



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh ložiskového uložení v kolové jednotce
osobního automobilu

Design of Bearing Unit for Car Wheel
Assembly

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2020

Jan KAPLAN

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Václav Tajzich, CSc.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kaplan** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **437705**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh ložiskového uložení v kolové jednotce osobního automobilu

Název diplomové práce anglicky:

Design of Bearing Unit for Car Wheel Assembly

Pokyny pro vypracování:

Průběžná rešerše koncepcí kolové jednotky osobního automobilu s důrazem na způsob aplikace valivých ložisek. Sledovat sladění parametrů a konstrukce valivého uložení s uspořádáním kompletu kolové jednotky. Metodika návrhového výpočtu podle druhu valivého uložení (jednotlivá ložiska kuličková, kuželíková, ložiskové jednotky apod.), typu zatěžování a specifikace provozních podmínek vozidla. Návrh konstrukce ložiskové jednotky pro představitele vybrané kategorie automobilu. Přizpůsobení možnostem docílení rovnoměrného vytížení ložiskových řad s využitím výhodné integrace kroužků ložiska se sousedními konstrukčními prvky. Respektování celkového konstrukčního uspořádání sestavy zavěšení kola i návaznost na brzdový systém. Optimalizace návrhu a zpracování potřebné dokumentace pro výsledné řešení.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Václav Tajzich, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **28.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **15.07.2020**

Platnost zadání diplomové práce:

Ing. Václav Tajzich, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

18.6.2020

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Jan Kaplan
Název práce: Návrh ložiskového uložení v kolové jednotce osobního automobilu
Anglický název: Design of Bearing Unit for Car Wheel Assembly
Rozsah práce:
89 stran
48 obrázků
14 tabulek
10 grafů

Akademický rok: 2019/2020
Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program: Strojírenství
Vedoucí práce: Ing. Václav Tajzich, CSc.

Klíčová slova: ložisková jednotka, osobní automobil, kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, kuželíková ložiska, základní trvanlivost, statická bezpečnost, celková trvanlivost
Key words: bearing unit, passenger car, angular contact ball bearings, tapered roller bearings, bearing rating life, static safety, bearing life with variable operating conditions



Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá ložiskovým uložením v kolové jednotce osobního automobilu. Úvodní část práce obsahuje rešerši koncepcí kolové jednotky s důrazem na způsob aplikace valivých ložisek. Dále je v práci vyložen postup vytvoření algoritmu na výpočet základní trvanlivosti, statické bezpečnosti a celkové trvanlivosti kuželíkových a kuličkových ložisek s kosúhlým stykem v kolové jednotce automobilu. Tento výpočetní program je dále využit pro optimalizaci ložisek vybraného vozidla pomocí návrhu asymetrické ložiskové jednotky.

Abstract

This master thesis deals with design of bearing unit for car wheel assembly. The first part contains research of conceptions of wheel assemblies with attention to application of rolling bearings. There is also explained a way how to create an algorithm for calculation of tapered and angular contact ball bearing rating life, static safety and bearing life with variable operating conditions of wheel bearing unit. The program is then used to optimize wheel bearing unit of chosen vehicle by designing an asymmetric wheel bearing unit.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: “Návrh ložiskového uložení v kolové jednotce osobního automobilu” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 15.7.2020

.....

(podpis autora)



Poděkování

Děkuji Ing. Václavu Tajzichovi, CSc. za jeho odbornou pomoc, cenné rady, poskytnuté materiály, čas a trpělivost při vedení diplomové práce. Děkuji též své rodině za podporu po celou dobu studií.



Seznam použitých veličin a symbolů

Značka	Popis	Jednotka
F_{zp}	síla v ose z působící na přední nápravu	[N]
F_{zz}	síla v ose z působící na zadní nápravu	[N]
F_z	síla v ose z působící na vozidlo	[N]
l	rozvor	[m]
l_p	vzdálenost těžiště od přední nápravy	[m]
l_z	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	[m]
F_{zpk}	síla v ose z působící na kolo přední nápravy	[N]
F_{zzk}	síla v ose z působící na kolo zadní nápravy	[N]
M_k	hnací moment na kolo	[Nm]
M_f	moment valivého odporu	[Nm]
f_v	součinitel valivého odporu	[-]
F_{zk}	síla v ose z působící na kolo	[N]
O_v	aerodynamický odpor	[N]
O_f	odpor valení	[N]
ρ_v	hustota vzduchu	[kg/m ³]
C_x	součinitel aerodynamického odporu	[-]
S_x	čelní plocha vozidla	[m ²]
v	rychlost vozidla	[m/s]
O_a	odpor setrvačnosti	[N]
m	hmotnost vozidla	[kg]
p_k	počet kol	[-]
a	zrychlení vozidla	[m/s ²]
r_d	dynamický poloměr pneumatiky	[m]
F_{kmax}	síla působící na kolo při rozjezdu na mezi adheze	[N]
f_x	adhezní součinitel v ose x	[-]
F_b	brzdná síla	[N]
a_b	zpomalení	[m/s ²]



δ	součinitel rotačních hmot	[-]
F_{bp}	brzdná síla na přední nápravě	[N]
F_{bz}	brzdná síla na zadní nápravě	[N]
h	výška těžiště vozidla	[m]
F_{bpmax}	brzdná síla na přední nápravě při brzdění na mezi adheze	[N]
F_{bzmax}	brzdná síla na zadní nápravě při brzdění na mezi adheze	[N]
R	poloměr zatáčky	[m]
F_o	odstředivá síla na působící na auto	[N]
F_{zpi}	síla v ose z na přední vnitřní kolo	[N]
F_{zpe}	síla v ose z na přední vnější kolo	[N]
F_{op}	odstředivá síla na působící na přední nápravu	[N]
F_{oz}	odstředivá síla na působící na zadní nápravu	[N]
F_{zze}	síla v ose z na zadní vnější kolo	[N]
F_{zzi}	síla v ose z na zadní vnitřní kolo	[N]
t	rozchod kol	[m]
F_{ypt}	teoretická síla v ose y na přední vnitřní kolo	[N]
F_{ypt}	teoretická síla v ose y na přední vnější kolo	[N]
F_{yzt}	teoretická síla v ose y na zadní vnitřní kolo	[N]
F_{yzt}	teoretická síla v ose y na zadní vnější kolo	[N]
F_{rx}	radiální síla v ose x na ložisko	[N]
F_{rz}	radiální síla v ose z na ložisko	[N]
F_{oe}	odstředivá síla na vnějším kole	[N]
F_{oi}	odstředivá síla na vnitřním kole	[N]
F_a	axiální síla na ložisko	[N]
F_y	síla v ose y na ložisko	[N]
R	koeficient úhlu styku ložiska	[-]
Y_1	axiální výpočtový koeficient ložiska	[-]
Y_2	axiální výpočtový koeficient ložiska	[-]
k	rázový součinitel	[-]
F_{skut}	skutečná síla	[N]
F_{teor}	teoretická vypočtená síla	[N]
L_{10}	základní trvanlivost ložiska pro 10^6 otáček	[-]



C	základní dynamická únosnost ložiska	[N]
P	ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
n	Exponent rovnice Wöhlerovy křivky	[-]
C'	dynamická únosnost sady ložisek	[N]
X	radiální výpočtový koeficient ložiska	[-]
e	koeficient stykového úhlu pro jednořadá a dvouřadá ložiska	[-]
n_i	počet cyklů	[-]
N_i	trvanlivost ložiska	[-]
D	akumulace poškození	[-]
p	počet režimů zahrnutých do celkové trvanlivosti	[-]
L_{10i}	základní trvanlivosti jednotlivých režimů	[-]
L_{10c}	celková trvanlivost	[-]
C_0	základní statická únosnost	[N]
s_0	statická bezpečnost	[-]
P_0	ekvivalentní statické zatížení	[N]
Y_0	součinitel ložiska v axiálním směru	[-]
ε	součinitel dráhového podílu	[-]
f_t	ekvivalentní tažná síla	[-]



OBSAH

1. Úvod	12
2. Rešerše ložisek a ložiskových jednotek v kolech osobních automobilů	12
2.1. Samostatná ložiska ve dvojici	12
2.6 Ložiskové jednotky 1. generace	13
2.7 Ložiskové jednotky 2. generace	15
2.8 Ložiskové jednotky 3. generace	16
2.9 Asymetrické a hybridní ložiskové jednotky	18
2.10 Integrace ložiskových jednotek	19
2.10.1 Integrace ABS snímače.....	19
2.11 Instalace, demontáž a provoz ložisek.....	22
2.12 Vady a poškození ložisek	23
2.12.1 Odloupávání povrchu.....	23
2.12.2 Pitting.....	24
2.12.3 Prohloubeniny a otlaky	24
2.12.4 Odírání	25
2.12.5 Tvoření rýh a kráterů vlivem průchodu elektrického proudu.....	26
2.12.6 Opotřebení.....	27
2.12.7 Koroze	28
2.12.8 Poškození klece.....	29
2.13 Mazání ložisek.....	30
2.13.1 Mazání plastickým mazivem	30
2.13.2 Mazání olejem	31
2.13.3 Mazáním tuhým mazivem	31
2.14 Těsnění ložisek	31
3 Praktická část – výpočet ložisek.....	33
3.1 Maximální zatížení náprav	34
3.2 Životnost ložisek u osobních automobilů.....	34
3.3 Metodika výpočtu životnosti ložisek kol	34
3.4 Analýza sil působících na ložiska kol při různých jízdních režimech vozidla	35
3.4.1 Jízda po rovině v přímém směru.....	35



3.4.2	Rozjezd na mezi adheze.....	38
3.4.3	Brzdění.....	39
3.4.4	Brzdění na mezi adheze.....	40
3.4.5	Režim průjezdu zatáčkou.....	41
3.4.6	Režim průjezdu zatáčkou na mezi adheze.....	45
3.4.7	Další síly působící na kola vozidla.....	46
3.5	Výpočtová metodika sil působících na ložiska.....	47
3.5.1	Výpočet axiální síly ložiskové řady.....	47
3.5.2	Výpočet radiální síly na ložisko.....	52
3.5.3	Rázový součinitel.....	52
3.6	Výpočet základní trvanlivosti a statické bezpečnosti.....	52
3.6.1	Dynamické namáhání.....	52
3.6.2	Statické namáhání.....	55
3.7	Režimy jízdy a jejich dráhové podíly.....	56
3.8	Ekvivalentní tažná síla.....	56
3.9	Konstrukční parametry náprav.....	58
3.9.1	Přední náprava.....	58
3.9.2	Zadní náprava.....	61
3.10	Výpočet stávajícího řešení.....	64
3.10.1	Přední náprava.....	65
3.10.2	Zadní náprava.....	70
3.11	Návrh optimalizace.....	73
3.11.1	Přední náprava.....	74
3.11.2	Zadní náprava.....	74
3	Závěr.....	78
	Seznam použité literatury.....	79
	Seznam obrázků.....	81
	Seznam grafů.....	82
	Seznam tabulek.....	83
	Seznam příloh.....	83



1. ÚVOD

Předmětem této diplomové práce je provedení rešerše koncepcí kolové jednotky osobního automobilu s důrazem na aplikaci valivých ložisek, vytvoření univerzálního výpočtového programu pro ložiska v kolových jednotkách osobních automobilů a výpočtový návrh optimalizace ložiskové jednotky pro zástupce vybrané kategorie automobilu.

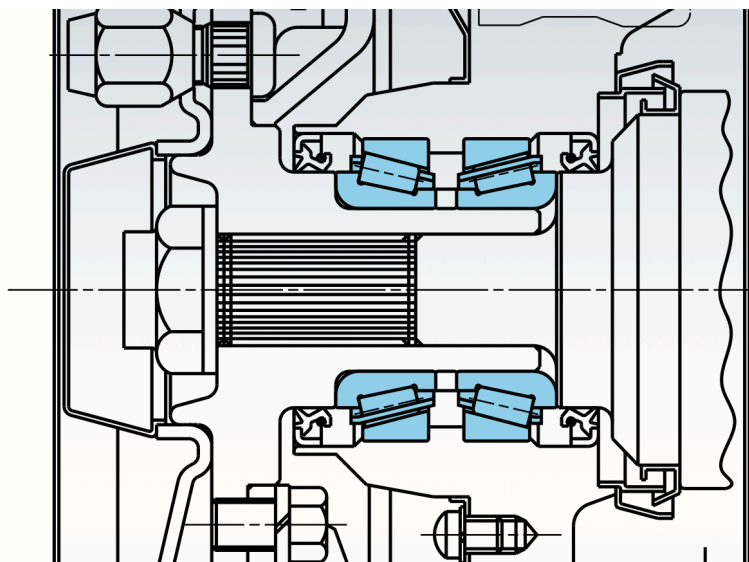
Ložiska kol jsou důležitou součástí konstrukce automobilu. Jejich prostřednictvím se přenáší hnací síla na kola a zajišťují vedení kol vozidla. Postupným vývojem se od dvou samostatných jednořadých ložisek přešlo na kompaktní ložiskové jednotky různých generací integrace s okolními komponenty ložisek. Na moderní ložiskové jednotky je kladen velký tlak na efektivní provoz, protože zvýšené tření v ložiskách znemožňuje efektivní provoz a má vliv na výslednou produkci emisí automobilu, což je pro výrobce automobilů v dnešní době zásadní kritérium.

2. REŠERŠE LOŽISEK A LOŽISKOVÝCH JEDNOTEK V KOLECH OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ

Níže jsou popsány jednotlivé druhy ložisek a ložiskových jednotek používaných v kolových uložení osobních automobilů. Ve všech konfiguracích kuželíkových nebo kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem se používá uspořádání „do O“.

2.1. SAMOSTATNÁ LOŽISKA VE DVOJICI

Jednotlivá kuželíková ložiska, obvykle uspořádaná ve dvojicích, se dnes stávají méně populárními. Jsou nahrazovány kompaktními jednotkami s ložisky kol, které jsou schopny převzít více funkcí napříč generacemi. Například v minulosti se musely během komplikované montáže promazávat kuželíková ložiska a během inspekce pravidelně nastavovat předpětí těchto ložisek. Kuželíková ložiska se obvykle používají pro nepoháněná přední nebo zadní kola. Ukázka aplikace takového ložiskového uložení je na obr.1.



Obrázek 1 Samostatná kuželíková ložiska ve dvojici [1]

2.6 LOŽISKOVÉ JEDNOTKY 1. GENERACE

Základem ložiskové jednotky HBU1 (Hub Bearing Unit 1) je dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem. Vnitřní kroužek je dělený. Schéma rozložené ložiskové jednotky HBU1 je na obr. 2. Tato ložisková jednotka je dodávána nastavená, utěsněná a naplněná mazivem na celou dobu životnosti, což velmi usnadňuje případnou výměnu této ložiskové jednotky po uplynutí doby její životnosti. Jednodušší a spolehlivější je také nastavení předpětí. [1]

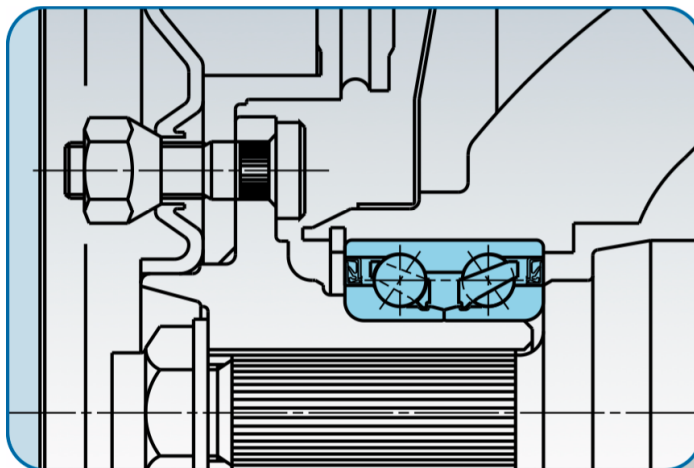


Obrázek 2 Schéma ložiskové jednotky [2]

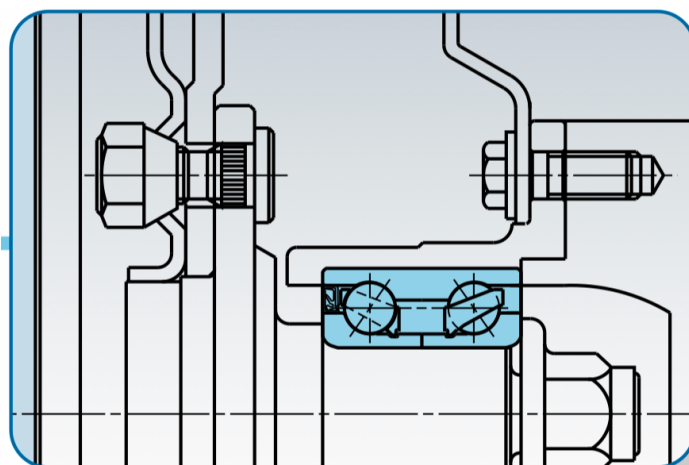
Existují 3 různé aplikace této ložiskové jednotky:

- hnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem, viz obr.3,
- nehnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem, viz obr.4,
- nehnané kolo s otáčejícím se vnějším kroužkem, viz obr.5.

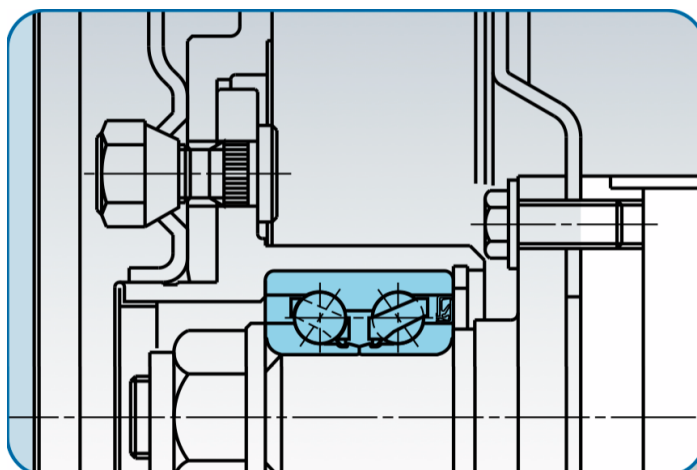
V případě uložení na hnané kolo (viz obr.3) je těhlice nápravy nalisována na vnější kroužek ložiskové jednotky a na náboj kola je nasazen vnitřní kroužek ložiskové jednotky. [1]



Obrázek 3 Hnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem [1]



Obrázek 4 Nehnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem [1]



Obrázek 5 Nehnané kolo s otáčejícím se vnějším kroužkem [1]

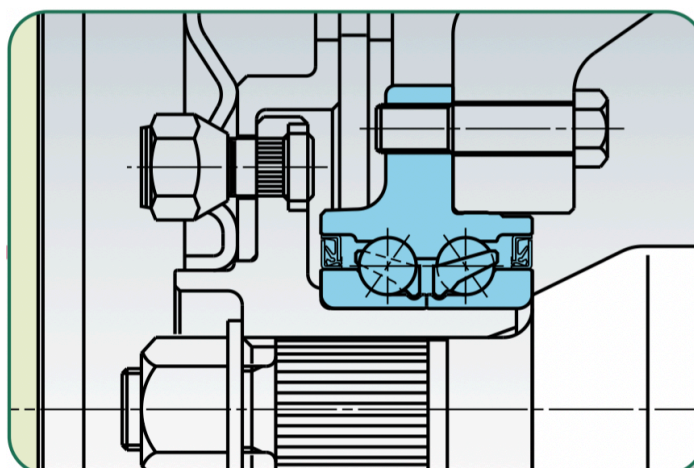
2.7 LOŽISKOVÉ JEDNOTKY 2. GENERACE

Základem ložiskové jednotky HBU2 (Hub Bearing Unit 2) je dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem. Je utěsněné a naplněné mazivem po celou dobu životnosti stejně jako ložisková jednotka 1. generace. Součástí konstrukce je integrovaná příruba pro uchycení kola nebo brzdového kotouče/bubnu. Obvykle se tento druh ložiskových jednotek používá pro nepoháněná kola, ale není výjimkou ani použití s koly hnanými.

Existují 3 různé aplikace této ložiskové jednotky:

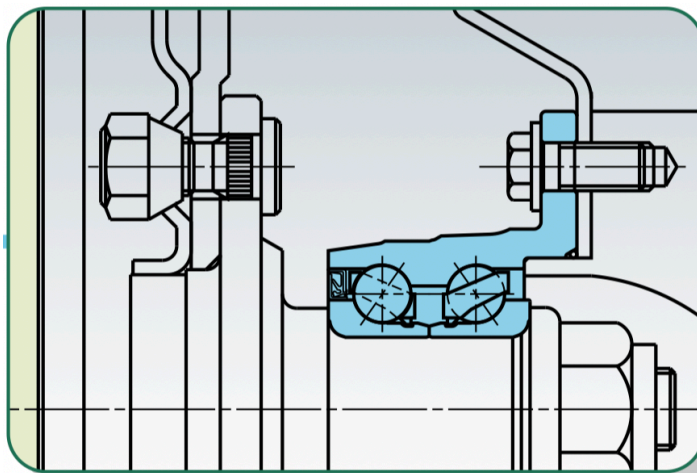
- hnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem, viz obr.6,
- nehnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem, viz obr.7,
- nehnané kolo s otáčejícím se vnějším kroužkem, viz obr.8.

