivně nebo negativně ovlivnit hodnotu kombinovaného napětí v čepu. Ze zmíněného obrázku je vidět, že při relativně „měkce“ uložené zadní nápravě⁷¹, může nastat snížení kombinovaného napětí o ≈ 44 MPa (tj. 5,6 % z celkové meze pevnosti materiálu). V opačném případě, tzn. tuhostní řadě pružin $27\,000 \text{ Nm}^{-1}/23\,000 \text{ Nm}^{-1}$, lze zvýšit kombinovaného napětí v čepu o ≈ 42 MPa (tj. 5,3 % z celkové meze pevnosti materiálu).

⁷¹ Při kombinaci pružin přední/zadní = $27\,000 \text{ Nm}^{-1}/21\,000 \text{ Nm}^{-1}$.

ZÁVĚR

Účelem mé práce bylo vytvoření metodiky práce pro ověření životnosti podvozkové komponenty, již byl čep náboje kola, a zároveň pro objasnění vlivu jednotlivých parametrů na tuto komponentu⁷². Vedlejší záměr mé práce byl ukázat dalšímu zájemci postup při vývoji podvozkové komponenty. Samotný vývoj se dá shrnout do následujícího postupu podle obr.5.1, kde je rovněž vyznačeno, jakou částí se moje práce zabývala.



Obr.5.1 – Proces vzniku výrobku při vývoji podvozkové komponenty

Pro vytvoření procesu zvýrazněné oblasti v obr.5.1 bylo zapotřebí navrhnout parametrický výpočtový model automobilu, na němž jsem provedl celkem 32 simulací při různých variacích nastavení podvozku dle zvolených variačních prvků automobilu:

- Rozměr disku kola
- Charakteristiky tlumičů a přídatných pružin – přední/zadní
- Tuhost vinutých pružin přední – přední/zadní
- Vliv zálisu kola

Tyto prvky byly zvoleny záměrně, jelikož se jedná o nejčastější změny automobilových nadšenců, popř. běžných uživatelů.

Ve druhé kapitole je popsán postup vzniku výpočtového modelu včetně jeho validace a také popisu významu některých zpřesňujících kroků v modelu. Jedním

⁷² Vyjádřeno změnou kombinovaného napětí vůči referenčnímu parametru (tlumičová jednotka, zális kola, aj.) a jeho hodnotě kombinovaného napětí.

z takových příkladů kvalitativního přiblížení je možné uvést validaci submodelu pneumatiky, kdy se užitím zjednodušené kontaktní vazby podařilo snížit vliv špičkových hodnot kontaktní síly (viz obr.2.20 v odstavci 2.1.5 Pneumatiky). Tím se podařilo snížit hodnoty kontaktních sil mezi pneumatikou a zkušebním válcem a nebylo nutné vytvářet CAE model pneumatiky.

Součástí této kapitoly je také ukázka způsobu tvorby výpočtové sítě analyzované komponenty pro další použití ve výpočtovém software a implementace výpočtového modelu čepu do software MSc Adams View.

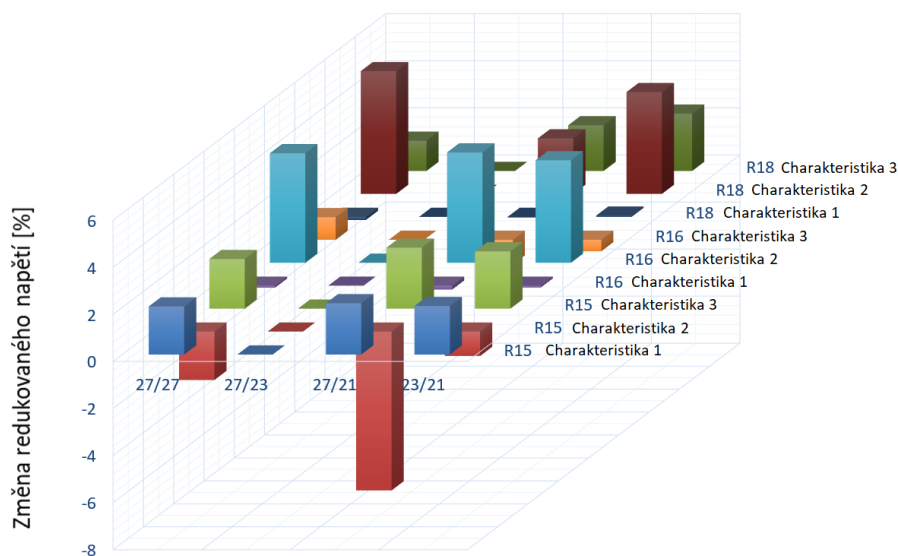
V případě, že by nebylo možné využít budící signál určený pro ověření životnosti (know-how zadavatele), dává třetí kapitola návod k tomu, jakým způsobem takový signál změřit a následně vyhodnotit (filtrace). Tato kapitola také ukazuje, že v případě požadavku na bezpečnost komponenty není zapotřebí použít pro vyjádření kinematického buzení co nejpřesnější matematické modely automobilu, ale postačí použít jednoduchý čtvrtinový model. Výsledkem čehož je signál s většími amplitudami polohy, který se následnou filtrací upraví k dalšímu použití (simulaci). Spolu s tím tato kapitola také ukazuje, že v případě požadavku konstrukční optimalizace součásti je spolu se zpřesněním modelu zapotřebí získat co nejpřesnější budící signál.

Čtvrtá kapitola ukazuje zvolenou metodu posuzování životnosti komponenty v lokálních místech s největšími hodnotami kombinovaného napětí. Jako první je zapotřebí získat údaje o průběhu napětí v čase v kritických místech komponenty. Je potřeba mít v podvědomí, že výsledný průběh kombinovaného napětí je vlivem stochastického buzení kola také stochastický, a proto je zapotřebí použít metodu stékajícího deště (Rain-Flow) určenou pro vyhodnocení životnosti při náhodném zatěžování.

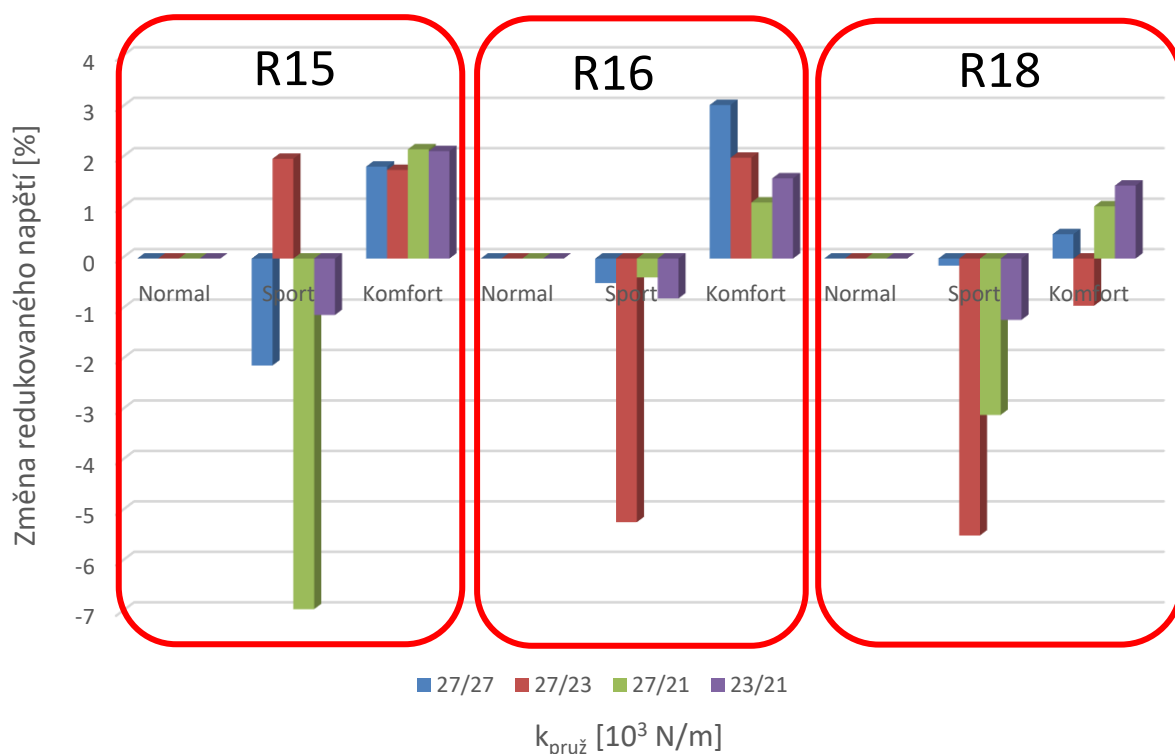
Kapitola také popisuje vliv jednotlivých variačních parametrů z hlediska maximální hodnoty kombinovaného napětí, které poskytuje výpočtový model. Procentuální míru zlepšení nebo zhoršení při jednotlivých druzích nastavení podvozku lze graficky shrnout následujícími obr.5.2, obr.5.3, obr.5.4 a obr.5.5⁷³. Grafické

⁷³ Výsledky s nulovou hodnotou jsou uvažovány jako referenční.

