

Návrh ložiskového uložení kola nákladního automobilu

Wheel Bearing Unit for a Truck

Diplomová práce

Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Václav Tajzich, CSc.

Bc. Ladislav Luštinec

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh ložiskového uložení kola nákladního automobilu“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Václava Tajzicha CSc., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne:

Ladislav Luštinec

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Václavu Tajzichovi CSc. za cenné rady a pomoc při vytváření této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat celé mé rodině za podporu při studiu.

Anotační list

Jméno autora: ***Bc. Ladislav LUŠTINEC***

Název DP: Návrh ložiskového uložení kola nákladního automobilu

Anglický název: Wheel Bearing Unit for a Truck

Rok: 2018

Studijní program: Strojní inženýrství

Obor studia: Dopravní, letadlová a transportní technika

Ústav: Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Vedoucí DP: Ing. Václav Tajzich, CSc.

Konzultant:

Bibliografické údaje: počet stran 69
počet obrázků 48
počet tabulek 12
počet příloh 9

Klíčová slova: ložiska, nákladní vozidlo, ložisková jednotka, životnost

Keywords: bearings, truck, hub bearings unit, lifetime

Anotace: V této diplomové práci se zabývám kolovými ložisky nákladních automobilů. První část se věnuje popisem používaných provedení, jejich mazáním, utěsnění a dalším komponentům ložisek a ložiskových jednotek. Druhá část popisuje způsoby zatížení ložisek a návrhový výpočet a jeho ověření. V třetí části navrhuji úpravy kolových jednotek vybraného vozidla.

Abstract: This diploma thesis describes wheel bearings for a truck. The first part describes the design, lubrication, sealing and other components of bearings and bearing units. The second part describes methods of bearing loading and calculations. In the third part I propose modifications of the wheel units.

Obsah

Seznam použitých veličin a symbolů	1
1. Úvod	3
2. Rešerše používaných řešení	3
2.1 Rozdělení typů ložisek	3
2.2 Typy valivých elementů	8
2.3 Komponenty ložiskových jednotek	9
2.3.1 Snímače otáček kol pro systémy ABS, ASR, ESP	9
2.3.2 Přenos výkonu z hnacího hřídele na náboj kola / kroužek ložiskové jednotky	12
2.3.3 Příruba kola – středění kol, kolové matice a šrouby	14
2.3.4 Uložení brzdového kotouče/bubnu	14
3. Provoz kolových ložisek	15
3.1 Seřizování ložisek	15
3.2 Mazání ložisek	17
3.3 Těsnění	19
3.4 Opatření a poruchy ložisek	20
3.4.1 Monitorování stavu ložisek za provozu vozidla	23
4. Provoz vozidla	23
4.1 Maximální povolené zatížení náprav	23
4.2 Životnost ložisek u nákladních vozidel	24
5. Metodika návrhového výpočtu ložisek	25
5.1 Rozbor sil působících na ložiska kol při různých režimech jízdy vozidla	26
5.2 Výpočet sil působících na ložiska	37
5.3 Výpočet životnosti a statické bezpečnosti ložisek	38
5.4 Dráhové podíly režimů	42
6. Ověření metody výpočtu	43
7. Rekonstrukce stávajícího řešení	45
7.1 Uložení předního kola	48
7.2 Uložení zadního kola	50
8. Návrh úprav	52
8.1 Uložení předního kola	52
8.2 Uložení zadního kola	55
8.3 Montážní pokyny	59
9. Závěr	61
10. Seznam použité literatury:	62
11. Seznam obrázků	66

12.	Seznam tabulek	67
13.	Seznam příloh.....	67
14.	Přílohy	68

Seznam použitých veličin a symbolů

Značka	Popis	Jednotka
F_{zz}	síla ve směru z na zadní nápravu	[N]
F_{zp}	síla ve směru z na přední nápravu	[N]
G	tíhová síla vozidla	[N]
r	rozvor	[m]
r_a	vzdálenost přední nápravy od těžiště	[m]
F_z	síla na kolo ve směru z	[N]
M_k	hnací moment na kole	[Nm]
a	zrychlení vozidla	[ms ⁻²]
δ	součinitel rotačních hmot	-
M_f	moment valivého odporu	[Nm]
f_v	součinitel valivého odporu	-
F_k	hnací síla na kole	[N]
rd	dynamický poloměr pneumatiky	[m]
Fr_{x1}	radiální síla na ložisko 1 ve směru x	[N]
Fr_{x2}	radiální síla na ložisko 2 ve směru x	[N]
O_f	odpor valení	[N]
Fr_{z1}	radiální síla na ložisko 1 ve směru z	[N]
Fr_{z2}	radiální síla na ložisko 2 ve směru z	[N]
M_{ku}	hnací moment na kole při ustálené rychlosti	[Nm]
O_v	odpor vzduchu	[N]
O_t	odpor tahu	[N]
p	počet poháněných kol	-
ρ	hustota vzduchu	[kgm ⁻³]
c_x	součinitel odporu vzduchu	-
S_x	průřez vozidla kolmý na směr pohybu	[m ²]
v	rychlost vozidla	[ms ⁻¹]
h	výška těžiště vozidla	[m]
z	rozchod kol	[m]
F_{zpe}	síla ve směru z na přední kolo vnější	[N]
F_{zpi}	síla ve směru z na přední kolo vnitřní	[N]
F_{zze}	síla ve směru z na zadní kolo vnější	[N]
F_{zzi}	síla ve směru z na zadní kolo vnitřní	[N]
F_{op}	odstředivá síla působící na přední nápravu	[N]
F_{oz}	odstředivá síla působící na zadní nápravu	[N]
g	tíhové zrychlení	[ms ⁻²]
R	poloměr zatáčky	[m]
$F_{y_{pi}T}$	síla ve směru osy y na vnitřní kolo přední nápravy teoretická	[N]
$F_{y_{pe}T}$	síla ve směru osy y na vnější kolo přední nápravy teoretická	[N]
$F_{y_{zi}T}$	síla ve směru osy y na vnitřní kolo zadní nápravy teoretická	[N]
$F_{y_{ze}T}$	síla ve směru osy y na vnější kolo zadní nápravy teoretická	[N]
$F_{y_{pi}M}$	síla ve směru osy y na vnitřní kolo přední nápravy maximální	[N]

F_{ypeM}	síla ve směru osy y na vnější kolo přední nápravy maximální	[N]
F_{yziM}	síla ve směru osy y na vnitřní kolo zadní nápravy maximální	[N]
F_{yzeM}	síla ve směru osy y na vnější kolo zadní nápravy maximální	[N]
f_y	součinitel adheze ve směru y	-
F_{ypi}	síla ve směru osy y na vnitřní kolo přední nápravy skutečná	[N]
F_{ype}	síla ve směru osy y na vnější kolo přední nápravy skutečná	[N]
F_{yzi}	síla ve směru osy y na vnitřní kolo zadní nápravy skutečná	[N]
F_{yze}	síla ve směru osy y na vnější kolo zadní nápravy skutečná	[N]
F_{opm}	maximální odstředivá síly pro přední nápravu	[N]
F_{ozm}	maximální odstředivá síly pro zadní nápravu	[N]
m_p	zatížení přední nápravy	[kg]
m_z	zatížení zadní nápravy	[kg]
α	sklon vozovky	[°]
M_b	Brzdňý moment na kole	[Nm]
F_{bp}	brzdňá síla na přední nápravu	[N]
F_{bz}	brzdňá síla na zadní nápravu	[N]
F_b	Setrvačňá síla při brzděňí	[N]
a_b	Zpomalení při brzděňí	[ms ⁻²]
$F_{b\ max}$	maximální brzdňá síla na mezi adheze	[N]
f_x	součinitel adheze ve směru x	-
a	vzdálenost mezi působišti ložisek kola	[m]
b	vzdálenost mezi zatěžující silou a působištem vnějšího ložiska	[m]
k	rázový součinitel	-
L_{10}	základňí trvanlivost ložiska	[mil. otáček]
C	základňí dynamická únosnost ložiska	[kN]
P	ekvivalentňí dynamické zatížení ložiska	[kN]
F_r	radiální síla na ložisko	[N]
F_a	axiální síla na ložisko	[N]
e	výpočťový součinitel ložiska	-
Y	součinitel axiálního zatížení ložiska	-
C'	dynamická únosnost ložiskové jednotky	[kN]
C_0'	Statická únosnost ložiskové jednotky	[kN]
i	výpočťový součinitel pro přepočť C - C'	-
m	výpočťový součinitel pro přepočť C - C'	-
D	únavové poškození	-
n_i	počet cyklů při daném zatížení P_i	-
N_i	trvanlivost při zatížení P_i	-
P_i	dílčí zatížení	[kN]
ϵ_i	součinitel zastoupení zátěžňého cyklu z celkové životnosti	-
L_{10i}	výpočťová životnost jednotlivých zátěžňých režimů	[km]
C_0	základňí statická únosnost	[kN]
S_0	statická bezpečnost	-
P_0	ekvivalentňí statické zatížení ložiska	[kN]
Y_0	součinitel axiálního zatížení ložiska	-

1. Úvod

Ložiska kol představují důležitou součást vozidla, jejich prostřednictvím dochází k přenosu sil z kola na vozidlo a zajišťují přesné vedení kol. Jejich konstrukce ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidla a bezpečnost posádky a nákladu.

V minulosti se používala jediná konstrukce složená ze dvou nejčastěji kuželíkových ložisek. V posledních letech se i u nákladních automobilů začínají objevovat ložiskové jednotky, podobně jako u vozidel osobních z důvodu zrychlení montáže, snížení výrobních nákladů, snížení hmotnosti, zvýšení životnosti atd. Ložiskové jednotky se vyrábí v provedení s kuličkovými i kuželíkovými ložisky, někteří výrobci dokonce používají jejich kombinaci, kdy jedna ložisková jednotka obsahuje řadu kuliček i kuželíků. U menších užitkových vozidel se využívá kuličkových ložisek (pokud z hlediska únosnosti vyhovují) z důvodů nižších valivých odporů. Jelikož jsou tématem diplomové práce ložiska nákladních automobilů, budu se dále zabývat převážně ložisky kuželíkovými.

2. Rešerše používaných řešení

2.1 Rozdělení typů ložisek

- Dvě samostatná ložiska
- Bezúdržbové kolové jednotky
- Ložisková jednotka první generace HUB I
- Ložisková jednotka druhé generace HUB II – rotující vnitřní kroužek
- Ložisková jednotka druhé generace HUB II – rotující vnější kroužek
- Ložisková jednotka třetí generace HUB III
- Speciální typy ložisek

a) Dvě samostatná ložiska

I v dnešní době je to u nákladních vozidel stále ještě nejpoužívanější řešení. Výhodou je jednoduché použití rozdílných ložisek pro optimalizaci jejich životností. Jedná se o řešení vhodné pro poháněné i nepoháněné nápravy. Nevýhodou je nutnost správného seřízení (nastavení vůle, předpětí – viz kapitola 3.1), naplnění mazivem a kontrola, případně výměna

těsnících kroužků při každé demontáži náboje. Správné seřízení je velmi důležité pro dosažení co největší životnosti. Nejčastěji jsou použity kuželíková ložiska viz Obr. 1, ale existují i výjimky jako například u vozu Praga v3s, kde je přední kolo uloženo na válečkovém a kuličkovém ložisku viz a u uložení kol zadních náprav je použito jedno ložisko válečkové a dvojice ložisek kuželíkových viz. Obr 2.

Výhody:

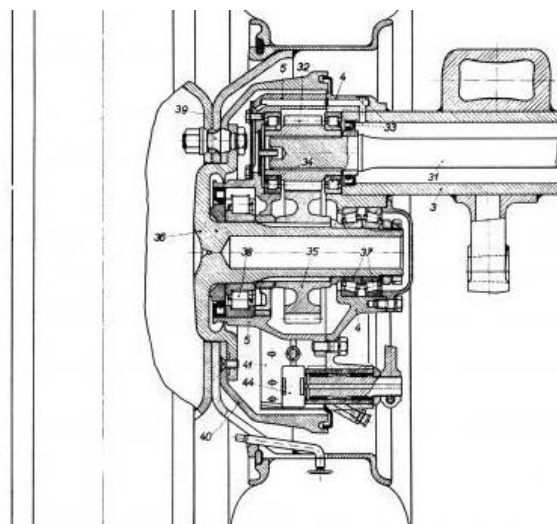
- možnost libovolné kombinace různých typů a velikostí ložisek
- použití pro poháněné i nepoháněné nápravy

Nevýhody:

- složité seřízení – přesnost seřízení a tím i životnost ložisek je závislá na zkušenostech mechanika
- složitá montáž
- nutno při montáži naplnit mazivem
- při montáži hrozí nebezpečí poškození těsnění
- velké zástavbové rozměry
- vysoká hmotnost – velké neodpružené hmoty



Obrázek 1: Uložení kola návěsové nápravy Valx, dvojice kuželíkových ložisek [30]



Obrázek 2: Uložení kola PV3S, dvojice kuželíkových a válečkové ložisko [23]

b) Bezúdržbové kolové jednotky

Mezičlánek mezi samostatnými jednořadými ložisky a ložiskovými jednotkami tvoří seřízené bezúdržbové sestavy kolových jednotek viz Obr. 3. Vůle nebo předpětí v ložiskách závisí na přesnosti výroby a tolerancích všech částí jednotky. Jejich výhodou je, že při poškození ložisek není nutno měnit celý náboj kola (jako u ložiskových jednotek), ale výrobce



Obrázek 3: Bezúdržbová kolová jednotka Schaeffler [31]

jednotky pouze vymění poškozené oběžné dráhy ložisek. Další výhodou je, že pro koncového uživatele odpadá nutnost údržby tzn. doplňování maziva a seřizování. Nevýhodou je, ale vyšší hmotnost a větší zástavbové rozměry oproti ložiskovým jednotkám.

c) Ložisková jednotka první generace HUB I (Hub Unit Bearings)

Ložiskové jednotky první generace integrují dvě ložiska dohromady s těsněním a jsou dodávány namazaná, seřízená a utěsněná viz Obr. 4, což velmi usnadňuje práci v servise, při jejich výměně. Navíc je minimalizovaná možnost poškození při nesprávné montáži, například vnikem nečistot do ložisek nebo nesprávným seřízením. Seřízení jednotky je dáno již výrobními tolerancemi, vnitřní kroužek bývá



Obrázek 4: Ložisková jednotka HUB I [15]

dělený pro umožnění montáže a jeho části mohou být poté spojeny zalisováním pomocí plechového pásku. Je možné integrovat kroužek pro snímač otáček kol viz kapitola 2.3.1, ale u této generace výrobci dávají spíše přednost kroužku nalisovanému na náboji kola

(viz Příloha 2 - pozice 10). Jsou dnes často používané pro uložení kolu u nepoháněných náprav i u nákladních vozidel nad 12 000 kg.

Výhody v porovnání se dvojicí samostatných ložisek:

- snadná montáž
- jednotky dodané namazané a seřízené
- jednotky provedeny jako bezúdržbové, nerozebíratelné – není nutné doplňovat/měnit náplň maziva ani seřizovat v průběhu životnosti jednotky
- odpadá nutnost montáže těsnění
- kompaktní rozměry
- možnost integrace kroužku pro snímač otáček kol do těsnění jednotky

d) Ložisková jednotka druhé generace HUB II

Integruje dvě namazaná, utěsněná a seřízená ložiska podobně jako HUB I, navíc je opatřena přírubou pro montáž disku, případně brzdového kotouče/bubnu viz Obr. 5.

Výhody oproti HUB I:

- jednodušší montáž
- nižší hmotnost
- vyšší tuhost
- snížení počtu dílů sestavy kolové jednotky



Obrázek 5: Ložisková jednotka HUB II [15]

e) Ložisková jednotka druhé generace HUB III

Oproti druhé generaci integruje přírubu pro disk kola i pro upevnění k rámu viz Obr. 6. Výsledkem je ještě jednodušší montáž a možnost integrace i snímače ABS/ASR. Na těžké nákladní vozidlo s tímto provedení kolových ložisek jsem při práci na rešerši nenarazil, používají se spíše u kategorií vozidel N1 a N2 (např. Mercedes Sprinter nebo v USA oblíbené vozy pick-up).

Výhody oproti HUB II:

- jednodušší montáž
- nižší hmotnost
- vyšší tuhost uložení – vyšší životnost
- integrovaný kroužek i snímač pro systémy ABS/ASR



Obrázek 6: Ložisková jednotka HUB III [15]

f) Speciální typy ložisek

Ložisková jednotka Twin tandem Schaeffler [31]

Jedná se o ložiskovou jednotku se čtyřmi řadami kuliček s kosoúhlým stykem místo dvou řad kuželíků viz Obr. 7. Bodový kontakt společně s absencí tření mezi čely kuželíku a osazením vnitřního kroužku snižuje tření, což významně přispívá ke snížení spotřeby a tím ke snížení v současnosti hodně sledovaných emisí CO₂.



Obrázek 7: Ložisková jednotka Twin Tandem [31]

Asymetrické a hybridní ložiskové jednotky X – Tracker SKF [17].

Pro zvýšení tuhosti a únosnosti ložiskových jednotek, začali v SKF vyrábět ložiska, které nemají obě řady stejné viz. Obr. 8. Asymetrické jednotky mají vnější řadu o větším průměru než vnitřní a obsahuje také větší počet valivých elementů. Hybridní ložiskové

jednotky kombinují řady kuliček a kuželíků. Oba druhy jednotek se používají díky vyšší únosnosti u vozů SUV a menších nákladních vozidel, asymetrické jednotky se používají také pro luxusní a sportovní vozy, kde díky větší tuhosti mohou být brzdové destičky blíže kotouči (=> menší „mrtvý chod“ brzdového pedálu) a nehrozí škrtnání destiček o kotouč při zatáčení.



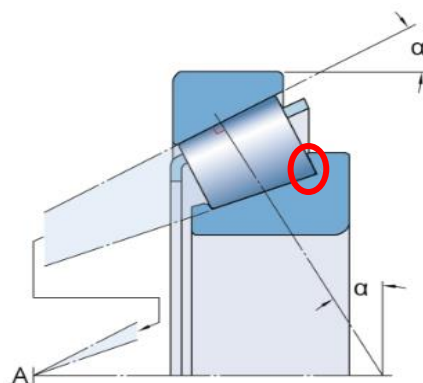
Obrázek 8: Asymetrická a hybridní ložiska SKF, zleva: kombinace kuličky kuželíky, rozdílné řady kuliček a rozdílné řady kuželíků [17]

2.2 Typy valivých elementů

Nejčastěji se setkáváme u osobních a malých užitkových vozidel s ložisky kuličkovými, u nákladních vozidel a autobusů s ložisky kuželíkovými. Existují ale i výjimky jako u vozu Praga V3S viz Obr. 2.

a) Kuželíky

Z hlediska přenášených sil je výhodou větší kontaktní plocha a schopnost přenášet velké radiální a axiální síly, na druhou stranu však dochází k větším ztrátám a zahřívání ložiska z důvodu tření mezi čely valivých elementů a osazení na vnitřním kroužku ložiska, v oblasti vyznačené na Obr. 9. Velikost ztrát závisí na přesnosti výroby a konstrukčním provedením tohoto místa (např. použití zápichu). Kuželíková ložiska nejsou také vhodná pro velké rychlosti.



Obrázek 9: Kuželíkové ložisko – červeně vyznačeno místo je zdrojem ztrát třením
[\http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-

b) Kuličky

Používají se u vozidel, kde působí menší síly na kola, protože z důvodů bodového styku vznikají mezi valivými elementy a oběžnými drahami velké kontaktní tlaky. Velkou výhodou je možnost použití pro vysoké otáčky a nižší ztráty, proto je snaha je použít i pro těžší vozidla viz. čtyřřadé ložiskové jednotky Twin Tandem str. 7.

2.3 Komponenty ložiskových jednotek

2.3.1 Snímače otáček kol pro systémy ABS, ASR, ESP

Pro řadu jízdních asistentů (ABS, ASR, ESP,...) je nutné znát rychlost jednotlivých kol a rychlost vozidla pro vyhodnocení jízdní situace. Rychlost otáčení se zjišťuje pomocí senzorů umístěných u náboje kola.

Pro zvýšení bezpečnosti jsou všechna vozidla vyrobené po roce 2004 vybavená systémem ABS (z anglického Anti-lock Braking System), proto se objevily snahy integrovat snímače otáček do ložiskových jednotek. Výhodou integrace snímačů do ložiskových jednotek je zejména snížení doby montáže při kompletaci vozidla, zvýšení spolehlivosti, snížení hmotnosti, zmenšení zástavbového prostoru, není potřeba seřizovat vzdálenost snímače od kroužku atd. ABS zamezuje zablokování kol při prudkém brzdění a tím zajišťuje stabilitu a ovladatelnost vozu při prudkém brzdění i na kluzké vozovce. Systém vyhodnocuje rychlost otáčení všech kol a v případě, že se některé kolo zastaví, jednotka sníží tlak v brzdové soustavě a uvede všechna kola opět do pohybu.

Systém ASR vyhodnocuje rychlost otáčení kol a v případě prokluzu kola při rozjezdu kolo přibrzdí (funguje tedy v podstatě jako diferenciál se sníženou vlastní účinností) nebo při vyšších rychlostech sníží výkon motoru.