V případě hnaného kola s otáčejícím se vnitřním kroužkem (viz obr.6) je příruba upevněna k nápravě. Náboj kola a hnací hřídel jsou spojeny s vnitřními kroužky.



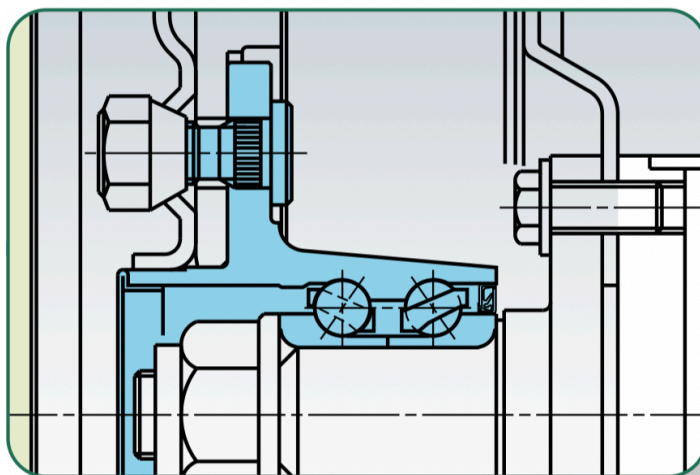
Obrázek 6 Hnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem [1]

V případě nehnaného kola s otáčejícím se vnitřním kroužkem (viz obr.7) je příruba upevněna ke karoserii vozidla. Vnitřní kroužek je nalisován na hřídel a upevněn maticí.



Obrázek 7 Nehnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem [1]

V případě nehnaného kola s otáčejícím se vnějším kroužkem (viz obr.8) je kolo a brzdový kotouč namontován na přírubě. Vnitřní kroužek ložiskové jednotky se instaluje na hřídel a upevňuje se maticí.



Obrázek 8 Nehnané kolo s otáčejícím se vnějším kroužkem [1]

2.8 LOŽISKOVÉ JEDNOTKY 3. GENERACE

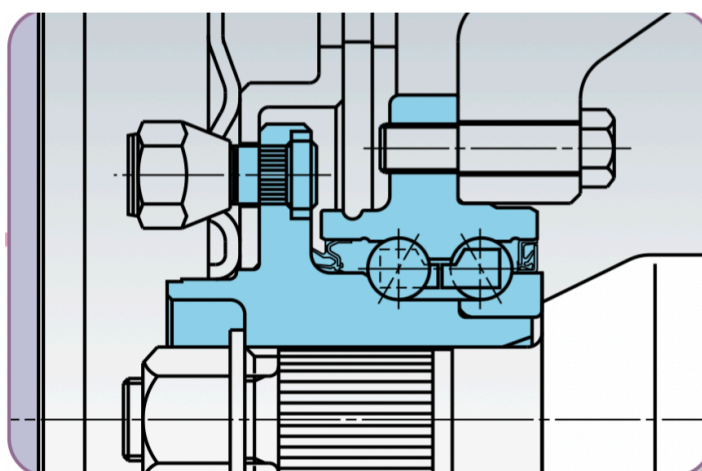
Základem ložiskové jednotky HBU3 (Hub Bearing Unit 3) je, stejně jako u obou předchozích variant, dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem. Na rozdíl od ložiskové jednotky 2. generace tato generace disponuje jak přírubou pro uchycení kola a brzdového kotouče/bubnu, tak i přírubu, která slouží k přichycení k rámu vozidla.

Existují 3 různé aplikace této ložiskové jednotky:



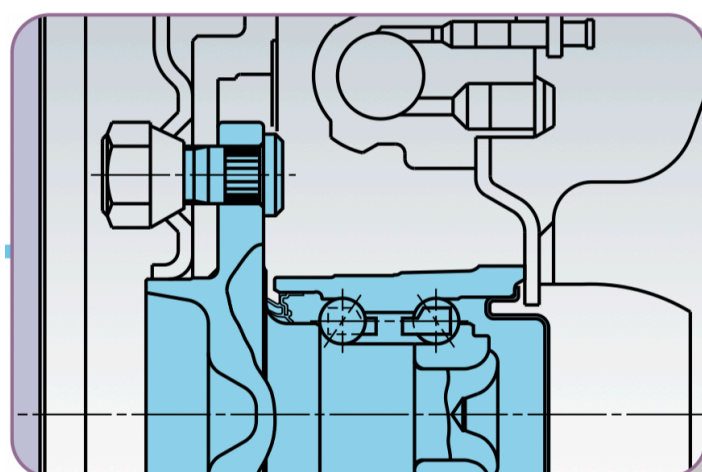
- hnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem, viz obr.9,
- nehnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem, viz obr.10,
- nehnané kolo s otáčejícím se vnějším kroužkem, viz obr.11.

V případě hnaného kola s otáčejícím se vnitřním kroužkem (viz obr.9) je na přírubě vnitřního kroužku přichyceno kolo a brzdový kotouč. Příruba vnějšího kroužku je přichycena k rámu vozidla. Počáteční axiální vůle je nastavena tak, aby předpětí po upevnění matic spadalo do specifikovaného rozsahu.



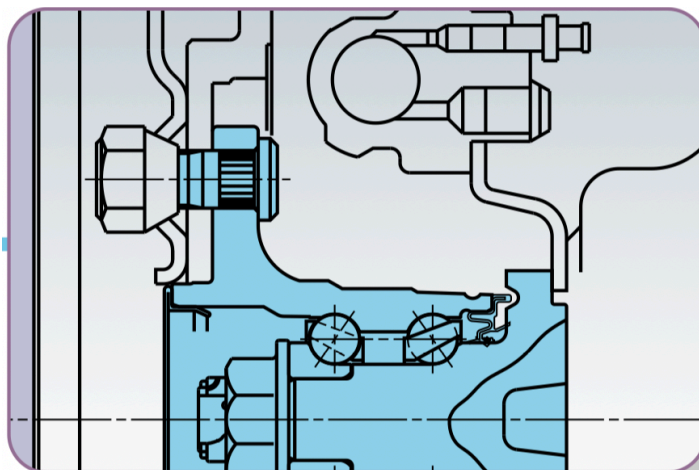
Obrázek 9 Hnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem [1]

V případě nehnaného kola s otáčejícím se vnitřním kroužkem (viz obr.10) je podobně jako u předchozího případu na přírubě vnitřního kroužku přichyceno kolo a brzdový kotouč a příruba vnějšího kroužku je přichycena k rámu vozidla.



Obrázek 10 Nehnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem [1]

V případě nehnaného kola s otáčejícím se vnějším kroužkem (viz obr.11) je na přírubě vnějšího kroužku přichyceno kolo a brzdový kotouč a příruba vnějšího kroužku je přichycena k rámu vozidla.



Obrázek 11 Nehnané kolo s otáčejícím se vnějším kroužkem [1]

2.9 ASYMETRICKÉ A HYBRIDNÍ LOŽISKOVÉ JEDNOTKY

V uložení kola automobilu může vzniknout nerovnoměrné rozložení sil mezi jednotlivými řadami ložiskové jednotky. To je dáno nenulovou vzdáleností osy ložiska od osy kola. V reakci na tento jev byla vyvinuta speciální ložiska, která se přizpůsobí nerovnoměrnému zatížení.

Asymetrické ložiskové jednotky disponují větším průměrem jedné z řad. Mají také rozdílný počet valivých elementů. Hybridní ložiskové jednotky kombinují 2 druhy valivých elementů – kuličky a kuželíky. V praxi je možné i kombinovat asymetrické a hybridní ložiskové jednotky, viz obr. 12. U osobních automobilů jsou využívány ložiskové jednotky výhradně s kuličkami, protože díky bodovému styku kuliček s kroužky vzniká menší tření, a to znamená nižší energetické ztráty a lepší ekonomiku provozu daného automobilu.



Obrázek 12 Asymetrická a hybridní ložiska. Zleva: kombinace kuliček a kuželíků, rozdílný průměr řad kuliček a kuželíků

[3]



2.10 INTEGRACE LOŽISKOVÝCH JEDNOTEK

2.10.1 INTEGRACE ABS SNÍMAČE

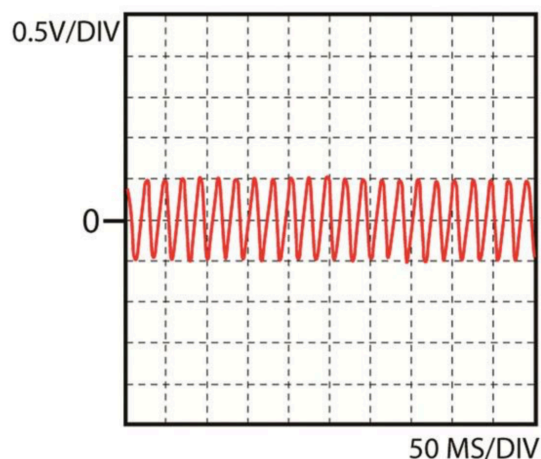
Rostoucí složitost dopravní situace na našich silnicích klade vysoké nároky na řidiče automobilů. Asistenční systémy řidiče snižují zátěž řidiče a zvyšují bezpečnost silničního provozu. Tento fakt vedl k tomu, že všechny nové vozy prodávané v Evropě jsou nyní standardně vybaveny nejmodernějšími asistenčními systémy řízení.

Komunikace dat mezi elektronickými systémy vozidla je zprostředkována senzory. Pokud jde o bezpečnost jízdy, snímače rychlosti hrají obzvláště důležitou roli, což se odráží v jejich různorodém použití v řadě různých systémů vozidel. Používají je řídicí jednotky v asistenčních systémech řízení, jako jsou ABS, TCS, ESP nebo ACC, ke zjištění rychlosti kola. Informace o rychlosti kola jsou také poskytovány do jiných systémů (motor, převodovka, navigace a řídicí systémy podvozku) prostřednictvím datových linek pomocí řídicí jednotky ABS.

Senzory rychlosti kola mohou být navrženy jako aktivní nebo pasivní senzory, v závislosti na tom, jak fungují. Pokud je senzor aktivován pouze při přivedeném napájecím napětí a generuje výstupní signál, jedná se o „aktivní“ senzor. Pokud senzor pracuje bez přídavného napájecího napětí, jedná se o „pasivní“ senzor. [4],[27]

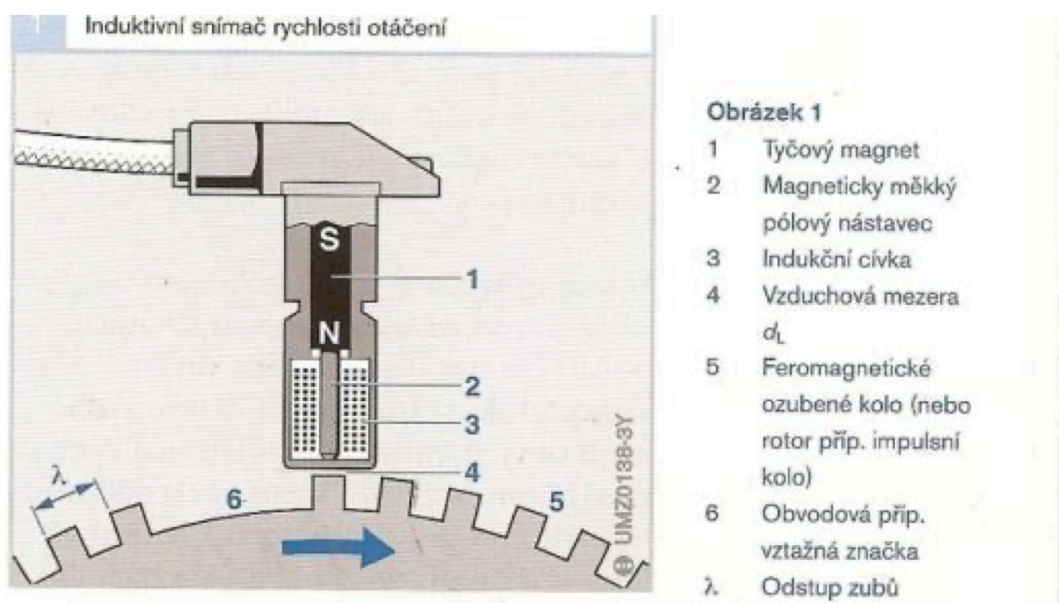
2.10.1.1 Pasivní induktivní senzor

Snímače rychlosti kola jsou umístěny přímo nad impulzním kolem, které je připojeno k náboji kola nebo hnací hřídeli. Pólový nástavec obklopený vinutím se připojuje k tyčovému magnetu, jehož magnetický účinek sahá až k impulsnímu kolu. Rotace impulsního kola způsobuje změnu magnetického toku způsobeného pólovým nástavcem a vinutím. Toto měnící se magnetické pole indukuje měřitelné střídavé napětí ve vinutí, viz obr.13. [4]



Obrázek 13 Pasivní senzor – signál [4]

Frekvence a amplitudy tohoto střídavého napětí jsou ve vztahu k rychlosti kola. Induktivní pasivní senzory nevyžadují samostatné napájení od řídicí jednotky. Protože rozsah signálu pro detekci signálu je definován řídicí jednotkou, musí být úroveň amplitudy v rámci specifického napětíového rozsahu. Mezera „A“ mezi senzorem a impulzním kolem je zajištěna konstrukcí nápravy, viz obr.14. [4]



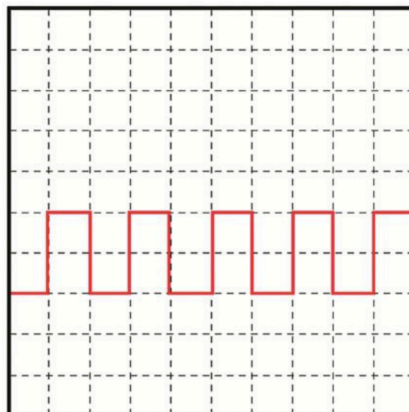
Obrázek 14 Konstrukce pasivního snímače [5]

2.10.1.2 Aktivní Hallův senzor

Aktivní senzor je bezdotykový senzor s integrovanou elektronikou, který je napájen definovaným napětím z řídicí jednotky ABS. Hallův jev je základním kamenem pro tento senzor. Napětí se tvoří v polovodičové destičce, ve které protéká proud. Napětí signálu obvykle bývá 5 V nebo 12 V. Ve stejný moment působí na



polovodičovou destičku mění se magnetické pole, což je způsobeno otáčejícím se ozubeným kolem, viz obr.16. Diody hallova senzoru mají funkci spínače a senzor vysílá hranatý signál viz. Obr.15. [5]



Obrázek 15 Aktivní senzor – signál [4]



Obrázek 16 Hallův senzor s ozubeným kolem [4]

2.10.1.3 Aktivní senzor s magnetickým kroužkem

Magnetický kroužek nahrazuje ozubené kolo v konstrukci ložiskové jednotky, viz obr.17. Je integrován do těsnícího kroužku tak, že do elastického materiálu těsnění jsou přidány magnetické částice. Výhodou použití magnetického prstence oproti ozubenému kolu je to, že senzor může být mnohem menší, protože v senzoru není zapotřebí permanentní magnet. Místo toho se nachází v prakticky plochém „kroužku ABS“. Tento magnetický kroužek může být umístěn v ložisku kola. [2]



Obrázek 17 Hallův senzor s magnetickým kroužkem [4]

2.11 INSTALACE, DEMONTÁŽ A PROVOZ LOŽISEK

Valivá ložiska jsou velice přesná zařízení, která musí snášet vysoké zatížení. K využití jejich plného potenciálu a zabránění předčasnému selhání je zapotřebí správná instalace/demontáž. Pro zajištění optimálního výkonu ložiska by se při montáži mělo s ložisky zacházet opatrně. Je důležité zvolit správnou techniku montáže, použít správné nástroje a zajistit příslušné podmínky pro montáž z hlediska nečistot, které by mohly ložisko znehodnotit. Ke správné instalaci slouží speciální přípravky od výrobců ložiskových jednotek, viz obr.18.



Obrázek 18 Instalační/demontážní sada SKF VKN 600 [6]

Důležitou součástí instalace ložiskové jednotky je nastavení předpětí. Předpětí ložiskové jednotky s kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem se nastavuje v axiálním směru. S ohledem na co nejefektivnější provoz je vhodné, aby v provozu



měly ložiska nulové předpětí. Z důvodu např. zvýšení tuhosti, redukce hluku nebo zvýšení přesnosti uložení se u ložiskových jednotek při instalaci nastavuje předpětí.[28]

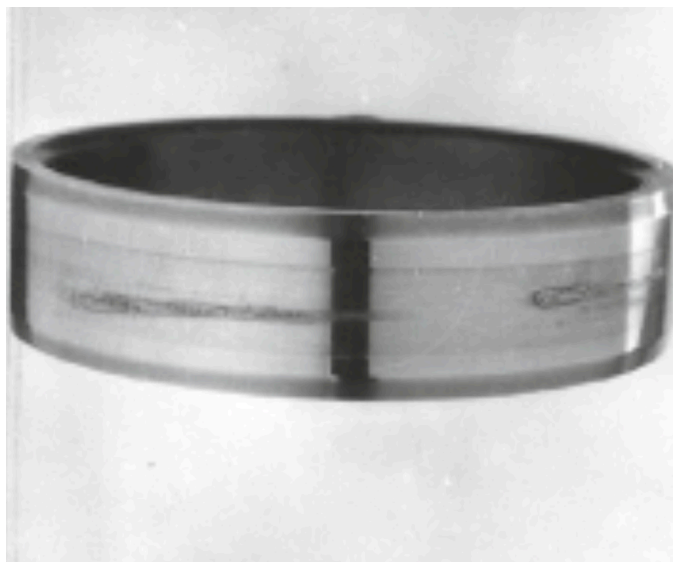
2.12 VADY A POŠKOZENÍ LOŽISEK

U valivých ložisek může dojít k poškození z důvodů jako je špatná montáž, nevhodná volba ložiska, výrobními chybami, neodbornou manipulací, špatným mazáním nebo vnikem nečistot do ložiska. V případě poškození ložiska je důležité najít příčinu poškození a zamezit dalšímu vzniku poškození. Poškození, které je v počáteční fázi, lze odhalit pozorováním zvýšených vibrací, teplotou nebo akustickým projevem daného ložiska. K odhalení problému dříve, než jsou člověkem rozpoznatelné, slouží např. systémy bezdemontážní diagnostiky. [7]

Mezi druhy poškození patří:

2.12.1 ODLOUPÁVÁNÍ POVRCHU

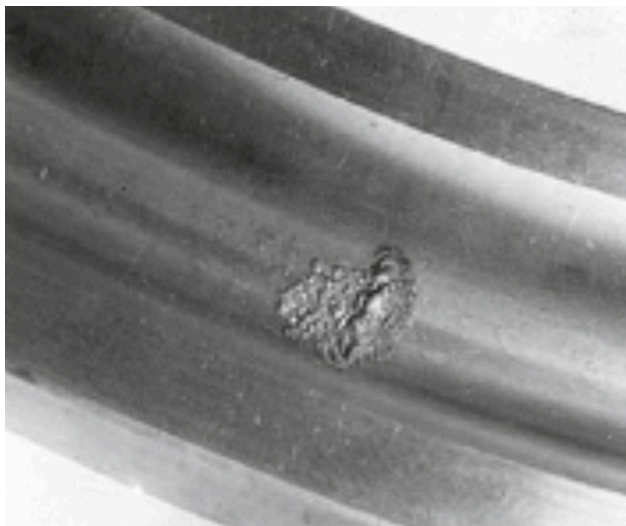
Odloupávání povrchu vzniká u ložiska hlavně v důsledku nadměrného tepelného namáhání. Ukázka následného poškození ložiska je na obr.19. [7]



Obrázek 19 Poškození povrchu ložiska odloupáváním [7]

2.12.2 PITTING

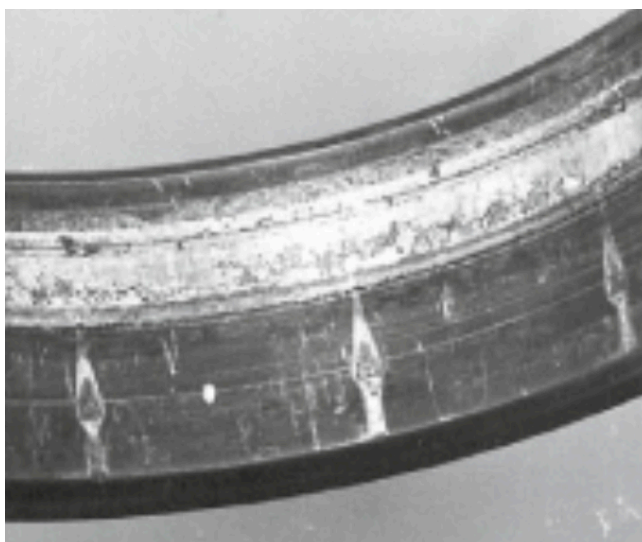
Pitting je typický únavový jev, který vzniká v důsledku cyklického namáhání na oběžných drahách ložiskových kroužků, viz. obr.20. Běžný původ vzniku pittingu je také z nadměrného namáhání ložiska, nedostatečného mazání, nebo jiných provozních příčin. [7]



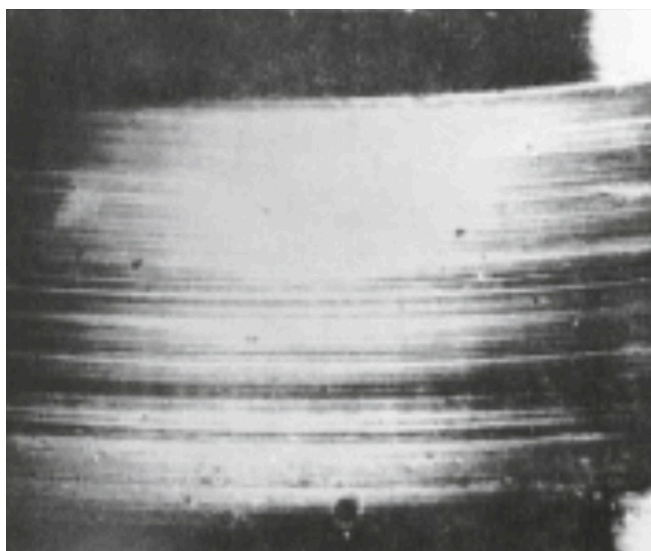
Obrázek 20 Nepřípustné poškození ložiska pittingem [7]

2.12.3 PROHLoubENINY A OTLAKY

Hlubší prohloubeniny na oběžných drahách ložiska vznikají zejména nešetrnou montáží. Zdrojem mělkých prohlubní v oběžných drahách ložiska je zaválcování tvrdých nečistot za provozu ložiska. Otlaky způsobené přetížením ložiska a vibracemi u stojícího vozidla např. při přepravě vozu lodní dopravou jsou rovněž velmi nebezpečnou záležitostí, viz obr. 21 a 22.