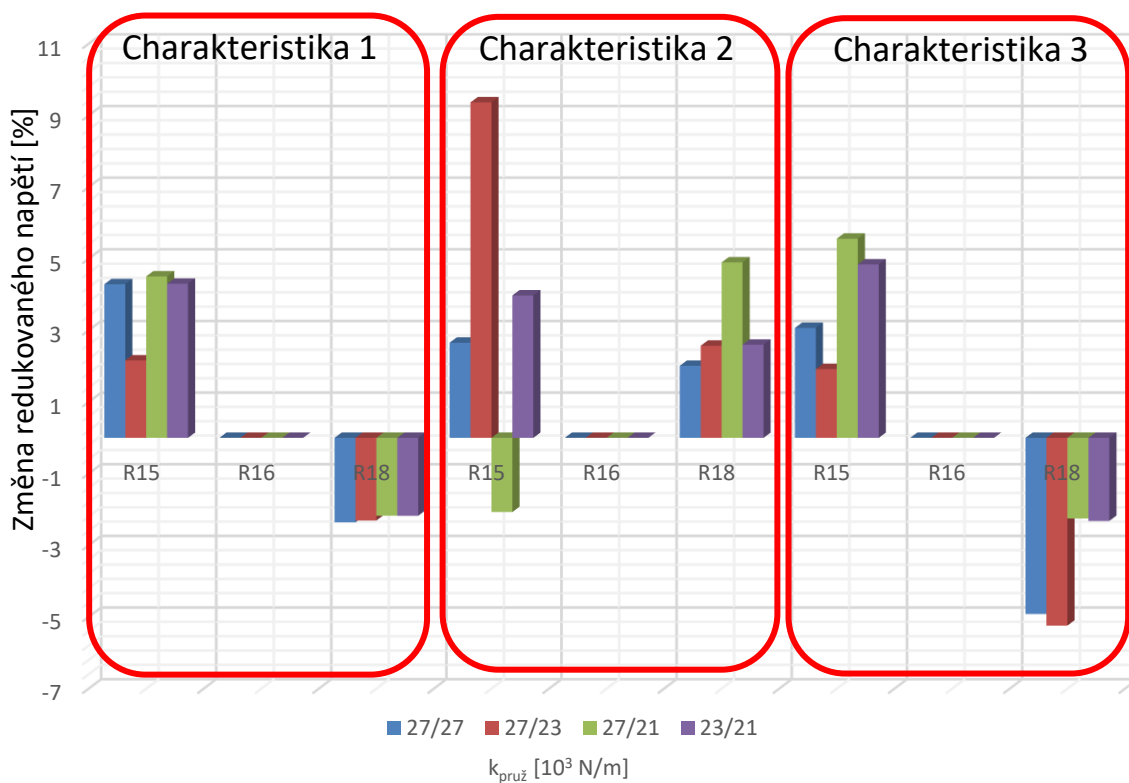
zobrazení, a tedy i samotný význam, nelze chápat jako funkční závislost (tzn. změnu kombinovaného napětí v závislosti na tuhostní řadě pružin), ale jako vliv změny kombinovaného napětí při zvolených parametrech podvozku. Díky tomu i vyplyne vliv zvolených variačních komponent na hodnotu napěťových poměrů na čepu.



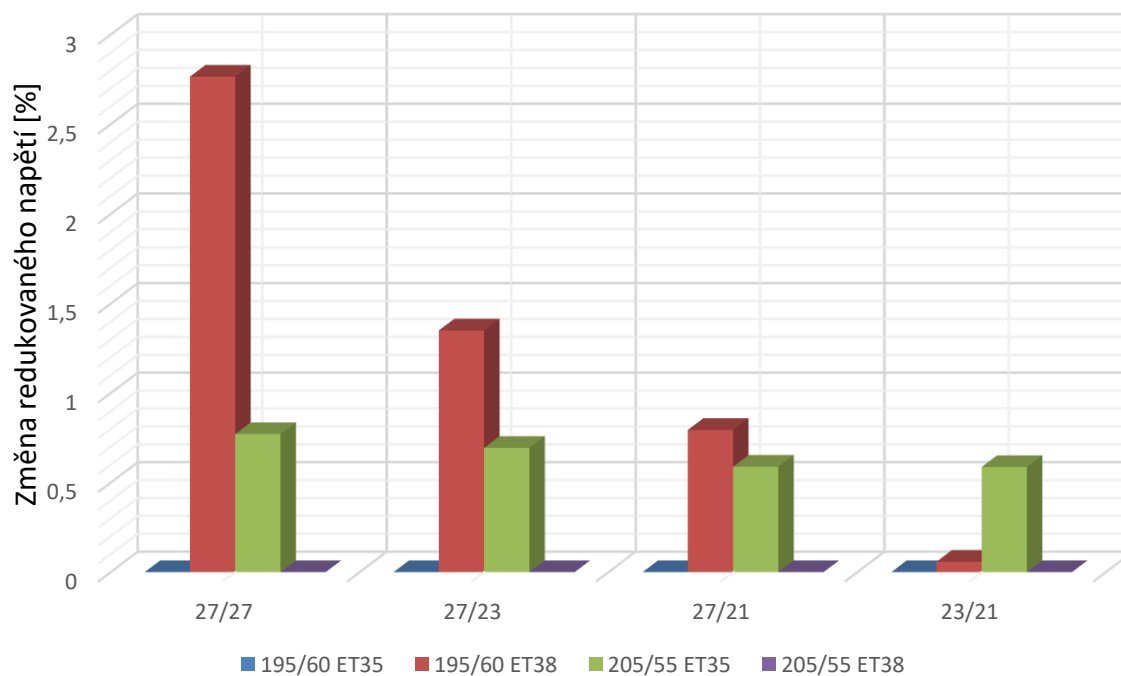
Obr.5.2 – Změna redukovaného napětí (vliv pružin)



Obr.5.3 – Změna redukovaného napětí (vliv tlumičových jednotek)



Obr.5.4 – Změna redukovaného napětí (vliv velikosti disku)



Obr.5.5 – Změna redukovaného napětí (vliv zápisu kola)



Je zapotřebí mít na paměti, že obrázky hodnot kombinovaného napětí (viz obrázky v odstavcích 4.1 ÷ 4.4) nevypovídají o tom, kdy nastane lom součásti, ale předpokládají místo první trhliny, a to z několika důvodů. Prvním důvodem je, že v případě dosažení mezní hodnoty (tzn. meze plasticity) nastává v materiálu plastická deformace a tím i podmínky pro případný vznik trhlin materiálu⁷⁴. Druhým důvodem je, jak již bylo zmíněno ve čtvrté kapitole, že se maximální hodnota napětí z časově-působícího hlediska nemusí opakovat a lom samotný způsobí početněji zastoupené amplitudy o nižších hodnotách napětí. Z toho důvodu je zapotřebí použít Palmgren-Minerovu hypotézu, která udává vzájemnou souvislost mezi materiálem (vyjádřen počtem cyklů do lomu při působící hladině napětí) a časovým průběhem napětí. Tyto fakta popisuje čtvrtá kapitola a také výsledkově prezentuje odstavec č. 4.3, kde je na vlivu zálisu kola prezentován předpokládaný počet ujetých kilometrů do lomu součásti.

Jednotlivé výsledky ukazují zjednodušenou metodu životnostního ověření, bez ohledu na zvolený podvozek, že čep vydrží při zvoleném konstrukčním řešení minimálně 6 680 000 km⁷⁵. To z praktického hlediska několika násobně přesahuje minimální požadavek na počet ujetých kilometrů, který deklarují automobilové společnosti⁷⁶. Díky tomu zvolené konstrukční řešení vyhovuje simulačním analýzám a v praxi by mohl podstoupit další fázi testování (funkční testování).

Je však třeba připojit důležitou poznámku, a to, že model posuzování je pouze přibližný, přičemž může docela dobře poskytovat dobré výsledky při porovnávání některých parametrů (průměr disku, nastavení vypružení atd.) a jejich vliv na životnost, i když kvantifikace životnosti (v hodinách či km) je hodnota přibližná.

⁷⁴ Podrobněji se problematikou v oblasti nízkocyklové únavy, tj. v oblasti plastických deformací, zabývá lomová mechanika.

⁷⁵ Tato hodnota je podmíněna, že podvozek bude jezdit po stejných nerovnostech jako v místech měření signálu.

⁷⁶ Obecně se po konstrukční stránce automobilovými společnostmi deklaruje min. životnost 500 000 km. Po tuto dobu při běžném zákaznickém provozu nevznikne na součásti trhlina ohrožující bezpečnost posádky vozu.



SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ INFORMACÍ

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Blundell, Michael, and Damian Harty. *Multibody systems approach to vehicle dynamics*. Oxford Burlington, MA: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004. Print.
- [2] HEIßING, Bernd, Metin ERSOY a Stefan GIES, ed. *Fahrwerkhandbuch* [online]. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013 [cit. 2019-12-06]. DOI: 10.1007/978-3-658-01992-1. ISBN 978-3-658-01991-4.
- [3] RAO, Singiresu S. *Mechanical vibrations*. 5th ed. Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall, c2011. ISBN isbn978-0-13-212819-3.
- [4] *Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue*. 4th ed. Boston: Pearson, c2013. ISBN 978-0-13-139506-0.
- [5] KOŽEŠNÍK, Jaroslav. *Kmitání mechanických soustav*. Praha: Academia, 1979.
- [6] HÖSCHL, Cyril. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1971. Technický průvodce (SNTL-Nakladatelství technické literatury). ISBN 80-030-0193-5.
- [7] PROCHÁZKA, Martin. *Semestrální práce: Nelineární model autobomobilu*. TU Liberec, 2018.