Typy snímačů [6,7]:

1. Pasivní indukční

Indukční snímače se skládají většinou z tyčového magnetu s magneticky měkkým pólovým nástavcem, na kterém je umístěna indukční cívka se dvěma vývody. Otáčí-li se před tímto snímačem feromagnetické ozubené kolo, indukuje se v cívce přibližně sinusové napětí viz Obr. 10. Nevýhodou výstupního signálu je, že jeho napětí značně klesá

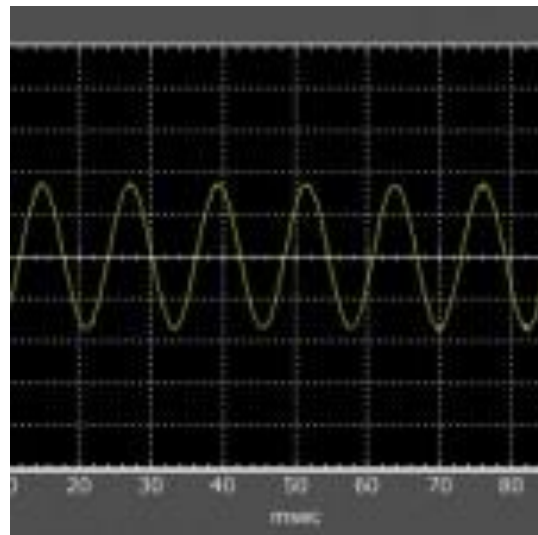
s otáčkami, takže minimální použitelný signál je při cca 30 ot/min. To omezuje možnost použití u nových systému kombinovaných s ASR, kdy potřebujeme rozlišit i otáčky blížící se nule, proto se v současnosti používají především aktivní snímače.

Výhody:

- nízké výrobní náklady
- odolnost vůči elektromagnetickému rušení
- velký teplotní rozsah

Nevýhody

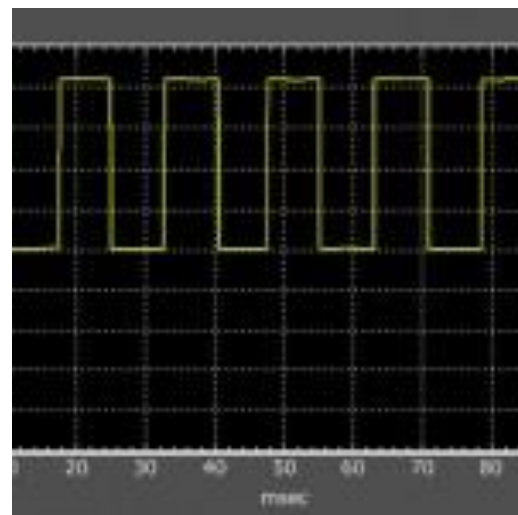
- větší rozměry dané počtem závitů cívky
- amplituda signálu závislá na otáčkách
- citlivost na velikost vzduchové mezery



Obrázek 10: Průběh signálu pasivního indukčního snímače [6]

2. Aktivní hallův snímač

Tyto snímače fungují na principu Hallova efektu, což je vznik napětí v polovodičové destičce protékané proudem (potřebuje napětí => aktivní senzor) za současného působení magnetického pole, které je měněno rotujícím ozubeným kolem. Diody Hallova snímače fungují jako spínače a senzor produkuje hranatý signál viz. Obr. 11, který se změnou otáček mění frekvenci, zatímco amplituda zůstává konstantní. Díky tomu můžeme sledovat i otáčky blížící se nule.



Obrázek 11: Průběh signálu aktivního hallova snímače [6]

3. Aktivní magnetický

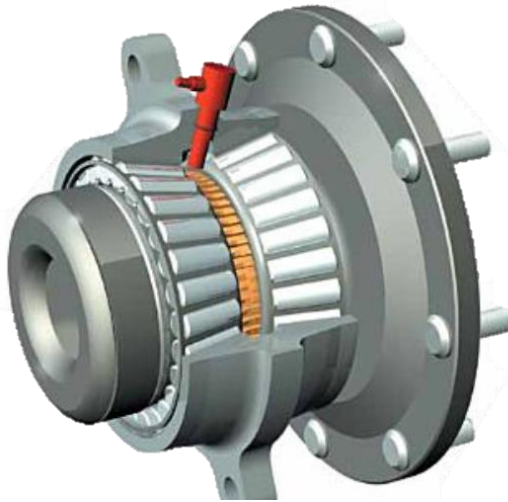
Dalším krokem ve vývoji ABS je nahrazení ozubeného kroužku magnetickým kroužkem, který je součástí těsnění ložiska. Nevýhodou je však nebezpečí přitažení malých kovových předmětů na těsnící kroužek, které mohou způsobit jeho poškození. Těsnící kroužek s magnetickým páskem se vyrábí tak, že jsou do elastického materiálu přidány magnetické částice. Magnetické kroužky jsou velmi citlivé na jakékoliv magnetická pole, je tedy nutné uchovávat je mimo jejich dosah. Před instalací ložiska je proto nutno ověřit, že magnetický kroužek není poškozen, a zjistit, na které straně ložiska či ložiskové jednotky se magnetický kroužek nachází. Slouží k tomu přípravek zobrazený na Obr. 12. [24]



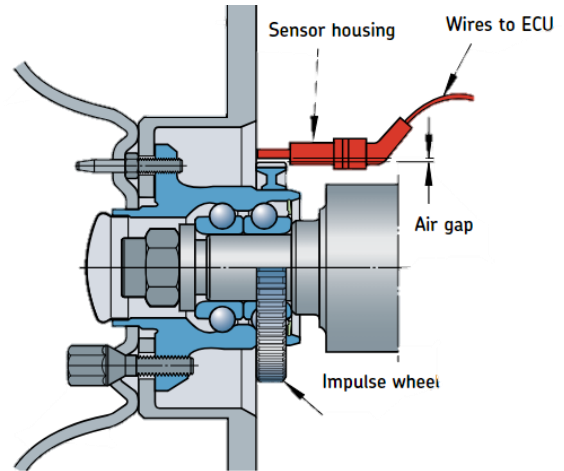
Obrázek 12: Přípravek pro kontrolu magnetického pole ložiskového těsnění [24]

Možnosti umístění senzoru a kroužku

Používá se mnoho variant umístění kroužku a senzoru. Při použití jednořadých ložisek se nejčastěji kroužek lisuje na náboj kola viz Příloha 2. U ložiskových jednotek I. a II. generace je často použit magnetický těsnící kroužek nebo kroužek nalisován (viz Obr. 14), či vyfrézován na vnějším rotačním kroužku jednotky. U ložiskových jednotek III. generace je nejvýhodnější kroužek umístit mezi řady ložiska na vnitřní rotační kroužek jednotky, senzor je poté zašroubován do vnější nepohyblivé části jednotky viz Obr. 13. Tímto je senzor dokonale kryt proti nečistotám a možnému poškození a je přesně vymezena jeho poloha vůči kroužku.



Obrázek 13: HUB III – senzor mezi řadami kuželíků



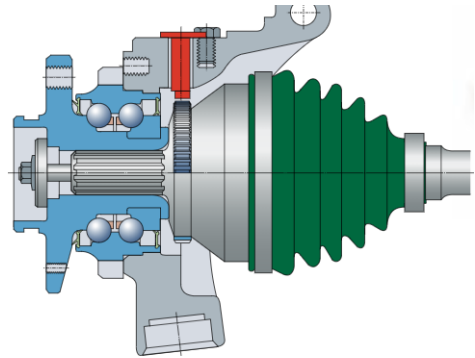
Obrázek 14: HUB II – kroužek nalisován na rotačním kroužku jednotky

2.3.2 Přenos výkonu z hnacího hřídele na náboj kola / kroužek ložiskové jednotky

U poháněných náprav je nutno zabezpečit přenos výkonu z hnacího hřídele na náboj kola, popřípadě kroužek ložiskové jednotky. Používá se spojení:

- Podélným drážkováním

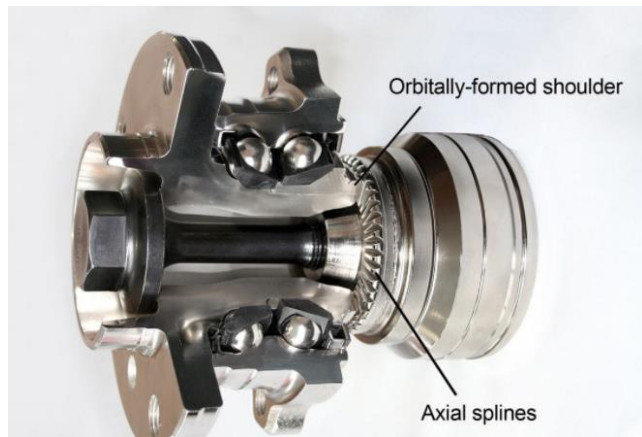
Nejčastěji se používá u HUB III, kdy je vnější kroužek ložiska pevný a do vnitřního otočného je nasazen drážkovaný hřídel. Toto řešení se používá hlavně pro přenos nižších výkonů. Uspořádání pro poháněnou nápravu a použití jednotky třetí generace (HUB III) vidíme na Obr. 15. Hřídel je u této konstrukce vůči axiálnímu posuvu zajištěna pojistnou deskou a šroubem s šestihrannou hlavou.



Obrázek 15: Přenos výkonu drážkováním z hnacího hřídele na kolo, HUB III [25]

- Čelním drážkováním

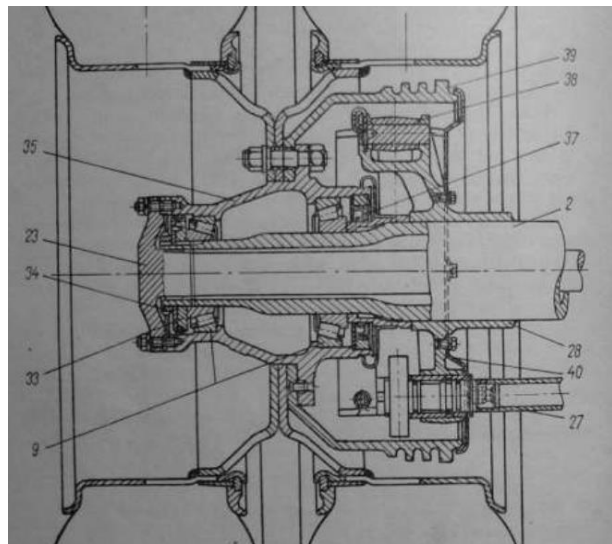
Přenos výkonu i centrování hnacího hřídele vůči náboji zajišťuje čelní drážkování a šroub v ose kola viz Obr. 16. Výhodou je rychlá montáž, snížení hmotnosti až o 10 % a možnost přenosu vyšších výkonů při stejném průměru. [27]



Obrázek 16: Spojení hnacího hřídele s nábojem kola čelním drážkováním [27]

- Přírubou

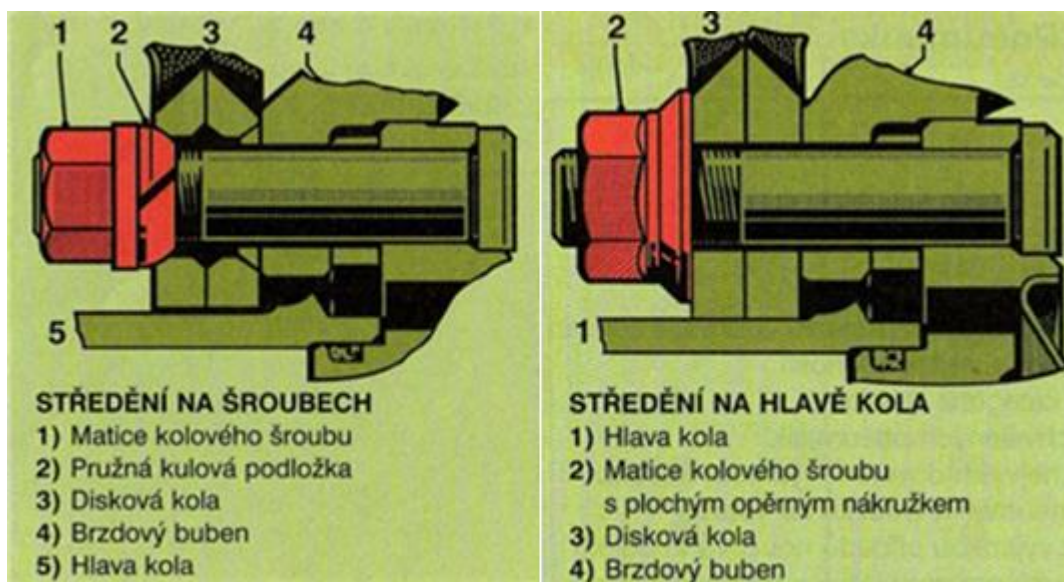
Pokud je přenášený moment vyšší než únosnost drážkování a není možno zvětšit jeho průměr, použije se spojení náboje s hnacím hřídelem přírubou. Toto řešení je nejčastěji používané u nákladních vozidel. Po montáži náboje kola na nápravu se nábojem kola a dutou nápravnicí vsune hnací hřídel opatřený na jednom konci drážkováním pro diferenciál a na konci druhém přírubou pro náboj kola. Moment je pak přenášen třením vyvolaným utahením šroubů příruby.



Obrázek 17: Spojení hnacího hřídele s nábojem kola přírubou [23]

2.3.3 Příruba kola – středění kol, kolové matice a šrouby

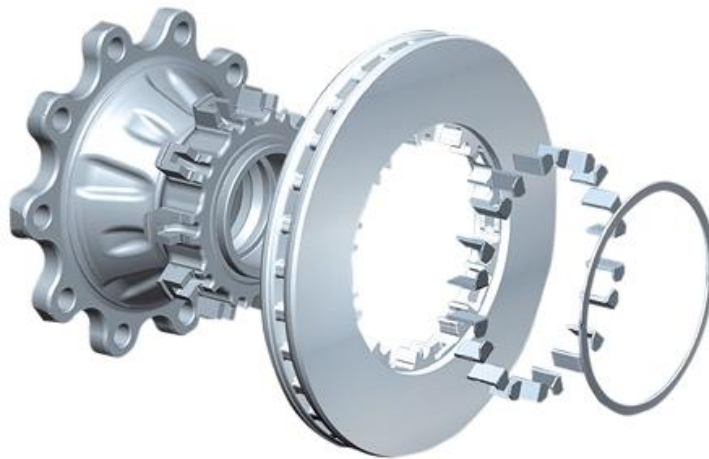
Při použití ložiskových jednotek druhé a třetí generace je součástí ložiska i příruba pro montáž disku kola, proto je při jejich návrhu nutné znát různé způsoby uchycení disku k přírubě. Spojení příruby a disku je realizováno pomocí šroubů našroubovaných do závitů v přírubě, nebo matic našroubovaných na šroubech, zalisovaných do příruby (u nákladních vozidel častěji – umožňují snadnější vystředění otvorů v disku vůči šroubům kola). Provedení matice nebo hlavy šroubu závisí na způsobu centrování kola. Pokud je disk kola středěný na náboji kola středovým otvorem v disku (viz Obr. 18 – vpravo), jsou použity šrouby nebo matice s rovnou dosedací plochou. Takové řešení je výhodnější z hlediska bezpečnosti, ale obtížněji se montuje nebo demontuje kolo. Středění je také možné pomocí šroubů, matic nebo podložek s kulovou dosedací plochou (viz Obr. 18 – vlevo).



Obrázek 18: Možnosti středění disků kol na náboji u nákladních automobilů [20]

2.3.4 Uložení brzdového kotouče/bubnu

U bezúdržbových kolových jednotek a ložiskových jednotek II. a III. generace je často součástí jednotky i prvek umožňující připojení brzdového kotouče. U osobních a dodávkových automobilů a malých nákladních vozidel, je brzdový kotouč uchycen kolovými šrouby na stejné přírubě jako disk kola. U větších nákladních je vhodnější použít samostatnou přírubu, nebo různých spojů pomocí drážkování a zajištění menšími šrouby proti axiálnímu posuvu – tzv. splined brake disc viz Obr. 19, které také zlepšují odolnost vůči praskání kotoučů od vysokých teplot [34].



Obrázek 19: Splined brake disc – spojení náboje kola s brzdovým kotoučem drážkováním [http://www.knorr-bremsecvs.com/en/products_1/discbrakes/discbrakes.jsp]

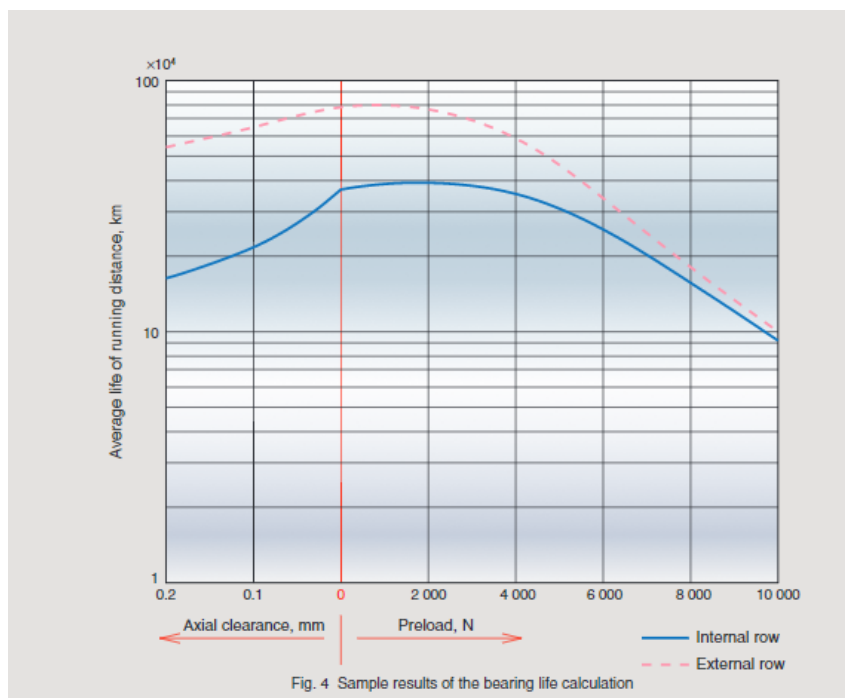
3. Provoz kolových ložisek

3.1 Seřizování ložisek

Seřizování ložiska je myšleno, zda mají po montáži vůli, nebo jsou předepjatá (u ložisek s kosoúhlým stykem a kuželíkových se jedná o předpětí v axiálním směru). Pro provoz ložisek je nejvýhodnější, pokud za provozu mají nulovou vůli i předpětí. V praxi se však často používají ložiskové jednotky předepjatá z důvodu:

- zvýšení tuhosti
- snížení hlučnosti - čím menší je provozní vůle v ložisku, tím jsou lépe vedena valivá tělesa v nezátížené oblasti a tím tišší je chod ložiska.
- zvýšení přesnosti uložení => přesné vedení kol, přesné řízení
- kompenzace opotřebení uložení a usazení (“sednutí”) za provozu
- dlouhá provozní trvanlivost - velká vůle má za následek, že vnější zatížení přenáší menší počet valivých elementů a tím roste jejich zatížení. Předepnutím dojde k rovnoměrnějšímu zatížení valivých elementů a tím ke zlepšení trvanlivosti.

Na Obr. 20 vidíme závislost životnosti ložisek na seřízení uložení. Směrem vlevo od svislé osy roste vůle a vpravo předpětí. Z grafu je patrné, že při malém zvětšení předpětí životnost ložisek roste, po překonání určité hodnoty však začne strmě klesat, zároveň také dochází k růstu provozní teploty a snížení životnosti maziv a těsnění. Uložení s předpětím je proto výhodné, jen pokud můžeme požadovanou hodnotu předpětí přesně dosáhnout. Z tohoto důvodu se u uložení sestavených z jednořadých ložisek, jejichž seřízení závisí na zkušenostech mechanika, používají uložení s vůlí.

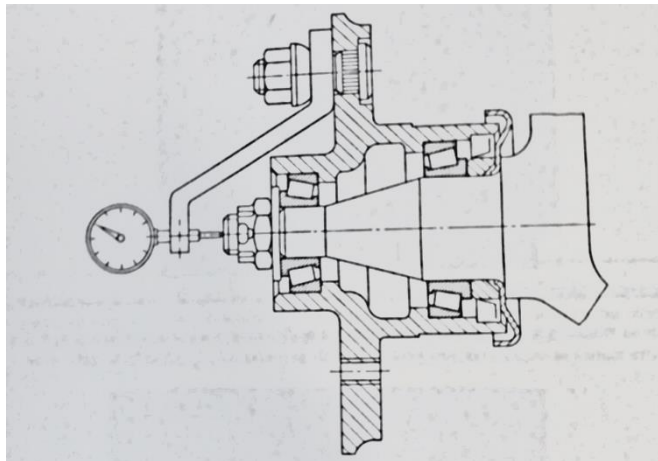


Obrázek 20: Životnost ložisek v závislosti na montážní vůli/předpětí

Vůle nebo předpětí za provozu závisí nejen na montážní vůli/předpětí, ale také na provozních podmínkách. Za provozu dochází vlivem ztrát třením k ohřevu a často jsou z důvodu lepšího chlazení náboje rozdílné teploty náboje a hřídele. Rozdílnou tepelnou roztažností poté dojde ke změně seřízení ložiska.