Obrázek 21 Prohloubeniny a otlaky [7]



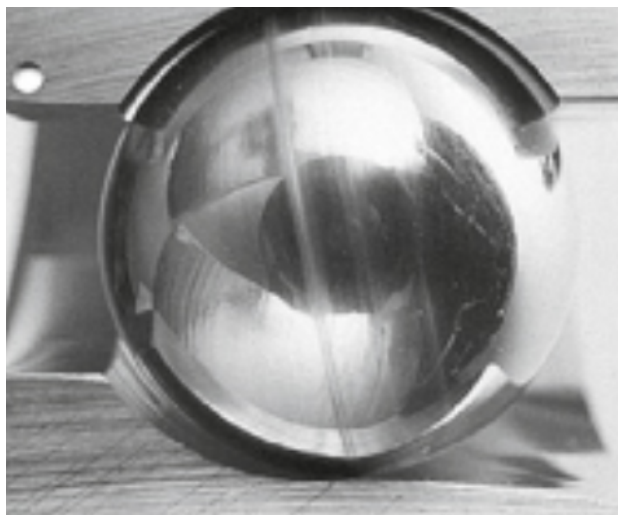
Obrázek 22 Prohloubeniny a otlaky [7]

2.12.4 ODÍRÁNÍ

Vlivem protočení kuličky vznikají oděrky jak na valivých elementech, tak na oběžných drahách ložiska, viz obr. 23 a 24.



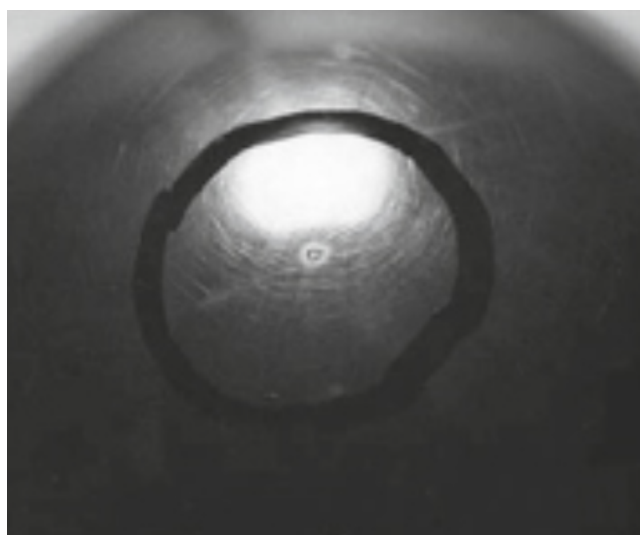
Obrázek 23 Poškození ložiska odíráním [7]



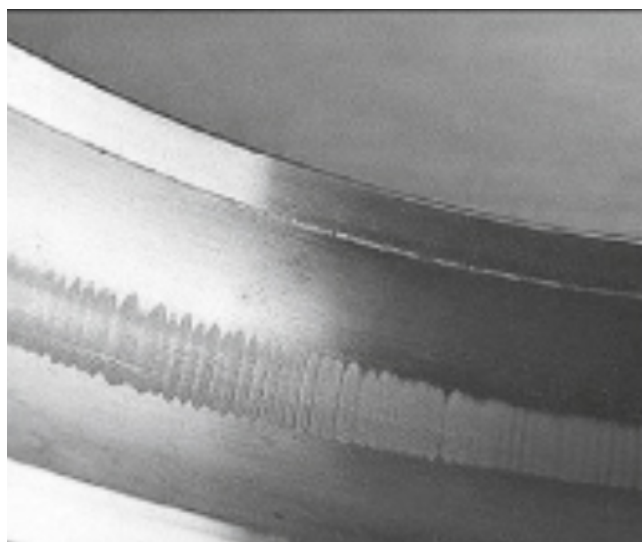
Obrázek 24 Kulička poškozená odíráním [7]

2.12.5 TVOŘENÍ RÝH A KRÁTERŮ V LIVEM PRŮCHODU ELEKTRICKÉHO PROUDU

Elektrický proud může mít neblahý vliv na komponenty ložiska. Na obr. 25 a 26 lze vidět poškození kuličky a oběžné dráhy ložiska způsobené jiskřením elektrického proudu přes vrstvu maziva. V místech poškození se tvoří vypálené jícny, které způsobují vibrace a hluk ložiska. Toto poškození vzniká hlavně u ložisek elektromotorů a v uloženíh kolejevých vozidel s elektrickou trakcí. [7]



Obrázek 25 Poškození kuličky elektrickým proudem [7]



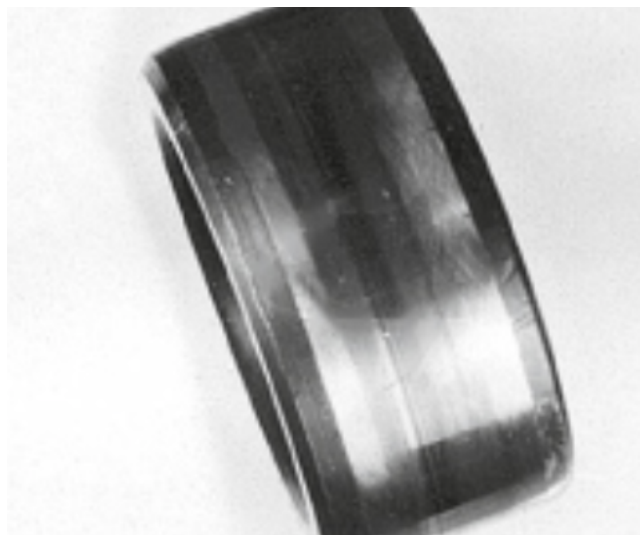
Obrázek 26 Poškození oběžné dráhy elektrickým proudem [7]

2.12.6 OPOTŘEBENÍ

Opotřebení vzniká v ložiskách hlavně v místech s horší dostupností mazání a kde se neudrží na povrchu mazací film. Mezi tyto místa se především řadí čela nákrážků ložiskových kroužků nebo čela válečků, viz obr. 27 a 28. Rovněž může dojít k nežádoucímu opotřebení v důsledku prokluzu valivých elementů. Opotřebení se vyznačuje stopami prokluzování a zadírání, které můžou doprovázet zahnědlá místa na oběžných drahách.



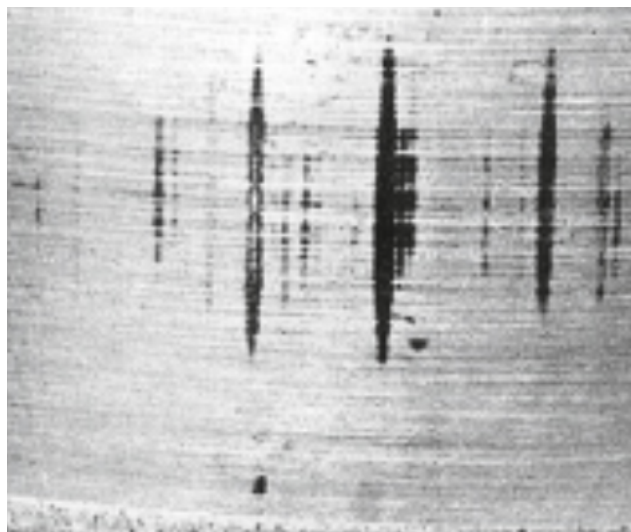
Obrázek 27 Poškození opotřebením [7]



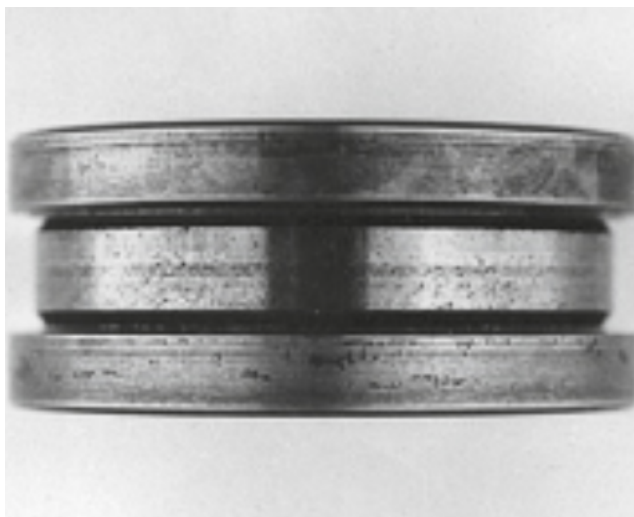
Obrázek 28 Poškození opotřebením [7]

2.12.7 KOROZE

Koroze v ložiskách je zapříčiněna hlavně nedostatečnou ochranou proti humiditě nebo v důsledku použití maziva s nevhodnými vlastnostmi. Povrchy, které jsou napadené rží mohou být počátkem odlupávání povrchu pracovních ploch a mohou způsobit nepřesný chod ložiska a snížení jeho trvanlivosti. Koroze může v ložiskách vznikat i při nesprávném skladování, a to v důsledku kondenzace vlhkosti. Ukázkou poškození korozí lze vidět na obr. 29 a 30. [7]



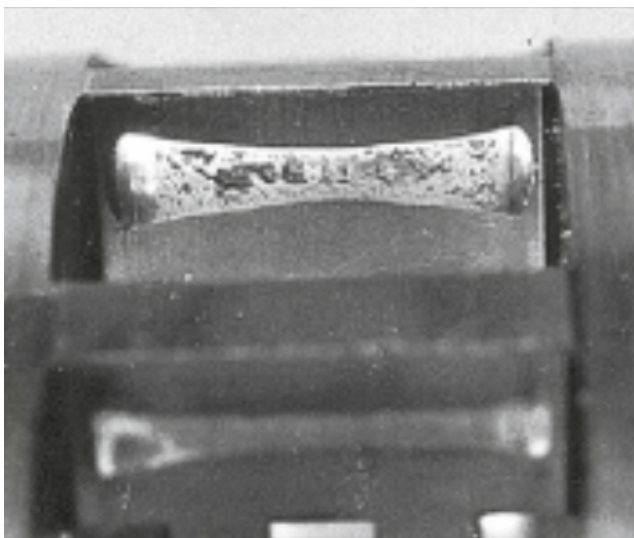
Obrázek 29 Poškození ložiska korozí [7]



Obrázek 30 Poškození ložiska korozi [7]

2.12.8 POŠKOZENÍ KLECE

Poškození klece způsobuje hlavně nedostatečné mazání, protože dochází k opotřebení stykových ploch s valivými elementy nebo vodicími plochami kroužků ložisek. Ukázkou poškození klece lze vidět na obr. 31 a 32.



Obrázek 31 Poškození klece [7]



Obrázek 32 Poškození klece [7]

2.13 MAZÁNÍ LOŽISEK

Ložiska jsou mazána z důvodu snížení tření uvnitř ložiska a tím snížení opotřebení ložiska. Valivé elementy a kroužky ložiska se mezi sebou třou a prokluzují.

Mezi hlavní funkce maziva patří:

- snížení opotřebení a tření – díky mazivovému filmu, který se vytvoří na povrchu elementů je zabraňováno kontaktu kov na kov,
- prodloužení únavové životnosti – závisí na viskozitě maziva a tloušťce mazivového filmu,
- chlazení ložiska – cirkulující mazivo chrání ložisko tím, že odvádí přebytečné teplo,
- protikorozní ochrana,
- ochrana proti vniknutí nečistot, odvod částic kontaminujících ložisko. [7]

2.13.1 MAZÁNÍ PLASTICKÝM MAZIVEM

Plastická maziva jsou nejpoužívanějším druhem lubrikace ložisek. Jejich velkou výhodou je snazší udržení maziva v ložisku, těsnicí funkce proti vniku cizích částic a vlhkosti. Širokému využití tohoto druhu maziva také přispívá jednoduchá údržba ložiska. Ložiska jsou plastickým mazivem naplněna většinou na celou dobu životnosti a konstrukčně ani neumožňují výměnu maziva. Výjimkou je situace, kdy životnost maziva je kratší než provozní trvanlivost ložiska. Délka domazávacího období je ovlivněna faktory jako jsou typ a velikost ložiska, provozní teplota, frekvence otáčení a kvalita plastického maziva.

Pro správnou funkci ložiska je také důležitým faktorem množství maziva v ložisku. V případě nadměrného množství maziva v ložisku se zvyšuje teplota a může dojít



k přehřátí ložiska. V případě kolových ložisek se doporučuje zaplnit ložisko z 60 %.
[8]

2.13.2 MAZÁNÍ OLEJEM

Mazání olejem se používá v aplikacích s vysokou frekvencí otáčení, vyššími nároky na odvod tepla, vyšší teplotou okolí nebo v aplikacích, kde je konstrukčně výhodné využít mazání olejem z okolních komponentů. Ukázkou mazání olejem v automobilu je možné najít např. v převodovce, kde jsou ložiska mazána stejným olejem, kterým jsou mazána okolní ozubená kola. U kolových ložisek se mazání olejem používá jen výjimečně. [8]

Mezi techniky mazání olejem patří:

- **olejovou lázní** – nejpoužívanější řešení pro nízké a střední frekvence otáčení, hladina oleje by měla být ve středu spodního valivého elementu ložiska,
- **oběhem oleje** – vhodné pro vysoké otáčky a provozní teploty, oběh zajištěn čerpadlem,
- **kapáním** – vhodné pro mazání malých kuličkových ložisek v aplikacích s vysokými otáčkami,
- **rozstříkem oleje** – olej je distribuován otáčejícím se ozubeným kolem nebo kotoučem, ložisko nemusí být ponořeno,
- **vstřikováním oleje** – v aplikacích s vysokými otáčkami, vstřikování oleje do ložiska probíhá pod tlakem,
- **olejovou mlhou** – stříkání olejové mlhy do ložiska, nejčastěji u vřetenových ložisek obráběcích center,
- **systemem olej–vzduch** – do ložiska je pomocí natlakovaného vzduchu distribuováno malé množství oleje [8]

2.13.3 MAZÁNÍM TUHÝM MAZIVEM

Mazání tuhými mazivy se u kolových ložisek nevyužívá. Používá se v případech, kde plastická a olejová maziva jsou nedostatečná z hlediska tření nebo odolnosti proti vysokým teplotám. [8]

2.14 TĚSNĚNÍ LOŽISEK

Účinné těsnění je nezbytnou součástí funkčního celku ložiska. Přispívá ke správnému chodu a dosažení předpokládané trvanlivosti ložiska tím, že udržuje mazivo uvnitř ložiska a brání průniku nežádoucích částic dovnitř ložiska. Těsnění je



aplikováno do ložiska jako samostatná část v případě jednořadých ložisek a v případě ložiskových jednotek je integrováno do ložiskové jednotky.

Mezi druhy ložiskového těsnění patří:

- třecí těsnění,
- bezdotykové těsnění,
- kombinované těsnění. [8]



3 PRAKTICKÁ ČÁST – VÝPOČET LOŽISEK

Praktická část této diplomové práce nabízí výpočetní model řešení pro inovaci ložiskové jednotky v kolové jednotce osobního automobilu Škoda Octavia 3. generace s motorem 2.0 TDI 110 kW. Podrobné údaje o vozidle lze nalézt v tabulce 1 níže.

Parametry vozidla	
Vozidlo:	Škoda Octavia
Max. přípustná hmotnost [kg]	2150
Rozchod kol přední nápravy [m]	1,543
Rozchod kol zadní nápravy [m]	1,534
Rozvor [m]	2,686
Šířka vozidla [m]	1,814
Výška vozidla [m]	1,461
Délka vozidla [m]	4,670
Součinitel odporu vzduchu C_x [-]	0,3
Čelní plocha vozidla [m^2]	2,70
Hustota vzduchu [kg/m^3]	1,25
Vzdálenost těžiště od přední nápravy [m]	1,35
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy [m]	1,16
Výška těžiště [m]	0,355
Součinitel odporu valení kol [-]	0,01
Součinitel adheze pneumatik ve směru x [-]	0,9
Součinitel adheze pneumatik ve směru y [-]	0,8
Zatížení přední nápravy [kg]	869
Zatížení zadní nápravy [kg]	936
Dynamický poloměr pneumatik [m]	0,316

Tabulka 1 Specifikace Škoda Octavia 2.0 TDI [23], [24]



3.1 MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ NÁPRAV

Zatížení nápravy hraje největší roli při výpočtu trvanlivosti ložisek kolových jednotek automobilů. Maximální zatížení jednotlivých náprav lze získat pomocí znalosti umístění těžiště a maximální hmotnosti vozidla pomocí vzorce:

- Max. zatížení přední nápravy: $F_{zp} = \frac{l_z + F_z}{l_p + l_z}$, (1)

- Max. zatížení zadní nápravy: $F_{zz} = \frac{l_p + F_z}{l_p + l_z}$. (2)

3.2 ŽIVOTNOST LOŽISEK U OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ

Pro porovnání výpočtů zvolenou metodikou se skutečnými návrhovými životnostmi ložisek v kolech automobilů je vhodné znát alespoň orientační hodnoty návrhových životností. Podle literatury je životnost ložisek pro osobní automobily 100 000 km. Tato literatura je však značně zastaralá a ložisko s takovou životností by v dnešním světě jen těžko obstálo. Životnost ložisek automobilu je obtížné odhadnout. Závisí totiž na mnoha faktorech, jako např. typ používaných silnic a dálnic a jejich kvalita, jízdní styl řidiče atd. Standard životnosti ložisek v reálném provozu dnešní doby se pohybuje okolo 160 000 km. [9]

3.3 METODIKA VÝPOČTU ŽIVOTNOSTI LOŽISEK KOL

Výpočetní program pro výpočet životnosti ložisek kol osobního automobilu je vytvořen v softwaru MS Excel. Výsledkem je nástroj pro výpočet jakéhokoli vozidla s předním i zadním pohonem, včetně vozidel s pohonem všech čtyř kol. Program umožňuje výpočet trvanlivosti a statické bezpečnosti kuličkových a kuželíkových ložisek s kosoúhlým stykem s libovolnými parametry, libovolným dráhovým podílem jednotlivých režimů jízdy. Jednotlivé řady ložiskových jednotek je potřeba nahradit ekvivalentními jednořadými ložisky s kosoúhlým stykem. Vstupními hodnotami jsou parametry ložisek, volitelné parametry 2 obecných zatáček a parametry vozidla, viz Tabulka 1. Ze vstupních parametrů program provede výpočet sil působících na vozidlo a jednotlivá kola. Ze znalosti působících sil na jednotlivá kola je proveden výpočet sil působících na jednotlivé řady ložiskových jednotek. Poté už nic nebrání výpočtu základní trvanlivosti a statické bezpečnosti ložiska pro zvolený režim.