SEZNAM POUŽITÝCH INTERNETOVÝCH ZDROJŮ

- [8] In: *A2mac1.com* [elektronický obrázek]. 2015 [cit. 2019-08-31]. Dostupné z:
<https://www.a2mac1.com/AutoReverse/default.asp?c=1&p=2#/product/499/part/40>.
- [9] GIESBERS, Jochem. *CONTACT MECHANICS IN MSC ADAMS: A technical evaluation of the contact models in multibody dynamics software MSC Adams* [online]. Twente, 2012 [cit. 2019-08-31]. Dostupné z: https://essay.utwente.nl/62109/1/BSc_J_Giesbers.pdf. BACHELOR THESIS. University of Twente. Vedoucí práce Prof. Dr. Ir. A. de Boer.
- [10] *Adams/View Function Builder help - MSC Adams 2010* [webový dokument]. 2014 [cit. 2019-08-31]. Dostupné z: https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC9390&actp=LIST_POPULAR.
- [11] HÖSCHL, Cyril. *Stavba strojů 84: ÚNAVA MATERIÁLU PŘI NÁHODNÉM ZATĚŽOVÁNÍ* [online]. Praha 1: Dům techniky ČSVTS, 1982 [cit. 2019-08-31]. Dostupné z: http://www.it.cas.cz/files/skripta/13_UNAVA_MATERIALU_PRI_NAHOD_ZATEZOVANI-ocr.pdf.
- [12] PAPPALARDO, A., ALBAKRI, C. LIU, L. BASCETTA, E. DE MOMI a P. POIGNET. *Biomedical Signal Processing and Control: Hunt–Crossley model based force control for minimally invasive robotic surgery* [online]. [cit. 2019-08-31]. Dostupné z:



<https://re.public.polimi.it/retrieve/handle/11311/990891/123941/%28Pappalardo%291-s2.0-S1746809416300453-main.pdf>



SEZNAM POUŽITÝCH INTERNETOVÝCH ZDROJŮ OBRÁZKŮ

- [13] *Racing car Suspension* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: <http://www.formula1-dictionary.net/suspension.html>.
- [14] *SuperPro Suspensions parts* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: <https://superpro.com.au/find/superpro-suspension-parts-and-poly-bushings-for-toyota-hilux-1968-1972-rn10-/cid-999500757>.
- [15] *Auto HISPANIA* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: <https://www.autohispania.com/suspension-regulable-altura-vmaxx-seat-leon-55mm-delante-multilink-detras-axlevierlenker-hinterachse-hasta-p-7018680.html>.
- [16] *Automotive: 2010 Peugeot RCZ - Cutaway Suspensions* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: <http://uniklmsibetamanufacturing2012.blogspot.com/2012/04/2010-peugeot-rcz-cutaway-suspension.html>.
- [17] *Mercado libre* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: https://articulo.mercadolibre.com.ve/MLV-506656896-suspension-old-man-emu-3-pulgadas-toyota-autana-y-burbuja-_JM.
- [18] *ARMY RECOGNITION* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: https://www.armyrecognition.com/september_2011_news_defense_army_military_industry/future_of_military_vehicle_capabilities_from_oshkosh_defense_on_display_at_modern_day_marine_2011.html.
- [19] *Insideevs* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: <https://insideevs.com/photos/657512/sales-of-mitsubishi-electric-kei-vehicles-continue-to-follow-a-downward-path/>.



- [20] *HYBRID-AUTOS* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: <http://www.hybrid-autos.info/elektro-fahrzeuge/mitsubishi/mitsubishi-i-miev-2011.html>.
- [21] *Opel A.J. Miniewski* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: <http://opel.miniewski.pl/astra-sports-tourer.htm>.
- [22] *MUSTANG 360°* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: <http://www.mustangandfords.com/news/mump-0403-2005-ford-mustang-gt/photo-05.html>.
- [23] *A2mac1* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: <https://portal.a2mac1.com/?redirect=https%3A%2F%2Fwww.a2mac1.com%2F%3Ffromredirect>.
- [24] *AUTO.CZ* [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/galerie/technika/53642/predni-napravy-proc-mcpherson-vlastne-neexistuje-a-dvojity-lichobeznik-je-chyba?foto=1>.
- [25] *Https://www.mmf.de* [online]. [cit. 2020-01-13]. Dostupné z: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=4&ved=2ahUKEwijk_PQi4DnAhUBKewKHS1gC7MQFjADegQIBRAB&url=https%3A%2F%2Fwww.mmf.de%2Fpdf%2F1-6-1.pdf&usg=AOvVaw1Ytbul_qV-J6PBN0B_k2Cn.
- [26] *Ccc.dewetron.com* [online]. [cit. 2020-01-13]. Dostupné z: <https://ccc.dewetron.com/pg/dewe-211>.



SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA 1 – Materiálový list oceli ČSN 14 220.3

PŘÍLOHA 2 – Odvození pohybové rovnice nelineárního čtvrtinového modelu

PŘÍLOHA 3 – Protokol měřeného úseku

PŘÍLOHA 4 – Protokol měřeného úseku

PŘÍLOHA 5 – Protokol měřeného úseku

PŘÍLOHA 6 – Technický list akcelerometru KS95B-100

PŘÍLOHA 7 – Technický datasheet měřicí stanice DEWE-211

PŘÍLOHA 8 – Variační schéma (vliv zálisu kola)

PŘÍLOHA 9 – Variační schéma (vliv rozměru kola)

PŘÍLOHA 10 – Variační schéma (vliv tlumičů)

PŘÍLOHA 11 – Variační schéma (vliv pružin)

PŘÍLOHA 12 – Životnost čepu při působení normálového napětí

PŘÍLOHA 13 – Životnost čepu při působení normálového napětí

PŘÍLOHA 14 – Životnost čepu při působení normálového napětí

PŘÍLOHA 15 – Převodní tabulka (disk zadní)

PŘÍLOHA 16 – Převodní tabulka (disk přední)

PŘÍLOHA 17 – Převodní tabulka (pneumatiky přední)

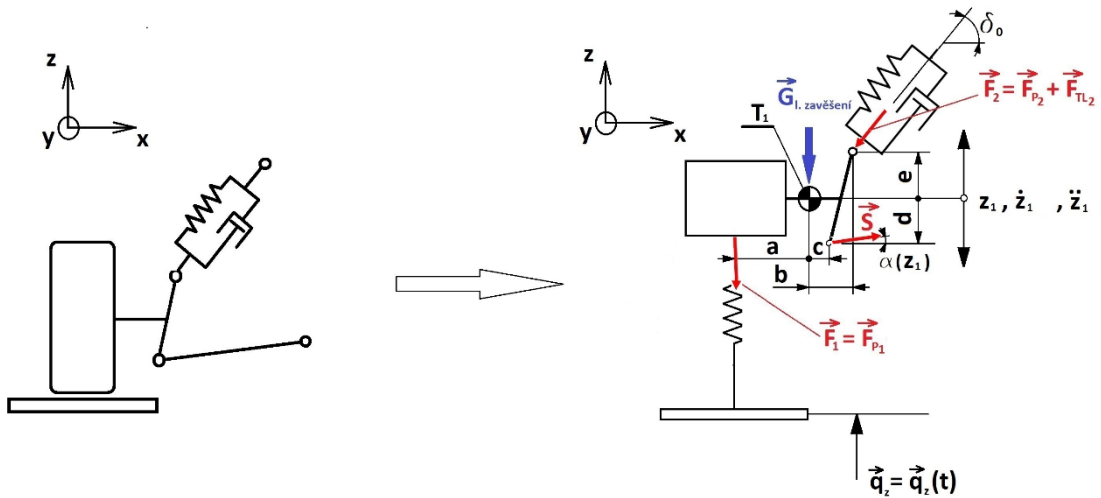
PŘÍLOHA 18 – Převodní tabulka (pneumatiky zadní)



PŘÍLOHA 1 – Materiálový list oceli ČSN 14 220.3

ČSN 41 4220		Mn-Cr ocel k cementování		OCEL	
STN 41 4220				14 220	
Chemické složení [hm. %]					
C	Mn	Si	Cr	P	S
0,14–0,19	1,10–1,40	0,17–0,37	0,80–1,10	max 0,035	max 0,035
Polotovary					
[1] předvalky			[5] přesné bezešvé trubky tvářené za studena		
[2] tyče válcované za tepla			[6] tyče tažené za studena		
[3] výkovky			[7] pásy a pruhy válcované za studena		
[4] bezešvé trubky tvářené za tepla					
Mechanické vlastnosti					
Polotovary	[2] [3]	[2]	[3] [4] [5] [6]	[7]	
Rozměr t, d [mm]	–	–	–	–	
Stav	.1	.3	.3	.3	2
Mez kluzu R_p nebo $R_{p0.2}$ [MPa] min	–	588	–	–	
Mez pevnosti R_m [MPa]				max 637	–
Tvrdość HB	min 152	max 197	max 197	–	max 207
Modul pružnosti E [GPa]	206				
Modul pružnosti ve smyku G [GPa]	79				
Polotovary	[2]	[3]	[2]	[1] [2] ²⁾	
Rozměr t, d [mm]	30 ¹⁾	30 ¹⁾	–	30 ¹⁾	63 ¹⁾
Stav	.4	.4	.6	.4	
Mez kluzu R_p nebo $R_{p0.2}$ [MPa] min	–	588	–	680	inf. 560
Mez pevnosti R_m [MPa] min	785	785	–	900	inf. 800
Tažnost A_5 [%] min	10	10	–	10	inf. 10
Koncentrace Z [%] min	30	30	–	30	inf. 30
Vrbová houževnatost KCU 3 [J.cm ⁻²] min	49	49	–	50	inf. 50
Tvrdość HB	min 239	min 239	208-269	–	–
Fyzikální vlastnosti					
Hustota	Měrná tepelná kapacita	Teplotní součinitel roztažnosti	Tepelná vodivost	Rezistivita	
ρ [kg.m ⁻³]	c_p [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	α [K ⁻¹]	λ_f [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	ρ [Ω .m]	
7 850	–	11,0.10 ⁻⁶	–	–	

PŘÍLOHA 2 – Odvození pohybové rovnice nelineárního čtvrtinového modelu


Matematické schéma zavěšení

- Newtonovou metodou uvolnění soustavy dle obr.2 sestavíme pohybové rovnice:

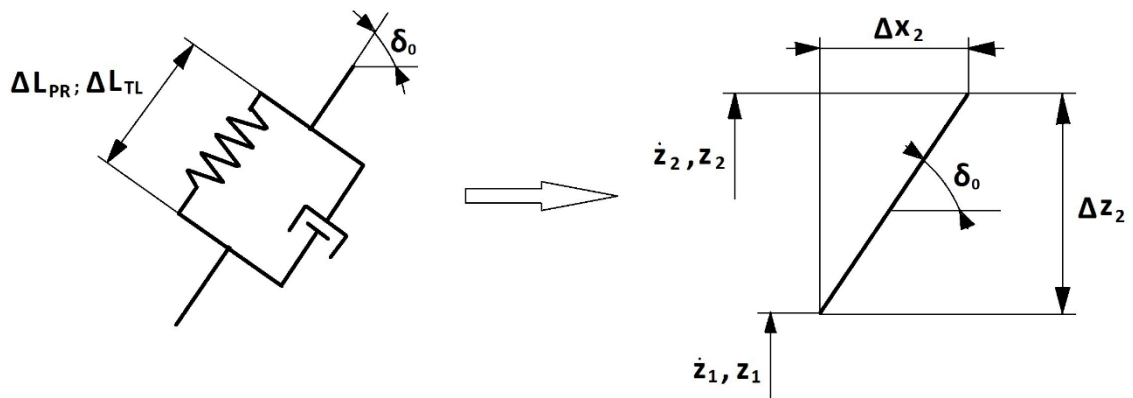
$$x: \quad -F_2 \cdot \cos \delta_0 + S \cdot \cos \alpha = 0 \quad (2)$$

$$z: \quad -F_1 - F_2 \cdot \sin \delta_0 + S \cdot \sin \alpha = m_1 \cdot \ddot{z}_1 \quad (3)$$