Měření vůle a postup seřizování

Nejčastěji jsou kolová ložiska na hřídeli zajištěna pomocí korunové matice se závlačkou, nebo pomocí dvojce matic se zářezy se zajišťujícími podložkami. Utahováním matice dochází k zmenšování axiální vůle. Při utahování je nutné pootáčet s nábojem jinak dojde k poškození oběžných drah ložisek viz Obr. 24. Při montáži je možné měřit vůli pomocí přípravku na Obr. 21. Axiálním pohybem náboje v obou směrech a odečtením hodnot z měřidla zjistíme axiální vůli, měření opakujeme při různých natočeních náboje vůči hřídeli. Bez speciálního vybavení se nechají ložiska seřídít tak, že mechanik postupně utahuje matici a před každým přitažením roztočí kolo rukou. Pokud se zastaví po půl až celé otáčce je kolo bez vůle a potřebnou vůli nastavíme povolením matice. Úhel pootočení matice závisí na požadované vůli a stoupání závitu. U starších konstrukcí je předepisována vůle u ložisek kol 0,5-0,15 mm [23].



Obrázek 21: Měření montážní vůle na náboji kola [22]

3.2 Mazání ložisek

Mazání je jednou z hlavních podmínek správné funkce valivého ložiska. Mazání plní řadu funkcí:

- snížení opotřebení

Film maziva zabraňuje přímému kontaktu kovových částí tloušťka tohoto filmu výrazně ovlivňuje trvanlivost ložisek. Kromě mazání oběžných ploch je nutné mazat také kluzné plochy klecí. Aby mazivo působilo i mezi valivými tělisky a oběžnými plochami, musí mít mazivo dostatečnou konzistenci a přilnavost, protože v těchto místech působí velké tlaky.

- ochrana před korozí vlivem vlhkosti vzduchu a v případě vniknutí vody do ložiska

- lepší utěsnění proti vnikání nečistot do ložiska v případě plastických maziv
 - chlazení ložiska
- V případě mazání ložisek olejem, protékající olej snižuje teplotu ložiska.

Druhy maziv

- olej
- plastické mazivo
- tuhé mazivo

a) Mazání olejem

U uložení kol se používá výjimečně, a to v případě, že jsou ložiska umístěna v prostoru kolové redukce. U takových konstrukcích se používají dvě samostatná ložiska, protože výhody ložiskových jednotek by nebyly tak významné. Toto řešení je vidět u uložení kola vozu Prag V3S viz Obr. 2. Při mazání olejem musí být zabezpečen takový stav, aby mazání bylo zabezpečeno při rozběhu a potom i během provozu ale nadměrné množství oleje zvyšuje teplotu ložiska. Časové intervaly výměn oleje závisí na provozních podmínkách (teplota, prašnost) a kvalitě oleje.

Způsoby olejového mazání

- olejovou lázní – spodní valivé elementy jsou ponořeny do olejové lázně
- oběhové – olej je do ložiska dopravován vhodnou konstrukční úpravou nebo olejovým čerpadlem
- kapací – do ložiska jsou přiváděny jen nezbytně nutné množství maziva
- vstřikovací – vstřikovací tryska vstřikuje olej přímo mezi kroužky ložiska
- olejovou mlhou – vzduch smíšený s rozprášeným olejem se přetlakem přivádí do ložiska

U kolových ložisek se používá jen mazání olejovou lázní.

b) Plastická maziva

Používá se u většiny ložisek kol. Výhoda plastického maziva spočívá v lepším udržení maziva v uložení a v utěsnění uložení proti vniknutí nečistot, vlhkosti a vody. Výhodou je také jednodušší údržba ložiska. Ve většině případech vydrží náplň maziva na dlouhou dobu, u ložiskových jednotek dokonce po celou životnost ložiska a konstrukce ani není pro doplňování maziva navržena. U uložení kol se dvěma jednořadými ložisky je nutné ložiska vyčistit a naplnit mazivem, při každé demontáži náboje kola.

Pro správnou funkci ložisek, je nutné doplnit jen potřebné množství maziva a ložisko nepřemazávat. Při přemazání roste nebezpečí růstu teploty a tím přehřátí ložisek. Obecně platí, že ložisko se naplní mazivem zcela a prostor v tělese částečně. U ložisek kol, je doporučeno volný prostor zaplnit z 60 %. [16]

c) Tuhá maziva

U kolových ložisek se nepoužívají, jsou určena pro specifické provozní podmínky, např. pro vysoké teploty, potřebná odolnost vůči chemickým vlivům...

3.3 Těsnění

Pro dlouhou životnost ložisek je nutné zajistit dostatečné mazání funkčních povrchů a zamezit možnost úniku maziva ven z ložiska a vnik nečistot dovnitř ložiska. Únik maziva je velmi nebezpečný z důvodu možnosti vniku maziva na třecí plochy brzd, tím dojde k výraznému snížení brzdného účinku a prodloužení brzdné dráhy. Naopak částice vniklé do ložiska zvětšují abrazivní opotřebení funkčních ploch, nebo na valivých plochách zanechají po převálcování otlaky a tím snižují trvanlivost ložiska. Těsnění se montuje buď jako samostatná součást u uložení s jednořadými ložisky, nebo je integrováno do ložiskové jednotky.

Druhy těsnění

- třecí
- bezkontaktní
- kombinované

3.4 Opotřebení a poruchy ložisek

Životnost ložiska je na rozdíl od vypočtené trvanlivosti ovlivněna řadou faktorů. Patří mezi ně například nesprávná montáž, špatná volba ložisek, výrobní chyby, neodborná manipulace, vnik nečistot nebo nesprávné mazání. Začínající poškození se projevuje zvýšením vibrací, hluku a teploty za provozu ložiska. Podle charakteru poškození můžeme identifikovat příčinu zkrácené životnosti a provést nápravu.

Druhy poškození [8]

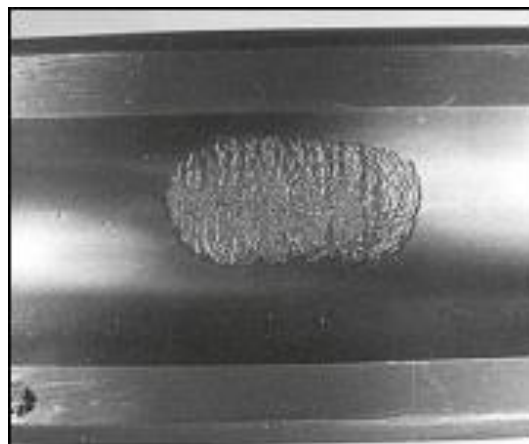
- **Odloupávání povrchu**

Vzniká zejména v důsledku tepelného přetížení. Takto poškozené ložisko je zobrazeno na Obr. 22.



Obrázek 22: Odloupávání povrchu ložisek [8]

- **Pitting**



Obrázek 23: Ložisko poškozené pittingem [8]

Pitting je důsledek cyklického namáhání a únavy materiálu. Trhliny začínají od nehomogenit materiálu v určité hloubce pod povrchem, nebo jako důsledek přetížení, či nedostatečného mazání. Povrch poškozený pittingem viz Obr. 23.

- **Prohlubeniny a otlaky**

Prohlubeniny a otlaky mohou vzniknout nešetrnou montáží (prohlubně leží v rozteči valivých těles) viz Obr. 24. Mělké prohlubně vznikají zaválcováním tvrdých nečistot do oběžných drah. Otlaky mohou vzniknout také přetížením ve stacionárním stavu, nebo působením vibrací



Obrázek 24: Prohlubeniny a otlaky způsobené nesprávnou montáží ložiska [8]

- **Odírání**

Oleštění povrchu valivých těles v důsledku přetížení a poruchy mazání viz Obr. 26, nebo odření úložné plochy kroužek v důsledku jeho protočení v uložení viz Obr. 25.



Obrázek 26: Valivý element ložiska poškozený odíráním [8]



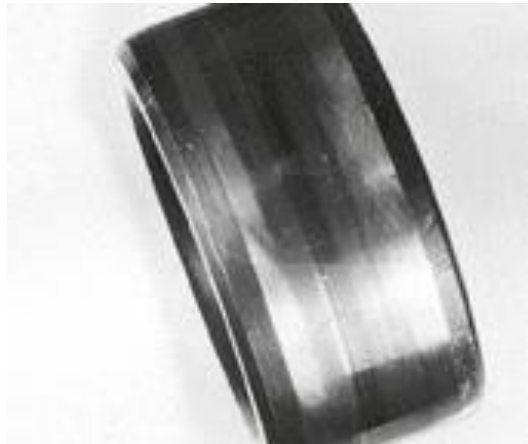
Obrázek 25: Vnější kroužek ložiska poškozený protočením v uložení [8]

- **Tvoření rýh a kráterů vlivem průchodu elektrického proudu**

Vzniká jiskřením přes tenkou vrstvu maziva. Zejména u ložisek elektromotorů nebo u kolejových vozidel s elektrickou trakcí.

- **Opotřebení**

Opotřebení valivých ploch tělísek a oběžných drah kroužků v důsledku selhání mazání bez vytrhávání materiálu viz Obr. 27. Většinou je způsobeno prokluzem valivých těles vůči kroužkům. Je charakteristické stopami zadírání a prokluzování a bývá doprovázené zahnědlými místy na oběžné dráze.



Obrázek 27: Vnitřní kroužek válečkového ložiska poškozený opotřebením [8]

- **Koroze**

Vzniká v důsledku nedostatečné ochrany proti vlhkosti (např. i u špatně skladovaných dílů) nebo použitím nevhodného maziva. Místa napadená korozí jsou počátkem odloupávání povrchu funkčních ploch a tím dojde ke zhoršení přesnosti a snížení životnosti ložiska viz Obr. 28.



Obrázek 28: Vnitřní kroužek ložiska poškozený korozí [8]

- **Poškození klece**

Za normálních provozních podmínek je klec namáhána jen minimálně, k poškození tak dohází zejména kvůli selhání mazání.

3.4.1 Monitorování stavu ložisek za provozu vozidla

Pro monitorování stavu ložisek za provozu vyvinula firma SKF zařízení, které se připevňuje na disk kola pomocí kolových matic (viz. Obr.29) a měří vibrace. Při rozeznání vibrací, charakteristických pro poškozená ložiska, oznámí poruchu pomocí blikání červené diody na senzoru a již v raném stádiu poškození ložiska je tak možné předejít neplánované opravě nebo i upadnutí kola za provozu. Navíc je možné využít ložisko až do konce jeho životnosti a předejít tak příliš brzké výměně. [40]



Obrázek 29: Připevnění senzoru stavu ložisek na disk kola [40]

4. Provoz vozidla

4.1 Maximální povolené zatížení náprav

Na životnost ložisek kol má největší význam zatížení nápravy. U nákladních vozidel je nutné pro snížení ceny přepravy převézt co nejvíce zboží najednou, proto jsou vozidla provozovaná na pozemních komunikacích navrhovaná dle maximálních povolených hmotností v daném státě. U vozidel určených pro provoz mimo pozemní komunikace například v dolech a kamenolomech žádné předpisy pro nápravové zatížení neplatí a konstrukce závisí jen na požadavcích zákazníka, popřípadě možnostech výrobce náprav. V České republice hmotnosti vozidel upravuje Vyhláška č. 341/2014 Sb. – Část devátá: Spojitelnost a největší povolené hmotnosti a rozměry. Z textu jsem vybral jen

nejdůležitější části, vyhláška dále upravuje maximální povolené hmotnosti na nápravu u dvojnáprav a trojnáprav s různým rozvorem.

§ 37 Největší povolené hmotnosti silničních vozidel, zvláštních vozidel a jejich rozdělení na nápravy

„(1) Největší povolené hmotnosti na nápravu vozidla nesmí překročit

- | | | |
|----|----------------------------|----------------|
| a) | u jednotlivé nápravy | 10,00 t, |
| b) | u jednotlivé hnací nápravy | 11,50 t.“ [42] |

„(2) Největší povolená hmotnost silničních vozidel nesmí překročit

- | | | |
|----|---|----------------|
| a) | u motorových vozidel se dvěma nápravami | 18,00 t, |
| | jedná-li se o vozidlo kategorie M3 | 19,00 t, |
| b) | u motorových vozidel se třemi nápravami | 25,00 t.“ [42] |

4.2 Životnost ložisek u nákladních vozidel

Abych byl schopen určit, zda zvolená metodika odpovídá skutečnosti, bylo nutné znát skutečnou životnost kolových ložisek. Většina volně dostupné literatury např. [22], [22] je zastaralá a uvádí životnost pro osobní vozy 100 000 km a pro nákladní vozidla a autobusy 200 000 až 300 000 km, což je na dnešní poměry velmi málo, když uvážíme, že nákladní automobil najede v dálkové přepravě přibližně 200 000 km za rok. S otázkou na životnost ložisek u současných nákladních automobilů jsem se prostřednictvím e-mailu obrátil na několik provozovatelů kamionové dopravy.

Odpověď jsem obdržel pouze od jednoho, a to od Stanislava Macha z firmy AD Mach, která provozuje 35 vozidel značek MB Actros a MAN TGX. Podle něj je životnost prakticky nepředvídatelná a jsou výrazné rozdíly u jednotlivých vozidel. Průměrnou životnost ložisek u předních náprav MB Actros uvedl 1 milion km, u některých vozů nebylo do odprodání vozidel v 1,1 milionu km nutno měnit, u jiných výměna po 700 000 km. U zadních náprav s reduktorem je průměrná životnost 700 000 km, ale např. jeden vůz s nájездem 800 000 km má již třetí sadu ložisek. U nové generace MB Actros MP4 používají zadní

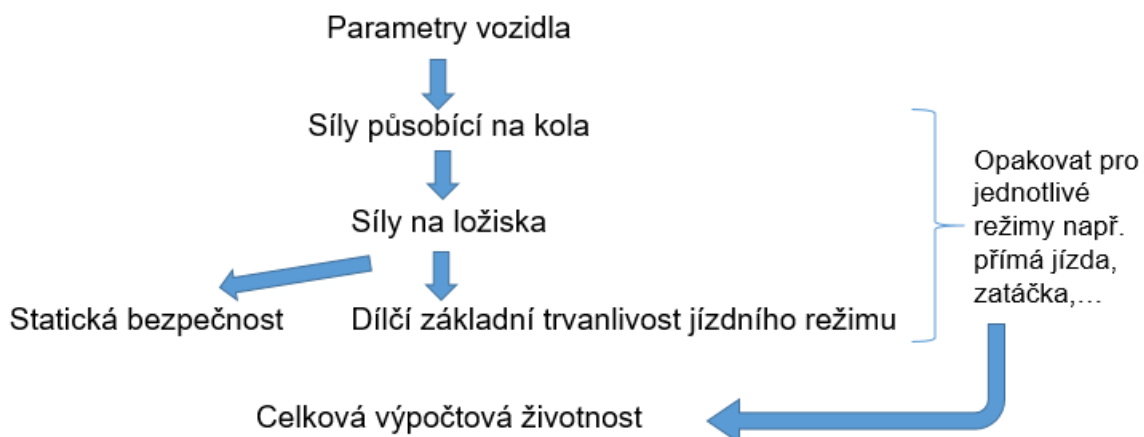
nápravy bez reduktorů, při nájezdu cca 450 000 km zatím bez závad, dá se předpokládat podobná životnost jako u náprav s reduktorem. U návěsů s náboji BPW je životnost cca 1 mil km při prováděné předepsané pravidelné údržbě a výměně maziva (náprava je osazena dvěma jednořadými kuželíkovými ložisky) po 300 000 km. Návěsové náboje SAF využívající ložiskové jednotky, dosahují nájezdů 800 000 km. Průměrné životnosti podle použití je pro přehlednost uvedena v tabulce Tab. 1. Dále uvedl, že u většiny vozidel není předepsána pravidelný servis nábojů, s výjimkou náprav BPW. Poškození ložisek se nejčastěji odhalí při výměnách brzdových kotoučů a destiček nebo pneumatik. [29]

Tabulka 1: Průměrná životnost kolových ložisek

Použití ložiska	Průměrná životnost [mil km]
Přední náprava	1,2
Zadní náprava	0,7
Náprava návěsu/přívěsu	0,8

5. Metodika návrhového výpočtu ložisek

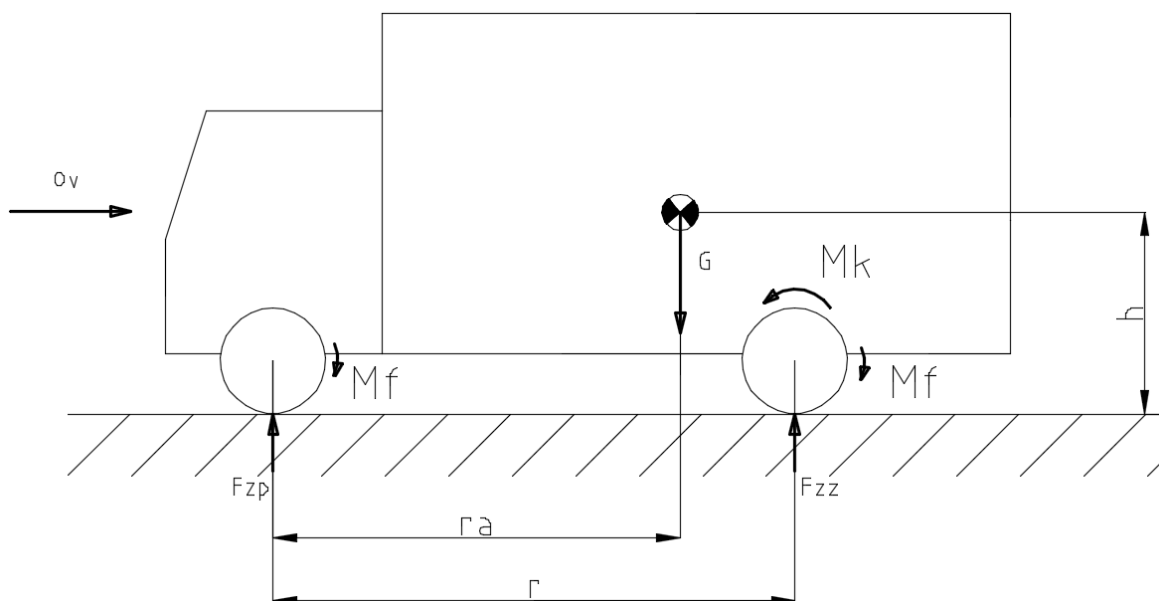
Pro výpočet ložisek jsem sestavil program v MS Excel. Program umožňuje snadno určit výpočtovou životnost více řešení při hledání optimálního uspořádání kolové jednotky. Je sestaven především pro vozidla pro silniční dopravu (se dvěma nápravami, pohon zadní) a umožňuje počítat životnost ložisek pro různé únosnosti i různé dráhové podíly jednotlivých režimů. V případě vozidla s více nápravami, nebo s pohonem všech kol by bylo nutné program doplnit. Výpočet probíhá podle schématu na Obr. 30. Jako vstupní hodnoty je nutné znát a zadat parametry vozidla, z nich mohou pro každý zvolený režim jízdy vozidla spočítat síly působící na kola a poté pomocí rovnic silové a momentové rovnováhy v uložení kola přepočítat na síly v ložiskách. Poté je již možné stanovit základní trvanlivost, respektive výpočtovou životnost a statickou bezpečnost ložiska pro každý režim jízdy. Pokud toto provedeme pro více režimů, celkovou trvanlivost ložisek spočítáme pomocí teorie lineární kumulace poškození.