Prostřednictvím teorie lineární kumulace poškození je možné spočítat celkovou trvanlivost daného ložiska.

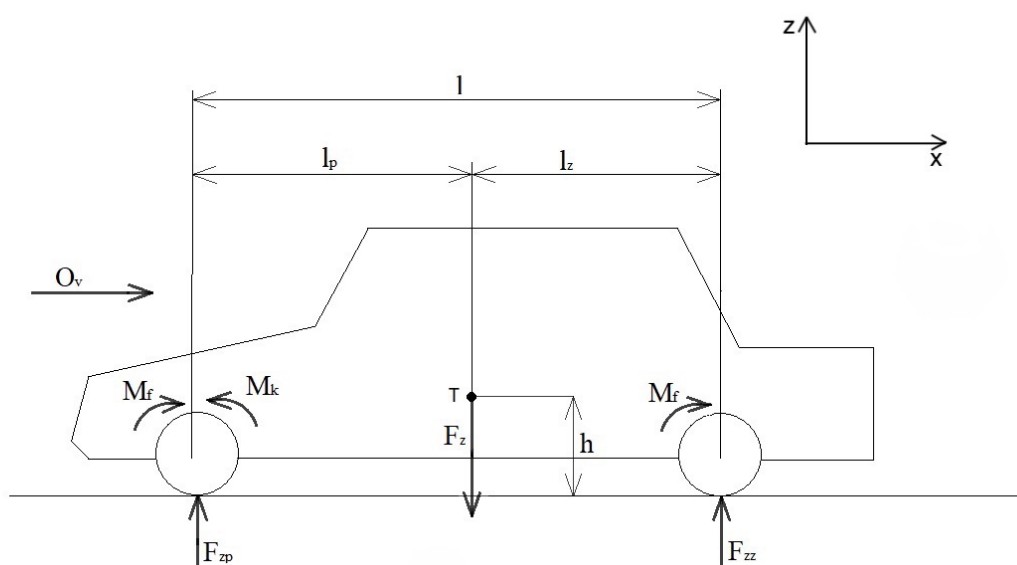
Mezi základní parametry ložisek patří:

1. Základní dynamická únosnost – vyjadřuje dle ISO 281:1990 kontinuální zatížení, které dokáže ložisko přenést při zachování základní trvanlivosti 1 000 000 otáček,
2. Základní statická únosnost – vyjadřuje dle mezinárodní normy ISO 76 nejvyšší hodnotu vypočítaného stykového napětí v nejzatíženějším pásmu styku oběžné dráhy a valivého elementu ložiska,
3. Spolehlivost ložiska – vyjadřuje hodnotu pravděpodobnosti, že ložisko dosáhne nebo překročí danou základní trvanlivost. [10]

3.4 ANALÝZA SIL PŮSOBÍCÍCH NA LOŽISKA KOL PŘI RŮZNÝCH JÍZDNÍCH REŽIMECH VOZIDLA

V následujících bodech je provedena analýza jednotlivých jízdních režimů, do kterých může být vozidlo uvedeno. Kromě níže zmíněných režimů je brán v úvahu také režim jízdy do kopce, který je ale zakomponován do režimu jízdy v přímém směru pomocí ekvivalentní tažné síly. Touto problematikou se bude diplomová práce zabývat v další části. Vozidlo je počítáno v režimu maximální přípustné hmotnosti pro zjištění nejhoršího možného výpočtového scénáře trvanlivosti ložisek.

3.4.1 JÍZDA PO ROVINĚ V PŘÍMÉM SMĚRU



Obrázek 33 Síly působící na auto při jízdě v přímém směru po rovině



Vytvoří-li se rovnice rovnováhy sil v ose z a momentů dle obr.33, lze z nich určit, jak velké síly působí na přední a zadní nápravu daného vozidla. [11]

$$F_{zz} * l - F_z * l_p = 0 \quad (3)$$

$$z: F_{zz} - F_z + F_{zp} = 0 \quad (4)$$

Síly, které působí na jednotlivé nápravy v ose z lze vyjádřit následovně:

$$F_{zz} = \frac{F_z * l_p}{l} \quad (5)$$

$$z: F_{zp} = F_z - F_{zz} \quad (6)$$

kde:

F_{zp} – síla v ose z působící na přední nápravu [N],

F_{zz} – síla v ose z působící na zadní nápravu [N],

F_z – síla v ose z působící na vozidlo [N],

l – rozvor [m],

l_p – vzdálenost těžiště od přední nápravy [m],

l_z – vzdálenost těžiště od zadní nápravy [m].

Na jednotlivá kola působí v ose z síla, která se při režimu přímé jízdy rovná:

$$F_{zpk} = \frac{F_{zp}}{2} \quad (7)$$

$$F_{zzk} = \frac{F_{zz}}{2} \quad (8)$$

V ose x působí na auto síly, které jsou způsobeny pohonem vozidla, brzděním, valivým odporem pneumatik nebo odporem vzduchu.

Síla od hnacího momentu na kole je vyjádřena následovně:

$$F_k = \frac{M_k}{r_d} \quad (9)$$

kde:

M_k – hnací moment na kolo [Nm],

r_d – dynamický poloměr kola [m].



Odpor valení na kole je vyjádřen následovně:

$$M_f = f_v * F_{zk} * r_d \quad (10)$$

$$O_f = \frac{M_f}{r_d} = f_v * F_{zk} \quad (11)$$

kde:

O_f – odpor valení [N]

M_f – moment valivého odporu [Nm]

f_v – součinitel valivého odporu – závisí na druhu pneumatik a kvalitě vozovky [-],

F_{zk} - síla v ose z působící na kolo [N].

Aerodynamický odpor při jízdě vozidla je vyjádřen následovně:

$$O_v = \frac{1}{2} * \rho_v * C_x * S_x * v^2 \quad (12)$$

kde:

O_v – aerodynamický odpor [N],

ρ_v – hustota vzduchu, odpovídá hodnotě $1,25 \text{ kg/m}^3$ při $20 \text{ }^\circ\text{C}$,

C_x – součinitel aerodynamického odporu – závisí na tvaru vozidla [-],

S_x – čelní plocha vozidla [m^2],

v – rychlost vozidla [m/s].

Odpor setrvačnosti při zrychlování vozidla je vyjádřen následovně:

$$O_a = m * \delta * a \quad (13)$$

kde:

O_a – odpor setrvačnosti [N],

m – hmotnost vozidla [kg],

δ – součinitel rotačních hmot [-],

a – zrychlení vozidla [m/s^2].

- V případě, že vozidlo jede v přímém směru po rovině při ustálené rychlosti bude hnací moment na kole vyjádřen následovně:

$$M_{kv} = \frac{(\sum O_f + O_v) * r_d}{p_k} \quad (14)$$

kde:

p_k – počet kol [-],

r_d – dynamický poloměr pneumatiky [m].

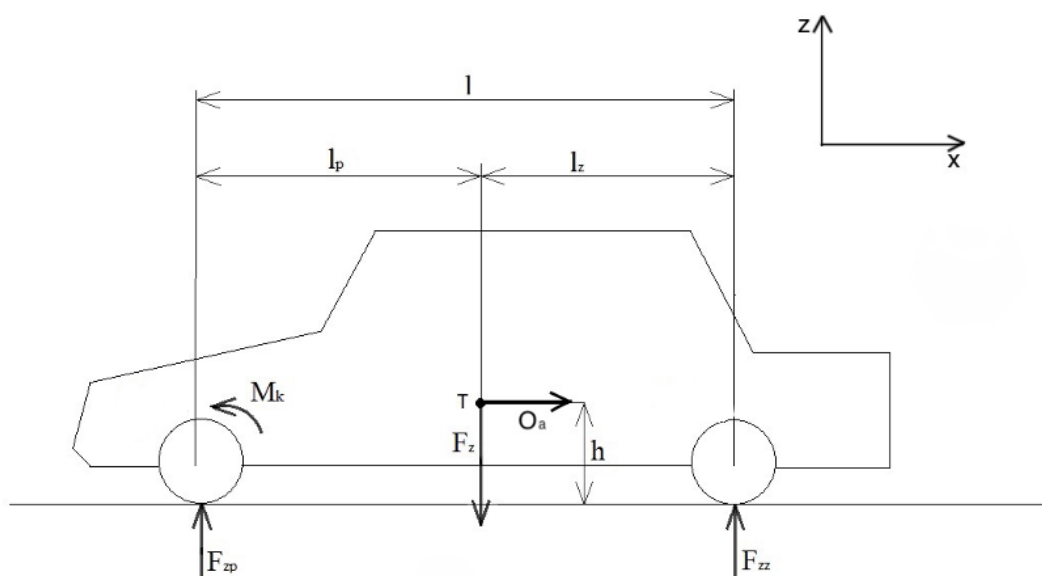
- V případě, že vozidlo zrychluje, bude hnací moment na kole vyjádřen následovně:

$$M_k = \frac{(\Sigma O_f + O_v + O_a) * r_d}{p_k} \quad (15)$$

- V případě, že vozidlo zpomaluje, bude hnací moment na kole $M_k < M_{kv}$.
- V případě, že vozidlo jede výběhem nebo jedná-li se o kolo, které je součástí nepoháněné nápravy, bude hnací moment na kole $M_k = 0$.
- V případě, že vozidlo brzdí, bude hnací moment na kole $M_k < 0$.

Ve směru osy y působí v režimu přímé jízdy vlivem geometrie kola pouze zanedbatelné síly, nejsou tedy ve výpočtu uvažovány.

3.4.2 ROZJEZD NA MEZI ADHEZE



Obrázek 34 Síly působící na auto při rozjezdu na mezi adheze

V režimu rozjezdu na mezi adheze je limitním parametrem maximální hnací moment F_k , kterou vozidlo na rameni dynamického poloměru pneumatiky r_d ($M_k = F_k * r_d$) dokáže přenést na vozovku, viz. obr.34. Tato síla je dána silou v ose z působící na kolo a součinitelem adheze v ose x . Konkrétně je tato závislost vyjádřena vzorcem následovně:



$$F_{kmax} = f_x * F_{zk} \quad (16)$$

kde:

F_{kmax} – síla působící na kolo při rozjezdu na mezi adheze [N],

f_x – adhezní součinitel v ose x , $f_x = 0,9$ [-].

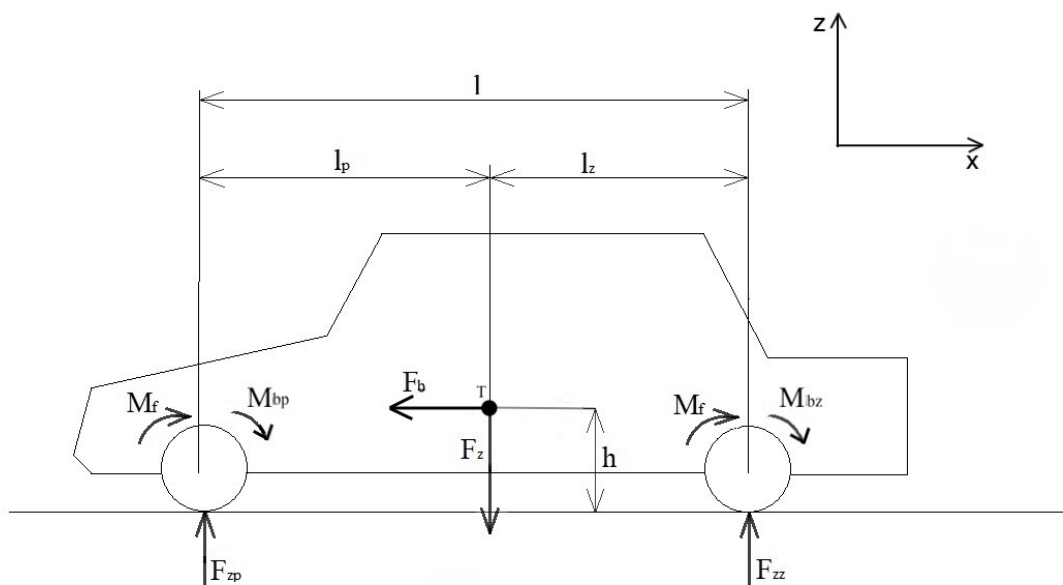
Při rozjezdu na mezi adheze dojde v důsledku akcelerace k přitížení zadní nápravy. Vytvořením silové a momentové rovnováhy dle obr.34 vzniknou následující rovnice:

$$F_{zz} * l - F_z * l_p - m * a * h = 0 \quad (17)$$

$$z: F_{zz} - F_z + F_{zp} = 0 \quad (18)$$

Ve směru osy y působí v režimu akcelerace na mezi adheze vlivem geometrie kola pouze zanedbatelné síly, nejsou tedy ve výpočtu uvažovány.

3.4.3 BRZDĚNÍ



Obrázek 35 Síly působící na auto při brzdění

V režimu jízdy brzdění se v ose z vlivem působení setrvačných sil zvyšuje síla na přední nápravu. Naopak zadní náprava se díky tomuto jevu odlehčí.

Brzdná síla F_b [N] se pomocí požadovaného zpomalení a_b [m/s^2] dá vyjádřit následovně:

$$F_b = m * \delta * a_b \quad (19)$$



Vytvořením silové a momentové rovnováhy dle obr.35 vzniknou následující rovnice:

$$F_{zz} * l - F_z * l_p + m * \delta * a_b * h = 0 \quad (20)$$

$$z: F_{zz} - F_z + F_{zp} = 0 \quad (21)$$

Rozložení brzdné síly mezi jednotlivá kola na nápravě je v poměru 50:50. Přetížení přední nápravy a odlehčení zadní nápravy, resp. rozložení brzdné síly mezi nápravy je přímo úměrné rozložení sil v ose z mezi nápravy. Rovnicemi je tento vztah k definování sil na kola ve směru x možné vyjádřit následovně:

$$\frac{F_{zp}}{F_{bp}} = \frac{F_{zz}}{F_{bz}} \quad (22)$$

$$x: F_b = F_{bp} + F_{zp} \quad (23)$$

kde:

F_{bp} – brzdná síla na přední nápravě [N],

F_{bz} – brzdná síla na zadní nápravě [N].

3.4.4 BRZDĚNÍ NA MEZI ADHEZE

Brzdění na mezi adheze je specifický režim brzdění. Maximální brzdná síla je dána tíhou vozidla a adhezním součinitelem v ose x , který je roven hodnotě 0,9. Maximální brzdnu lze rovnicemi vyjádřit takto:

$$F_{bmax} = m * g * f_x \quad (24)$$

kde:

m – hmotnost vozidla [kg].

Pro režim brzdění na mezi adheze lze přizpůsobit rovnice silové a momentové rovnováhy režimu brzdění následovně:

$$F_{zz} * l - F_z * l_p + F_{bmax} * h = 0 \quad (25)$$

$$z: F_{zz} - F_z + F_{zp} = 0 \quad (26)$$

kde:

h - výška těžiště vozidla [m].



Obdobně jsou přizpůsobeny rovnice pro rozdělení brzdné síly mezi přední a zadní nápravu ke zjištění sil působících na kola ve směru osy x .

$$\frac{F_{zp}}{F_{bpmax}} = \frac{F_{zz}}{F_{bzmax}} \quad (27)$$

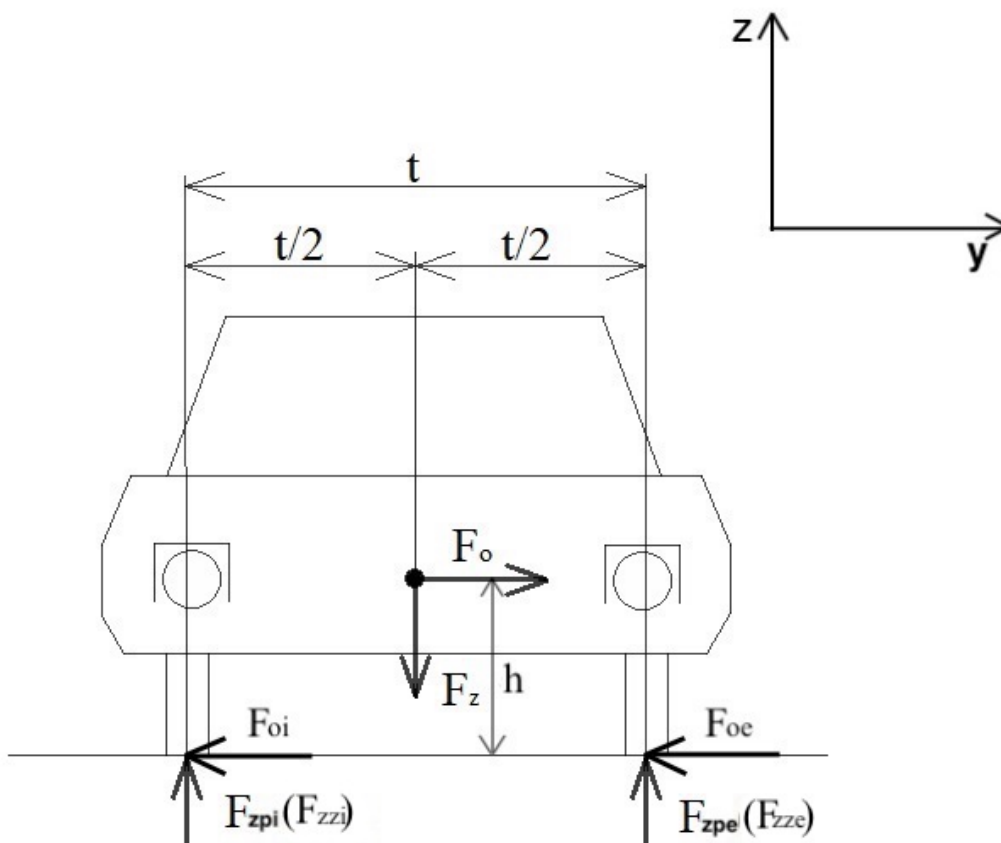
$$F_{bmax} = F_{bpmax} + F_{zpmax} \quad (28)$$

kde:

F_{bpmax} – brzdná síla na přední nápravě při brzdění na mezi adheze [N],

F_{bzmax} – brzdná síla na zadní nápravě při brzdění na mezi adheze [N].

3.4.5 REŽIM PRŮJEZDU ZATÁČKOU



Obrázek 36 Síly působící na auto při režimu průjezdu zatáčkou

Vozidlo v režimu průjezdu zatáčkou, viz. obr.36 je ovlivňováno hlavně odstředivou silou, která má svoje působišť v těžišti vozidla. Odstředivou sílu pro celé vozidlo lze spočítat podle následujícího vzorce:

$$F_o = \frac{m \cdot v^2}{R} \quad (29)$$



kde:

R – poloměr zatáčky [m],

F_o – odstředivá síla působící na auto [N]. [23]

Mezi nápravy se odstředivá síla rozděluje podle zatížení v ose z jednotlivých náprav. Pro přední nápravu tedy platí:

$$F_{op} = \frac{l_z * F_o}{l_z + l_p} \quad (30)$$

Obdobně lze určit odstředivou sílu působící na zadní nápravu:

$$F_{oz} = \frac{l_p * F_o}{l_z + l_p} \quad (31)$$

Rovnice silové a momentové rovnováhy v ose z pro režim průjezdu zatáčkou lze pro přední vyjádřit následovně:

$$z: F_{zpi} - F_{zp} + F_{zpe} = 0 \quad (32)$$

$$F_{zpe} * t - F_{zp} * \frac{t}{2} + F_{op} * h = 0 \quad (33)$$

kde:

F_{zpi} - síla v ose z na přední vnitřní kolo [N],

F_{zpe} - síla v ose z na přední vnější kolo [N],

F_{op} - odstředivá síla na působící na přední nápravu [N].

Pro zadní nápravu silová a momentová rovnováha vypadá následovně:

$$z: F_{zzi} - F_{zz} + F_{zze} = 0 \quad (34)$$

$$F_{zze} * t - F_{zz} * \frac{t}{2} + F_{oz} * h = 0 \quad (35)$$

kde:

t - rozchod kol [m],

F_{oz} - odstředivá síla na působící na přední nápravu [N],

F_{zze} - síla v ose z na zadní vnější kolo [N],

F_{zzi} - síla v ose z na zadní vnitřní kolo [N].



Hodnotu zatížení kol přední nápravy v zatáčce silou v ose z lze zjistit pomocí

vzorce:

$$F_{zpi} = \frac{F_{zpk} * t_p - F_{op} * h}{t_p} \quad (36)$$

$$F_{zpe} = 2 * F_{zpk} - F_{zpi} \quad (37)$$

Obdobně lze vyjádřit vzorce pro zjištění hodnoty zatížení kol zadní nápravy v ose z:

$$F_{zzi} = \frac{F_{zzk} * t_z - F_{oz} * h}{t_z} \quad (38)$$

$$F_{zze} = 2 * F_{zzk} - F_{zzi} \quad (39)$$

Boční síla v ose y se rozdělí mezi vnitřní a vnější kolo v poměru svislých sil na tato kola v zatáčce, bude ale omezena mezní hodnotou adheze kola.