Specifikace sil:

$$F_1 = F_{p1} = k_1 \cdot (z_1 - q_z) \quad (4)$$

- Deformace pružiny a tlumiče lze odvodit z obr.3:



Obr.3 – Deformace pružiny a tlumiče

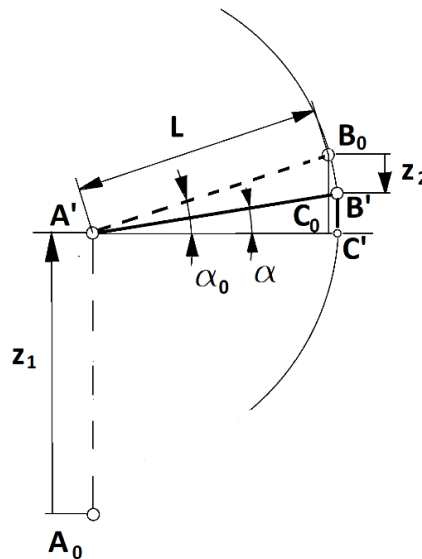
$$F_2 = F_{p2} + F_{TL2} = k_2 \cdot \left(\sqrt{\Delta z_2^2 + \Delta x_2^2} \right) + b_2 \left(\sqrt{\Delta \dot{z}_2^2 + \Delta \dot{x}_2^2} \right)$$

$$F_2 = k_2 \cdot \left(\sqrt{(z_2 - z_1)^2 + \left(\frac{z_2 - z_1}{\tan \delta_0} \right)^2} \right) + b_2 \left(\sqrt{(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 + \left(\frac{\dot{z}_2 - \dot{z}_1}{\tan \delta_0} \right)^2} \right)$$

$$F_2 = k_2 \cdot (z_2 - z_1) \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \delta_0}} + b_2 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \delta_0}} \quad (5)$$

Geometrické vyjádření pohybu ramene:

- Příčné rameno při kmitavém pohybu vykonává složený pohyb (posuvný a rotační kolem bodu A'). Goniometrické funkce úhlu α lze matematicky vyjádřit:



Obr.4 – Geometrické vyjádření pohybu ramene

$$\sin \alpha = \frac{L \sin \alpha_0 - z_2}{L} \quad (6)$$

- Kosinus úhlu alfa vyjádříme z Pythagorovi věty:

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha}$$

- Po dosazení vztahu (6) a matematické úpravě obdržíme vztah:

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{L \sin \alpha_0 - z_2}{L} \right)^2} \quad (7)$$

- Dosazením specifikace sil (4, 5) a pomocných geometrických veličin (6, 7) do rovnice (3) získáme pohybovou rovnici ve tvaru:

$$\begin{aligned}
 m_1 \cdot \ddot{z}_1 = & -k_1 \cdot (z_1 - q_z) \\
 & - \left[k_2 \cdot (z_2 - z_1) \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \delta_0}} + b_2 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \delta_0}} \right] \sin \delta_0 \\
 & + \left[k_2 \cdot (z_2 - z_1) \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \delta_0}} + b_2 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \delta_0}} \right] \cos \delta_0 \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}
 \end{aligned}$$

- Zavedením substitučních vztahů do rovnice získáme pohybovou rovnici ve tvaru:

$$\begin{aligned}
 A &= k_2 \sin \delta_0 \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \delta_0}} & B &= b_2 \sin \delta_0 \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \delta_0}} \\
 C &= k_2 \cos \delta_0 \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \delta_0}} & D &= b_2 \cos \delta_0 \sqrt{1 + \frac{1}{\tan^2 \delta_0}}
 \end{aligned}$$

$$m_1 \cdot \ddot{z}_1 = -k_1 \cdot (z_1 - q_z) - A(z_2 - z_1) - B(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + [C(z_2 - z_1) + D(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)] \frac{L \sin \alpha_0 - z_2}{\sqrt{L^2 - (L \sin \alpha_0 - z_2)^2}} \quad (8)$$

PŘÍLOHA 3 – Protokol měřeného úseku

Protokol měření				
Klimatické podmínky				
Teplota	0°C - 10°C	10°C - 15°C	15°C - 20°C	>20°C
Stav povrchu	sucho	mokro	sníh	jiné
Informace o měřeném místě				
Místo měření	Bezděčín - Mladá Boleslav			
Druh povrchu	silnice	nezpevněný	šotolina	jiné
Délka úseku	1,7 km			
Rychlost projetí úseku	50	60	70	80
Počet opakování	2	-	1	-
Výškové převýšení	ano: 13 m		ne	
Poznámky				
Informace o vozidle				
Druh vozidla	osobní			
Značka	Škoda Fabia			
Motorizace				
Rok výroby	2018			
Stav tachometru před zkouškou	6 378 km			
Stav tachometru po zkoušce	6 382 km			
Hmotnost vozidla prázdného				
Rozložení hmotnosti vozidla				
Závady před zkouškou	-			
Závady po zkoušce	-			
Pneumatiky	letní		zimní	
Výrobce	Continental TS850		Continental TS850	
	Continental TS850		Continental TS850	
Rozměr pneumatik	185/60 R15			
Tlak v pneumatikách	2.1 bar		2.1 bar	
	2.1 bar		2.1 bar	

PŘÍLOHA 4 – Protokol měřeného úseku

Protokol měření				
Klimatické podmínky				
Teplota	0°C - 10°C	10°C - 15°C	15°C - 20°C	>20°C
Stav povrchu	sucho	mokro	sníh	jiné
Informace o měřeném místě				
Místo měření	Na Veselici - Příšovice			
Druh povrchu	silnice	nezpevněný	šotolina	jiné
Délka úseku	2,6 km			
Rychlost projetí úseku	95 km/h	100 km/h	110 km/h	130 km/h
Počet opakování	1	1	1	1
Výškové převýšení	ano: 13 m		ne	
Poznámky				
Informace o vozidle				
Druh vozidla	osobní			
Značka	Škoda Fabia			
Motorizace				
Rok výroby	2018			
Stav tachometru před zkouškou	6 412 km			
Stav tachometru po zkoušce	6 441 km			
Hmotnost vozidla prázdného				
Rozložení hmotnosti vozidla				
Závady před zkouškou	-			
Závady po zkoušce	-			
Pneumatiky	letní	zimní		
Výrobce	Continental TS850	Continental TS850		
	Continental TS850	Continental TS850		
Rozměr pneumatik	185/60 R15			
Tlak v pneumatikách	2.1 bar		2.1 bar	
	2.1 bar		2.1 bar	

PŘÍLOHA 5 – Protokol měřeného úseku

Protokol měření				
Klimatické podmínky				
Teplota	0°C - 10°C	10°C - 15°C	15°C - 20°C	>20°C
Stav povrchu	sucho	mokro	sníh	jiné
Informace o měřeném místě				
Místo měření	Násedlnice - Studénka			
Druh povrchu	silnice	nezpevněný	šotolina	jiné
Délka úseku	1,6 km			
Rychlost projetí úseku	50 km/h	80 km/h	90 km/h	110 km/h
Počet opakování	1	1	1	1
Výškové převýšení	ano: 9 m		ne	
Poznámky				
Informace o vozidle				
Druh vozidla	osobní			
Značka	Škoda Fabia			
Motorizace				
Rok výroby	2018			
Stav tachometru před zkouškou	6 456 km			
Stav tachometru po zkoušce	6 471 km			
Hmotnost vozidla prázdného				
Rozložení hmotnosti vozidla				
Závady před zkouškou	-			
Závady po zkoušce	-			
Pneumatiky	letní		zimní	
Výrobce	Continental TS850		Continental TS850	
	Continental TS850		Continental TS850	
Rozeř pneumatik	185/60 R15			
Tlak v pneumatikách	2.1 bar		2.1 bar	
	2.1 bar		2.1 bar	

PŘÍLOHA 6 – Technický list akcelerometru KS95B-100

Miniatur-Beschleunigungsaufnehmer Miniature Accelerometers

1.6.1
Sensoren
Sensors
KS94B10
KS94B100
KS94L
KS95B10
KS95B100

Eigenschaften

- Für leichte Messobjekte
- Mit IEPE-Spannungsausgang
- Mit Empfindlichkeiten 10 mV/g und 100 mV/g
- Gute Auflösung auch bei tiefen Frequenzen
- Hohe Resonanzfrequenzen
- KS9410/100 und KS9510/100 mit interner Frequenzbandkorrektur - linear bis 36 kHz (3 dB)
- KS94L für stromsparende Anwendungen, z.B. Telemetrie
- Austauschbares Kabel mit Subminiaturbuchse
- M3-Befestigungsgewinde im Boden