Obrázek 30: Postup návrhového výpočtu ložisek

5.1 Rozbor sil působící na ložiska kol při různých režimech jízdy vozidla

1. Jízda po rovině v přímém směru



Obrázek 31: Síly působící na vozidlo - jízda po rovině v přímém směru

Vstupní parametry:

- Zatížení náprav nebo poloha těžiště a celková hmotnost
- Rozvor
- Výška těžiště

Síly ve směru osy z:

Z rovnic rovnováhy sil a momentů viz Obr. 31 můžeme určit svislé síly působící na zadní a přední nápravu vozidla:

$$F_{zz} * r - G * r_a = 0 \quad 1$$

$$F_{zp} - G + F_{zz} = 0 \quad 2$$

Síly na nápravu vyjádříme z předchozích rovnic:

$$F_{zz} = \frac{G * r_a}{r} \quad 3$$

$$F_{zp} = G - F_{zz} \quad 4$$

kde:

F_{zz} – síla ve směru z na zadní nápravu [N],

F_{zp} – síla ve směru z na přední nápravu [N],

F_z – síla ve směru z na kolo [N],

G – tíhová síla vozidla [N],

r – rozvor [m],

r_a – vzdálenost přední nápravy od těžiště [m],

Na kolo ve směru z pak působí následující síly:

$$F_z = \frac{F_{zp}}{2} \text{ nebo } F_z = \frac{F_{zz}}{2}, \text{ pro přední, respektive pro zadní kolo.}$$

Síly ve směru osy x:

Ve směru osy x vznikají síly od pohonu, či brzdění a valivého odporu.

$$M_k - \text{hnací moment na kole [Nm], } \Rightarrow F_k = \frac{M_k}{r_d}$$

M_f – moment valivého odporu [N],

$$M_f = f_v F_z r_d \quad 5$$

$$O_f = \frac{M_f}{r_d} = f_v F_z \quad 6$$

f_v – součinitel valivého odporu [-] - pro nákladní vozidla na kvalitní asfaltové vozovce
 $f_v = 0,005$ až $0,015$ (dle druhu pneumatik)

a) Jízda ustálenou rychlostí

Hnací moment působící na jedno kolo bude mít hodnotu:

$$M_{ku} = \frac{r_d(O_f + O_v + O_t)}{p} = \frac{r_d(\sum O_f + \frac{1}{2}\rho c_x S_x v^2 + O_t)}{p} \quad 7$$

M_{ku} – hnací moment na kole při ustálené rychlosti [Nm],

O_f – odpor valení,

O_v – odpor vzduchu,

O_t – odpor tahu (v případě tažení přívěsu nebo návěsu),

p – počet poháněných kol,

ρ – hustota vzduchu – $\rho = 1,25 \text{ kgm}^{-3}$ při 25°C , 100 kPa ,

c_x – součinitel odporu vzduchu – závisí na konstrukci vozidla,

S_x – průřez vozidla kolmý na směr pohybu,

v – rychlost vozidla.

b) Jízda se zrychlením

$$M_k = \frac{r_d(O_f + O_v + O_t + O_a)}{p} \quad 8$$

Při jízdě se zrychlením je nutno překonat navíc setrvačné síly O_a :

$$O_a = m * \delta * a \quad 9$$

Kde δ je součinitel rotačních hmot a vyjadřuje nutno urychlovat nejen posuvné hmoty, ale i rotační. Závisí na momentech setrvačnosti hmot a na zařazeném převodovém stupni.

Pro výpočet ložisek, však toto není důležité, proto jeho výpočet neuvádím.

c) Jízda se zpomalením

$$M_k < M_{ku}$$

d) Jízda výběhem nebo nepoháněná náprava

$$M_k = 0$$

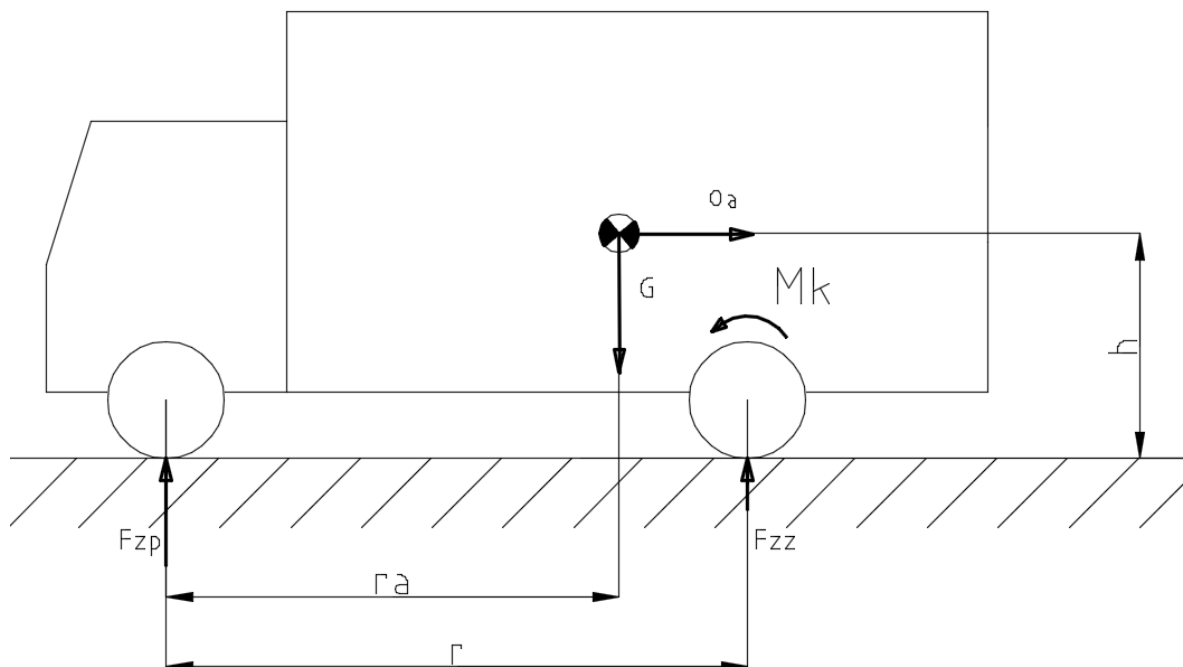
e) Brzdění

$$M_k < 0$$

Síly ve směru osy y

Při přímé jízdě působí v ose y pouze malé zanedbatelné síly vlivem geometrie kola.

2. Rozjezd na mezi adheze



Obrázek 32: Síly působící na vozidlo - rozjezd na mezi adheze

Vstupní parametry:

- Zatížení náprav nebo poloha těžiště a celková hmotnost
- Rozvor
- Výška těžiště
- Součinitel adheze

Síly ve směru osy x:

Při rozjezdu vozidla dokáže každé kolo přenést jen sílu odpovídající jeho zatížení a součiniteli adheze ve směru x f_x :

$$F_{k \max} = F_z * f_x \quad 10$$

Síly ve směru osy z:

Působením zrychlením na vozidlo dojde k přitížení zadní nápravy (z Obr. 32):

$$F_{zz} * r - m * a - G * r_a = 0 \quad 11$$

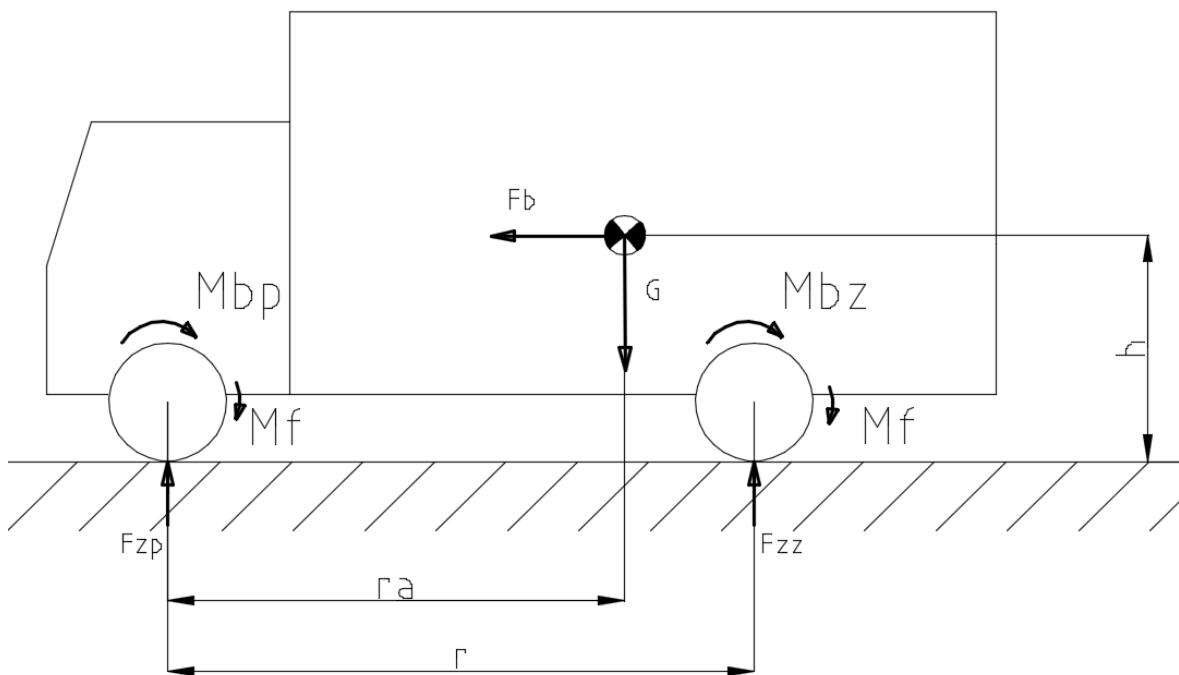
$$F_{zp} - G + F_{zz} = 0 \quad 12$$

Síly ve směru osy y:

Při přímé jízdě žádné síly ve směru osy y na vozidlo nepůsobí.

3. Brzdění

Vlivem působení setrvačných sil při brzdění dojde k zvětšení síly na přední nápravu ve směru osy z, zadní náprava se odlehčí viz Obr. 33.



Obrázek 33: Síly působící na vozidlo při brzdění

Vstupní parametry:

- Zatížení náprav nebo poloha těžiště a celková hmotnost
- Rozchod kol
- Výška těžiště
- Součinitel adheze

- Požadované zpomalení vozidla a_b

Síly ve směru osy z (z rovnic rovnováhy viz. Obr. 33):

$$F_{zz} * r + m * \delta * a_b * h - G * r_a = 0 \quad 13$$

$$F_{zp} - G + F_{zz} = 0 \quad 14$$

Síly ve směru osy x:

Při brzdění se zpomalením vozidla a_b , potřebujeme na kolech působit brzdou silou F_b :

$$F_b = m * \delta * a_b \quad 15$$

Brzdná síla se poté rozdělí mezi přední nápravu ve stejném poměru jako svislé zatížení:

$$\frac{F_{zp}}{F_{bp}} = \frac{F_{zz}}{F_{bz}} \quad 16$$

$$F_b = F_{bp} + F_{bz} \quad 17$$

Brzdná síla na kole je polovina brzdě síly na nápravu.

Síly ve směru osy y:

Při brzdění při přímé jízdě ve směru osy y žádné významné síly nepůsobí.

4. Brzdění na mezi adheze

Vstupní parametry:

- Zatížení náprav nebo poloha těžiště a celková hmotnost
- Rozchod kol
- Výška těžiště
- Součinitel adheze

Maximální brzdná síla na mezi adheze F_{bmax} je dána hmotností vozidla a součinitelem adheze v podélném směru f_x .

$$F_{bmax} = (m_p + m_z) * g * f_x \quad 18$$

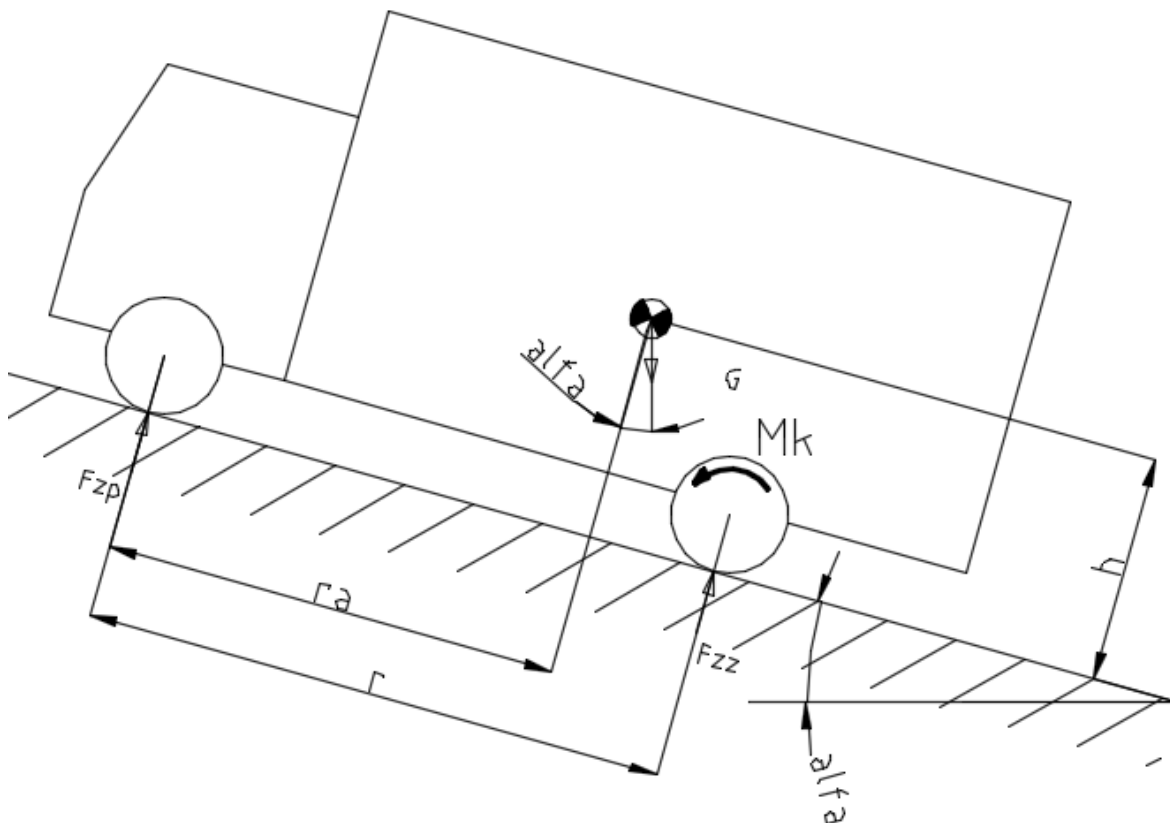
Upravením rovnic 13 a 14 získáme vztahy pro síly ve směru z při brzdění na mezi adheze.

$$F_{zz} * r + F_{bmax} * h - G * r_a = 0 \quad 19$$

$$F_{zp} - G + F_{zz} = 0 \quad 20$$

A dosazením $F_b = F_{b \max}$ do rovnic 16 a 17 získáme síly na kola ve směru x při brzdění na mezi adheze.

5. Jízda do stoupání / klesání



Obrázek 34: Síly působící na vozidlo - jízda do stoupání/klesání

Při jízdě do stoupání dojde ke zvýšení síly ve směru z na zadní nápravě, navíc je nutné zvýšit moment na kole pro překonání odporu ze stoupání, pokud požadujeme udržení konstantní rychlosti, analogicky pro klesání dojde k přitížení přední nápravy a pro zachování rychlosti je nutné zmenšit hnací moment, nebo kola brzdit záporným hnacím momentem. Vzorce platí i pro jízdu v klesání, kdy úhel stoupání vozovky bude záporný ($\alpha < 0$).

Vstupní parametry:

- Zatížení náprav nebo poloha těžiště a celková hmotnost
- Rozvor
- Výška těžiště

- Úhel stoupání vozovky

Síly ve směru z:

Pro reakce od vozovky platí následující rovnice:

$$F_{zp} + F_{zz} - G \cos \alpha = 0 \quad 21$$

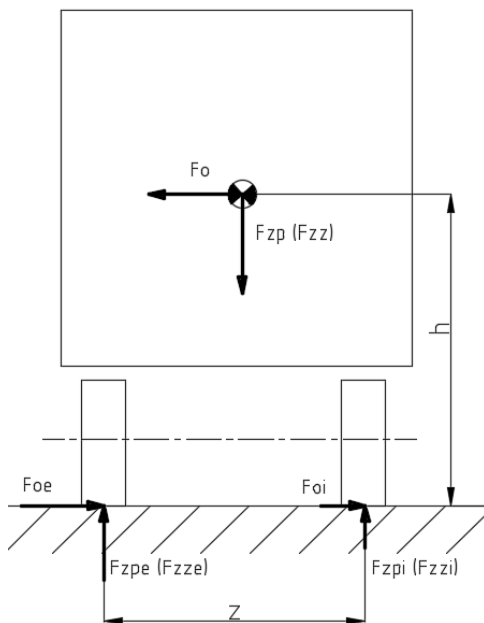
$$F_{zz} r - G r_a \cos \alpha - G h \sin \alpha = 0 \quad 22$$

Síly ve směru osy x:

Hnací moment na kole vypočteme z:

$$M_k = M_{ku} = \frac{r_a(O_f + O_v + O_t + O_\alpha)}{p} = \frac{r_a(fG + \frac{1}{2}\rho c_x S_x v^2 + O_t + G \sin \alpha)}{p} \quad 23$$

6. Průjezd zatáčkou



Obrázek 35: Rozbor sil - průjezd zatáčkou

Vstupní parametry:

- Zatížení náprav nebo poloha těžiště a celková hmotnost
- Rozchod kol
- Výška těžiště
- Součinitel adheze
- Poloměr zatáčky

- Rychlost průjezdu zatáčkou

Síly ve směru osy z:

Při průjezdu zatáčkou bude více zatíženo vnější kolo vlivem působení odstředivé síly.

Pro reakce od vozovky ve směru osy z pro přední a zadní nápravu platí:

$$F_{zpe} + F_{zpi} - F_{zp} = 0 \quad 24$$

$$F_{zpi}z - F_{zp} \frac{z}{2} + F_{op}h = 0 \quad 25$$

$$F_{zze} + F_{zzi} - F_{zz} = 0 \quad 26$$

$$F_{zzi}z - F_{zz} \frac{z}{2} + F_{oz}h = 0 \quad 27$$

F_{op} – odstředivá síla působící na přední nápravu

$$F_{op} = \frac{F_{zp} v^2}{g R} \quad 28$$

F_{oz} – odstředivá síla působící na zadní nápravu

$$F_{oz} = \frac{F_{zz} v^2}{g R} \quad 29$$

g – tíhové zrychlení - 9,81 ms⁻²,

v – rychlost průjezdu zatáčkou [ms⁻¹],

R – poloměr zatáčky [m],

z – rozchod kol [m],

h – výška těžiště [m].

Boční síly ve směru osy y:

Boční síla působící na kolo při průjezdu zatáčkou je úměrná svislému zatížení kola a odstředivému zrychlení. Při výpočtu zatížení musíme tedy rozlišovat, zda je kolo při průjezdu zatáčkou blíže ke středu křivosti dráhy (kolo interní), nebo jede kolo po větším poloměru (kolo externí). Síly ve směru y bez adhezního omezení (teoretická) spočítáme z:

$$F_{ypiT} = \frac{F_{zpi}F_{op}}{2F_{zp}} \quad 30$$

$$F_{ypeT} = F_{op} - F_{ypiT} \quad 31$$

$$F_{yziT} = \frac{F_{zzi}F_{oz}}{2F_{zz}} \quad 32$$

$$F_{yzeT} = F_{oz} - F_{yziT} \quad 33$$

Dále spočítáme maximální možnou sílu ve směru y, která může být daným kolem přenesena při daném svislém zatížení a součiniteli adheze f_y :

$$F_{ypiM} = F_{zzi} * f_y \quad 34$$

$$F_{ypeM} = F_{zpe} * f_y \quad 35$$

$$F_{yziM} = F_{zzi} * f_y \quad 36$$

$$F_{yzeM} = F_{zze} * f_y \quad 37$$

kde:

f_y – součinitel adheze ve směru y.

Poté určím skutečnou velikost síly ve směru y, jako sílu menší ze sil teoretických a maximálních:

$$F_{ypi} = \min(F_{ypiM}, F_{ypiT}) \quad 38$$

$$F_{ype} = \min(F_{ypeM}, F_{ypeT}) \quad 39$$

$$F_{yzi} = \min(F_{yziM}, F_{yziT}) \quad 40$$

$$F_{yze} = \min(F_{yzeM}, F_{yzeT}) \quad 41$$

Síly ve směru x:

Pro zjednodušení předpokládám, že je hnací moment na vnitřním i vnějším kole stejný.

7. Jízda zatáčkou na mezi adheze

Pokud vozidlo projíždí zatáčkou velmi rychle, může v závislosti na vlastnostech vozidla (rozchod kol, výška těžiště) a součiniteli adheze mezi kolem a vozovkou dojít ke dvěma možným následkům. Pokud má vozidlo vysoko těžiště a malý rozchod kol dojde k překlolení vozidla na bok, jestliže dojde k vyčerpání adheze před tímto bodem, dojde ke smyku vozidla.

Vstupní parametry:

- Zatížení náprav nebo poloha těžiště a celková hmotnost

- Rozchod kol
- Výška těžiště
- Součinitel adheze

Pro výpočet využijeme rovnice z předchozího bodu. Ze zatížení nápravy a součinitele adheze spočítáme maximální možnou boční sílu, kterou je náprava schopna přenést:

$$F_{OPm} = m_p * g * f_y \quad 42$$

$$F_{OZm} = m_z * g * f_z \quad 43$$

kde:

F_{OPm} – maximální odstředivá síly pro přední nápravu [N],

F_{OZm} – maximální odstředivá síly pro zadní nápravu [N],

m_p – zatížení přední nápravy [kg],

m_z – zatížení zadní nápravy [kg],

f_y – součinitel adheze ve směru y [-], volím hodnotu $f_y = 0,8$.

Spočtenou maximální sílu dosadím do rovnic 24 až 27 pro svislé síly při jízdě v zatáčce, tím získám teoretickou sílu ve směru z.

Dalším krokem je rozhodnutí, zda se jedná o zatáčku na mezi adheze nebo klopení. Skutečná síla působící ve směru z je rovna teoretické a jedná se o mez adheze, pokud je teoretická síla na vnitřním kole větší než 0. Pokud toto neplatí program dosadí za sílu ve směru z na vnitřním kole hodnotu 0 a na vnější kolo sílu rovnou tíhovému zatížení nápravy, pak se jedná o zatáčku na mezi klopení (vnější kolo přenáší veškeré zatížení).

Ze skutečných svislých zatížení kol spočtu pomocí rovnic 30 až 33 síly ve směru y.