Pro přední nápravu jsou vztahy pro zjištění teoretické boční síly na vnitřní a vnější kolo bez omezení adhezí následující:

$$F_{ypiT} = \frac{F_{zpi} * F_{op}}{2 * F_{zpk}} \quad (40)$$

$$F_{ypeT} = F_{op} - F_{ypiT} \quad (41)$$

kde:

F_{ypeT} – teoretická síla v ose y na přední vnější kolo [N],

F_{ypiT} - teoretická síla v ose y na přední vnitřní kolo [N].

Pro zadní nápravu jsou vztahy pro zjištění teoretické boční síly na vnitřní a vnější kolo bez omezení adhezí následující:

$$F_{yziT} = \frac{F_{zzi} * F_{oz}}{2 * F_{zzk}} \quad (42)$$

$$F_{yzeT} = F_{oz} - F_{yziT} \quad (43)$$

Kde:

F_{yzeT} – teoretická síla v ose y na zadní vnější kolo [N],

F_{yziT} - teoretická síla v ose y na zadní vnitřní kolo [N].



Adhezní omezení pro jednotlivá kola je rovné maximální možné síle, kterou je kolo schopno přenést na vozovku. Vzorce pro zjištění maximální síly, resp. adhezní omezení kol přední nápravy jsou následující:

$$F_{ypiM} = F_{zpi} * f_y \quad (44)$$

$$F_{ypeM} = F_{zpe} * f_y \quad (45)$$

kde:

F_{ypiM} – maximální síla v ose y na přední vnitřní kolo [N],

F_{ypeM} - maximální síla v ose y na přední vnější kolo [N].

Obdobně pro zadní nápravu:

$$F_{yziM} = F_{zzi} * f_y \quad (46)$$

$$F_{yzeM} = F_{zze} * f_y \quad (47)$$

kde,

f_y – adhezní součinitel v ose y , $f_y = 0,8$,

F_{yziM} - maximální síla v ose y na zadní vnitřní kolo [N],

F_{yzeM} - maximální síla v ose y na zadní vnější kolo [N].

Boční síla na jednotlivá kola s adhezním omezením je vždy menší z hodnot teoretické a maximální boční síly na kolo. Pro kola přední nápravy tento vztah vypadá následovně:

$$F_{ypi} = \min (F_{ypiM}, F_{ypiT}) \quad (48)$$

$$F_{ype} = \min (F_{ypeM}, F_{ypeT}) \quad (49)$$

Obdobně pro kola zadní nápravy:

$$F_{yzi} = \min (F_{yziM}, F_{yziT}) \quad (50)$$

$$F_{yze} = \min (F_{yzeM}, F_{yzeT}) \quad (51)$$

V ose x se uvažuje stejná hnací síla na vnitřní i vnější kola z důvodu zjednodušení výpočtů.



3.4.6 REŽIM PRŮJEZDU ZATÁČKOU NA MEZI ADHEZE

Režim průjezdu zatáčkou na mezi adheze je specifický režim průjezdu zatáčkou. Podle charakteristik vozidla jako je např. výška těžiště, rozchod kol, kvalita a stáří pneumatik a dle vnějších podmínek, jako např. mokrá nebo nekvalitní vozovka, bude docházet při tomto mezním režimu ke dvěma scénářům. Prvním scénářem je, že vozidlo balancuje na mezi adheze a po překročení této meze adheze ztratí a dojde ke smyku. Druhým scénářem je, že dojde vlivem dostatečně vysoko položeného těžiště ke klopení vozidla na bok.

Výpočet režimu průjezdu zatáčkou na mezi adheze je obdobný jako režim průjezdu zatáčkou. Ze známého rozložení hmotnosti mezi nápravy lze pomocí součinitele adheze v bočním směru (v ose y) spočítat maximální možnou boční sílu, viz. následující výpočet:

$$F_{opM} = F_{zp} * f_y \quad (52)$$

$$F_{ozM} = F_{zz} * f_y \quad (53)$$

kde:

F_{opM} – maximální boční síla na přední nápravu [N],

F_{ozM} - maximální boční síla na zadní nápravu [N].

Maximální sílu je potřeba dosadit do vzorců režimu průjezdu zatáčkou pro přední nápravu:

$$F_{zpi} = \frac{F_{zpk} * t_p - F_{opM} * h}{t_p} \quad (54)$$

$$F_{zpe} = 2 * F_{zpk} - F_{zpi} \quad (55)$$

Obdobně lze vyjádřit vzorce pro zjištění hodnoty zatížení kol zadní nápravy v ose z :

$$F_{zzi} = \frac{F_{zzk} * t_z - F_{ozM} * h}{t_z} \quad (56)$$

$$F_{zze} = 2 * F_{zzk} - F_{zzi} \quad (57)$$

Dosazením do vztahů pro zjištění teoretických bočních sil na kola, které se v tomto režimu rovnají skutečným bočním silám na kolo zjistíme dle následujících vztahů.



$$F_{y_{pi}T} = \frac{F_{z_{pi}} * F_{op}}{2 * F_{zpk}} \quad (58)$$

$$F_{y_{pe}T} = F_{op} - F_{y_{pi}T} \quad (59)$$

Pro zadní nápravu jsou tyto vztahy vyjádřeny:

$$F_{y_{zi}T} = \frac{F_{z_{zi}} * F_{oz}}{2 * F_{z_{zk}}} \quad (60)$$

$$F_{y_{ze}T} = F_{oz} - F_{y_{zi}T} \quad (61)$$

Zdali jde o režim průjezdu zatáčkou na mezi adheze nebo klopení lze rozhodnout následující úvahou. Dojde-li k tomu, že vypočtená síla v ose z na vnitřní kolo bude větší než 0, jde o režim průjezdu na mezi adheze. Není-li tato podmínka splněna, jde o režim na mezi klopení. V realitě na vnitřní kolo nemůže působit záporná síla v ose z , je tedy dosazena 0 a na vnější kolo působí síla rovna tíhovému zatížení dané nápravy.

3.4.7 DALŠÍ SÍLY PŮSOBÍCÍ NA KOLA VOZIDLA

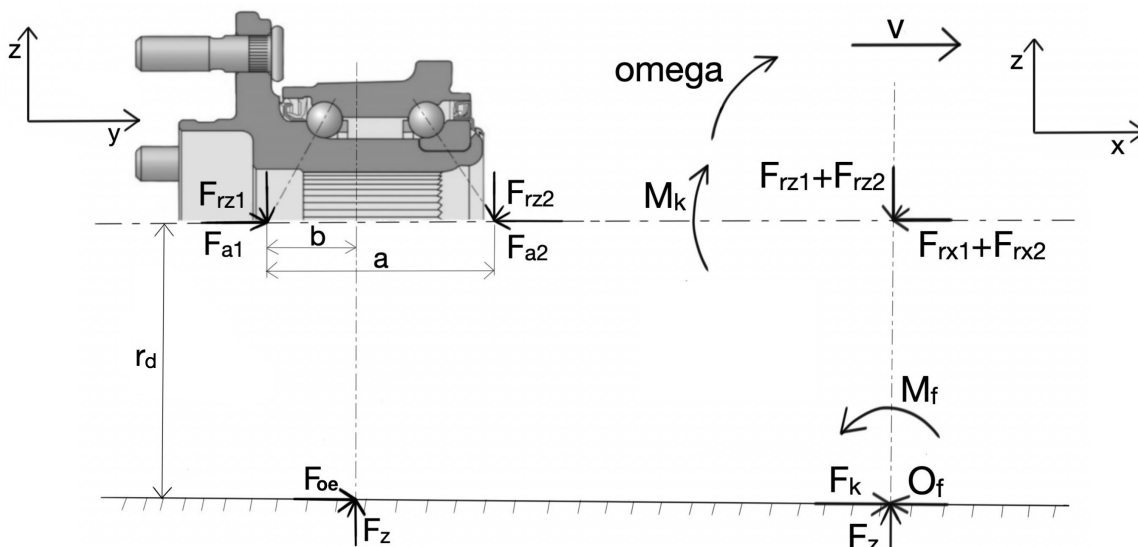
Kromě výše zmíněných analyzovaných sil působících na vozidlo, resp. na jednotlivá kola vozidla vznikají na vozidle také další síly, např. u hnané říditelné nápravy vzniká síla od momentu od kloubového hřídele v situaci, kdy je kolo vytočené. Další takovou silou je axiální síla, která vzniká díky sbíhavosti a odklonu kol a působí na kola vozidla.

Podle zvolené metodiky od firmy SKF lze tyto síly neuvažovat ve výpočtech z důvodu toho, že oproti svislé tíze od vozidla jsou zanedbatelné a mají tedy i mizivý vliv na trvanlivost ložisek. [11]



3.5 VÝPOČTOVÁ METODIKA SIL PŮSOBÍCÍCH NA LOŽISKA

Použitá výpočtová metodika sil působících na ložiska analyzuje síly působící na jednotlivá kola ve třech osách a z principu silové rovnováhy lze zjistit radiální a axiální síly působící na jednotlivé ložiskové řady. Metodika vychází z provedení silové a momentové rovnováhy z obr.37.



Obrázek 37 Silové schéma pro výpočet sil působících na jednotlivé ložiskové řady

V ose x je silová a momentová rovnováha vyjádřena následovně:

$$x: F_{rx1} + F_{rx2} - F_k + O_f = 0 \quad (62)$$

$$Mx: F_z * b + F_{rz2} * a - F_{oe} * r_d = 0 \quad (63)$$

V ose z takto:

$$z: F_{rz1} + F_{rz2} - F_z = 0 \quad (64)$$

$$Mz: F_{rx1} * b + F_{rx2} * (a - b) = 0 \quad (65)$$

3.5.1 VÝPOČET AXIÁLNÍ SÍLY LOŽISKOVÉ ŘADY

Vnitřní konstrukcí kuželíkových nebo kuličkových ložisek s kosuhlým stykem je způsobeno, že vnější radiální síla působící na ložisko vytváří kombinaci radiální a axiální síly v ložisku. Konkrétní algoritmus výpočtu axiální síly podle konstrukčního uspořádání kolové jednotky se u kuželíkových ložisek liší od kuličkových ložisek pouze koeficienty pro výpočet axiálních sil a pro posouzení případu zatížení.



3.5.1.1 Výpočet axiální síly kuličkových ložisek

Na obr.38 jsou zobrazeny všechny případy, které mohou v uložení kolové jednotky s kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem nastat. Pro aplikaci těchto možných výpočetních případů je potřeba převést algoritmus ve schématu do algoritmu ve výpočetním programu Excel. Jednou z cest je využití podmínek KDYŽ (podmínka; podmínka splněna; podmínka nesplněna). Po sjednocení značení má použitý algoritmus pro axiální sílu následující tvar:

$$F_{a1} = \text{KDYŽ}(F_y < 0; \text{KDYŽ}(R * F_{r2} < R * F_{r1}; \text{KDYŽ}(|F_y| \geq R * (F_{r1} - F_{r2}); F_{a2} + F_y; R * F_{r1}; F_{a2} + F_y) \text{KDYŽ}(R * F_{r2} > R * F_{r1}); \text{KDYŽ}(|F_y| \geq R * (F_{r2} - F_{r1}); R * F_{r1}; F_{a2} - F_y; R * F_{r1})) \quad (66)$$

Obdobně je potřeba vytvořit algoritmus i pro F_{a2} :

$$F_{a2} = \text{KDYŽ}(F_y < 0; \text{KDYŽ}(R * F_{r2} < R * F_{r1}; \text{KDYŽ}(|F_y| \geq R * (F_{r1} - F_{r2}); R * F_{r2}; F_{a1} - F_y; R * F_{r2}) \text{KDYŽ}(R * F_{r2} > R * F_{r1}); \text{KDYŽ}(|F_y| \geq R * (F_{r2} - F_{r1}); F_{a1} + F_y; R * F_{r2}; F_{a1} + F_y)) \quad (67)$$

Koeficient R se řídí podle úhlu styku ložiska s kosoúhlým stykem a jeho hodnota odpovídá následující tabulce 2. [12]

stykový úhel [°]	R [-]
20	0,50
25	0,57
30	0,66
40	0,88

Tabulka 2 Určení koeficientu R podle stykového úhlu [12]

Axiální zatížení uložení se dvěma jednořadými kuličkovými ložisky s kosouhlým stykem nebo dvojicemi ložisek uspořádaných do tandemu			
Uspořádání ložisek	Případ zatížení	Axiální zatížení	
<p>Zády k sobě (do „0“)</p>	<p>Případ 1a</p> $F_{rA} \geq F_{rB}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = R F_{rA}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
<p>Čely k sobě (do „X“)</p>	<p>Případ 1b</p> $F_{rA} < F_{rB}$ $K_a \geq R (F_{rB} - F_{rA})$	$F_{aA} = R F_{rA}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<p>Případ 1c</p> $F_{rA} < F_{rB}$ $K_a < R (F_{rB} - F_{rA})$	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$	$F_{aB} = R F_{rB}$
<p>Zády k sobě (do „0“)</p>	<p>Případ 2a</p> $F_{rA} \leq F_{rB}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = R F_{rB}$
<p>Čely k sobě (do „X“)</p>	<p>Případ 2b</p> $F_{rA} > F_{rB}$ $K_a \geq R (F_{rA} - F_{rB})$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = R F_{rB}$
	<p>Případ 2c</p> $F_{rA} > F_{rB}$ $K_a < R (F_{rA} - F_{rB})$	$F_{aA} = R F_{rA}$	$F_{aB} = F_{aA} - K_a$

Pro ložiska s následujícími hodnotami:

- stykový úhel 20° → R = 0,50
- stykový úhel 25° → R = 0,57
- stykový úhel 30° → R = 0,66
- stykový úhel 40° → R = 0,88

Obrázek 38 Výpočet axiální síly pro kuličková ložiska s kosouhlým stykem [12]



3.5.1.2 Výpočet axiální síly kuželíkových ložisek

Obdobně jako pro kuličková ložiska s kosoúhlým stykem lze vytvořit podle obr.39 algoritmus pro výpočet axiální síly pro kuželíková ložiska s kosoúhlým stykem. Algoritmy pro výpočet axiální síly kuželíkových ložisek s kosoúhlým stykem jsou následující:

$$F_{a1} = \text{KDYŽ}(F_y < 0; \text{KDYŽ}\left(0,5 * \frac{F_{r2}}{Y_2} < 0,5 * \frac{F_{r1}}{Y_1}; \text{KDYŽ}\left(|F_y| \geq 0,5 * \frac{F_{r1}}{Y_1} - 0,5 * \frac{F_{r2}}{Y_2}\right); F_{a2} + F_y; 0,5 * \frac{F_{r1}}{Y_1}; F_{a2} + F_y\right) \text{KDYŽ}\left(0,5 * \frac{F_{r2}}{Y_2} < 0,5 * \frac{F_{r1}}{Y_1}\right); \text{KDYŽ}\left(|F_y| \geq 0,5 * \frac{F_{r2}}{Y_2} - 0,5 * \frac{F_{r1}}{Y_1}\right); 0,5 * \frac{F_{r1}}{Y_1}; F_{a2} - F_y; 0,5 * \frac{F_{r1}}{Y_1})) \quad (68)$$

Obdobně je potřeba vytvořit algoritmus i pro F_{a2} :

$$F_{a2} = \text{KDYŽ}\left(F_y < 0; \text{KDYŽ}\left(0,5 * \frac{F_{r2}}{Y_2} < 0,5 * \frac{F_{r1}}{Y_1}; \text{KDYŽ}\left(|F_y| \geq 0,5 * \frac{F_{r1}}{Y_1} - 0,5 * \frac{F_{r2}}{Y_2}\right); 0,5 * \frac{F_{r2}}{Y_2}; F_{a1} - F_y\right); 0,5 * \frac{F_{r2}}{Y_2}\right) \text{KDYŽ}\left(0,5 * \frac{F_{r2}}{Y_2} > 0,5 * \frac{F_{r1}}{Y_1}\right); \text{KDYŽ}\left(|F_y| \geq 0,5 * \frac{F_{r2}}{Y_2} - 0,5 * \frac{F_{r1}}{Y_1}; F_{a1} + F_y; 0,5 * \frac{F_{r2}}{Y_2}\right); F_{a1} + F_y) \quad (69)$$

[12]

Axiální zatížení v aplikacích využívajících dvě jednořadá kuželiková ložiska nebo dvojici ložisek uspořádaných do tandemu

Uspořádání ložisek	Případ zatížení	Axiální zatížení	
<p>Zády k sobě (do „0“)</p> <p>Čely k sobě (do „X“)</p>	<p>Případ 1a</p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<p>Případ 1b</p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<p>Případ 1c</p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	<p>Případ 2a</p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	<p>Případ 2b</p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	<p>Případ 2c</p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} - K_a$

Obrázek 39 Výpočet axiální síly pro kuželiková ložiska [12]



3.5.2 VÝPOČET RADIÁLNÍ SÍLY NA LOŽISKO

Radiální síla působící na jednotlivé ložiskové řady se spočítá z již známých radiálních sil v ose z a x pomocí následujícího vzorce:

$$F_r = \sqrt{F_{rx}^2 + F_{rz}^2} \quad (70)$$

Radiální síla na jednotlivé řady se počítá stejně pro kuželíková i kuličková ložiska s kosouhlým stykem.

3.5.3 RÁZOVÝ SOUČINITEL

V reálném provozu dochází při přejezdu nedokonalostí vozovky k přítěžování ložisek kol. Podle druhu provozu lze definovat rázový součinitel, který zahrnuje účinek přítěžování ložisek. Pro aplikaci v osobním automobilu je zvolen axiální a radiální rázový součinitel v tabulce 3.

Dynamický rázový součinitel	hodnota [-]
radiální	1,6
axiální	1,2

Tabulka 3 Rázové součinitele [13]

Skutečnou sílu působící na ložiska zahrnující dynamické přetížení lze zjistit pomocí následujícího vztahu:

$$F_{skut} = k * F_{teor} \quad (71)$$

kde:

k - rázový součinitel [-],

F_{skut} – skutečná síla [N],

F_{teor} – teoretická vypočtená síla [N].

3.6 VÝPOČET ZÁKLADNÍ TRVANLIVOSTI A STATICKÉ BEZPEČNOSTI

3.6.1 DYNAMICKÉ NAMÁHÁNÍ

Základní trvanlivost je nejdůležitějším parametrem při hodnocení dynamického namáhání. „Základní trvanlivost je trvanlivost ložiska, kterou dosáhne nebo překročí 90 % ložisek ze souboru stejných ložisek pracujících při stejných provozních podmínkách.“ [10]



Vztah pro výpočet základní trvanlivosti ložiska vychází z Wöhlerovy křivky a jeho tvar je následující:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \quad (72)$$

kde:

L_{10} - základní trvanlivost pro 10^6 otáček [-],

C - základní dynamická únosnost – odpovídající zatížení, při kterém ložisko dosáhne základní trvanlivosti [N],

P – ekvivalentní zatížení ložiska [N],

n – exponent – pro ložiska s bodovým stykem $n = 3$,

pro ložiska s čárovým stykem $n = \frac{10}{3}$.