Properties

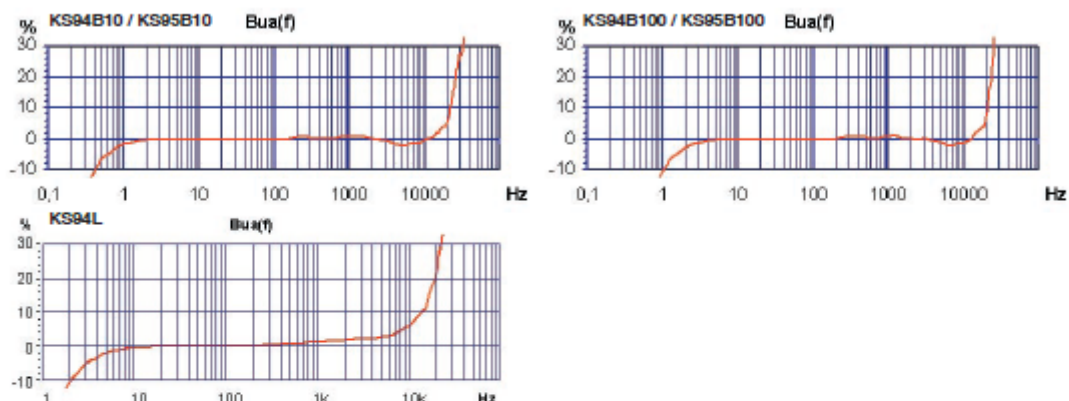
- For light test objects
- With IEPE voltage output
- With sensitivities 10 mV/g and 100 mV/g
- Good resolution, also at low frequencies
- High resonant frequencies
- KS9410/100 and KS9510/100 with internal resonant frequency compensation - linear up to 36 kHz (3 dB)
- KS94L for power-saving applications, e.g. telemetry
- Replaceable cables with subminiature socket
- M3 mounting thread in base



		KS94B10	KS94B100	KS94L	KS95B10	KS95B100	
Ausgang • Output		IEPE	IEPE	LP. IEPE	IEPE	IEPE	
Piezosystem • Piezo design		Schersprinzip • Shear design					
Spannungsübertragungsfaktor • Voltage sensitivity	B_{UR}	10 ± 5% ⁽¹⁾	100 ± 5% ⁽¹⁾	14 ± 20%	10 ± 5% ⁽¹⁾	100 ± 5% ⁽¹⁾	mV/g
Messbereich • Range	a_u / a_c	600	60	240	600	60	g
Bruchbeschleunigung • Destruction limit	a_{BRUCH}	8000	8000	8000	8000	8000	g
Linearer Frequenzgang • Linear frequency range	f_{3dB} $f_{10%}$ $f_{3%}$	0,2 .. 36k 0,4 .. 25k 0,6 .. 21k	0,5 .. 28k 1,0 .. 21k 1,5 .. 19k	0,3 .. 22k 0,7 .. 12k 0,9 .. 8k	0,2 .. 36k 0,4 .. 25k 0,6 .. 21k	0,5 .. 28k 1,0 .. 21k 1,5 .. 19k	
Resonanzfrequenz • Resonant frequency	f_r	>75 (+25dB)	>42	>40	>75 (+25dB)	>42	kHz
Querrichtungsfaktor • Transverse sensitivity	Γ_{90MAX}	< 5	< 5	< 5	< 5	< 5	%
Eigenrauschen Effektivwert (0,5 Hz - 20 kHz) • Residual noise RMS (0.5 Hz - 20 kHz)	a_n	3000	600	1000	3000	600	μg
Eigenrauschdichten • Residual noise densities	0,1 Hz a_{n1} 1 Hz a_{n2} 10 Hz a_{n3} 100 Hz a_{n4}	300 100 30 10	50 30 10 1	300 100 30 10	300 100 30 10	50 30 10 1	$\mu g/\sqrt{Hz}$ $\mu g/\sqrt{Hz}$ $\mu g/\sqrt{Hz}$ $\mu g/\sqrt{Hz}$
Konstantstromversorgung • Constant current supply	I_{CONST}	2 .. 20	2 .. 20	0,1 .. 4	2 .. 20	2 .. 20	mA
Arbeitspunktspannung • Output bias voltage	U_{BIAS}	12 .. 14	12 .. 14	4 .. 6	12 .. 14	12 .. 14	V
Ausgangsimpedanz bei $I_{CONST} = 4$ mA • Output impedance at $I_{CONST} = 4$ mA	r_s	< 150	< 100	<100(0,1mA)	< 150	< 100	Ω
Verhalten gegenüber Umgebungsbedingungen • Environmental characteristics							
Arbeitstemperaturbereich • Operating temperature range	T_{min}/T_{max}	-20 / 120	-20 / 120	-20 / 90	-20 / 120	-20 / 120	°C
Temp.-koeffizient der Empfindl. • Temp. coefficient of sensitivity	-20 .. 20 °C 20 .. 80 °C 80 .. 120 °C	TK(B_{UR}) 0,05 ±0,02 -0,06	-0,08 -0,08 -0,11	-0,17 -0,17 -0,17	0,05 ±0,02 -0,06	-0,08 -0,08 -0,11	%/K
Temperatursprungempfindlichkeit • Temperature transient sensitivity	b_{ST}	0,03	0,015	3	0,03	0,015	ms ⁻² /K
Mechanische Daten • Mechanical data							
Masse ohne Kabel • Weight without cable	m	24/0,08	3,2/0,11	3,5/0,12	24/0,08	3,2/0,11	g / oz
Gehäusematerial • Case material		Aluminium / Edelstahl • Alum. / stainless steel					
Kabelanschluss • Cable connection		axial		radial			
Buchse • Socket		Subminiatur M3 • Subminiature M3					
Befestigungsgewinde • Mounting thread		M3					

(1) Diese Aufnehmer sind gegen Aufpreis auch mit 2 % Empfindlichkeits-Toleranz lieferbar.
These accelerometers are also available 2 % sensitivity tolerance at extra charge.

Typischer Frequenzgang Typical Amplitude Response



Passendes Zubehör • Suitable Accessories

KS94B10 / KS94B100 / KS94L / KS95B10 / KS95B100	
Anschluss-zubehör	<ul style="list-style-type: none"> • 009-SUB-BNC-1,5: Kabel Subminiatur / BNC; 1,5 m • 009-SUB-UNF-1,5: Kabel Subminiatur / UNF 10-32; 1,5 m • 010-UNF-BNC-5/10: Kabel UNF 10-32 / BNC; 5 / 10 m (zur Verlängerung) • 016: Kupplung für 2 UNF 10-32-Stecker • 017: Adapter UNF 10-32 / BNC (männlich) • 117: Adapter UNF 10-32 / BNC (weiblich) • 025: Adapter UNF 10-32 / TNC (männlich)
Connection accessories	<ul style="list-style-type: none"> • 009-SUB-BNC-1,5: cable Subminiature / BNC; 1.5 m • 009-SUB-UNF-1,5: cable Subminiature / UNF 10-32; 1.5 m • 010-UNF-BNC-5/10: cable UNF 10-32 / BNC; 5 / 10 m (for extension) • 016: Coupler for 2 UNF 10-32 plugs • 017: Adapter UNF 10-32 / BNC (male) • 117: Adapter UNF 10-32 / BNC (female) • 025: Adapter UNF 10-32 / TNC (male)
Befestigungs-zubehör	<ul style="list-style-type: none"> • 002: Klebewachs • 021: Gewindestift M3 • 106: Isolierflansch M3 • 129: Isolierendes Klebepad M3 • 022: Gewindeadapter M3 / M5 • 108: Haftmagnet M3 • 130: Triaxial-Befestigungswürfel M3 • 140: Handgriffadapter für gekrümmte Oberflächen
Mounting accessories	<ul style="list-style-type: none"> • 002: Adhesive wax • 021: Mounting stud M3 • 106: Insulating flange M3 • 129: Insulating adhesive pad M3 • 022: Thread adapter M3 / M5 • 108: Magnetic base M3 • 130: Triaxial mounting cube M3 • 140: Handle adapter for curved surfaces

Bestellinformation • Ordering Information

KS94B10/01; KS94B100/01;	Aufnehmer mit Zubehörtut; Inhalt: Kabel 009-SUB-BNC-1,5, Gewindestift 021, Klebewachs 002, Isolierflansch 106, Klebepad 129, Haftmagnet 108, Bedienungsanleitung, Kennblatt
KS95B10/01; KS95B100/01;	Sensor with accessories kit including cable 009-SUB-BNC-1,5, mounting stud 021 adhesive wax 002, insulating flange 106, adhesive pad 129, magnetic base 108, instruction manual, data sheet
KS94L/01:	
KS94B10; KS94B100;	KS94L Aufnehmer mit Kennblatt
KS95B10; KS95B100:	Sensor with data sheet

Hinweis: Auf Wunsch liefern wir unsere Aufnehmer mit einem kostengünstigen DKD-Kalibrierzertifikat. Preise auf Anfrage.

Änderungen vorbehalten.

Note: Our transducers can be supplied with an attractively priced calibration certificate of DKD. Prices on demand.

Specifications subject to change without prior notice.

Manfred Weber

Metra Meß- und Frequenztechnik in Radebeul e.K.

Meißner Str. 58
D-01445 Radebeul
Tel. +49-(0)351-836 2191

P.O.Box 01 01 13
D-01435 Radebeul
Fax: +49-(0)351-836 2940

Ausgabe / Edition: 01/18

Internet: www.MMF.de
Email: Info@MMF.de



PŘÍLOHA 7 – Technický datasheet měřicí stanice DEWE-211

	DEWE-FS-PACKAGE-S	DEWE-FS-PACKAGE-M
Basic instrument	DEWE-211	DEWE-501
CAN Interfaces	2	4
Analog input channels	8	8
Max. Sampling rate	100 kS/s per channel	
Sampling method	Simultaneous sampling	
Resolution	16 bit	
Filter	5 Filter frequencies: 30, 100, 300 Hz, 1k, 10 kHz and Bypass	
Supported analog input signals	Voltage up to ± 200 V, differential any other signals on request (factory installation)	
XCP	on Ethernet	
Digital I/O	8, TTL level	
Counters / digital inputs	2 advanced counters or 8 digital inputs, TTL level	
Battery power	~2 hours by stackable battery pack	
Monitor	External monitor MOB-DISP-12-A	
Storage device	64 GB SSD	
Power supply	8 to 30 V _{DC} non-isolated Isolated 9 .. 36 V _{DC} input included when using DEWE-UPS-150-DC battery pack	Battery power supply with UPS function, 18 .. 24 V _{DC} non-isolated input, 2 slots for hot-swappable batteries, 2 batteries for appr. 2 hours operation included, external DC/DC converter DEWE-DCDC-24-300- ISO for isolated 9 .. 36 V _{DC} input included, external AC power supply included
Dimensions (W x D x H)	317 x 252 x 92 mm (12.5 x 9.9 x 3.6 in.)	439 x 209 x 181 mm (17.3 x 8.2 x 7.1 in.)
Weight	typ. 5 kg (11 lbs) without battery pack	typ. 6 kg (13.2 lb.)
Operating temperature	0 to +45 °C, down to -20 °C with prewarmed unit	
Storage temperature	-20 to +70 °C	
Humidity	10 to 80 % non cond., 5 to 95 % rel. humidity	
Vibration	EN 60068-2-6, EN 60721-3-2 class 2M2	
Shock	EN 60068-2-27	