8. Další síly působící na ložiska kol

- Moment od kloubového hřídele u řízené poháněné nápravy u vytočeného kola
- Axiální síla vlivem geometrie kola (odklon kola, sbíhavost)

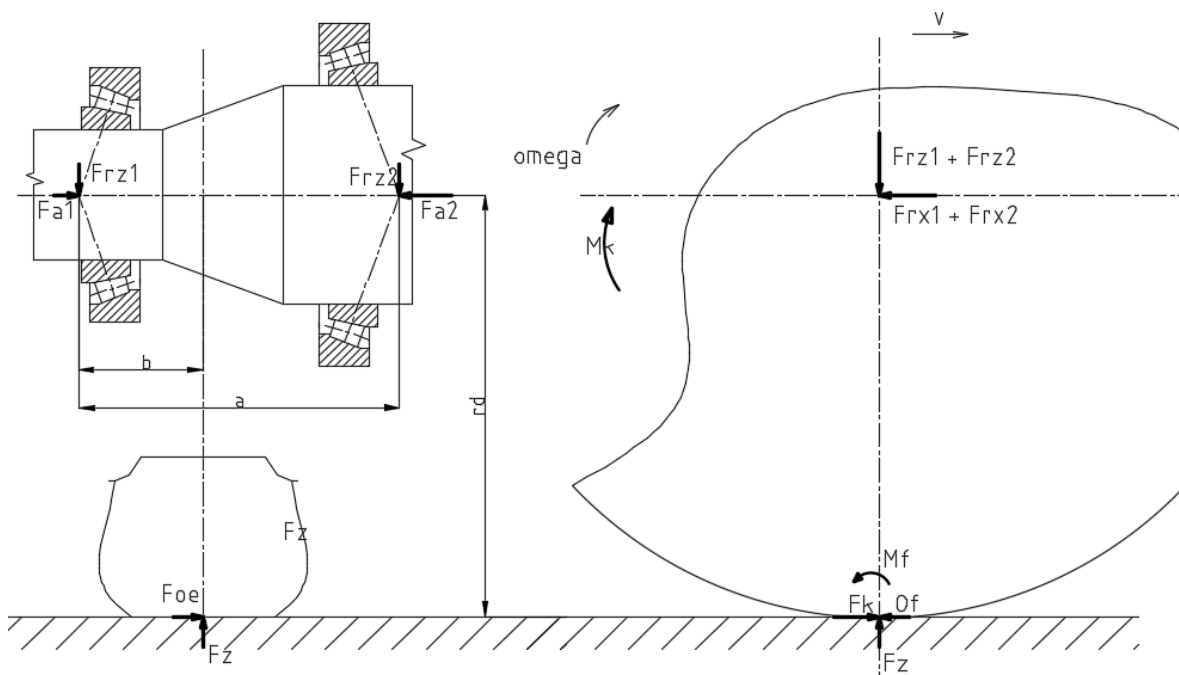
Samozřejmě jsou možné i další jízdní režimy, které je možno nakombinovat z režimů uvedených výše. Pro výpočet ložisek však nemá smysl tyto složené režimy uvažovat,

protože bychom potřebovali znát jejich dráhové podíly. Proto se v praxi počítá celková životnost pouze z přímé jízdy a jízdy do zatáčky viz kapitola 5.4.

Dle metodiky SKF viz [28] je možno většinou vliv geometrie kol a odpory vozidla zanedbat, jelikož mají na životnost ložiska zanedbatelný vliv oproti svislé síle od tíhy vozidla a sil vznikajících od průjezdu zatáčkou. Pouze pokud by byly úhly nastavení kol výrazné, je nutné je vzít do úvahy (např. u vozidel Tatra, kdy při použití jiného než pneumatického odpružení, není možné dosáhnout stejný úhel odklonu kola pro různá zatížení). Metodika SKF také nerozlišuje mezi kolem poháněným a nepoháněným, a tudíž zanedbává i zatížení ložisek od hnacích sil.

5.2 Výpočet sil působících na ložiska

Nyní máme pro každý režim známé síly působící na kole ve všech třech osách a dalším krokem je tedy výpočet sil působících na ložiska. Použijeme rovnice rovnováhy sil a momentů z Obr. 36 a získáme radiální síly v ložiskách a axiální sílu od vnějšího zatížení.



Obrázek 36: Síly působící na kolo a kolová ložiska

Rovnice rovnováhy:

$$x: \quad F_{rx1} + F_{rx2} - F_k + O_f = 0 \quad 44$$

$$z: \quad F_{rz1} + F_{rz2} - F_z = 0 \quad 45$$

$$M_x: F_z b - F_{rz2} a + F_{oe} r_d = 0 \quad 46$$

$$M_z: F_{rx1} b - F_{rx2} (a - b) = 0 \quad 47$$

Při výpočtu axiálních sil v ložiskách je nutné respektovat, že u kuželíkových ložisek a ložisek s kosoúhlým stykem vyvolá radiální zatížení v každém ložisku vnitřní axiální sílu. Všechny možné případy pro nulovou vůli i předpětí naleznete v příloze 1. Tuto tabulku bylo nutné pro výpočet v Excelu převést do následujícího algoritmu pomocí pětinasobného použití funkce KDYŽ(podmínka; pokud je podmínka splněna; jinak) (pozn.: používám označení ložisek uložení 1 a 2, místo A a B použitých v Příloze 1).

$$F_{a2} = \text{KDYŽ}(F_y < 0; \text{KDYŽ}(0,5 \frac{F_{r1}}{Y_1} < 0,5 \frac{F_{r2}}{Y_2}; \text{KDYŽ}(|F_y| \geq 0,5 \frac{F_{r1}}{Y_1} - 0,5 \frac{F_{r2}}{Y_2}; 0,5 \frac{F_{r2}}{Y_2}; F_{a1} - F_y); 0,5 \frac{F_{r2}}{Y_2}); \text{KDYŽ}(0,5 \frac{F_{r2}}{Y_2} > 0,5 \frac{F_{r1}}{Y_1}; \text{KDYŽ}(|F_y| \geq 0,5 \frac{F_{r2}}{Y_2} - 0,5 \frac{F_{r1}}{Y_1}; F_{a1} + F_y; 0,5 \frac{F_{r2}}{Y_2}); F_{a1} + F_y))$$

Analogicky i pro F_{a1} ...

Při jízdě po skutečné vozovce dojde kvůli nerovnostem k přetížení ložisek. Toto rázové zatížení je do výpočtu zahrnuto prostřednictvím rázového součinitele k . Velikost rázového součinitele je závislý na kategorii a způsobu provozu vozidla. Literatura [4] uvádí velikosti viz následující Tabulka 2. Skutečnou sílu F_{skut} pak spočítáme z teoretické síly F_{stat} (z předchozí kapitoly) podle vzorce:

$$F_{skut} = F_{stat} * k \quad 48$$

Tabulka 2: Rázový součinitel podle kategorie vozidla

Kategorie vozidla	Rázový součinitel k
Osobní vozidla, autobusy	1,3
Dodávky, nákladní vozidla	1,5
Terénní vozidla	1,5 až 1,7

5.3 Výpočet životnosti a statické bezpečnosti ložisek

V literatuře se různě používají termíny trvanlivost a životnost, dále budu používat následující definice:

Základní trvanlivost – počet otáček ložiska, po které se neobjeví žádné známky únavy materiálu nejméně u 90 % ložisek ze zkoušených vzorků. Je stanovena pouze z hodnot zatížení ložiska a jeho únosnosti.

Výpočtová životnost – defacto totéž jako základní trvanlivost, ale udaná v jiných jednotkách, například ujetá vzdálenost.

Životnost – závisí na výpočtové trvanlivosti, ale zahrnuje všechny ostatní vlivy za provozu jako je provozní teplota, mazání, způsob montáže, seřízení ložiska atd.

Při výpočtu ložisek je nutné brát ohled nejen na dlouhodobé zatížení způsobující únavové poškození, ale také zatížení statické, popřípadě kvazistatické, které může v ložisku způsobit plastické deformace.

a) Dynamické namáhání ložiska

Hlavní ukazatel životnosti ložiska je základní trvanlivost, která vyjadřuje počet otáček ložiska, po které se neobjeví žádné známky únavy materiálu nejméně u 90 % ložisek ze zkoušených vzorků.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} - \text{pro ložiska s čárovým stykem} \quad 49$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 - \text{pro ložiska s bodovým stykem} \quad 50$$

C – základní dynamická únosnost – zatížení, při kterém ložisko dosáhne základní trvanlivosti $L_{10} = 1\,000\,000$ otáček (předpokládá se konstantní směr a velikost zatížení) [10]

P – ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska přepočítává zatížení v různých směrech na zatížení v jednom směru – u radiálních ložisek na radiální zatížení a u axiálních ložisek axiální. Toto teoretické zatížení má na trvanlivost ložiska stejný vliv jako zatížení skutečné.

Pro ložiska s kosohlým stykem platí vzorce [41]:

$$P = F_r \quad 51$$

pokud $F_a/F_r \leq e$,

$$P = 0,4 F_r + Y F_a \quad 52$$

pokud $F_a/F_r > e$.

e – vyjadřuje velikost stykového úhlu ložiska α (běžně 10° až 30°). Čím větší je stykový úhel, tím větší je i hodnota výpočtového součinitele e ložisko může přenášet větší axiální síly.

Y – součinitel axiálního zatížení ložiska

Dynamická únosnost jedné řady a celého víceřadého ložiska

Při použití dvouřadého ložiska se dynamická únosnost sady ložisek nezvýší na dvojnásobek dynamické únosnosti. V literatuře se dají nalézt různé hodnoty pro přepočtení únosností víceřadých ložisek, např. [16]:

$$C' = 1,67 * C \text{ pro kuličková ložiska} \quad 53$$

$$C' = 1,71 * C \text{ pro kuželíková ložiska} \quad 54$$

nebo [5]:

$$C' = k * C = \frac{2}{2^{i/m}} * C \quad 55$$

kde:

C' – dynamická únosnost sady ložisek

C – dynamická únosnost jedné řady

$i = 10/9$ – pro bodový styk valivých elementů a kroužků

$i = 3/2$ – pro přímkový styk valivých elementů a kroužků

$m = 3$ – pro bodový styk valivých elementů a kroužků

$m = 10/3$ – pro přímkový styk valivých elementů a kroužků

poté konstanta $k = 1,62$ pro bodový styk a $k = 1,74$ pro přímkový styk

Ve všech následujících výpočtech budu počítat s přepočtem dle [5], tedy $C' = 1,62 * C$ pro bodový styk a $C' = 1,74 * C$ pro přímkový styk.

Trvanlivost ložiska při proměnném zatěžování

Pokud se v průběhu živostnosti uložení mění směr a velikost zatížení, není stanovení ekvivalentního zatížení jednoduché. Je nutno zatěžovací spektrum nahradit konečným počtem jednoduchých zatěžovacích případů a podle Palmgren-Minerovy teorie lineární

kumulace poškození určit celkovou životnost. V každém intervalu pak zatížení ložiska nahradíme konstantní hodnotou zatížení P_i , které působí po určitý počet provozních hodin nebo cyklů n_i . Trvanlivost ložiska při daném zatížení P_i označíme N_i . Poté můžeme únavové poškození vyjádřit jako [2]:

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_p}{N_p} = \sum_{i=1}^p \frac{n_i}{N_i} \quad 56$$

K poškození únavou dojde, pokud D dosáhne kritické hodnoty $D = D_{krit} = 1$.

Při výpočtu trvanlivosti ložisek mohu vztah upravit na:

$$1 = \left(\frac{\epsilon_1}{L_{10\ 1}} + \frac{\epsilon_2}{L_{10\ 2}} + \dots + \frac{\epsilon_p}{L_{10\ p}} \right) * L_{10}, \quad 57$$

ze kterého vyjádřím celkovou výpočtovou životnost - L_{10} .

$$L_{10} = \frac{1}{\left(\frac{\epsilon_1}{L_{10\ 1}} + \frac{\epsilon_2}{L_{10\ 2}} + \dots + \frac{\epsilon_p}{L_{10\ p}} \right)} \quad 58$$

ϵ_i – součinitel zastoupení zátěžného cyklu z celkové životnosti, $\sum_{i=1}^p \epsilon_i = 1$

$L_{10\ i}$ – výpočtová životnost jednotlivých zátěžných režimů

b) Statické namáhání ložisek

Při zatížení ložisek velmi velkými silami, nebo rázy může dojít k trvalé deformaci oběžné dráhy nebo valivých elementu. Pro ověření, zda k tomu nedojde, se používá porovnávání statické únosnosti ložiska a ekvivalentního statického zatížení.

$$C_0 = s_0 P_0 \quad 59$$

C_0 – základní statická únosnost – napětí, které v nejvíce zatíženém místě ložiska vyvolá trvalou deformaci 0,0001 průměru valivého elementu [11]

s_0 – statická bezpečnost

P_0 – ekvivalentní statické zatížení ložiska – hypotetické zatížení (radiální u radiálních ložisek a axiální u axiálních ložisek), které by způsobilo stejné maximální zatížení valivého tělesa v ložisku jako skutečné zatížení působící na ložisko

Ekvivalentní statické zatížení vypočteme ze vzorce [41]:

$$P_0 = 0,5F_r + Y_0F_a \quad 60$$

jestliže $P_0 < F_r$, pak platí vzorec:

$$P_0 = F_r \quad 61$$

Y_0 – součinitel axiálního zatížení ložiska

5.4 Dráhové podíly režimů

Pro stanovení životnosti je obtížné stanovit dráhové podíly jednotlivých režimů. Na základě konzultace s vedoucím diplomové práce jsem se rozhodl pro výpočet životnosti použít v praxi používané rozdělení: 90 % přímá jízda, 5 % zatáčka levá a 5 % zatáčka pravá. Při výpočtu přímé jízdy počítám s ustálenou rychlostí, tedy na přední nepoháněnou nápravu působí v ose x pouze síla od odporu valení, na zadní kola působí síla hnací, vypočtená z odporu vzduchu při rychlosti 85 kmh^{-1} a odporu valení. Pro výpočet životnosti v zatáčce jsem zvolil minimální povolený poloměr na dálnicích stanovený normou ČSN 73 6101 - $R = 1250 \text{ m}$, projížděnou rychlostí 80 kmh^{-1} , což je maximální povolená rychlost pro vozidla nad 3,5 t.

U výpočtu statické bezpečnosti mají největší význam mezní situace, jako zatáčka na mezi adheze nebo klopení, brzdění a rozjezd na mezi adheze. Pro úplnost jsem však statickou bezpečnost ověřil i pro režimy, které uvažuji u výpočtu životnosti.

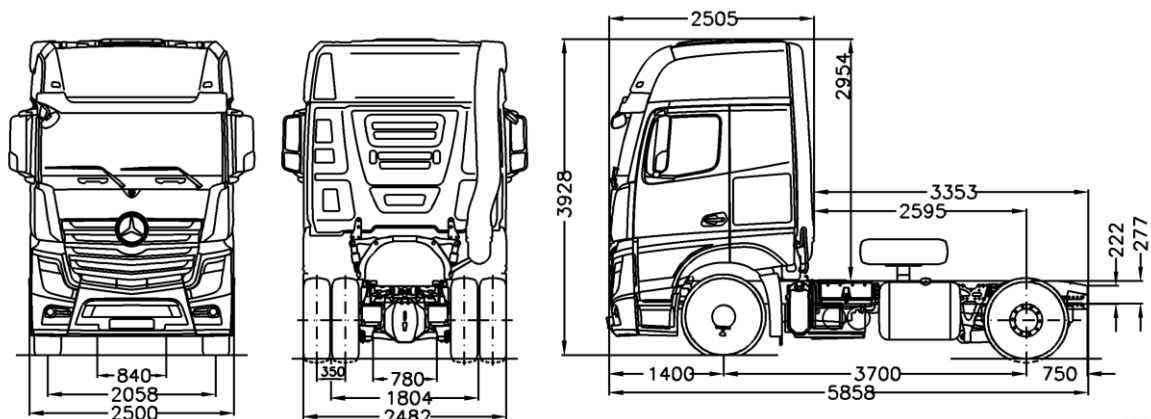
Jak už jsem uvedl výše metodika SKF zanedbává hnací síly. Hnací síly jsou přibližně o řád nižší než síly od tíhy vozidla, zkusil jsem tedy provést citlivostní analýzu výpočtu životnosti pro přímou jízdu pro zadní nápravu původní konstrukce dle tabulky 6 s uvažováním hnacích sil i s jejich zanedbáním. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 3. Vidíme, že výpočtová životnost jednotlivých ložisek se téměř nezměnila a je tedy možné hnací síly, pro přímou jízdu po rovině ustálenou rychlostí, v návrhovém výpočtu zanedbat.

Tabulka 3: Porovnání výpočtové životnosti s / bez uvažování hnacích sil

	Výpočtová životnost [km] - uvažováním hnacích sil	Výpočtová životnost [km] - zanedbání hnacích sil
ložisko vnější	1 082 177	1 083 185
ložisko vnitřní	1 780 831	1 782 445

6. Ověření metody výpočtu

Pro ověření metodiky bylo nutné vybrat vozidlo, pro které budou známy potřebné parametry uložení kola. Zvolil jsem jedno z nejprodávanějších vozidel určených pro mezinárodní kamionovou dopravu – **Mercedes-Benz Actros 1845 MP4**. Jedná se o vůz s maximální hmotností 18 000 kg a spadá tedy do kategorie N3 – motorové nákladní vozidlo s nejvyšší přípustnou hmotností nad 12 000 kg (dle [12]).



Obrázek 37: Mercedes Actros 1845 MP4 [43]

Technické parametry podstatné pro výpočet ložisek [18, 43]:

- Uspořádání náprav 4x2 – poháněná zadní náprava
- Maximální hmotnost – 18 000 kg
- Rozvor – 3,7 m
- Zatížení přední nápravy – 7 500 kg
- Zatížení zadní nápravy – 10 500 kg
- Rozchod kol přední nápravy – 2,053 m
- Rozchod kol zadní nápravy – 1,804 m
- Výška těžiště (odhad) – 1 m

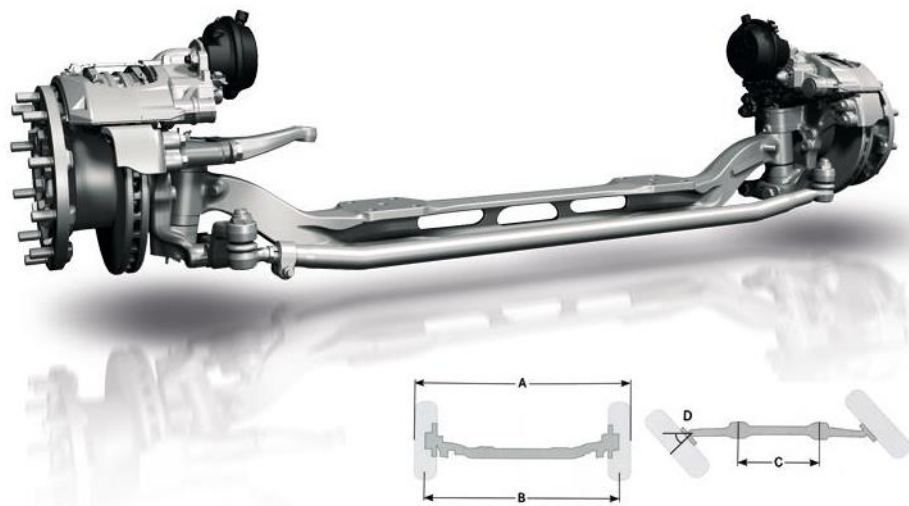
- Výška vozidla – 3,928 *m*
- Šířka vozidla – 2,5 *m*
- Čelní plocha vozidla pro výpočet odporu vzduchu:

$$S_x = \text{výška} * \text{šířka} = 3,928 * 2,5 = 9,82 \text{ m}^2$$
- Součinitel odporu vzduchu – 1 [39]

Přední náprava F 7.5 [13]

Vpředu je použita nehnaná říditelná tuhá náprava s kovanou nápravnicí Mercedes-Benz F 7.5 viz Obr. 38.