V případě, že je použito dvouřadé ložisko, se základní dynamická únosnost zvýší. Celková dynamická únosnost dvouřadého ložiska se spočítá podle následujícího vzorce:

Kuličková ložiska: $C' = 1,67 * C \quad (73)$

Kuželíková ložiska: $C' = 1,71 * C \quad (74)$

kde:

C' - dynamická únosnost sady ložisek [N]. [8]

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska kombinuje zatížení, která na ložisko působí v radiálním a axiálním směru. Vztahy pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení se liší pro kuličková a kuželíková ložiska. Pro kuličková ložiska, která jsou v uspořádání do „O“ nebo do „X“ platí:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 * F_a \quad (75)$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = X * F_r + Y_2 * F_a \quad (76)$$

kde:

Y_1, Y_2 - koeficienty zatížení ložiska v axiálním směru [-],

X - koeficienty zatížení ložiska v radiálním směru [-],

e – koeficient stykového úhlu pro jednořadá a dvouřadá ložiska [-]. [12]



Pro kuželíková ložiska platí následující vztahy pro zjištění ekvivalentního dynamického zatížení:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r \quad (77)$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = 0,4 * F_r + Y * F_a \quad (78)$$

[12]

V průběhu provozu ložiska v kolové jednotce automobilu dochází ke změnám směru a velikosti působících sil, a to má značný vliv na životnost ložisek. V rámci zahrnutí těchto vlivů do celkové trvanlivosti se celková trvanlivost počítá pomocí Palmgren-Minerovy teorie lineární kumulace poškození. Základní vztah pro únavové poškození vypadá následovně:

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_p}{N_p} = \sum_{i=1}^p \frac{n_i}{N_i} \quad (79)$$

kde:

n_i - počet cyklů [-],

N_i - trvanlivost ložiska [-],

D - akumulace poškození, $D = D_{krit} = 1 \rightarrow$ dojde k poškození [-],

p - počet režimů zahrnutých do celkové trvanlivosti [-]. [14]

Vztah lze upravit do tvaru:

$$1 = \left(\frac{\varepsilon_1}{L_{101}} + \frac{\varepsilon_2}{L_{102}} + \dots + \frac{\varepsilon_p}{L_{10p}} \right) * L_{10c} \quad (80)$$

kde:

ε_i - součinitel zastoupení zátěžného cyklu celkové trvanlivosti, $\sum_{i=1}^p \varepsilon_i = 1$ [-],

L_{10i} - základní trvanlivosti jednotlivých režimů [-],

L_{10} - celková životnost [-]. [14]

Celkovou trvanlivost lze jednoduše vyjádřit z předchozího tvaru:

$$L_{10c} = \frac{1}{\left(\frac{\varepsilon_1}{L_{101}} + \frac{\varepsilon_2}{L_{102}} + \dots + \frac{\varepsilon_p}{L_{10p}} \right)} \quad (81)$$

[14]



3.6.2 STATICKÉ NAMÁHÁNÍ

Statické namáhání vzniká v ložisku v případě, když se vnitřní a vnější kroužek ložisek oproti sobě nepohybují, anebo pohybují velmi pomalu. Pro vyšetření těchto stavů se používá porovnání ekvivalentního statického zatížení a statické únosnosti ložiska. Základní statická únosnost je vyjádřena vztahem:

$$C_0 = s_0 * P_0 \quad (82)$$

kde:

C_0 – základní statická únosnost [N] - nejvyšší hodnota vypočítaného stykového napětí v nejzatíženějším pásmu styku oběžné dráhy a valivého elementu ložiska, které vyvolá deformaci,

s_0 – statická bezpečnost [-],

P_0 – ekvivalentní statické zatížení [N]. [14]

Vztah pro statickou bezpečnost je tedy následující:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (83)$$

[14]

Výpočet ekvivalentního statického zatížení se liší pro kuličková ložiska s kosoúhlým stykem a pro kuželíková. Pro kuličková ložiska lze vypočítat ekvivalentní statické zatížení ze vztahu:

$$P_0 = F_r + Y_0 * F_a \quad (84)$$

[12]

Pro kuželíková ložiska se ekvivalentní statické zatížení spočítá dle vztahu:

$$P_0 = 0,5 * F_r + Y_0 * F_a \quad (85)$$

Pokud ale $P_0 < F_r$, tak:

$$P_0 = F_r \quad (86)$$

kde:

Y_0 – součinitel ložiska v axiálním směru [-]. [12]



3.7 REŽIMY JÍZDY A JEJICH DRÁHOVÉ PODÍLY

Výpočetní program obsahuje pro každou nápravu komplexní výpočet základní trvanlivosti, statické bezpečnosti následujících jízdních režimů: přímá jízda, zatáčka na mezi adheze – vnější kolo, zatáčka na mezi adheze – vnitřní kolo, 2x obecná zatáčka – vnější kolo, 2x obecná zatáčka – vnitřní kolo, brzdění na mezi adheze a zrychlení na mezi adheze. Pro režim obecná zatáčka si může uživatel zvolit libovolnou nájezdovou rychlost a poloměr zatáčky. Přednastavené jsou hodnoty pro obecnou zatáčku:

1: Poloměr zatáčky = 200 m, nájezdová rychlost: 80 km/h, což představuje přibližně třetinovou zátěž vzhledem k zatáčce projeté na mezi adheze.

2: Druhý typ obecné zatáčky je dle normy ČSN 73 6101 pro stavbu silnic a dálnic s následujícími parametry: Poloměr zatáčky = 1400 m, nájezdová rychlost: 120 km/h.

Pro přiblížení reálnému provozu vozidla je potřeba zvolit součinitele dráhového podílu u jednotlivých režimů pro výpočet celkové trvanlivosti. V tomto výpočetním programu je zavedena celková trvanlivost s následujícími součiniteli dráhového podílu:

- Přímá jízda: $\varepsilon = 0,9$,
- Obecná zatáčka 1 – vnější kolo: $\varepsilon = 0,05$,
- Obecná zatáčka 1 – vnitřní kolo: $\varepsilon = 0,05$.

kde:

ε - součinitel dráhového podílu [-]. [14]

3.8 EKVIVALENTNÍ TAŽNÁ SÍLA

Jelikož výše zmíněné režimy jízdy zahrnuté do celkové trvanlivosti nezahrnují brzdění a akceleraci vozidla, výpočetní program je nastaven tak, že tyto režimy zahrnuje, a to prostřednictvím ekvivalentní tažné síly. Ekvivalentní tažná síla nahrazuje celé spektrum zatěžování jedinou hodnotou zatížení, která zatěžuje ložisko tak, že jeho výsledná trvanlivost bude stejná. Je vyjádřena jako násobek tíhy vozidla a do výpočtu zahrnuta prostřednictvím hnací síly F_p . Vzorcem je možno ekvivalentní tažnou sílu vyjádřit následovně:

$$F_p = f_t * m * g \quad (87)$$

Kde:

f_t – ekvivalentní tažná síla [-]. [15]



Pro vyčíslení hodnoty ekvivalentní tažné síly je použit program na simulaci jízdních režimů SPEKTRA. Do programu jsou zadány parametry vozidla, včetně hodnot převodů převodových stupňů a stálého převodu. Program SPEKTRA kalkuluje s využitím nosnosti vozidla a pomocí využití převodových stupňů dokáže vyhodnotit přednastavené následující režimy jízdy:

- S1 – dálnice,
- S2 – kopcovitá silnice,
- S3 – místní komunikace,
- S4 – město,
- M11 – dálkový provoz,
- M12 – provoz na krátké a střední vzdálenosti,
- M13 – smíšený a městský provoz.

Kde *S* jsou režimy jízdy v základních provozních podmínkách a jsou uvažovány s maximálním vytížením vozidla. *M* jsou modely přepravního nasazení, které se vytvoří mixem režimů jízdy v základních provozních podmínkách *S* s respektováním toho, že vozidlo jede část dráhy prázdné.

Pro tyto režimy jízdy program SPEKTRA vyhodnotil hodnoty ekvivalentní tažné síly následovně:

režim jízdy	ekvivalentní tažná síla [-]
S1 – dálnice	0,13
S2 – kopcovitá silnice	0,13
S3 – místní komunikace	0,17
S4 – město	0,27
M11 – dálkový provoz	0,12
M12 – provoz na krátké a střední vzdálenosti	0,13
M13 – smíšený a městský provoz	0,16

Tabulka 4 Vyhodnocené ekvivalentní tažné síly z programu SPEKTRA

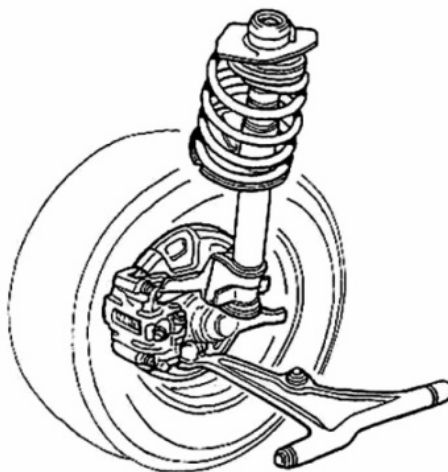
Detaily výpočtů jednotlivých režimů jízdy v základních provozních podmínkách a modelů přepravního nasazení včetně využití jednotlivých převodových stupňů lze nalézt v příloze 8.



3.9 KONSTRUKČNÍ PARAMETRY NÁPRAV

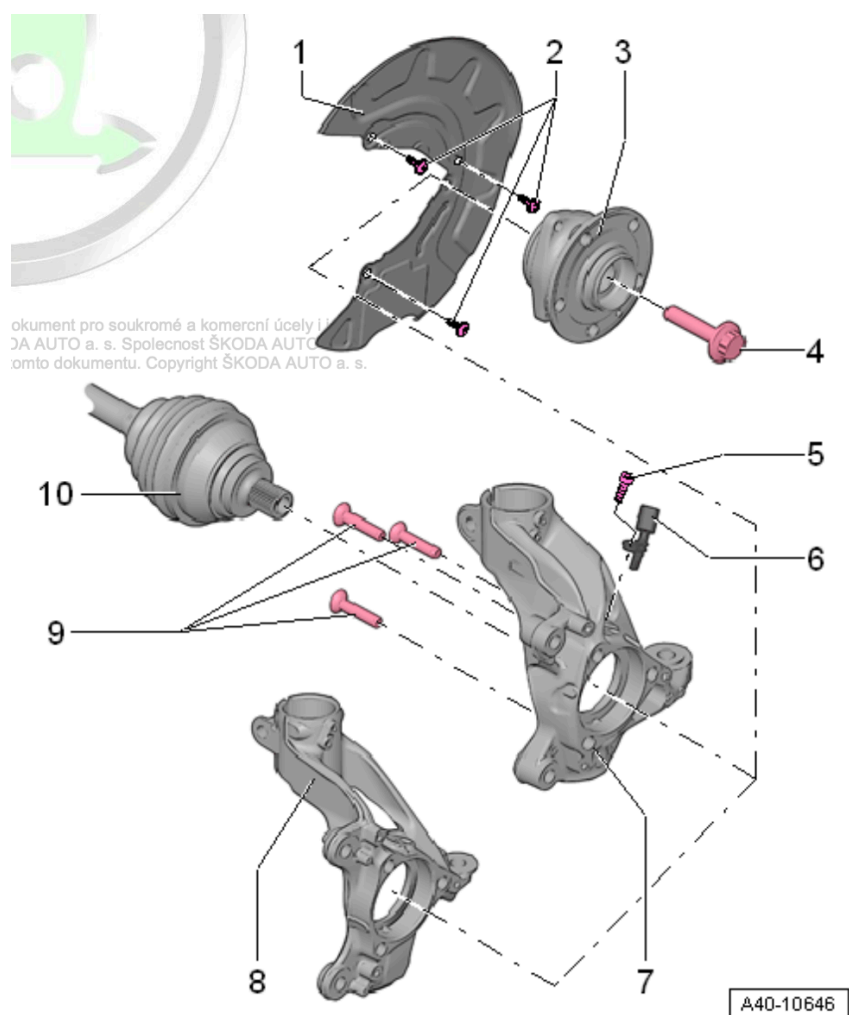
3.9.1 PŘEDNÍ NÁPRAVA

Zvolené vozidlo, Octavia 3. generace v motorizaci 2.0 TDI disponuje vpředu nápravou typu McPherson (viz. Obr.40) s trojúhelníkovými rameny, nápravnicí s konzolou zajišťující upevnění stabilizátoru, převodkou řízení a příčným ramenem.



Obrázek 40 Přední náprava typu McPherson [17]

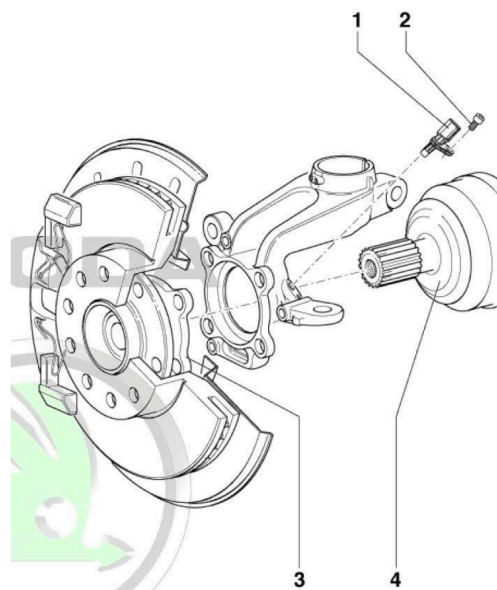
Uložení kola je obsahující ložiskovou jednotku 3. generace, kloubový hřídel, těhlici a krycí plech je zobrazeno na obr.41.



Obrázek 41 Montážní přehled uložení kola přední nápravy [16]

Kde:

- 1 – krycí plech
- 2 – šroub, 12 Nm
- 3 – náboj s ložiskem kola
- 4 – šroub, 200 Nm + 180°
- 5 – šroub, 8 Nm
- 6 – snímač otáček
- 7 – hlava ložiska čepu kola
- 8 – hlava ložiska čepu kola
- 9 – šroub, 70 Nm + 90°
- 10 – kloubový hřídel



Obrázek 42 Uložení kola přední nápravy [16]

Kde:

- 1 – snímač otáček
- 2 – šroub, 8 Nm
- 3 – náboj s ložiskem kola
- 4 – kloubový hřídel

Použitá ložisková jednotka u přední nápravy se liší dle zvolené výbavy. Typově však jde o ložiskovou jednotku HUB 3. generace s vnitřním kroužkem s drážkováním pro přenos točivého momentu hnacího hřídele. Vnitřní kroužek je spojen s přírubou, na kterou je nasazen brzdový kotouč a disk kola. K těhlici je ložisková jednotka připojena pomocí přírub na vnějším kroužku ložiskové jednotky. Na obr. 41 je zobrazena ložisková jednotka od firmy SKF.



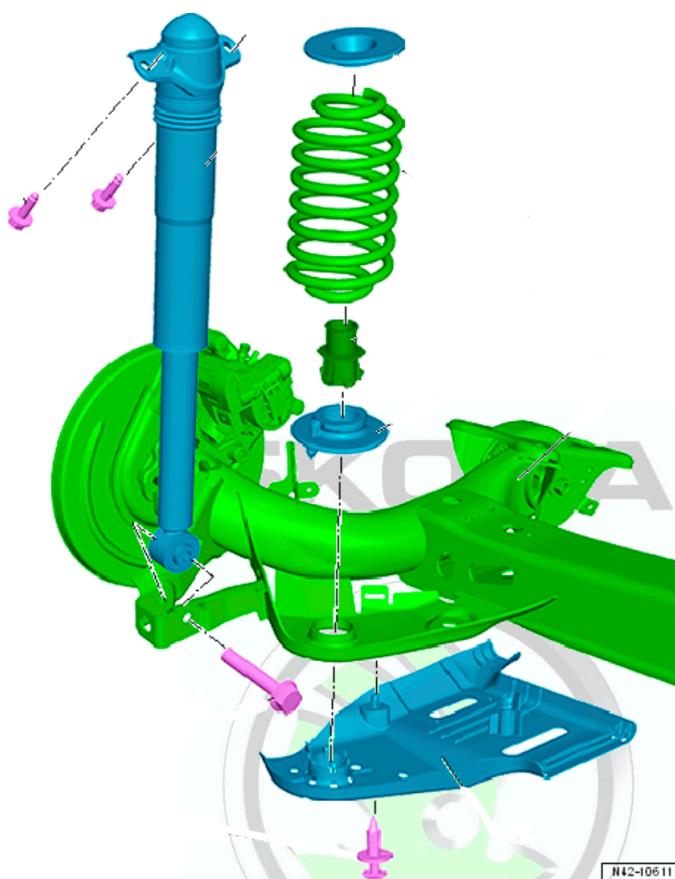
Obrázek 43 Ložisková jednotka přední nápravy SKF [18]

3.9.2 ZADNÍ NÁPRAVA

Zvolené vozidlo, Octavia 3. generace disponuje vzadu dle zvolené motorizace dvěma typy náprav. Při volbě slabších motorizací, jako např. 1.2 TSI, 1.4 TSI, 1.6 TDI a 2.0 TDI, které mají výkon do 110 kW, je použita vlečená náprava, viz obr. 44 a 45. [23]



Obrázek 44 Vlečená náprava [22]



Obrázek 45 Schéma uložení komponentů zadní vlečené nápravy [16]



V podstatě jde o klikovou nápravu s příčkou propojující ramena. Příčka je pevná v ohybu, ale poddajná v krutu, zajišťuje tak funkci příčného stabilizátoru. Z konstrukce vyplývá, že při propružení pouze jednoho kola dochází k výraznému odklonu kol a příčka, která je většinou vyrobena jako U profil, se deformuje krutem. Naopak při stejně velkém propružení obou kol v jeden moment, je odklon kol minimální a příčka se nedeformuje.

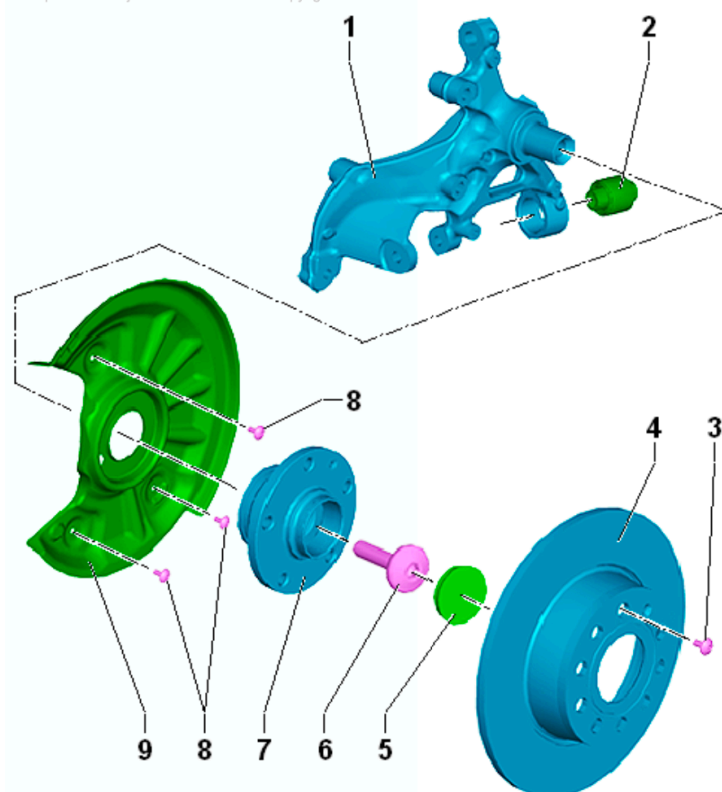
Výhodou vlečené nápravy je např. jednoduchost konstrukce nápravy včetně montáže a demontáže, prostorové nároky, nízká hmotnost, snadné upevnění tlumičů a pružin.

Mezi nevýhody tohoto druhu nápravy patří: problematické použití jako poháněnou nápravu, smykové a torzní napětí v příčce, namáhání svarových spojů a z toho vyplývající omezené zatížení zadní nápravy. [20]

Druhou možností je víceprvková náprava, která je použita u silnějších motorizací jako např. 1.8 TSI, motorizací s pohonem všech kol, nebo verzí G-TEC. Jde o nezávislé zavěšení pomocí tří příčných ramen a jednoho podélného. Na podélné rameno působí podélné síly a to zajišťuje, aby bylo kolo ustaveno v podélném směru. Příčná ramena zajišťují optimální polohu kola při působení bočních sil. Ideálního kinematického pohybu kola je dosaženo díky vzájemné nezávislosti jednotlivých ramen. Náprava dále obsahuje příčný zkrutný stabilizátor, pružiny a tlumiče, které jsou umístěny vně pružin. Víceprvková zadní náprava je zobrazena na obr.46. [23]



Obrázek 46 Víceprvková zadní náprava [22]



Obrázek 47 Uložení zadního kola pro vozy s víceprvkovou zadní nápravou [16]

Kde:

- 1– hlava ložiska čepu kola
- 2– pryžokovové lůžko
- 3– šroub
- 4– brzdový kotouč
- 5– prachová krytka náboje kola
- 6– šroub, 200 Nm + 180°
- 7– náboj kola
- 8 – šroub
- 9 – krycí plech

Vzhledem k tomu, že zvolené vozidlo disponuje pohonem předních kol a motorizací 2.0 TDI, je zde použita zadní vlečená náprava. Z tohoto důvodu je také použita ložisková jednotka HUB 2, viz. Obr. 48. Čep, který připevňuje samotné kolo k nápravě je přišroubován k ramenu nápravy. Ložisková jednotka, nasazena na čep, je připevněna za vnitřní kroužek pomocí šroubu z axiálního směru. Vnitřní kroužek je tedy statický a pohybující částí ložiskové jednotky je kroužek vnější, na který je připevněn brzdový kotouč a disk samotného kola.



Obrázek 48 Ložisková jednotka zadní nápravy SKF [18]

3.10 VÝPOČET STÁVAJÍCÍHO ŘEŠENÍ

K výpočtu trvanlivosti a statické bezpečnosti pomocí analýzy sil působících na ložisko je potřeba znát polohu ložisek v kolové jednotce vozidla. V minulosti se daly tyto údaje získat z dílenských příruček, bohužel v dnešní době jsou tyto údaje součástí know-how jednotlivých výrobců a je tedy téměř nemožné tyto údaje získat. K rekonstrukci stávajícího řešení jsou použity údaje ze zdroje [19].