Sensor	ADMA-G-EL, RT2, RF modem
Position accuracy	2 cm
Measuring range angular rates	± 100 °/s
Bias variation over temperature range	< 180 °/h
Data update rate	60 Hz
Accelerations	< 5 mg
Angles	< 0.4 °
Slip angle	optional
Speed	0.1 km/h
DGPS RF modem	included

Options		
Additional analog inputs	8	8
Slip angle	Option ADMA-G-SSA	
DGPS base station	optional	
GPS and GLONASS	option per ADMA and base station	
GPS SYNC pulse	Output ADMA	
Flexray	not possible	Flexray PCI card incl. software
CANoe	not possible	
External monitor	included	
Synchronized VIDEO	DEWE-CAM-01	

Absolute limits of instrument		
Max. analog inputs	16	64
Max. CAN interfaces	2	6

PŘÍLOHA 8 – Variační schéma (vliv zálisu kola)

Tlumič		Přídavná pružina		Pružina		Vlastnosti kola																									
						šířka pneu	výška profilu	velikost disku	zális	radiální tuhost	průměr kola																				
Char.1	přední	Char.1	zadní	27	27	205	55	R18	ET38	213,5	635																				
												Char.1	Char.1	27	23	205	55	R18	ET38	213,5	635										
																						Char.1	Char.1	27	21	205	55	R18	ET38	213,5	635
Char.1	přední	Char.1	zadní	27	27	205	55	R18	ET35	213,5	635																				
												Char.1	Char.1	27	23	205	55	R18	ET35	213,5	635										
																						Char.1	Char.1	27	21	205	55	R18	ET35	213,5	635
Char.1	přední	Char.1	zadní	27	27	195	60	R15	ET35	195	635																				
												Char.1	Char.1	27	23	195	60	R15	ET35	195	635										
																						Char.1	Char.1	27	21	195	60	R15	ET35	195	635
Char.1	přední	Char.1	zadní	27	27	195	60	R15	ET38	195	635																				
												Char.1	Char.1	27	23	195	60	R15	ET38	195	635										
																						Char.1	Char.1	27	21	195	60	R15	ET38	195	635
Char.1	přední	Char.1	zadní	27	27	205	55	R16	ET38	200	635																				
												Char.1	Char.1	27	23	205	55	R16	ET38	200	635										
																						Char.1	Char.1	27	21	205	55	R16	ET38	200	635

PŘÍLOHA 9 – Variační schéma (vliv rozměru kola)

Tlumič		Přídavná pružina		Pružina		Vlastnosti kola					
přední	zadní	přední	zadní	přední	zadní	šířka pneu	výška profilu	velikost disku	zális	radiální tuhost	průměr kola
Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	27	27	205	55	R16	ET38	200	635
				27	27	195	60	R15	ET35	195	635
				27	27	205	55	R18	ET38	213,5	635
Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	27	23	205	55	R16	ET38	200	635
				27	23	195	60	R15	ET35	195	635
				27	23	205	55	R18	ET38	213,5	635
Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	27	21	205	55	R16	ET38	200	635
				27	21	195	60	R15	ET35	195	635
				27	21	205	55	R18	ET38	213,5	635
Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	23	21	205	55	R16	ET38	200	635
				23	21	195	60	R16	ET35	195	635
				23	21	205	55	R18	ET38	213,5	635
Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	27	27	205	55	R16	ET38	200	635
				27	27	195	60	R15	ET35	195	635
				27	27	205	55	R18	ET38	213,5	635
Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	27	23	205	55	R16	ET38	200	635
				27	23	195	60	R15	ET35	195	635
				27	23	205	55	R18	ET38	213,5	635

Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	27	21	205	55	R16	ET38	200	635
				27	21	195	60	R15	ET35	195	635
				27	21	205	55	R18	ET38	213,5	635

Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	23	21	205	55	R16	ET38	200	635
				23	21	195	60	R15	ET35	195	635
				23	21	205	55	R18	ET38	213,5	635

Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	27	27	205	55	R16	ET38	200	635
				27	27	195	60	R15	ET35	195	635
				27	27	205	55	R18	ET38	213,5	635

Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	27	23	205	55	R16	ET38	200	635
				27	23	195	60	R15	ET35	195	635
				27	23	205	55	R18	ET38	213,5	635

Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	27	21	205	55	R16	ET38	200	635
				27	21	195	60	R15	ET35	195	635
				27	21	205	55	R18	ET38	213,5	635

Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	23	21	205	55	R16	ET38	200	635
				23	21	195	60	R15	ET35	195	635
				23	21	205	55	R18	ET38	213,5	635

PŘÍLOHA 10 – Variační schéma (vliv tlumičů)

Tlumič			Přídavná pružina			Pružina		Vlastnosti kola					
přední	zadní		přední	zadní		přední	zadní	šířka pneu	výška profilu	velikost disku	zális	radiální tuhost	průměr kola
Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	27	27	195	60	R15	ET35	195	635
Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2								
Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3								
Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	27	23	195	60	R15	ET35	195	635
Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2								
Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3								
Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	27	21	195	60	R15	ET35	195	635
Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2								
Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3								
Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	23	21	195	60	R15	ET35	195	635
Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2								
Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3								
Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	27	27	205	55	R16	ET38	200	635
Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2								
Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3								
Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	27	23	205	55	R16	ET38	200	635
Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2								
Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3								



Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	27	21	205	55	R16	ET38	200	635
Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	27	21	205	55	R16	ET38	200	635
Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3								

Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	23	21	205	55	R16	ET38	200	635
Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	23	21	205	55	R16	ET38	200	635
Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3								

Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	27	27	205	55	R18	ET38	213,5	635
Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	27	27	205	55	R18	ET38	213,5	635
Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3								

Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	27	23	205	55	R18	ET38	213,5	635
Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	27	23	205	55	R18	ET38	213,5	635
Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3								

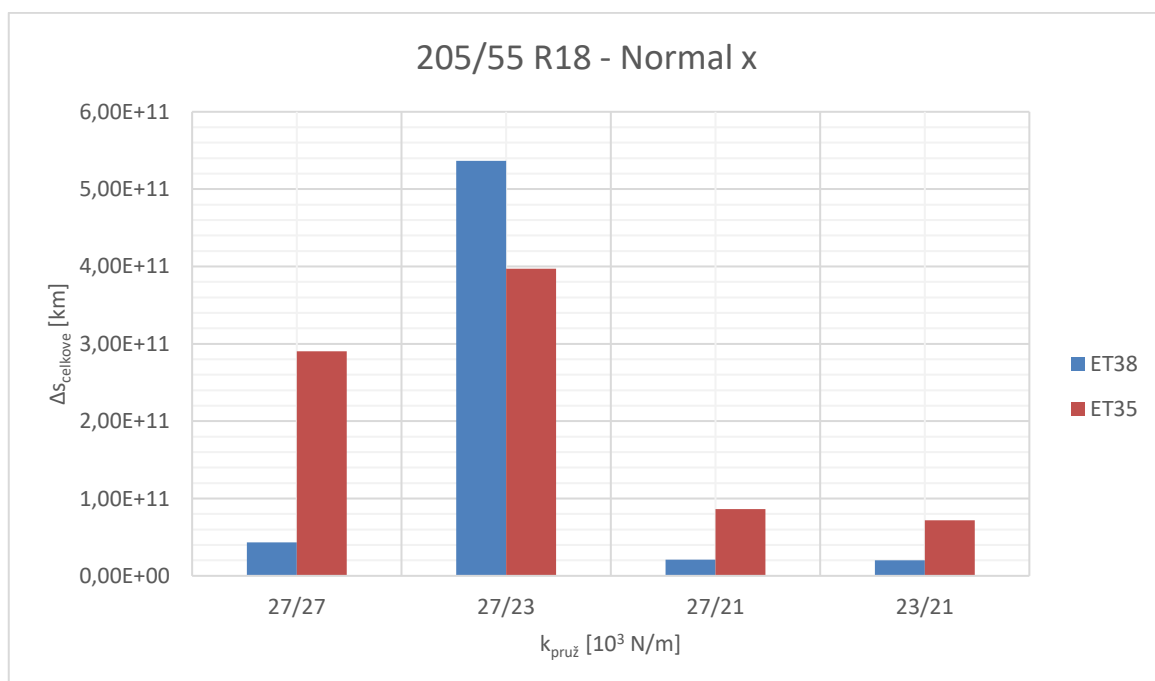
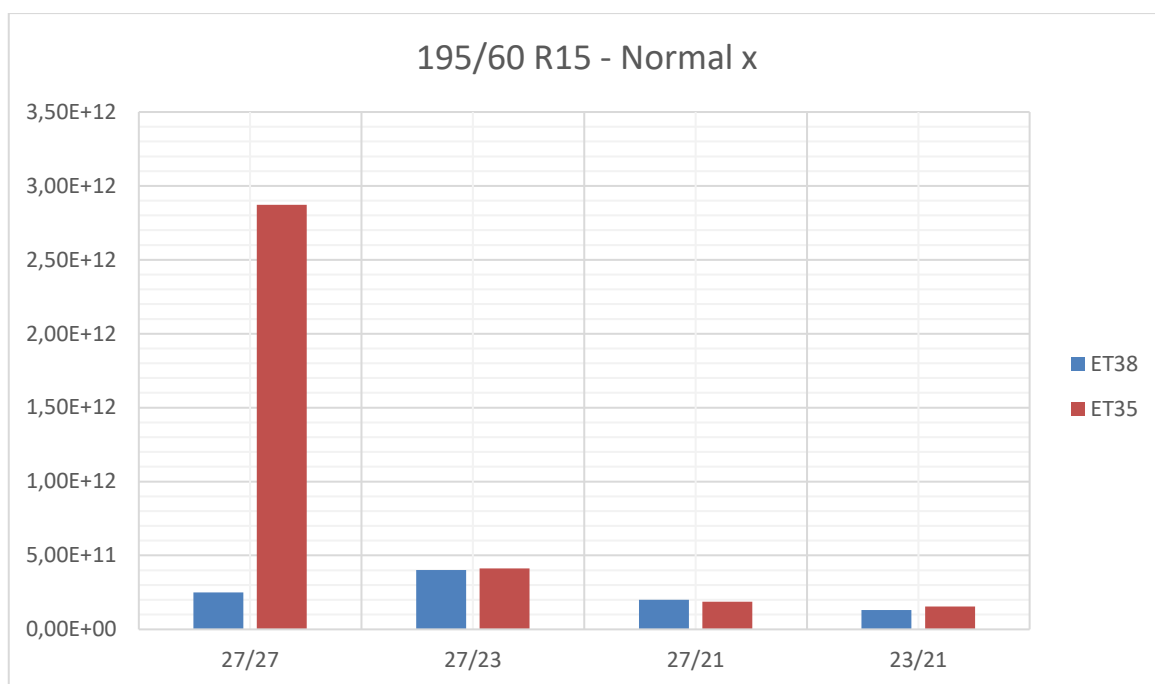
Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	27	21	205	55	R18	ET38	213,5	635
Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	27	21	205	55	R18	ET38	213,5	635
Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3								

Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	Char. 1	23	21	205	55	R18	ET38	213,5	635
Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	Char. 2	23	21	205	55	R18	ET38	213,5	635
Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3	Char. 3								

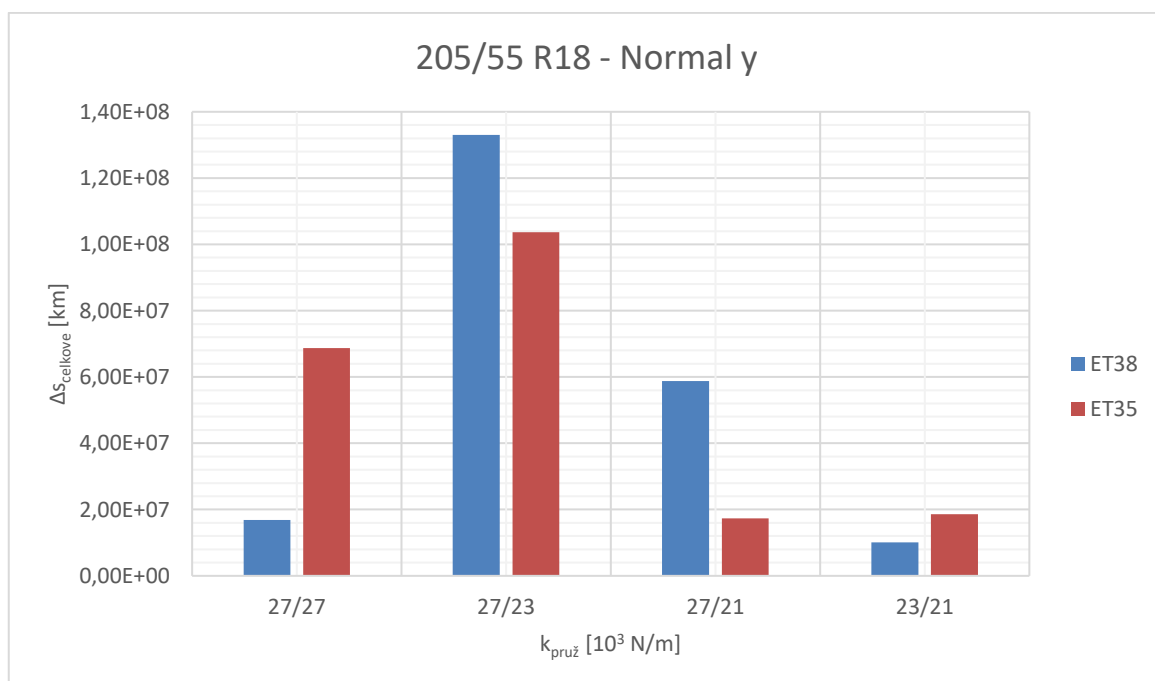
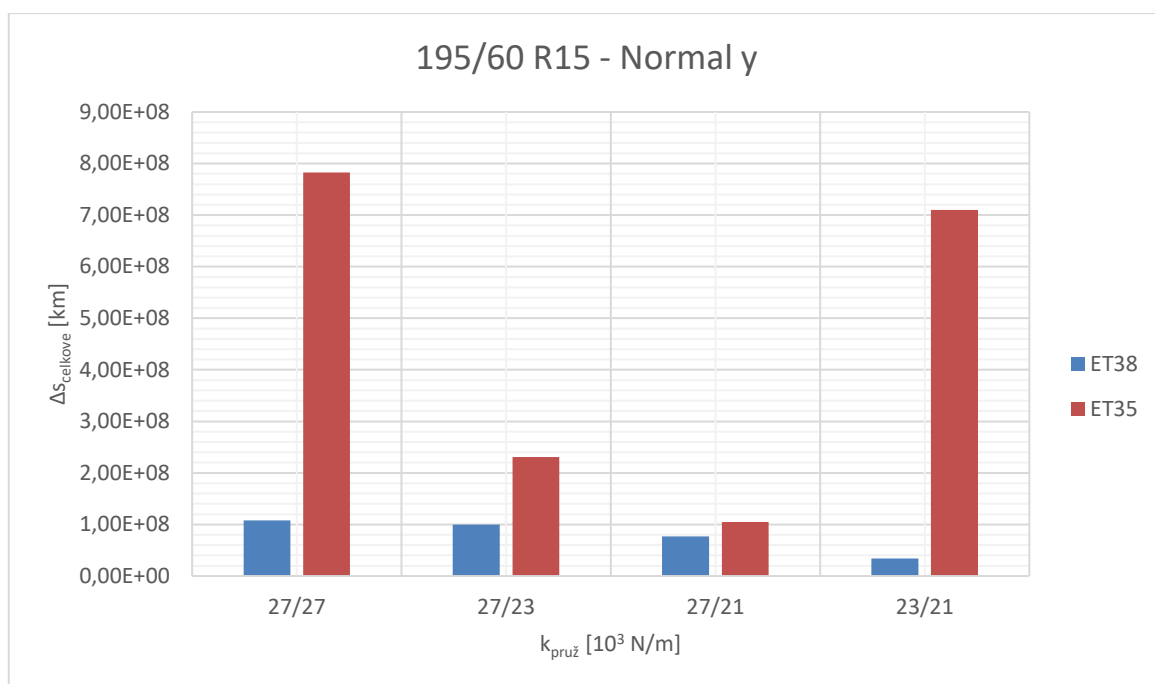
PŘÍLOHA 11 – Variační schéma (vliv pružin)

Tlumič		Přídavná pružina		Pružina		Vlastnosti kola																						
						šířka pneu	výška profilu	velikost disku	zális	radiální tuhost	průměr kola																	
Char. 1	přední	zadní	Char. 1	Char. 1	zadní	27	195	60	R15	ET35	195	635																
													Char. 1	27	195	60	R15	ET35	195	635								
																					Char. 1	27	195	60	R15	ET35	195	635
Char. 2	přední	zadní	Char. 2	Char. 2	27	195	60	R15	ET35	195	635																	
												Char. 2	27	195	60	R15	ET35	195	635									
																				Char. 2	27	195	60	R15	ET35	195	635	
																												Char. 2
Char. 3	přední	zadní	Char. 3	Char. 3	27	195	60	R15	ET35	195	635																	
												Char. 3	27	195	60	R15	ET35	195	635									
																				Char. 3	27	195	60	R15	ET35	195	635	
																												Char. 3
Char. 1	přední	zadní	Char. 1	Char. 1	27	205	55	R18	ET38	213,5	635																	
												Char. 1	27	205	55	R18	ET38	213,5	635									
																				Char. 1	27	205	55	R18	ET38	213,5	635	
																												Char. 1
Char. 2	přední	zadní	Char. 2	Char. 2	27	205	55	R18	ET38	213,5	635																	
												Char. 2	27	205	55	R18	ET38	213,5	635									
																				Char. 2	27	205	55	R18	ET38	213,5	635	
																												Char. 2
Char. 3	přední	zadní	Char. 3	Char. 3	27	205	55	R18	ET38	213,5	635																	
												Char. 3	27	205	55	R18	ET38	213,5	635									
																				Char. 3	27	205	55	R18	ET38	213,5	635	
																												Char. 3