- maximální nápravové zatížení - 7 500 až 8 000 *kg*
- průměrem ráfku kol - 22,5 *palce*
- typ brzd – kotoučové
- hmotnost nápravy = 461 *kg*
- maximální šířka A = 2449 až 2605 *mm*
- rozchod kol B = 2013 až 2153 *mm*
- vzdálenost úchytů pružin C = 840 *mm*
- maximální úhel rejdu D = 52°

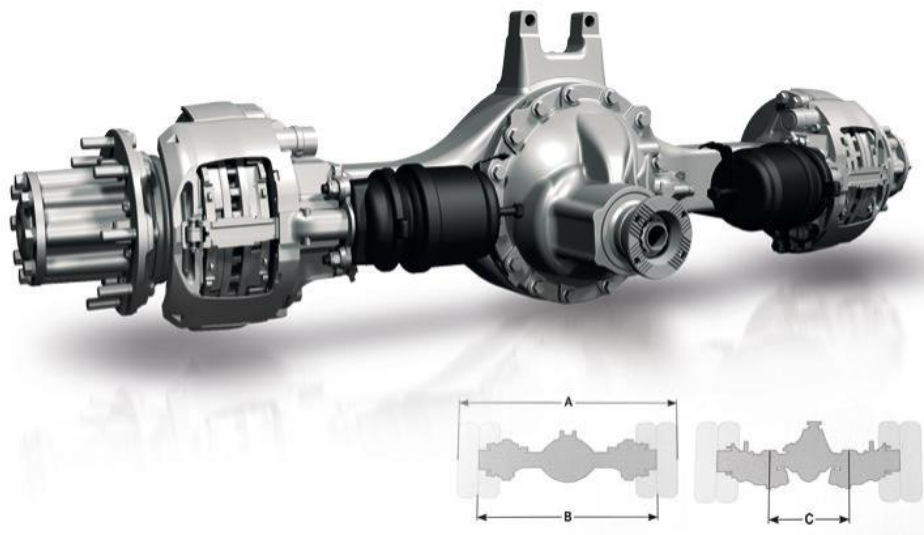


Obrázek 38: Přední náprava MB F7,5 vozidla MB Actros [13]

Zadní náprava R 390 [14]

Zadní náprava je použita poháněná tuhá náprava s hypoidním převodem Mercedes-Benz R 390 viz Obr. 39. Náprava není u této verze vozidla osazena planetovými redukcemi v kolech. Pro uložení kola jsou použita dvě jednořadá kuželíková ložiska různých velikostí.

- maximální nápravové zatížení – 9 200 až 11 000 *kg*
- průměrem ráfku kol - 22,5 *palce*
- typ brzd – kotoučové
- hmotnost nápravy = 541 *kg*
- převod – jednostupňový hypoidní
- maximální šířka A = 2284 až 2489 *mm*
- rozchod kol B = 1753 až 1840 *mm*
- vzdálenost úchytů pružin C = 1022 *mm*
- stálý převod v nápravě – 2,845



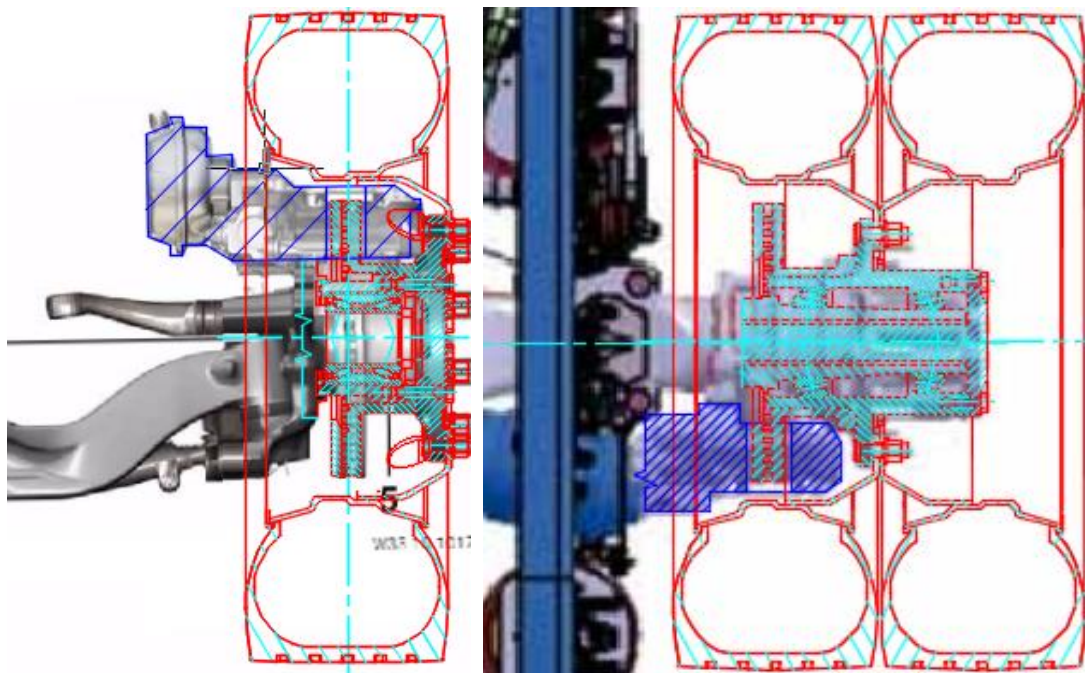
Obrázek 39: Zadní náprava MB R390 vozu MB Actros [14]

6.1 Rekonstrukce stávajícího řešení

Pro výpočet životnosti je nutné znát polohu ložisek vůči zatěžující síle. Dříve bylo možné najít řez nápravou a uložení kola v každé dílenské příručce, dnes je toto však součástí know-how a není tedy možné tyto výkresy pro moderní vozy získat. Z dostupných

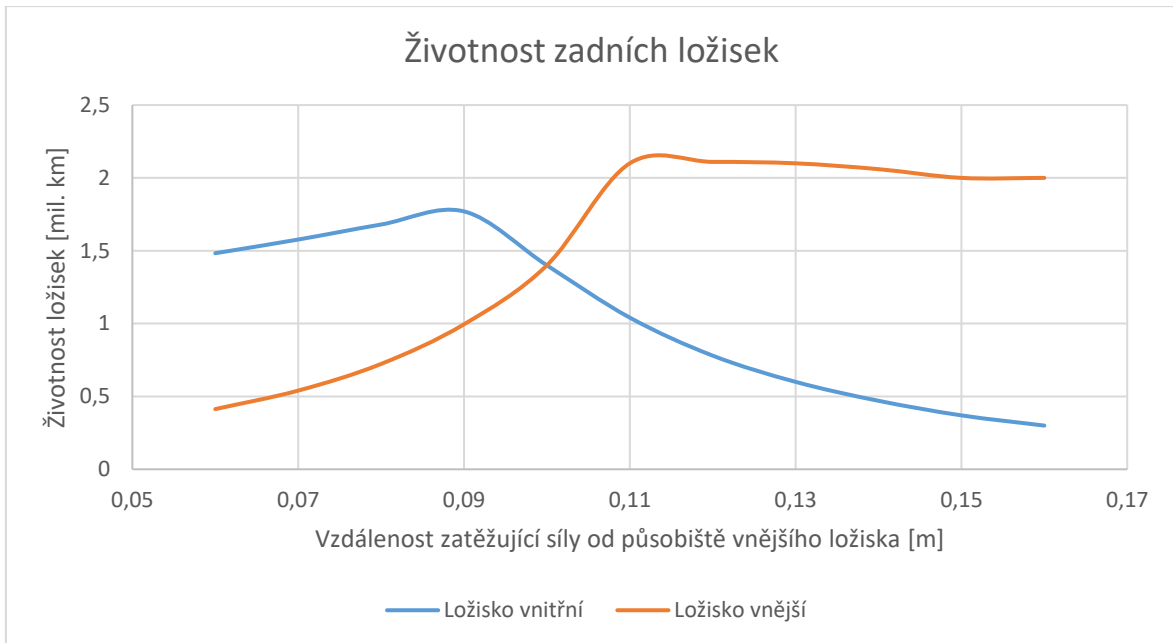
podkladů jsem se tedy snažil polohu síly vůči ložiskům co nejpřesněji zrekonstruovat. Nejvíce dat jsem získal z rozpadů sestav uložení kol, z katalogu náhradních dílů (viz příloha 2 a příloha 3) Dále jsem čerpal z informací o dílech, které poskytují výrobci a prodejci náhradních dílů, fotografií dílů a náprav, brožur firmy Mercedes-Benz a dalších. Rekonstruované uspořádání budu předpokládat za správné a budu z něj vycházet při navrhování úprav.

Poloha zatěžující síly významně ovlivňuje životnost ložisek. Na Obr. 42 vidíme graf závislosti trvanlivosti ložisek na poloze zatěžující síly pro ložiskovou jednotku přední nápravy vozidla MB Actros. Vidíme, že ložisko se stejnými řadami logicky dosahuje nejvyšší trvanlivosti, pokud síla působí v rovině symetrie ložiskové jednotky a při jejím posuvu dojde k významnému zkracování životnosti. Míra, s jakou trvanlivost klesá závisí na vzdálenosti řad ložisek, pokud jsou řady blízko od sebe, má posuv působit daleko větší vliv, než pokud jsou řady ložiska od sebe více vzdálené. Podobná závislost platí i pokud jsou použity ložiska s odlišnou únosností, ale graf není symetrický a ideální poloha zatěžující síly neleží uprostřed mezi ložisky viz. Obr. 41, kde je vynesena závislost mezi životností ložiska a vzdáleností od působitě vnějšího ložiska zadní nápravy. Tyto grafy je také možno využít, pokud pro danou vzdálenost ložisek hledáme polohu pneumatiky, tak abychom dosáhli požadované životnosti, například podle tab. 1.

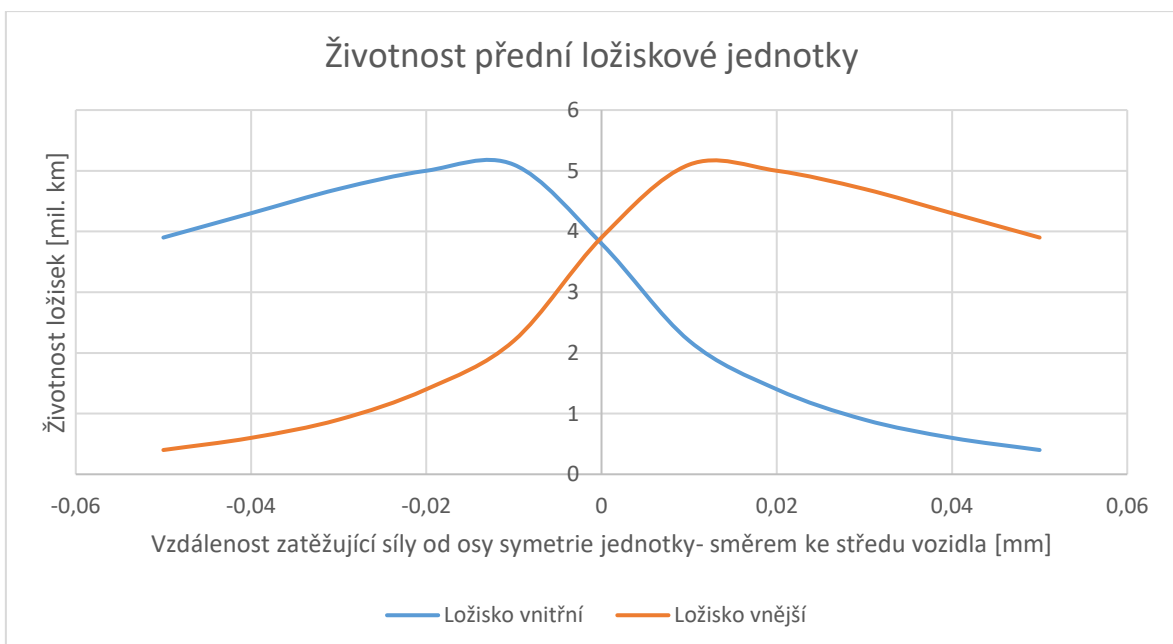


Obrázek 40: Skica kolové jednotky přes pohledy náprav - vlevo přední náprava, vpravo zadní

Pro získání uspořádání uložení kol vybraného vozidla jsem do pohledu náprav z příručky [18] zakreslil všechny známé díly, polohu a velikost ostatních součástí jsem odvodil dle rozstřelu dílů náprav z katalogu náhradních dílů viz Příloha 2 a 3. Výsledek můžete vidět na Obr. 40. Z těchto skic poté vznikl výkres kolových jednotek obou náprav, viz Příloha 4 respektive Příloha 5, pro přední a zadní kolo.



Obrázek 41: Graf životnosti ložisek zadního kola - původní řešení



Obrázek 42: Graf životnosti řad ložiskové jednotky předního kola - původní řešení

6.2 Uložení předního kola

Na přední nápravě jsou použity ložiskové jednotky první generace, tedy dvouřadé kuželíkové ložisko, které je dodávané seřízené, naplněné mazivem a utěsněné těsníci kroužky. Ložisková jednotka je poté nalisovaná do náboje kola, na kterou je deseti šrouby přišroubovaný brzdový kotouč a příruba kola. Disk kola je centrovaný na náboj kola (viz Příloha 2) a poté je zajištěn kolovými maticemi s rovnou dosedací plochou.

Parametry ložiskové jednotky [38]:

- Vnitřní průměr 82 mm
- Vnější průměr 140 mm
- Šířka 115 mm
- Hmotnost 6,65 kg

Velikost statické a dynamické únosnosti jednotky jsou odvozeny od kuželíkových ložisek obdobné velikosti – ložisko SKF 33117 [44].

$$C = 268 \text{ kN},$$

$$C_0 = 340 \text{ kN}.$$

Tyto únosnosti jednotlivých řad odpovídají únosnosti ložiskové jednotky dle vzorce 55:

$$C' = 466 \text{ kN},$$

$$C_0' = 591 \text{ kN}.$$

Pro nalezenou polohy ložiska (viz Příloha 4) jsem spočítal výpočtové životnosti a statické bezpečnosti nejdůležitějších režimů pro provoz ložisek viz Tab. 5 ze vstupních hodnot uvedených v Tab. 4. Výpočtová životnost odpovídá informacím o životnosti ložisek u daného vozidla, získaných od provozovatele autodopravy AD MACH.

Tabulka 4: Parametry uložení předního kola - původní

Vzdálenost působitř řad - a [mm]	0,105
Vzdálenost zatěž. sil od vnější řady - b [mm]	0,07
řada vnější	
C [kN]	268
Co [kN]	340
e	0,4
Y	1,5
Yo	0,8
p	3,333333
řada vnitřní	
C [kN]	268
Co [kN]	340
e	0,4
Y	1,5
Yo	0,8
p	3,333333

Tabulka 5: Výpočtové životnosti a stat. bezpečnosti ložisek předního kola - původní

Ložiska předního kola		
	vnější řada ložiska	vnitřní řada ložiska
Režim 1 - přímá jízda		
základní trvanlivost [km]	5 162 269	1 572 175
statická bezpečnost	15,78	8,15
Režim 2 - zatáčka kolo vnější		
základní trvanlivost [km]	6 167 456	589 250
statická bezpečnost	19,60	6,07
Režim 3 - zatáčka kolo vnitřní		
základní trvanlivost [km]	3 914 183	5 670 437
statická bezpečnost	10,72	11,98
Režim 4 - zatáčka kolo vnitřní na mezi adheze/klopení		
základní trvanlivost [km]	5 491 150	2 002 914
statická bezpečnost	11,87	9,25
Režim 5 - zatáčka kolo vnější na mezi adheze/klopení		
základní trvanlivost [km]	5 222	1 905
statická bezpečnost	1,47	1,15
Režim 6 - brzdění na mezi adheze		
základní trvanlivost [km]	581108,31	176977,16
statická bezpečnost	8,20	4,23
Celková trvanlivost 90 % přímá jízda, 5 % zatáčka pravá, 5 % zatáčka levá		
Celková trvanlivost [km]	5 122 346	1 501 216

Nevyrovnané hodnoty životností vnější a vnitřní řady ložiskové jednotky jsou způsobeny pravděpodobně tím, že v jiných aplikacích (např. u autobusu MB Intouro) se používá stejná ložisková jednotka a náboj kol, ale s jiným zálisem (ET) ráfku, popřípadě stejná náprava pro jiný rozchod kol (viz. Kapitola 6 popisující nápravy vybraného vozidla). Poté se poloha působíště sil posune a výrobce požaduje obdobnou životnost i u těchto řešení.

6.3 Uložení zadního kola

Na zadní nápravě je kolo uloženo ve dvou jednořadých kuželíkových ložiskách různých velikostí.

Parametry ložisek:

Vnitřní ložisko

- Šířka – 47 mm
- Vnitřní průměr – 110 mm
- Vnější průměr – 170 mm
- Hmotnost – 3,758 kg
- Odpovídá ložisku 33022 [44]

Vnější ložisko

- Šířka – 43,5 mm
- Vnitřní průměr – 100 mm
- Vnější průměr – 157 mm
- Hmotnost – 2,928 kg
- Odpovídá ložisku HM 220149/110 [44]

Pro nalezenou polohy ložiska a parametrů ložisek viz Tab. 6 jsem spočítal výpočtové životnosti a statické bezpečnosti nejdůležitějších režimů pro provoz ložisek, hodnoty jsou uvedeny v Tab 7. Z tabulky je vidět, že více je námáháno vnější ložisko. Je to způsobeno tím, že na vnější straně není možno použít větší průměr ložiska, z důvodu nedostatku prostoru. Řešením by bylo posunutí vnějšího ložiska dále od vnitřního, ale pravděpodobně by to znamenalo problémy s tuhostí náboje.

Tabulka 6: Parametry uložení zadního kola - původní

Vzdálenost působišť ložisek - a [mm]	0,189
Vzdálenost zatěž. sil od vnějšího ložiska - b [mm]	0,0925
řada vnější	
C [kN]	303
Co [kN]	400
e	0,33
Y	1,8
Yo	1
p	3,333333
řada vnitřní	
C [kN]	343
Co [kN]	500
e	0,28
Y	2,1
Yo	1,1
p	3,333333

Tabulka 7: Výpočtové životnosti a stat. bezpečnosti ložisek zadního kola - původní

Ložiska zadního kola		
	vnější řada ložiska	vnitřní řada ložiska
Režim 1 - přímá jízda		
základní trvanlivost [km]	1 091 197	1 846 529
statická bezpečnost	7,60	9,92
Režim 2 - zatáčka kolo vnější		
základní trvanlivost [km]	2 083 897	844 947
statická bezpečnost	9,23	7,78
Režim 3 - zatáčka kolo vnitřní		
základní trvanlivost [km]	670 318	3 436 906
statická bezpečnost	6,57	13,32
Režim 4 - zatáčka kolo vnitřní na mezi adheze/klopení		
základní trvanlivost [km]	18 314 091	1 840 939
statická bezpečnost	17,72	13,43
Režim 5 - zatáčka kolo vnější na mezi adheze/klopení		
základní trvanlivost [km]	17 416	1 751
statická bezpečnost	2,20	1,67
Režim 6 - brzdění na mezi adheze		
základní trvanlivost [km]	907 160	1 535 101
statická bezpečnost	7,20	9,38
Režim 6 - rozjezd na mezi adheze		
základní trvanlivost [km]	810 206	1 371 036
statická bezpečnost	6,96	9,07
Celková trvanlivost 90% přímá jízda, 5% zatáčka pravá, 5% zatáčka levá		
Celková trvanlivost [km]	1 082 992	1 782 137

7. Návrh úprav

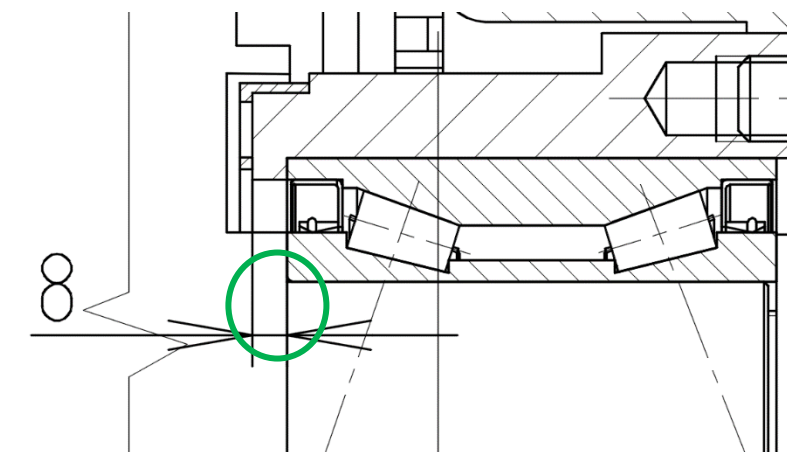
Úkolem bylo navrhnout úpravu kolové jednotky a tím dosáhnout rovnoměrnějšího zatížení a trvanlivosti řad jednotky při co největším zachování okolní konstrukce stávajícího řešení. To znamená, že jsem se snažil zachovat, nebo aspoň nezmenšovat průměr čepů, na kterých jsou kola uložena, zachoval jsem stejný způsob upevnění kola (počet a velikost šroubů, jejich rozteč i centrovaní kola), zachovány jsou také parametry brzd (vnější a vnitřní poloměr brzdového kotouče a stejná velikost a umístění brzdového třmenu).

Výběr ložisek – protože katalogy ložiskových jednotek pro vozidla nejsou k dispozici a únosnosti ložiska závisí jen na počtu a průměru valivých elementů, vnitřním a vnějším průměru valivých drah a materiálu a technologii povrchových úprav, použil jsem pro návrh ložisek údajů k jednořadým ložiskům. A předpokládám tedy, že při sestavení uložení ze dvou samostatných ložisek bude dosaženo stejné únosnosti jako u víceřadého ložiska obdobných rozměrů. Snažil jsem se ohledně katalogů ložisek pro uložení kol kontaktovat firmu SKF, ale bylo mi sděleno, že vývoj ložiskových jednotek probíhá společně s automobilkami a všechny informace podléhají utajení.