Poloha ložisek v kolové jednotce vůči poloze zatěžující síly je zásadním faktorem k optimalizaci životnosti ložiskové jednotky v kole vozidla. Nerovnoměrné zatěžování jednotlivých řad ložiska, které má obě ložiskové řady se stejnými parametry, způsobí nerovnoměrnou trvanlivost a statickou bezpečnost jednotlivých řad ložiskové jednotky. V této diplomové práci jsou na vozidle použity disky kol 6Jx15 5x112 s ET43, u kterých je vzdálenost osy kola od osy symetrie ložiska na přední nápravě rovna -4,1 mm a na zadní 12,5 mm. Nerovnoměrnost zatížení lze vyřešit zásahem do konstrukce kolové jednotky a srovnat osu zatěžování s osou roviny symetrie. Vyrovnáním zatížení jednotlivých řad se vyrovná také trvanlivost a statická bezpečnost. Dalším způsobem vyrovnání zatížení jednotlivých ložiskových řad je navrhnout ložiskovou jednotku, která se dokáže vyrovnat s nerovnoměrným zatížením bez, nebo jen s minimálním zásahem do konstrukce kolové jednotky vozidla. Tento způsob optimalizace lze provést nahrazením konvenční ložiskové jednotky s řadami ložisek se stejnými parametry hybridní nebo asymetrickou ložiskovou jednotkou. Optimalizace životnosti ložiskové jednotky pomocí výpočetního návrhu hybridní nebo asymetrické ložiskové jednotky je jedním z cílů této diplomové práce. [19]



3.10.1 PŘEDNÍ NÁPRAVA

Přední náprava disponuje ložiskovou jednotkou 3. generace, která byla nahrazena 2 jednořadými kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem s parametry v tabulce 5 a 6:

vnější řada – SKF 7309 BEP	
C [kN]	55,90
Co [kN]	37,50
e [-]	1,14
Y0 [-]	0,52
Y1 [-]	0,55
Y2 [-]	0,93
X [-]	0,57
p [-]	3

Tabulka 5 Parametry řady 1 ložiska přední nápravy [12]

vnitřní řada – SKF 7309 BEP	
C [kN]	55,90
Co [kN]	37,50
e [-]	1,14
Y0 [-]	0,52
Y1 [-]	0,55
Y2 [-]	0,93
X [-]	0,57
p [-]	3

Tabulka 6 Parametry řady 2 ložiska přední nápravy [12]

Ostatní parametry ložiska jsou obsaženy v Příloze 3.

Vzdálenost působišť sil jednotlivých řad (a) a vzdálenost zatěžující síly od působišť sil vnější řady (b) pro přední nápravu jsou uvedeny v tabulce 7.

a [m]	0,075
b [m]	0,0334

Tabulka 7 Vzdálenosti „a“ a „b“ pro přední nápravu, viz obr. 37 [19]



Pro stávající konfiguraci jsou vypočteny v tabulce 8 podle algoritmu vysvětleného v předchozích kapitolách následující výsledky základních trvanlivostí, statických bezpečností a celkové trvanlivosti ložisek.

Přední náprava			
Režim zatížení		L_{10} [km]	s_0 [-]
Přímá jízda	vnější řada	1 112 483	5,63
	vnitřní řada	1 706 855	6,51
Obecná zatáčka 1 vnější kolo	vnější řada	564 479	7,88
	vnitřní řada	84 350	4,54
Obecná zatáčka 1 vnitřní kolo	vnější řada	131 582	4,23
	vnitřní řada	735 608	9,44
Obecná zatáčka 2 vnější kolo	vnější řada	2 015 200	7,88
	vnitřní řada	582 236	4,54
Obecná zatáčka 2 vnitřní kolo	vnější řada	8 868	4,23
	vnitřní řada	3 971	9,44
Zatáčka na mezi adheze/klopení vnější kolo	vnější řada	9 752	1,16
	vnitřní řada	3 325	0,81
Zatáčka na mezi adheze/klopení vnitřní kolo	vnější řada	30 280	1,69
	vnitřní řada	84 864	2,39
Brzdění na mezi adheze	vnější řada	75 729	2,30
	vnitřní řada	116 130	2,66
Akcelerace na mezi adheze	vnější řada	475 824	4,24
	vnitřní řada	830 781	5,22
Celková trvanlivost 1	vnější řada	782 737	
	vnitřní řada	841 731	

Tabulka 8 Výsledky pro přední nápravu

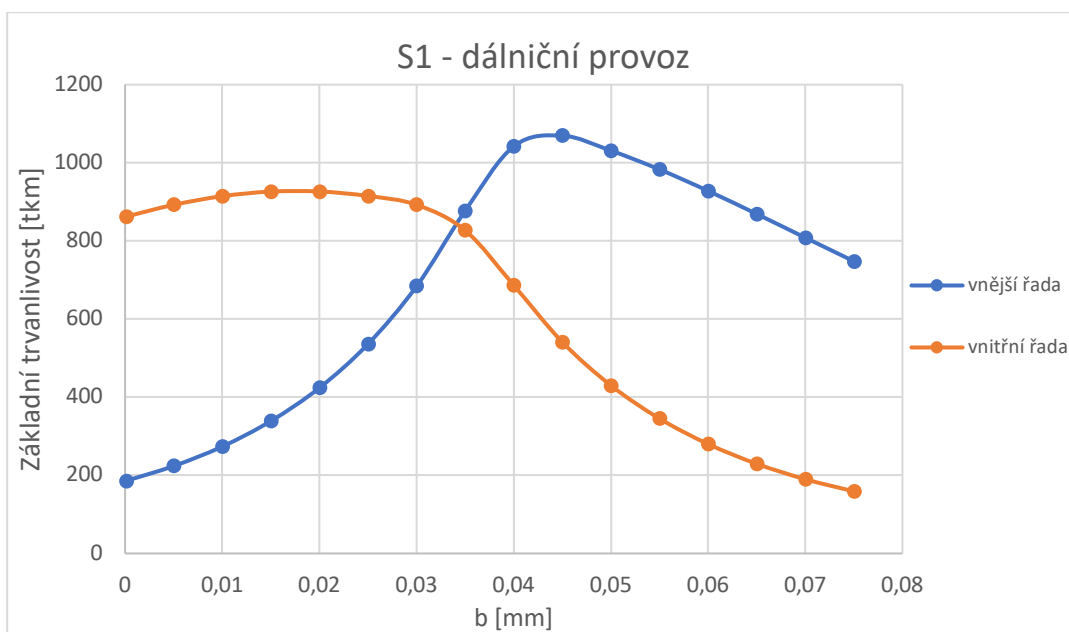
Z výsledků v tabulce 8 lze vyčíst, že mezi celkovou trvanlivostí ložiska vnější a vnitřní řady je rozdíl pouze 58 994 km, což lze považovat v tomto měřítku za vyrovnanou životnost. Je také důležité analyzovat statickou bezpečnost v mezních případech jízdy, jako je jízda do zatáčky na mezi adheze, kde u vnitřní řady ložisek vnějšího kola vyšla statická bezpečnost 0,81. Dle zdroje [12] k takovému případu může dojít a není-li statická bezpečnost menší než 0,5, lze považovat tuto hodnotu za přípustnou. V mezních provozních režimech jako je brzdění na mezi adheze a akcelerace na mezi adheze nedochází dle výpočtu v ložiskách ke kritickému zatížení a trvanlivost ložisek je dostačující. Pro výpočet celkové trvanlivosti byl použit režim zatížení M13 – smíšený a městský provoz pro přímou jízdu se součinitelem zastoupení zátěžného cyklu 0,9. Pro režim zatáčení vozidla se součinitelem



zastoupení zátěžného cyklu 0,05 pro vnější i vnitřní kolo byla použita zatáčka o poloměru 200 m a nájezdová rychlost vozidla byla zvolena 80 km/h, což představuje přibližně třetinové zatížení vůči jízdě v zatáčce na mezi adheze.

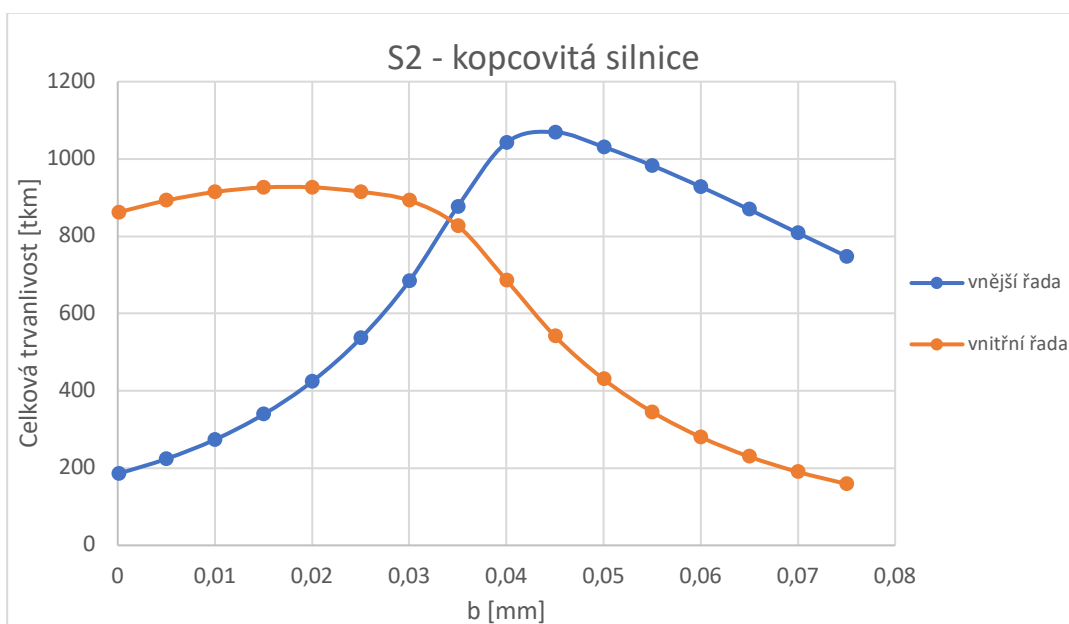
Pro jednotlivé režimy jízdy programu SPEKTRA a z nich vycházející ekvivalentní tažné síly byly vytvořeny grafy závislosti celkové trvanlivosti jednotlivých řad ložisek na vzdálenosti b značící vzdálenost polohy působitě zatěžující síly a působitě síly vnitřní ložiskové řady, viz. grafy 1-7.

Pro režim S1 – dálniční provoz závislost vypadá tato závislost následovně:



Graf 1 Závislost pro režim S1 – dálniční provoz

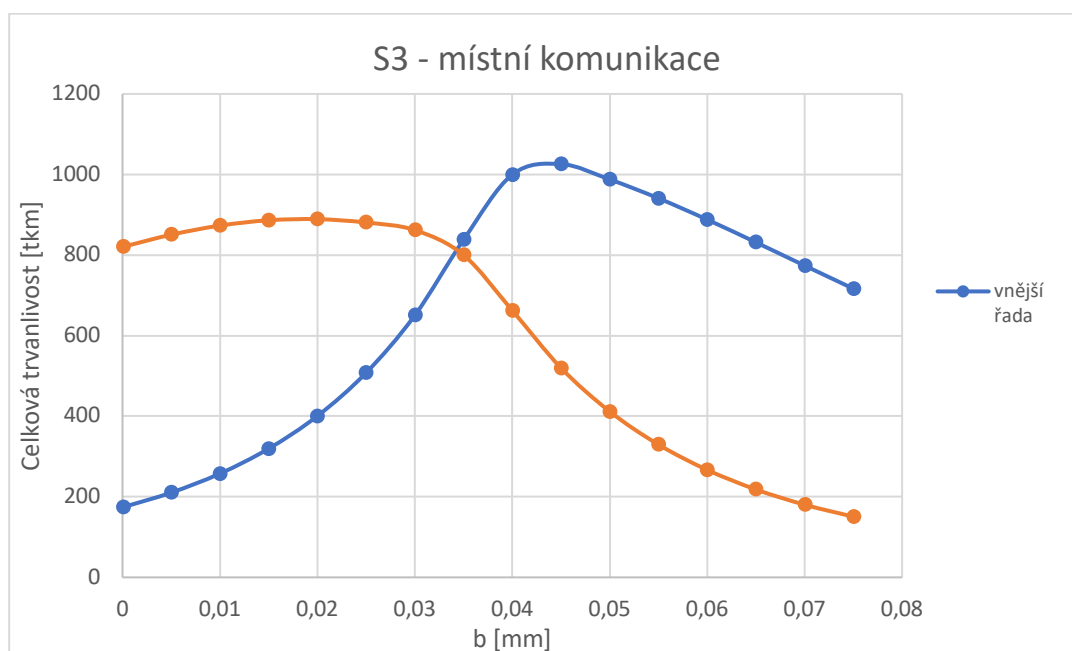
Pro režim S2 – kopcovitá silnice:



Graf 2 Závislost pro režim S2 – kopcovitá silnice

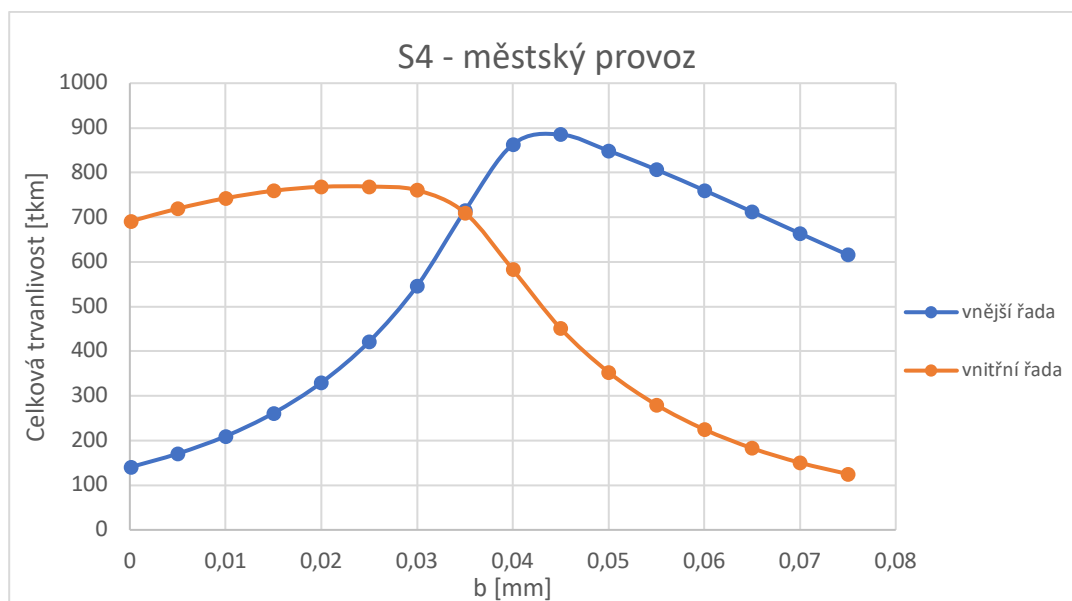


Pro režim S3 – místní komunikace:



Graf 3 Závislost pro režim S3 – místní komunikace

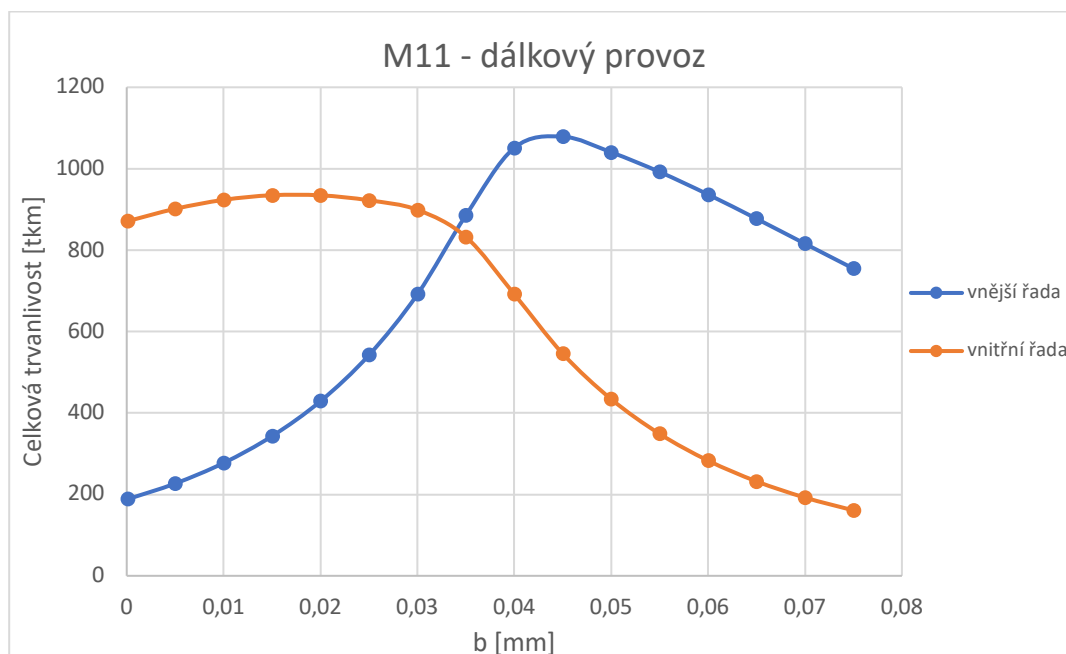
Pro režim S4 – městský provoz:



Graf 4 Závislost pro režim S4 – městský provoz

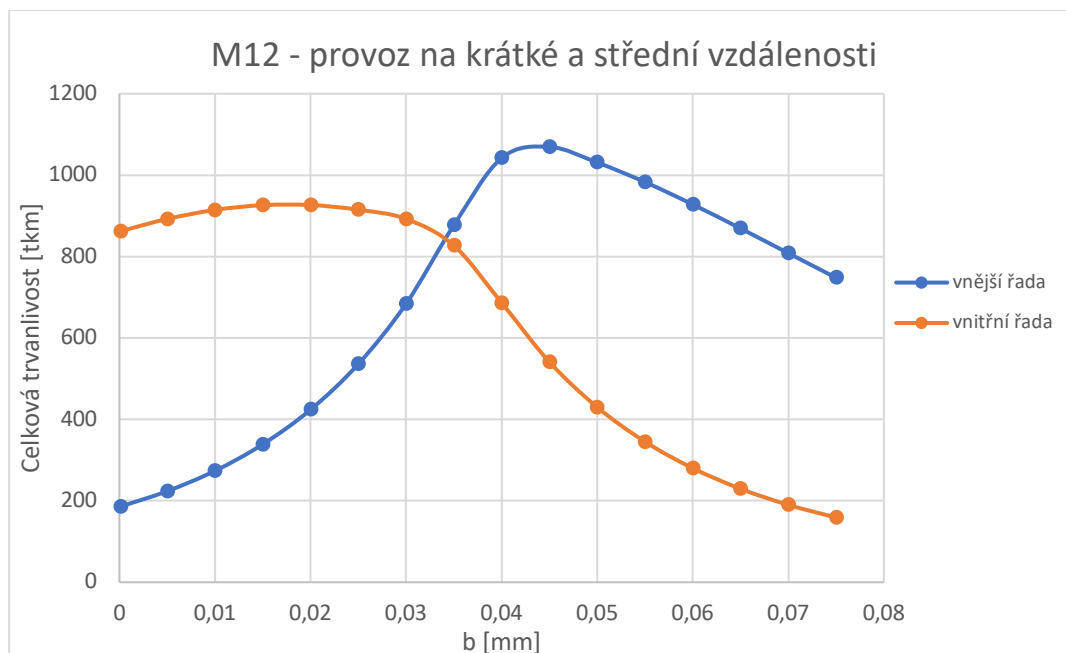


Pro režim M11 – dálkový provoz:



Graf 5 Závislost pro režim M11 – dálkový provoz

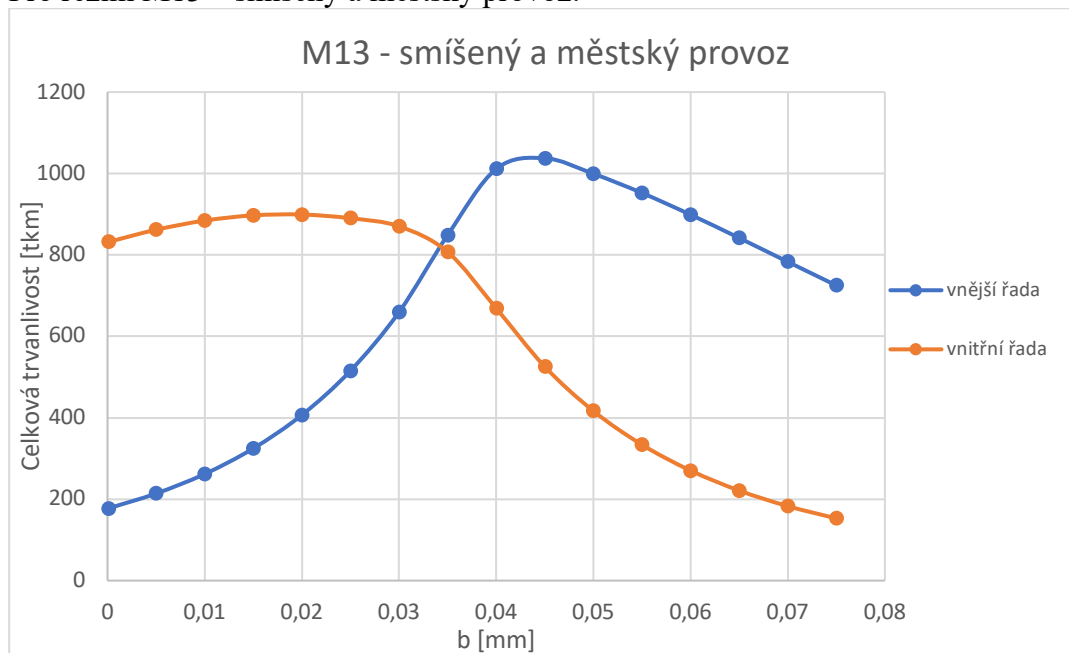
Pro režim M12 – provoz na krátké a střední vzdálenosti:



Graf 6 Závislost pro režim M12 – provoz na krátké a střední vzdálenosti



Pro režim M13 – smíšený a městský provoz:



Graf 7 Závislost pro režim M13 – smíšený a městský provoz

Analýzou grafů citlivosti celkové trvanlivosti na poloze působíště vnější síly vůči poloze sil působících na ložiska pro jednotlivé jízdní režimy lze usoudit, že grafy mají stejný tvar křivky u všech režimů jízdy, mění se pouze hodnoty celkové trvanlivosti v jednotlivých jízdních režimech. Ideální poloha ložisek se nachází v poloze $b = 0,0345 \text{ m}$, což je pouze 0,0011 m od skutečné polohy.