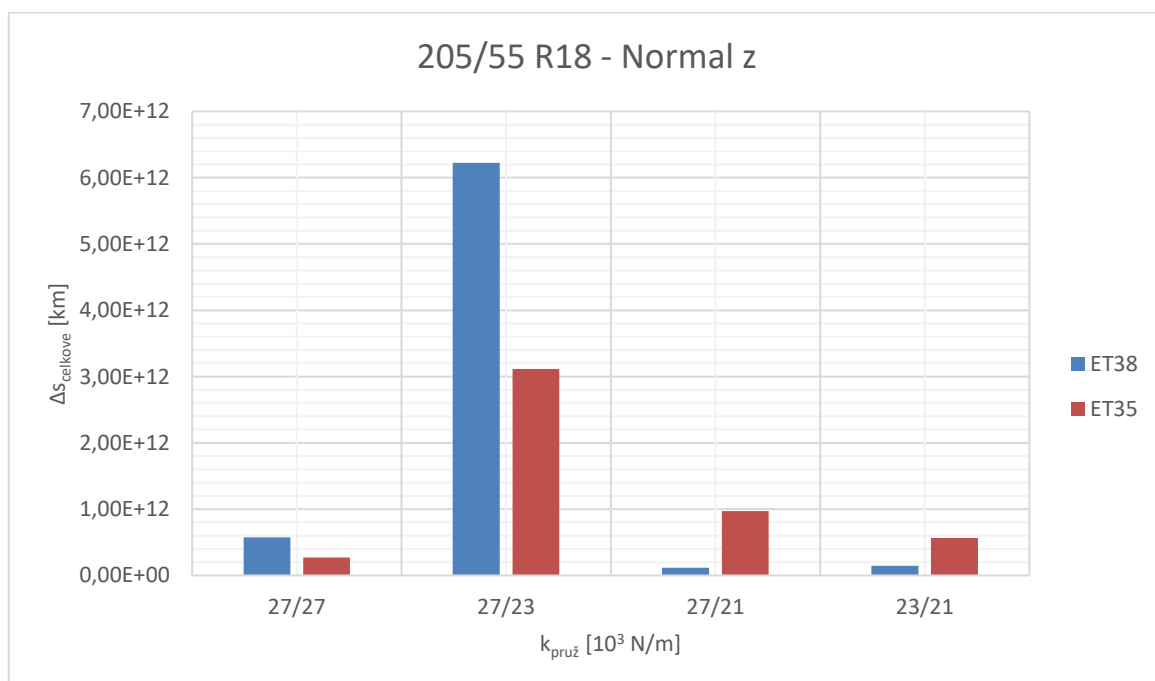
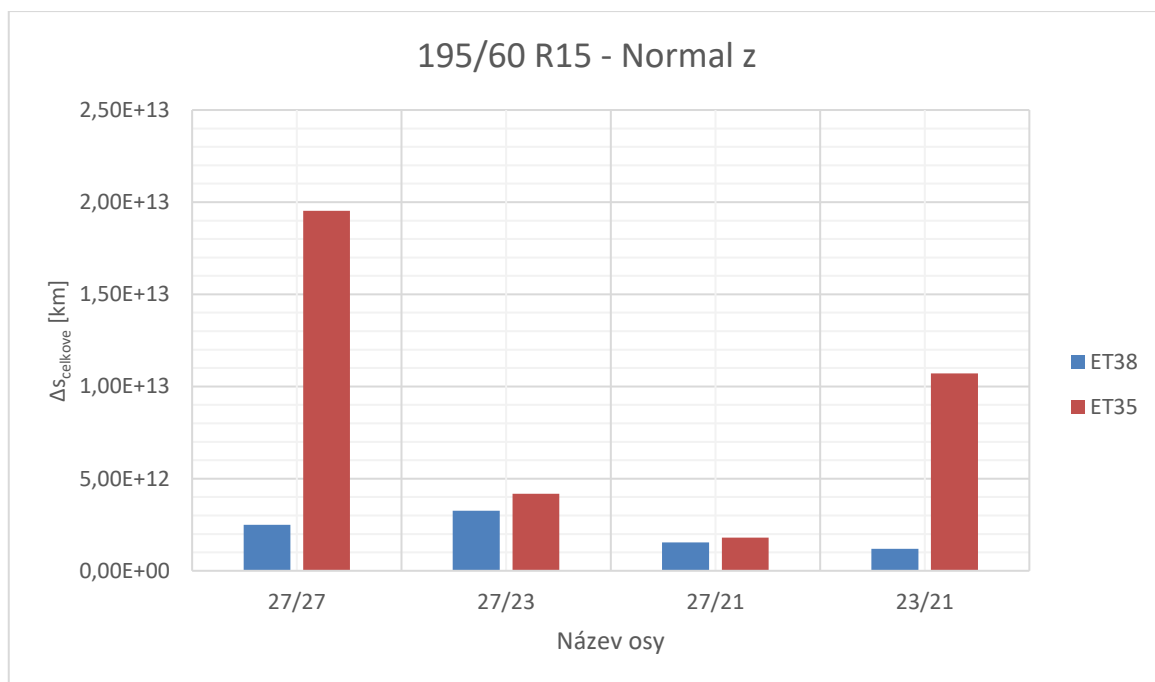
PŘÍLOHA 12 – Životnost čepu při působení normálového napětí



PŘÍLOHA 13 – Životnost čepu při působení normálového napětí



PŘÍLOHA 14 – Životnost čepu při působení normálového napětí





PŘÍLOHA 15 – Převodní tabulka (disk zadní)

Převodní tabulka		
Obr.2.16	Levé kolo	Pravé kolo
A	.MODEL_1.Laenkslenker_li.Flanschmitte_li	.MODEL_1.Laenkslenker_re.Flanschmitte_re
B	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Punkte_B	.MODEL_1.Raeder_hinter_re.Punkte_F
C	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Punkte_C	.MODEL_1.Raeder_hinter_re.Punkte_G
HPS_0	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Springanbindung_0	.MODEL_1.Raeder_hinter_re.Springanbindung_0
HPS_30	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Springanbindung_30	.MODEL_1.Raeder_hinter_re.Springanbindung_30
HPS_60	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Springanbindung_60	.MODEL_1.Raeder_hinter_re.Springanbindung_60
HPS_90	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Springanbindung_90	.MODEL_1.Raeder_hinter_re.Springanbindung_90
HPS_120	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Springanbindung_120	.MODEL_1.Raeder_hinter_re.Springanbindung_120
HPS_150	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Springanbindung_150	.MODEL_1.Raeder_hinter_re.Springanbindung_150
HPS_180	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Springanbindung_180	.MODEL_1.Raeder_hinter_re.Springanbindung_180
HPS_210	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Springanbindung_210	.MODEL_1.Raeder_hinter_re.Springanbindung_210
HPS_240	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Springanbindung_240	.MODEL_1.Raeder_hinter_re.Springanbindung_240
HPS_270	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Springanbindung_270	.MODEL_1.Raeder_hinter_re.Springanbindung_270
HPS_300	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Springanbindung_300	.MODEL_1.Raeder_hinter_re.Springanbindung_300
HPS_330	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Springanbindung_330	.MODEL_1.Raeder_hinter_re.Springanbindung_330



PŘÍLOHA 16 – Převodní tabulka (disk přední)

Převodní tabulka		
Obr.2.35	Levé kolo	Pravé kolo
E	.MODEL_1.ZSB_SChwenklager_li.Flanschmitte_li	.MODEL_1.ZSB_Schwenklager_re.Flanschmitte_re
B	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Punkte_B	.MODEL_1.Raeder_vorn_re.Punkte_F
C	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Ungefedertemassanbindung_li	.MODEL_1.Raeder_vorn_re.Punkte_G
HPS_0	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Springanbindung_0	.MODEL_1.Raeder_vorn_re.Springanbindung_0
HPS_30	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Springanbindung_30	.MODEL_1.Raeder_vorn_re.Springanbindung_30
HPS_60	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Springanbindung_60	.MODEL_1.Raeder_vorn_re.Springanbindung_60
HPS_90	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Springanbindung_90	.MODEL_1.Raeder_vorn_re.Springanbindung_90
HPS_120	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Springanbindung_120	.MODEL_1.Raeder_vorn_re.Springanbindung_120
HPS_150	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Springanbindung_150	.MODEL_1.Raeder_vorn_re.Springanbindung_150
HPS_180	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Springanbindung_180	.MODEL_1.Raeder_vorn_re.Springanbindung_180
HPS_210	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Springanbindung_210	.MODEL_1.Raeder_vorn_re.Springanbindung_210
HPS_240	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Springanbindung_240	.MODEL_1.Raeder_vorn_re.Springanbindung_240
HPS_270	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Springanbindung_270	.MODEL_1.Raeder_vorn_re.Springanbindung_270
HPS_300	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Springanbindung_300	.MODEL_1.Raeder_vorn_re.Springanbindung_300
HPS_330	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Springanbindung_330	.MODEL_1.Raeder_vorn_re.Springanbindung_330



PŘÍLOHA 17 – Převodní tabulka (pneumatiky přední)

Převodní tabulka		
Obr.2.36	Levá pneumatika	Pravé pneumatika
E	.MODEL_1.Laenkslenker_li.Flanschmitte_li	.MODEL_1.Laenkslenker_re.Flanschmitte_re
D	.MODEL_1.Raeder_vorn_li.Punkte_D	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_re.Punkte_H
HPS_0	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_0	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_re.Springanbindung_0
HPS_30	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_30	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_re.Springanbindung_30
HPS_60	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_60	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_re.Springanbindung_60
HPS_90	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_90	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_re.Springanbindung_90
HPS_120	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_120	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_re.Springanbindung_120
HPS_150	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_150	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_re.Springanbindung_150
HPS_180	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_180	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_re.Springanbindung_180
HPS_210	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_210	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_re.Springanbindung_210
HPS_240	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_240	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_re.Springanbindung_240
HPS_270	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_270	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_re.Springanbindung_270
HPS_300	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_300	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_re.Springanbindung_300
HPS_330	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_li.Springanbindung_330	.MODEL_1.Pneumatic_vorn_re.Springanbindung_330



PŘÍLOHA 18 – Převodní tabulka (pneumatiky zadní)

Převodní tabulka		
Obr.2.36	Levá pneumatika	Pravé pneumatika
A	.MODEL_1.Laenkslenker_li.Flanschmitte_li	.MODEL_1.Laenkslenker_re.Flanschmitte_re
D	.MODEL_1.Raeder_hinter_li.Punkte_D	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_re.Punkte_H
HPS_0	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_li.Springanbindung_0	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_re.Springanbindung_0
HPS_30	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_li.Springanbindung_30	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_re.Springanbindung_30
HPS_60	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_li.Springanbindung_60	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_re.Springanbindung_60
HPS_90	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_li.Springanbindung_90	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_re.Springanbindung_90
HPS_120	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_li.Springanbindung_120	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_re.Springanbindung_120
HPS_150	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_li.Springanbindung_150	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_re.Springanbindung_150
HPS_180	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_li.Springanbindung_180	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_re.Springanbindung_180
HPS_210	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_li.Springanbindung_210	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_re.Springanbindung_210
HPS_240	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_li.Springanbindung_240	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_re.Springanbindung_240
HPS_270	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_li.Springanbindung_270	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_re.Springanbindung_270
HPS_300	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_li.Springanbindung_300	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_re.Springanbindung_300
HPS_330	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_li.Springanbindung_330	.MODEL_1.Pneumatic_hinter_re.Springanbindung_330