7.1 Uložení předního kola

Stávající řešení s ložiskovou jednotkou první generace jsem nahradil druhou generací. Třetí generaci by nebylo možno použít z důvodu potřebných velkých konstrukčních úprav připojovacích prvků na těhlici. Při návrhu ložiskové jednotky HUB II, jsem vycházel z původní jednotky, kterou jsem opatřil na vnějším kroužku přírubami pro montáž kola a brzdového kotouče. Další možnou úpravou by bylo použití bezpřírubového „splined“ brzdového kotouče.

Díky odstranění osazení, které původně sloužilo jako doraz ložiska při lisování do náboje kola, bylo možné posunout obě řady ložiska o 8 mm viz Obr. 43, směrem do středu vozidla a přiblížit se tak ideální poloze zátěžných sil vůči ložiskové jednotce viz Tab. 8. Tímto posunutím se zvýšila výpočtová životnost na hodnoty udané v Tab.9. Celkový nájezd 2,225 mil km znamená, že u většiny vozidel nebude nutné v průběhu životnosti vozidla (pokud předpokládáme životnost vozidla 10 let a průměrný roční nájezd 200 000 km [35]) ložiskové jednotky předních kol měnit. Myslím, že toto převáží nevýhodu této jednotky, což je nutnost výměny celého ložiska i s nábojem kola v případě poškození



Obrázek 43: Možnost posunutí ložiska směrem k ideální poloze při změně z HUB I na HUB II

ložiska. Další nevýhodou mého řešení oproti původní verzi, je nutnost při výměně kotoučů demontovat náboj z čepu. Díky použití seřízené ložiskové jednotky, to není ale tak složitá operace jako při použití jednořadých ložisek a často je to podobně řešené i u konkurenčních vozidel.

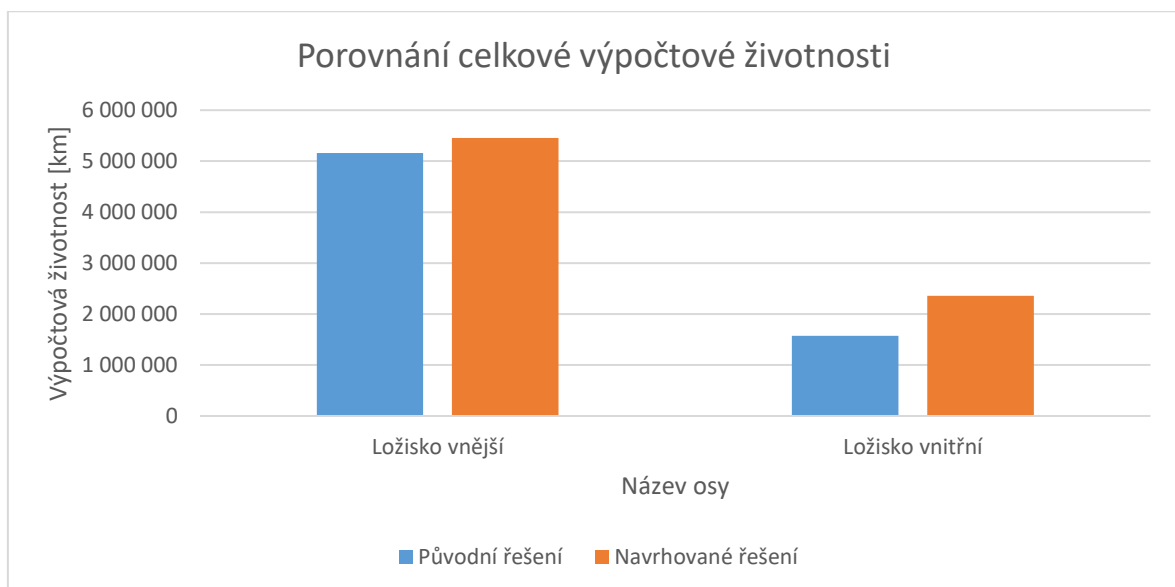
Tabulka 8: Parametry uložení předního kola - návrh

Vzdálenost působišť ložisek - a [mm]	0,105
Vzdálenost zatěž. sil od vnějšího ložiska - b [mm]	0,062
řada vnější	
C [kN]	268
Co [kN]	340
e	0,4
Y	1,5
Yo	0,8
p	3,333333333
řada vnitřní	
C [kN]	268
Co [kN]	340
e	0,4
Y	1,5
Yo	0,8
p	3,33

Tabulka 9: Výpočtové životnosti a stat. bezpečnosti ložisek zadního kola - návrh

Ložiska předního kola		
	vnější řada ložiska	vnitřní řada ložiska
Režim 1 - přímá jízda		
základní trvanlivost [km]	5 453 443	2 356 072
statická bezpečnost	13,27	9,21
Režim 2 - zatáčka kolo vnější		
základní trvanlivost [km]	6 550 199	802 438
statická bezpečnost	18,38	6,66
Režim 3 - zatáčka kolo vnitřní		
základní trvanlivost [km]	2 497 069	9 861 779
statická bezpečnost	9,37	14,29
Režim 4 - zatáčka kolo vnitřní na mezi adheze/klopení		
základní trvanlivost [km]	5 905 471	2 101 818
statická bezpečnost	12,13	9,41
Režim 5 - zatáčka kolo vnější na mezi adheze/klopení		
základní trvanlivost [km]	5 616	1 999
statická bezpečnost	1,50	1,17
Režim 6 - brzdění na mezi adheze		
základní trvanlivost [km]	613885,29	265219,26
statická bezpečnost	6,89	4,78
Celková trvanlivost 90% přímá jízda, 5% zatáčka pravá, 5% zatáčka levá		
Celková trvanlivost [km]	5 189 678	2 225 328

Porovnání celkové výpočtové životnosti původního a navrhovaného řešení můžete vidět v grafu viz Obr. 44:



Obrázek 44: Porovnání výpočtové životnosti původního a navrhovaného řešení kolo přední

Jednou z výhod použití ložiskových jednotek s vyšší integrací by měla být nižší hmotnost. Snížením hmotnosti ložisek se sníží neodpružené hmoty náprav a tím se zlepši jízdní vlastnosti vozidla. Díky snížení hmotnosti ložisek je také možné zlepšit užité vlastnosti vozidla, např. dosáhnout větší přepravené množství nákladu, zvětšit dojezd vozidla zvětšením palivových nádrží, instalovat více asistenčních systému, nebo rozšířit prvky výbavy pro komfort posádky. V tabulce Tab. 10 jsou uvedeny hmotnosti dílů uložení. U původního řešení jsou hmotnosti převzaty z katalogů náhradních dílů, u navrhované varianty jsou hmotnosti vypočteny z CAD modelu podle zadaného materiálu.

Tabulka 10: Hmotnostní analýza původního a navrhovaného řešení

Hmotnostní analýza uložení předního kola		
Součásti	Hmotnost - současná varianta [kg]	Hmotnost - navrhovaná varianta [kg]
Ložisková jednotka	6,65	46
Náboj	13,3	0
Brzdový kotouč	34,4	28,7
Příruba kola	25,5	0
Hmotnostní úspora	5,1	

U přední nápravy bylo na každé ložiskové jednotce ušetřeno 5,1 kg což je více než 2% původní hmotnosti přední nápravy. Celkový návrhový výkres sestavy viz Příloha 6, návrh samotné ložiskové jednotky viz Příloha 8.

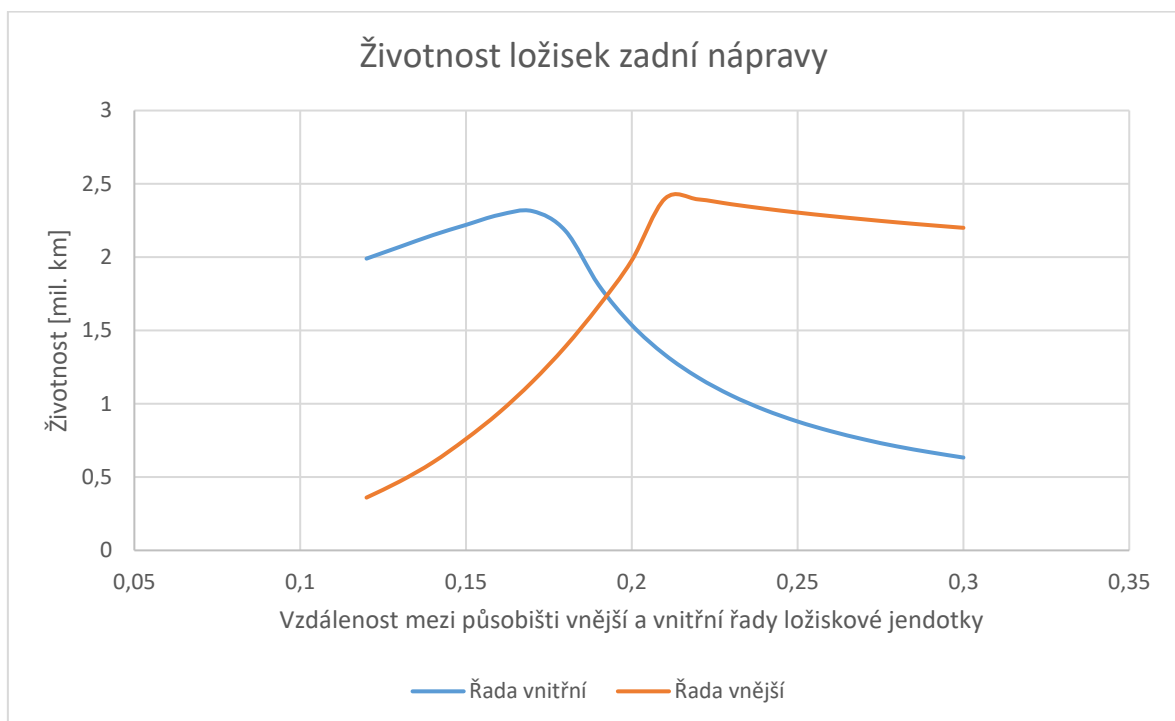
Přínosy mého řešení:

- Zvýšení výpočtové životnosti ložisek o 48 % (u více zatížené řady)
- Snížení hmotnosti o 5,1 kg na jedné kolové jednotce
- Snížení pracnosti na montážní lince i při servisu – není nutno lisovat ložiskovou jednotku do náboje kola, snížení počtu součástí kolové jednotky

7.2 Uložení zadního kola

V současnosti se pro uložení kol zadní nápravy u vozu MB Actros používají dvě rozdílně velká jednořadá ložiska, pro použití ložiskové jednotky je potřebný stejný vnitřní

průměr obou řad ložiska. Při návrhu ložiskové jednotky jsem proto vycházel z ložiska, které bylo u původní konstrukce použito na vnitřní straně náboje a použil jsem ho pro obě řady navrhované jednotky. Na rozdíl od konstrukce s jednořadými ložisky nalisovanými do náboje kola je možné na vnější straně použít větší ložisko, protože odpadá vnější kroužek ložiska a oběžná dráha je vytvořena přímo v náboji – vnějším kroužku jednotky. Bylo nutné nalézt polohu obou řad tak, aby výpočtová životnost byla minimálně taková, jako u současného řešení. Protože poloha zatěžujících sil vůči vnitřnímu ložisku zůstane zachována, vynesl jsem do grafu závislost mezi výpočtovou životností a vzdáleností působišť ložisek viz Obr. 45.



Obrázek 45: Životnost ložisek zadní nápravy - návrh

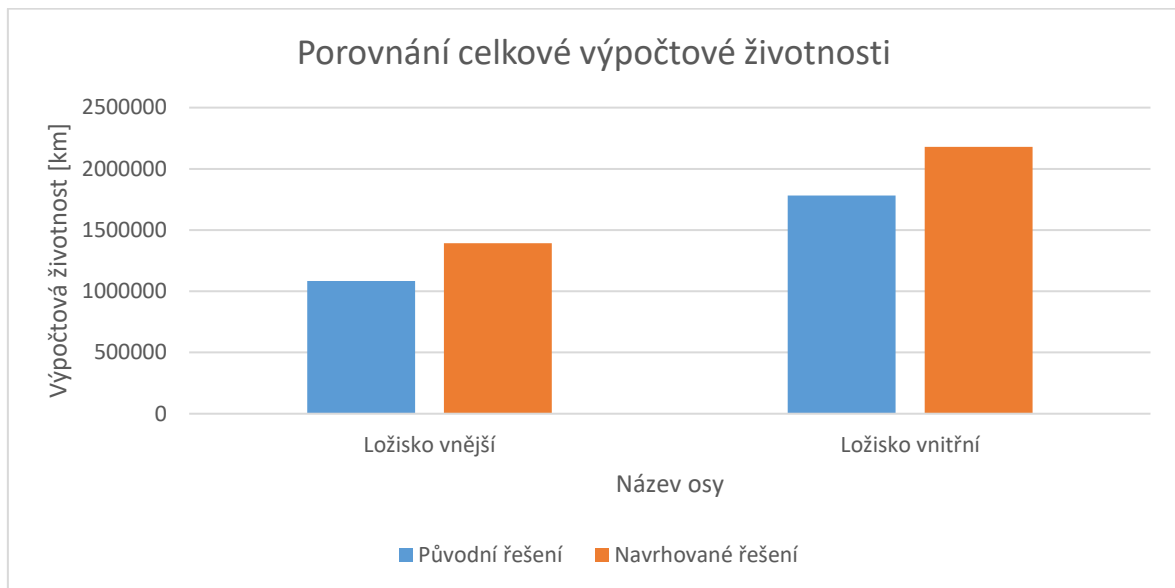
Z grafu je vidět, že vzdálenost mezi působišti ložisek, pro dosažení výpočtové životnosti aspoň 1 mil. km, může být od 160 mm do 240 mm. Nejvyšší životnosti je možno dosáhnout, pokud budou působiště ložisek vzdálené 190 mm. S ohledem na okolní konstrukci volím vzdálenost mezi působišti řad ložiskové jednotky 180 mm. Touto úpravou se změnili parametry uložení na hodnoty uvedené v Tab. 11 a tím se zvětšila životnost ložisek viz Tab. 12.

Tabulka 11: Parametry uložení zadního kola - návrh

Vzdálenost působišť ložisek - a [mm]	0,18
Vzdálenost zatěž. sil od vnějšího ložiska - b [mm]	0,0835
řada vnější	
C [kN]	343
Co [kN]	500
e	0,28
Y	2,1
Yo	1,1
p	3,33
řada vnitřní	
C [kN]	343
Co [kN]	500
e	0,28
Y	2,1
Yo	1,1
p	3,33

Tabulka 12: Životnost a stat. bezpečnosti ložisek zadní nápravy - návrh

Ložiska zadního kola		
	vnější řada ložiska	vnitřní řada ložiska
Režim 1 - přímá jízda		
základní trvanlivost [km]	1 402 094	2 271 153
statická bezpečnost	9,05	10,46
Režim 2 - zatáčka kolo vnější		
základní trvanlivost [km]	2 677 629	947 199
statická bezpečnost	10,99	8,05
Režim 3 - zatáčka kolo vnitřní		
základní trvanlivost [km]	861 301	5 125 638
statická bezpečnost	7,82	14,50
Režim 4 - zatáčka kolo vnitřní na mezi adheze/klopení		
základní trvanlivost [km]	23 532 027	1 949 209
statická bezpečnost	21,10	13,33
Režim 5 - zatáčka kolo vnější na mezi adheze/klopení		
základní trvanlivost [km]	22 378	1 854
statická bezpečnost	2,62	1,65
Režim 6 - brzdění na mezi adheze		
základní trvanlivost [km]	1 165 622	1 888 110
statická bezpečnost	8,57	9,90
Režim 6 - rozjezd na mezi adheze		
základní trvanlivost [km]	1 041 045	1 686 316
statická bezpečnost	8,28	9,57
Celková trvanlivost 90% přímá jízda, 5% zatáčka pravá, 5% zatáčka levá		
Celková trvanlivost [km]	1 391 552	2 179 520



Obrázek 46: Porovnání výpočtové životnosti původního a navrhovaného řešení kolo zadní

Další úprava spočívá ve změně matice, která zajišťuje náboj na čepu kola. Protože u navrhované varianty není potřeba přesně nastavit polohu matice pro seřízení vůle ložisek, je možné použít jednodušší zajištění pouze maticí s podložkou, podobně jako u přední nápravy, místo dvou matic se zářezy a pojistných podložek. Tímto se také zrychlí a zjednoduší montáž a sníží počet dílů sestavy kolové jednotky. Celkový návrhový výkres sestavy viz Příloha 7, návrh samotné ložiskové jednotky viz Příloha 9.

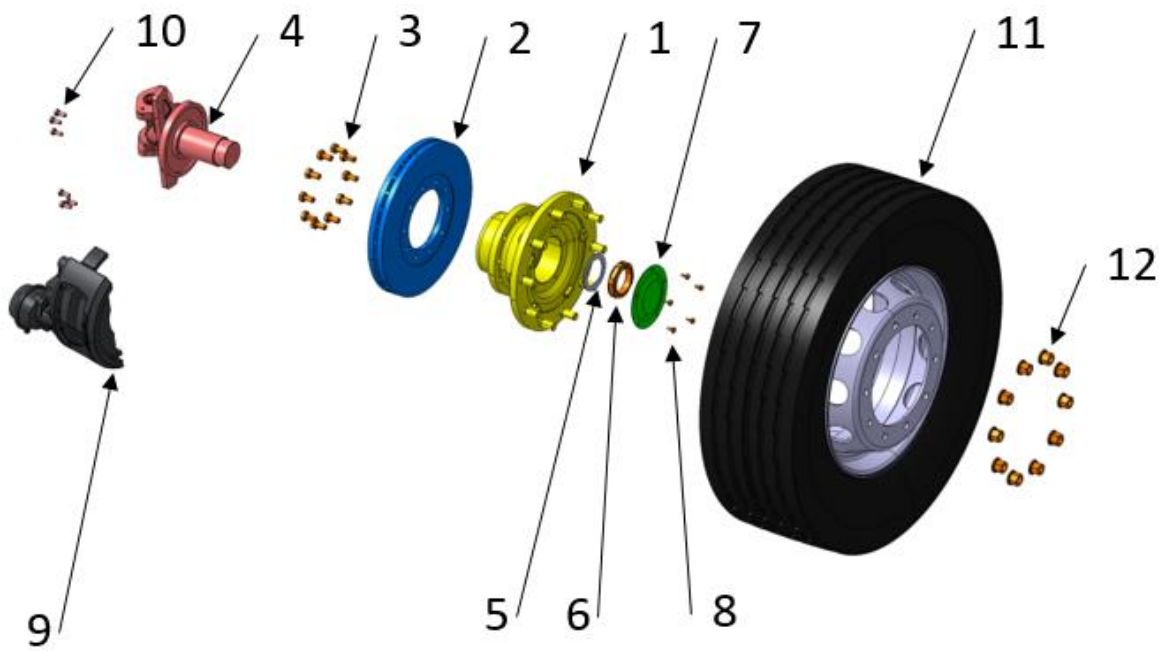
Přínosy mého řešení:

- Zvýšení výpočtové životnosti ložisek o 28 %
- Snížení pracnosti a časové náročnosti při montáži – není nutno lisovat ložiska do náboje kola, není potřeba plnit mazivem a seřizovat vůli, zjednodušení zajištění ložiskové jednotky na čepu kola, snížení počtu součástí kolové jednotky
- Není nutné doplňovat mazivo a seřizovat během životnosti ložiska

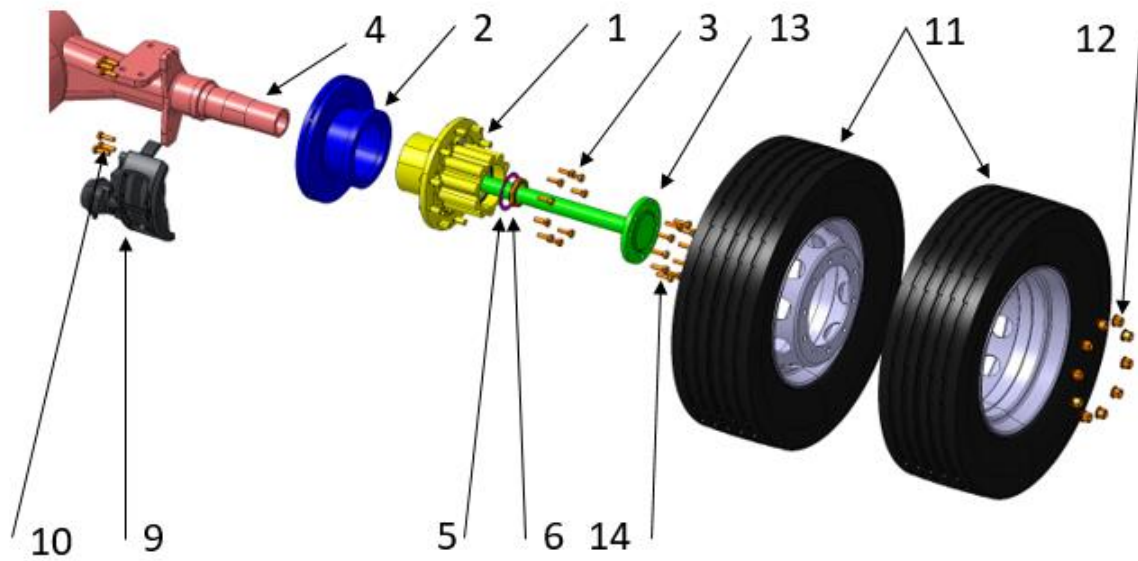
7.3 Montážní pokyny

Vždy měňte kolová ložiska v páru na obou kolech nápravy i když se vada projevuje pouze na jednom ložisku, vibrace způsobené poškozeným ložiskem na jednom kole mohou výrazně zkrátit životnost nově namontovaného ložiska na druhém kole nápravy. Při popisu montáže budu v závorkách uvádět čísla dílů podle rozpadu sestav uložení kola předního viz Obr. 47 a kola zadního viz Obr. 48.

1. Při výměně ložiska nejdříve sejměte staré ložisko, čep kola a další znovu použitelné díly důkladně očistěte a zkontrolujte, zda nejsou poškozené.
2. Na ložiskovou jednotku (1) připevněte brzdový kotouč (2) a šrouby (3) dotáhněte předepsaným momentem. Při manipulaci s jednotkou nesmí dojít k rozdělení vnitřního děleného kroužku jednotky. Pokud k rozdělení dojde, není možné jednotku bez poškození znovu smontovat a ložisko se nesmí použít.
3. Na čep kola (4) naneste malé množství protikorozní pasty LGAF 3, kterou dodává SKF a nalisujte ložiskovou jednotku na čep. Při lisování je nutné působit silou v ose ložiska pouze na vnitřní kroužek. Pokud budeme působit na vnější, síla bude přenášena valivými elementy a dojde k jejich přetížení. Takto poškozené ložisko je zobrazeno na Obr. 24. Nikdy nepoužívejte pro montáž údery kladivem, protože ložiska jsou velmi citlivá na rázy. Také se nesmí silou působit na těsnění, při jeho poškození do ložiska začne pronikat vlhkost a nečistoty. Oba způsoby nesprávné montáže způsobí rychlejší opotřebování ložiska a zvýšení hlučnosti za provozu.
4. Pro zajištění ložiskové jednotky na čepu vždy použijte nové matice (6) a podložku (5).
5. Po nalisování jednotky můžete přistoupit k montáži dalších komponent – krytka náboje u předního kola (7) pomocí šroubů (8), hnací hřídel u zadní nápravy (13) pomocí šroubů (14) a brzdové třmeny (9) se šrouby (10).
6. Nakonec nasadte kola (11), zajistěte kolovými maticemi (12) a po spuštění kola na zem je možno utáhnout matici náboje kola (6), šrouby hnacího hřídele (14) a kolové matice (12) předepsaným momentem.



Obrázek 47: Rozpad sestavy přední kolové jednotky



Obrázek 48: Rozpad sestavy zadní kolové jednotky

8. Závěr

V první části práce jsem mapoval v současnosti používané řešení. Nejvíce se dnes u těžkých nákladních vozidel používají ložiskové jednotky první generace pro nepoháněné nápravy a pro nápravy poháněné se zatím využívají pouze dvojice jednořadých ložisek, popřípadě bezúdržbové kolové jednotky, které obsahují dvě jednořadá ložiska, ale jsou dodány již smontované, seřízené a namazané.

V další části jsem se zabýval návrhovým výpočtem ložisek. Výpočet je sestaven tak, že pro vybraná ložiska počítá výpočtovou životnost pro vybrané jízdní režimy. Výpočtovou životnost získám pro každý režim ze sil působících na vozidlo, ze kterých určím síly působící na ložiska. Celkovou výpočtovou životnost počítám na základě zvolených dráhových podílů režimů podle teorie lineární kumulace poškození. Z citlivostní analýzy vyplývá, že při návrhovém výpočtu nemá podstatný vliv uvažování hnacích sil pro přímou jízdu ustálenou rychlostí, neboť jsou hnací síly oproti svislému zatížení hodně malé. Při použití zvolené metodiky výpočtu pro ložiska vozidla MB Actros MP4 odpovídají výsledky přibližně hodnotám skutečných životností, u zadní nápravy jsou vypočtené hodnoty zhruba o 30 % vyšší, než byla skutečná životnost starší verze použité nápravy. Skutečná životnost je však ovlivněna celou řadou dalších faktorů např. kvalita materiálu ložiska a maziva, kvalita vozovky, přetěžování vozidla, postup při údržbě atd.

Poslední část se zabývá možností použití ložiskových jednotek 2. generace pro vybrané vozidlo. U obou náprav se mi povedlo zvýšit výpočtovou životnost a snížit počet dílů kolové jednotky, u přední nápravy jsem docílil i snížení hmotnosti. Použitý výpočet ložisek slouží jen pro předběžný návrh velikosti řad ložisek. Po návrhu ložiskových jednotek, jak je provedeno v kapitole , musí nutně následovat pevnostní výpočet přírub vnějšího kroužku ložiska například metodou konečných prvků a prověření výpočtové životnosti pomocí výpočtů zahrnující i seřízení jednoty, tedy ve většině případů nastavení předpětí, pomocí softwaru výrobců ložisek.

9. Seznam použité literatury:

- [1] SVOBODA, Jiří. *Teorie dopravních prostředků*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004.
- [2] RŮŽIČKA, Milan, Miroslav HANKE a Milan ROST. *Dynamická pevnost a životnost*. Praha: ČVUT v Praze, 1989.
- [3] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel: Pneumatiky a kola, zavěšení, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové systémy*. 3. aktualizované vydání. Brno, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [4] VLK, František. *Stavba motorových vozidel: Osobní automobily, autobusy, nákladní automobily, jízdní soupravy, ergonomika, biomechanika, struktura, kolize, materiály*. Brno, 2006.
- [5] Konzultace k předmětu PRO2, PRO3, PRO4
- [6] *Typy ABS snímačů* [online]. [cit. 2017-10-29]. Dostupné z: www.mjauto.cz/typy-abs-snimacu
- [7] *A technician's guide to The next generation of hub units* [online]. SKF Group 2009 [cit. 2017-10-29].
- [8] *Vady a poškození ložisek* [online]. [cit. 2017-10-29]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/11-vady-s-poskozeni-lozisek>
- [9] *Wälzlager in kraftfahrzeugen*. SKF.
- [10] ISO 281:2007. *Rolling bearings -- Dynamic load ratings and rating life*. 2. 2007.
- [11] ISO 76:1987. *Rolling bearings -- Static load ratings*. 2. 1987.
- [12] *Zákon o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a o změně zákona č. 168/1999 Sb., o pojištění odpovědnosti za škodu způsobenou provozem vozidla a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o pojištění odpovědnosti z provozu vozidla), ve znění zákona č. 307/1999 Sb.* In: . 2001, Zákon 56/2001 Sb.
- [13] *Mercedes-Benz Truck front axle systems* [online]. [cit. 2017-12-29]. Dostupné z: <https://www.mercedes-benz.com/en/mercedes-benz/vehicles/aggregates/powertrain-trucks-front-axle-systems/>

- [14] *Mercedes-Benz Truck rear axle systems* [online]. [cit. 2017-12-29]. Dostupné z: <https://www.mercedes-benz.com/en/mercedes-benz/vehicles/aggregates/powertrain-trucks-rear-axle-systems/>
- [15] *Hub unit bearings* [online]. [cit. 2017-12-30]. Dostupné z: http://www.iljin.com/English/Product/Product_01.asp?menuCode=G2S2
- [16] FRÖHLICH, Jan. *Technika uložení s valivými ložisky. 2.*, upravené vyd. Praha: SNTL, 1980.
- [17] *X-Tracker: Performance-engineered for race-car cornering and stability* [online]. [cit. 2018-04-25]. Dostupné z: <http://www.skf.com/us/industry-solutions/racing/cars/wheel-bearings/X-Tracker/index.html>
- [18] *Einführung neue Lkw-Generation Der neue Actros (Typ 963) Einführungsschrift für den Service* [online]. [cit. 2018-04-25].
- [19] <http://www.ntnglobal.com/en/products/catalog/bearing/index.html>
- [20] PETR, Chvátal. *Autoškola CDE*. ISBN 978-80-902549-7-8.
- [21] Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. In: . č. 341/2014 Sb.
- [22] VASILKO, Karol. *Valivé ložiská*. Bratislava: Alfa, 1988. Edícia strojárskej literatúry (Alfa).
- [23] LANC, J. a L. TRPKOŠ. *Údržba, obsluha a opravy automobilů PRAGA V3S a S5T*. Praha: SNTL, 1979.
- [24] *Wheel bearings: TechnologyDevelopment and product overview* [online]. Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co., 2017 [cit. 2018-03-23].
- [25] *A technician's guide toThe next generation of hub units* [online]. SKF Group, 2009 [cit. 2018-03-23].
- [26] *Tapered Roller Hub Bearings for Large Truck: NTN TECHNICAL REVIEW No.73* [online]. 2005 [cit. 2018-03-23].

- [27] FAG wheel bearing with face spline is a finalist for the renowned PACE Award [online]. 2010 [cit. 2018-03-23]. Dostupné z: <https://www.pressebox.com/pressrelease/schaeffler-ag/Outstanding-Invention-Offers-Numerous-Advantages/boxid/331693>
- [28] Calculation of wheel bearings loads. *TechNote*. SKF, 2003
- [29] Informace od Stanislava Macha z AD MACH
- [30] Valx axles [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <http://www.valx.eu/en/products.aspx>
- [30] *Solutions for Chassis and Auxiliary Drives in Passenger Cars and Commercial Vehicles* [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/en/products-and-solutions/automotive-oem/chassis_systems/index.jsp
- [32] *NTN hub bearings*. NTN, , 23.
- [33] *Přednášky ELEKTRICKÁ ZAŘÍZENÍ VOZIDEL: SNÍMÁNÍ A ZPRACOVÁNÍ PROVOZNÍCH DAT*. ČVUT, 2018.
- [34] Knorr-Bremse: Disc Brakes [online]. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: http://www.knorr-bremsecvs.com/en/products_1/discbrakes/discbrakes.jsp
- [35] Přednášky a podklady k přednáškám Provoz a diagnostika vozidel
- [36] Výpočet axiálního zatížení působícího na jednotlivá ložiska nebo ložiska montovaná ve dvojicích do tandemu [online]. [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/loads/calculating/index.html>
- [37] Mercedes Actros: přehled náhradních dílů. ADIP.
- [38] SKF - WEB CATALOG [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://ows-cdn.tecdoc.net/skf/home.jsp?server=5&time=28/2/2017-15:24:46#1e937bb2896bf402383e27047e06ff0e>
- [39] Přednášky konstrukce karoserií a rámců, ČVUT

- [40] *Evolution - Business and Technology Magazine from SKF: KEEP ON TRUCKING – SKF WHEEL END MONITOR HELPS PREVENT UNPLANNED STOPS* [online]. SKF, 2008 [cit. 2018-06-18]. Dostupné z: <http://evolution.skf.com/us/keep-on-trucking-skf-wheel-end-monitor-helps-prevent-unplanned-stops/>
- [41] *Rolling bearings*. SKF Group, 2016. ISBN PUB BU/P1 10000/3 EN. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/77-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>
- [42] Vyhláška č. 341/2014 Sb.: Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. In: .
- [43] https://www.the-blueprints.com/blueprints/trucks/mercedes-trucks/59953/view/mercedes-benz_actros_4x2_gigaspace_semi_trailer_tractor/
- [44] Kuželíková ložiska, jednořadá [online]. [cit. 2018-07-09]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html>

10. Seznam obrázků

Obrázek 1: Uložení kola návěsové nápravy Valx, dvojice kuželíkových ložisek [30]	4
Obrázek 2: Uložení kola PV3S, dvojice kuželíkových a válečkové ložisko [23].....	4
Obrázek 3: Bezúdržbová kolová jednotka Schaeffler [31]	5
Obrázek 4: Ložisková jednotka HUB I [15]	5
Obrázek 5: Ložisková jednotka HUB II [15]	6
Obrázek 6: Ložisková jednotka HUB III [15]	7
Obrázek 7: Ložisková jednotka Twin Tandem [31].....	7
Obrázek 8: Asymetrická a hybridní ložiska SKF, zleva: kombinace kuličky kuželíky, rozdílné řady kuliček a rozdílné řady kuželíků [17]	8
Obrázek 9: Kuželíkové ložisko – červeně vyznačeno místo je zdrojem ztrát třením [http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/index.html].....	8
Obrázek 10: Průběh signálu pasivního indukčního snímače [6].....	10
Obrázek 11: Průběh signálu aktivního hallova snímače [6]	10
Obrázek 12: Přípravek pro kontrolu magnetického pole ložiskového těsnění [24].....	11
Obrázek 13: HUB III – senzor mezi řadami kuželíků	12
Obrázek 14: HUB II – kroužek nalisován na rotačním kroužku jednotky	12
Obrázek 15: Přenos výkonu drážkováním z hnacího hřídele na kolo, HUB III [25]	12
Obrázek 16: Spojení hnacího hřídele s nábojem kola čelním drážkováním [27]	13
Obrázek 17: Spojení hnacího hřídele s nábojem kola přírubou [23].....	13
Obrázek 18: Možnosti středění disků kol na náboji u nákladních automobilů [20].....	14
Obrázek 19: Splined brake disc – spojení náboje kola s brzdovým kotoučem drážkováním [http://www.knorr-bremse.com/en/products_1/discbrakes/discbrakes.jsp]	15
Obrázek 20: Životnost ložisek v závislosti na montážní vůli/předpětí	16
Obrázek 21: Měření montážní vůle na náboji kola [22]	17
Obrázek 22: Odolupávání povrchu ložisek [8].....	20
Obrázek 23: Ložisko poškozené pittingem [8]	20
Obrázek 24: Prohlubeniny a otlaky způsobené nesprávnou montáží ložiska [8].....	21
Obrázek 25: Vnější kroužek ložiska poškozený protočením v uložení [8].....	21
Obrázek 26: Valivý element ložiska poškozený odíráním [8].....	21
Obrázek 27: Vnitřní kroužek válečkového ložiska poškozený opotřebením [8]	22
Obrázek 28: Vnitřní kroužek ložiska poškozený korozí [8]	22
Obrázek 29: Připevnění senzoru stavu ložisek na disk kola [40].....	23
Obrázek 30: Postup návrhového výpočtu ložisek	26
Obrázek 31: Síly působící na vozidlo - jízda po rovině v přímém směru	26
Obrázek 32: Síly působící na vozidlo - rozjezd na mezi adheze.....	29
Obrázek 33: Síly působící na vozidlo při brzdění.....	30
Obrázek 34: Síly působící na vozidlo - jízda do stoupání/klesání	32
Obrázek 35: Rozbor sil - průjezd zatáčkou	33
Obrázek 36: Síly působící na kolo a kolová ložiska.....	37
Obrázek 37: Mercedes Actros 1845 MP4 [43]	43
Obrázek 38: Přední náprava MB F7,5 vozidla MB Actros [13]	44
Obrázek 39: Zadní náprava MB R390 vozu MB Actros [14]	45
Obrázek 40: Skica kolové jednotky přes pohledy náprav - vlevo přední náprava, vpravo zadní.....	46
Obrázek 41: Graf životnosti ložisek zadního kola - původní řešení.....	47
Obrázek 42: Graf životnosti řad ložiskové jednotky předního kola - původní řešení	47

Obrázek 43: Možnost posunutí ložiska směrem k ideální poloze při změně z HUB I na HUB II.....	53
Obrázek 44: Porovnání výpočtové životnosti původního a navrhovaného řešení kolo přední	54
Obrázek 45: Životnost ložisek zadní nápravy - návrh.....	56
Obrázek 46: Porovnání výpočtové životnosti původního a navrhovaného řešení kolo zadní	58
Obrázek 47: Rozpad sestavy přední kolové jednotky	60
Obrázek 48: Rozpad sestavy zadní kolové jednotky	60

11. Seznam tabulek

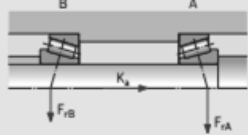
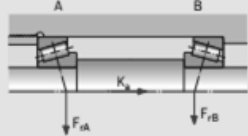
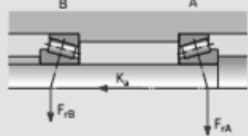
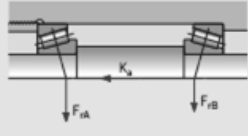
Tabulka 1: Průměrná životnost kolových ložisek	25
Tabulka 2: Rázový součinitel podle kategorie vozidla	38
Tabulka 3: Porovnání výpočtové životnosti s / bez uvažování hnacích sil	43
Tabulka 4: Parametry uložení předního kola - původní	49
Tabulka 5: Výpočtové životnosti a stat. bezpečnosti ložisek předního kola - původní	49
Tabulka 6: Parametry uložení zadního kola - původní	51
Tabulka 7: Výpočtové životnosti a stat. bezpečnosti ložisek zadního kola - původní.....	51
Tabulka 8: Parametry uložení předního kola - návrh	53
Tabulka 9: Výpočtové životnosti a stat. bezpečnosti ložisek zadního kola - návrh.....	54
Tabulka 10: Hmotnostní analýza původního a navrhovaného řešení.....	55
Tabulka 11: Parametry uložení zadního kola - návrh	57
Tabulka 12: Životnost a stat. bezpečnosti ložisek zadní nápravy - návrh	57

12. Seznam příloh

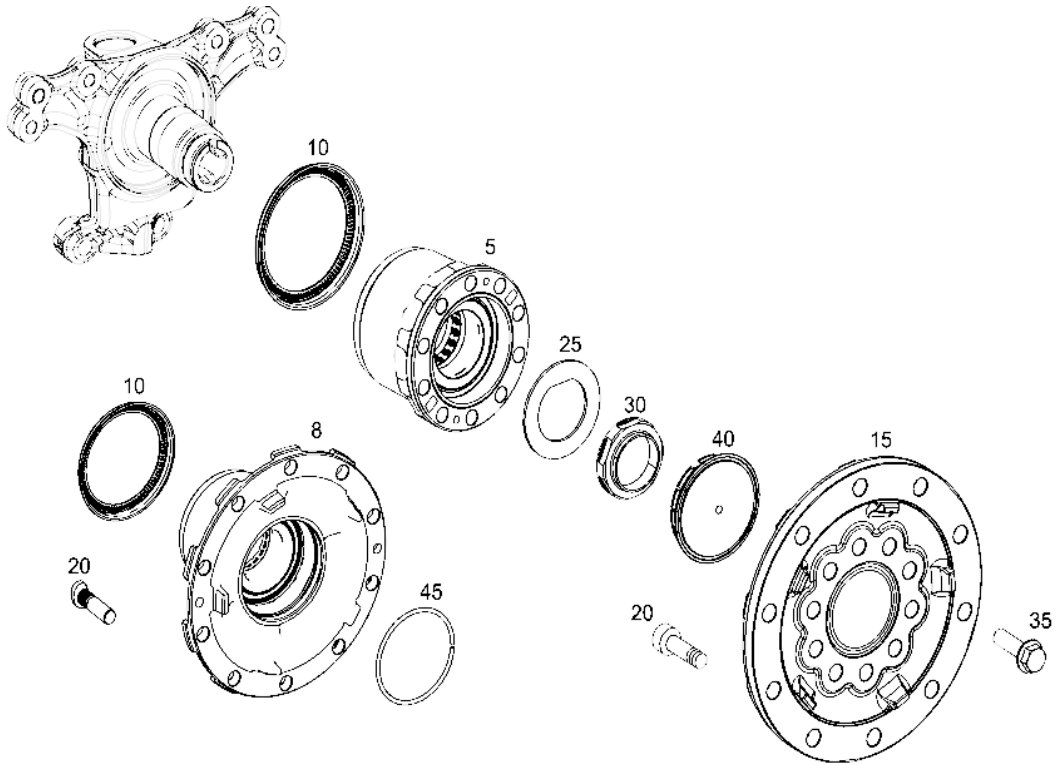
Příloha 1: Výpočet axiálních sil dvojice kuželíkových ložisek [36].....	68
Příloha 2: Rozstřel sestavy předního náboje vozidla MB Actros MP4 [37]	69
Příloha 3: Rozstřel sestavy zadního náboje vozidla MB Actrs MP4 [37]	69
Příloha 4: Uložení předního kola – původní	
Příloha 5: Uložení zadního kola – původní	
Příloha 6: Uložení předního kola – návrh	
Příloha 7: Uložení zadního kola – návrh	
Příloha 8: Návrh přední ložiskové jednotky	
Příloha 9: Návrh zadní ložiskové jednotky	

13. Přílohy

Příloha 1: Výpočet axiálních sil dvojice kuželíkových ložisek [36]

Uložení	Zatěžovací případ	Axiální síly
<p>Zády k sobě (do "O")</p> 	<p>1a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$</p>	<p>$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$</p>
<p>Čety k sobě (do "X")</p> 	<p>1b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$</p>	<p>$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$</p>
	<p>1c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$</p>	<p>$F_{aA} = F_{aB} - K_a$ $F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$</p>
<p>Zády k sobě (do "O")</p> 	<p>2a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$</p>	<p>$F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$</p>
<p>Čety k sobě (do "X")</p> 	<p>2b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$</p>	<p>$F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$</p>
	<p>2c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$</p>	<p>$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} - K_a$</p>

Příloha 2: Rozstřel sestavy předního náboje vozidla MB Actros MP4 [37]



Příloha 3: Rozstřel sestavy zadního náboje vozidla MB Actrs MP4 [37]