3.10.2 ZADNÍ NÁPRAVA

Zadní náprava disponuje ložiskovou jednotkou 2. generace, která byla nahrazena 2 jednořadými kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem s parametry v tabulce 9 a 10:

vnější řada – SKF 7309 BEGBY	
C [kN]	60,50
Co [kN]	41,50
e [-]	1,14
Y0 [-]	0,52
Y1 [-]	0,55
Y2 [-]	0,93
X [-]	0,57
p [-]	3

Tabulka 9 Parametry řady 1 ložiska zadní nápravy [12]



vnitřní řada – SKF 7309 BEGBY	
C [kN]	60,50
Co [kN]	41,50
e [-]	1,14
Y0 [-]	0,52
Y1 [-]	0,55
Y2 [-]	0,93
X [-]	0,57
p [-]	3

Tabulka 10 Parametry řady 2 ložiska zadní nápravy [12]

a [m]	0,075
b [m]	0,050

Tabulka 11 Vzdálenosti „a“ a „b“ pro zadní nápravu, viz obr.37 [19]

Pro stávající konfiguraci jsou vypočteny podle algoritmu vysvětleného v předchozích kapitolách následující výsledky základních trvanlivostí, statických bezpečností a celkové trvanlivosti ložisek.



Zadní náprava				
Režim zatížení			L_{10} [km]	s_0 [-]
Přímá jízda		vnější řada	1 477 781	7,16
		vnitřní řada	607 445	4,71
Obecná zatáčka 1 vnější kolo		vnější řada	199 510	3,97
		vnitřní řada	41 383	1,92
Obecná zatáčka 1 vnitřní kolo		vnější řada	181 511	3,15
		vnitřní řada	1 538 222	9,46
Obecná zatáčka 2 vnější kolo		vnější řada	1 285 839	9,41
		vnitřní řada	205 455	3,28
Obecná zatáčka 2 vnitřní kolo		vnější řada	987 786	5,53
		vnitřní řada	2 266 024	7,32
Zatáčka na mezi adheze/klopení vnější kolo		vnější řada	5 762	1,00
		vnitřní řada	2 146	0,72
Zatáčka na mezi adheze/klopení vnitřní kolo		vnější řada	30 768	1,74
		vnitřní řada	94 982	2,54
Brzdění na mezi adheze		vnější řada	63 581 623	25,10
		vnitřní řada	26 135 382	16,49
Celková trvanlivost		vnější řada	880 979	
		vnitřní řada	367 329	

Tabulka 12 Výsledky pro zadní nápravu

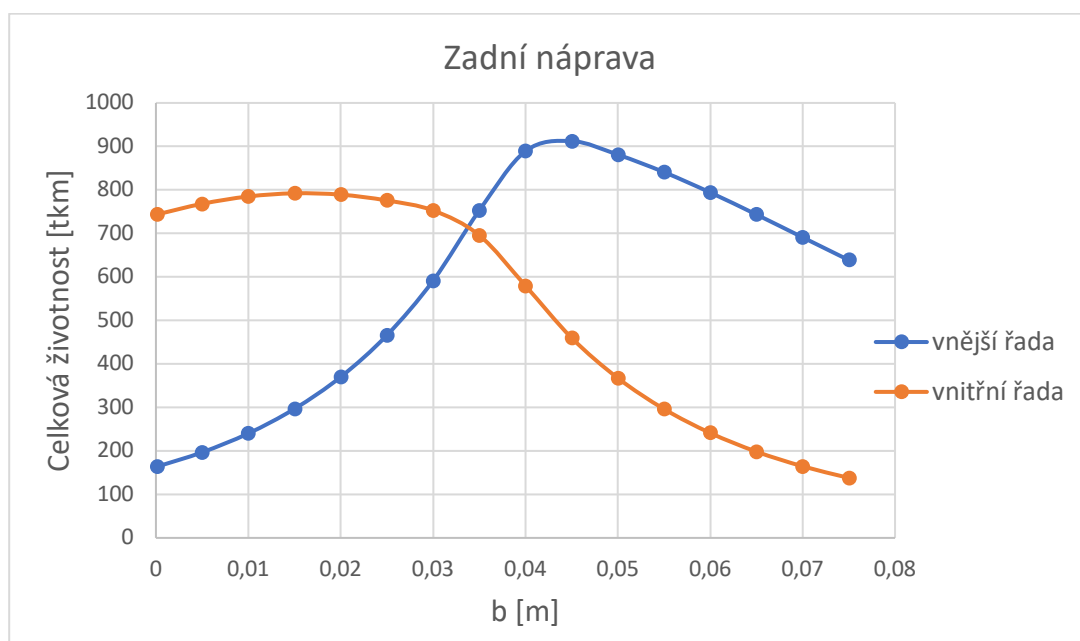
Z výsledků v tabulce 12 vyplývá, že rozdíl mezi celkovou trvanlivostí vnější a vnitřní řady je 513650 km, což značí vysokou nevyrovnanost řad ložisek. Z analýzy statické bezpečnosti v mezních případech jízdy vyplývá, že při jízdě do zatáčky na mezi adheze dochází k poklesu statické bezpečnosti na hodnotu 0,72, což dle zdroje [12] lze považovat za přípustnou hodnotu. Při brzdění na mezi adheze je zadní náprava vlivem setrvačných sil nadlehčena a hodnoty celkové trvanlivosti obou řad jsou značně vysoké. Pro výpočet celkové trvanlivosti byl použit režim zatížení M13 – smíšený a městský provoz pro přímou jízdu se součinitelem zastoupení zátěžného cyklu 0,9. Vzhledem k tomu, že zadní náprava není poháněna a nepůsobí tedy na



kola tažná síla F_p , nemá volba jízdního režimu programu SPEKTRA na trvanlivost ložisek v tomto případě vliv. Pro režim zatáčení vozidla se se součinitelem zastoupení zátěžného cyklu 0,05 pro vnější i vnitřní kolo byla použita zatáčka o poloměru 200 m a nájezdová rychlost vozidla byla zvolena 80 km/h, což představuje přibližně třetinové zatížení vůči jízdě v zatáčce na mezi adheze.

Pro jednotlivé režimy jízdy programu SPEKTRA a z nich vycházející ekvivalentní tažné síly byly vytvořeny grafy závislosti celkové trvanlivosti jednotlivých řad ložisek na vzdálenosti b značící vzdálenost polohy působitě zatěžující síly a působitě síly vnitřní ložiskové řady (viz graf 8). Vzhledem k tomu, že vozidlo má poháněnou přední nápravu, nepůsobí na kola hnací síla F_p a grafy jsou stejné pro všechny režimy jízdy.

Graf závislosti pro zadní nápravu:



Graf 8 Graf závislosti pro všechny režimy zadní nápravy

Analýzou grafů citlivosti celkové trvanlivosti na poloze působitě vnější síly vůči poloze sil působících na ložiska pro jednotlivé jízdní režimy lze usoudit, že ideální poloha ložisek se nachází v poloze $b = 0,034 \text{ m}$, což je 0,016 m od skutečné polohy.

3.11 NÁVRH OPTIMALIZACE

Cílem této diplomové práce je optimalizovat kolovou jednotku a tím vyrovnat trvanlivosti jednotlivých řad ložisek ložiskové jednotky. Zásah do konstrukce uložení kola by měl být co nejmenší. Katalogy ložisek neuvádějí



parametry ložiskových jednotek pro kolové jednotky osobních automobilů z důvodu vývoje ložisek ve spolupráci s automobilkami a tento vývoj podléhá přísnému utajení. Předpokladem je, že dvě ekvivalentní jednořadá ložiska s kosoúhlým stykem mají stejnou únosnost jako dvouřadá ložisko použité v ložiskové jednotce.

Principem optimalizace je nahrazení zvolených ložiskových řad vhodnými jednořadými ložisky s kosoúhlým stykem k vyrovnání trvanlivosti všech ložisek v kolech vozidla.

3.11.1 PŘEDNÍ NÁPRAVA

Z výsledků v tabulce 8 plyne, že trvanlivosti jednotlivých řad kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem jsou dostatečně vyrovnané, protože rozdíl celkových trvanlivostí je přibližně 10 %. Z tohoto důvodu není potřeba optimalizovat ložiskovou jednotku v kolové jednotce na zadaném vozidle. Statická bezpečnost je dostatečná ve všech režimech a není potřeba optimalizovat ložiska ani z tohoto důvodu.

3.11.2 ZADNÍ NÁPRAVA

Z výsledků v tabulce 12 vyplývá, že nevyrovnanost celkové trvanlivosti ložisek činí 240 %. Z analýzy celkové trvanlivosti všech ložiskových řad kol na celém vozidle vyplývá, že je potřeba optimalizovat vnitřní ložiskovou řadu na zadní nápravě. Navržené ložisko by mělo také zvýšením statické bezpečnosti vnitřní řady pomoci vyrovnat statické bezpečnosti jednotlivých řad ve zvolených jízdních režimech.

Navržené jednořadá kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem SKF 7409 BCBM, jehož parametry jsou v tabulce 13, disponuje větší základní dynamickou i statickou únosností. Detaily toho ložiska lze nalézt v příloze 5.



vnitřní řada – SKF 7409 BCBM	
C [kN]	82,00
Co [kN]	55,00
e [-]	1,14
Y0 [-]	0,52
Y1 [-]	0,55
Y2 [-]	0,93
X [-]	0,57
p [-]	3

Tabulka 13 Navržené ložisko na pozici vnitřní ložiskové řady zadní nápravy

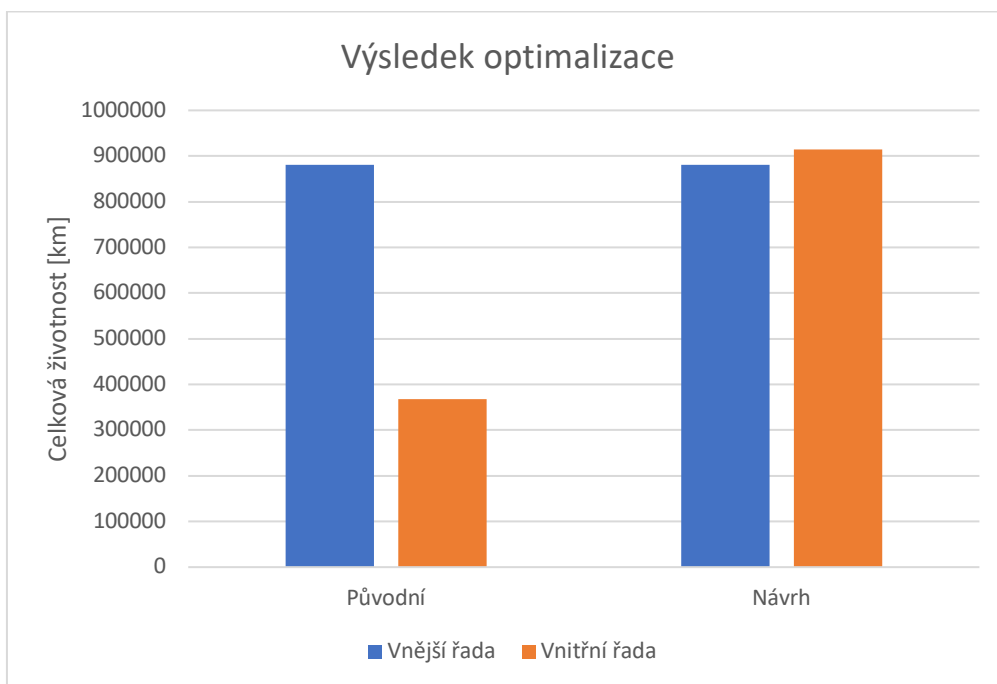
V tabulce 14 jsou zobrazeny výsledky výpočtů trvanlivostí a statických bezpečností pro jednotlivé režimy jízdy automobilu a celková trvanlivost jednotlivých řad ložisek.



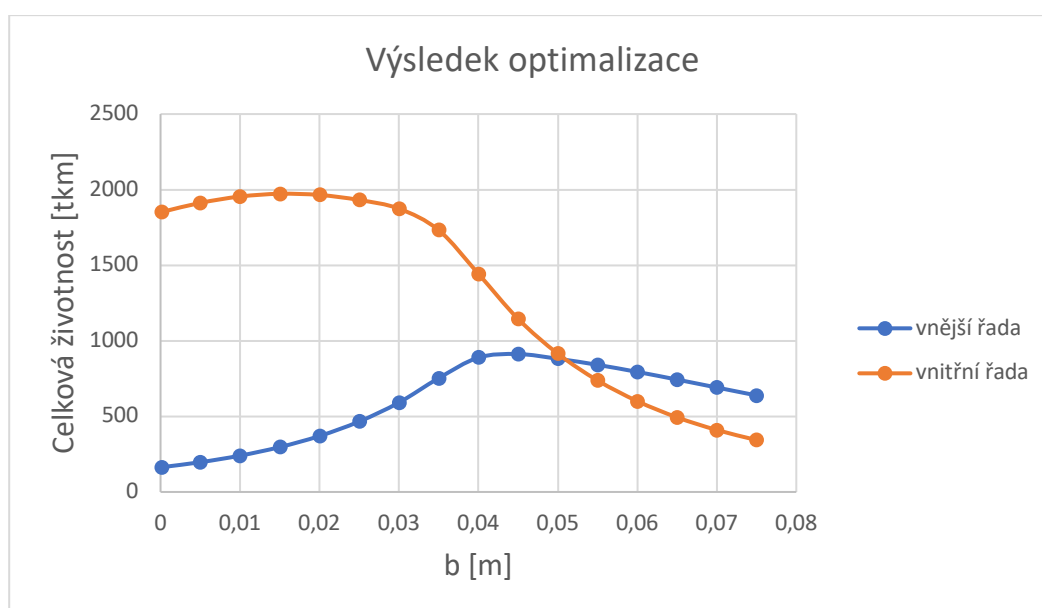
Zadní náprava			
Režim zatížení		L_{10} [km]	s_0 [-]
Přímá jízda	vnější řada	1 477 781	7,16
	vnitřní řada	1 512 456	6,24
Obecná zatáčka 1 vnější kolo	vnější řada	199 510	3,97
	vnitřní řada	103 037	2,55
Obecná zatáčka 1 vnitřní kolo	vnější řada	181 511	3,15
	vnitřní řada	3 829 963	12,54
Obecná zatáčka 2 vnější kolo	vnější řada	1 285 839	9,41
	vnitřní řada	511 554	4,35
Obecná zatáčka 2 vnitřní kolo	vnější řada	987 786	5,53
	vnitřní řada	5 642 089	9,70
Zatáčka na mezi adheze/klopení vnější kolo	vnější řada	5 762	1,00
	vnitřní řada	5 342	0,95
Zatáčka na mezi adheze/klopení vnitřní kolo	vnější řada	30 768	1,74
	vnitřní řada	236 493	3,37
Brzdění na mezi adheze	vnější řada	63 581 623	25,10
	vnitřní řada	65 073 517	21,85
Celková trvanlivost	vnější řada	880 979	
	vnitřní řada	914 598	

Tabulka 14 Výsledky výpočtu pro navržené ložisko

Z výsledků výpočtů pro navržené ložisko vyplývá, že byla vyrovnána celková trvanlivost jednotlivých řad do přijatelné úrovně, viz graf 9. Statická bezpečnost je v jednotlivých jízdních režimech také vyrovnána na přijatelnou úroveň. Optimalizací ložiskové jednotky pomocí nahrazení jedné ložiskové řady řadou s jinými parametry vzniká asymetrická ložisková jednotka, která disponuje kuličkovým ložiskem s kosoúhlým stykem vnitřní řady SKF 7409 BCBM a vnější řady SKF 7309 BEGBY. V návrhu optimalizace je konstrukčně zachována ložisková jednotka 2. generace.



Graf 9 Výsledek optimalizace ložiskové jednotky zadní nápravy



Graf 10 Graf závislosti pro optimalizovanou ložiskovou jednotku

V grafu 10 je zobrazena závislost celkové trvanlivosti optimalizovaného ložiska na vzdálenosti b při simulaci smíšeného a městského provozu. Ideální poloha b pro tuto konfiguraci je přibližně $0,05 \text{ mm}$, což je i hodnota vzdálenosti b na zadní nápravě. Rozložení zatížení je tedy téměř ideální a celkové trvanlivosti jednotlivých řad ložisek přibližně vyrovnané.



3 ZÁVĚR

V úvodní fázi této diplomové práce jsou představena jednotlivá řešení kolových jednotek osobních automobilů s důrazem na vývojové generace a způsob aplikace valivých ložisek. Speciálním případem jsou novodobé ložiskové jednotky hybridního nebo asymetrického typu. Jsou také představeny možnosti integrace snímačů ABS, montáž ložiskových jednotek, vady a poškození ložisek, těsnění a mazání.

Druhá část diplomové práce se zabývá definováním možných jízdních režimů osobního automobilu a analýzou sil působících na vozidlo, jednotlivá kola a jednotlivé řady ložisek ložiskové jednotky. K tomu je vytvořen výpočtový program, který funguje jako univerzální nástroj analyzující tyto síly a na základě definování vstupních parametrů vozidla a jízdních režimů vypočte základní trvanlivost a statickou bezpečnost ložiskových řad kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem nebo kuželíkových ložisek pro jízdní režimy, jako jsou jízda v přímém směru, jízda do zatáčky pro vnější i vnitřní kolo, jízda do zatáčky na mezi adheze, akcelerace na mezi adheze nebo brzdění na mezi adheze. Dále vypočte celkovou trvanlivost jednotlivých ložiskových řad na základě zvolených dráhových podílů jednotlivých jízdních režimů a zatížení získaného z programu pro simulaci jízdních režimů SPEKTRA pomocí Palmgren-Minerovy teorie lineární kumulace poškození. Dále je proveden výpočet statické bezpečnosti v těchto režimech, který ověří únosnost ložiska při statickém zatížení.

Dle výsledků výpočtů pro zadané vozidlo Škoda Octavia 3. generace s motorem 2.0 TDI 110 kW je proveden návrh optimalizace životnosti ložiskových řad na zadní nápravě, kde je rozdíl celkových trvanlivostí mezi vnitřní a vnější ložiskovou řadou 240 %. Optimalizace je provedena pomocí návrhu asymetrické ložiskové jednotky integrací dvou jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Celkové trvanlivosti jednotlivých řad jsou tímto vyrovnány. Celkové trvanlivosti ložisek na přední nápravě z výpočtů vyšly jako téměř vyrovnané, nebylo tedy zapotřebí optimalizovat celkové trvanlivosti. Katalogové listy použitých jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem jsou v přílohách 3, 4 a 5. Kuželíková ložiska nebyla z důvodu méně efektivního provozu uvažována, nicméně lze je pomocí vytvořeného programu na výpočet ložisek do výpočtu zahrnout. Kuželíková ložiska jsou volena v aplikacích, ve kterých jsou přenášeny vyšší zátěžné síly.



SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

1. HUB UNIT BEARINGS. *NSK* [online]. Japonsko: NSK, 2001, 2001 [cit. 2020-07-09]. Dostupné z: <http://www.nsk.com.br/upload/file/e4201b.pdf>
2. Wheel Bearings: Technology, Development and product overview. In: *Schaeffler* [online]. Herzogenaurach, Německo: Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co., 2017 [cit. 2020-07-09].
3. The X-Tracker Wheel Bearing Family. *SKF* [online]. Stuttgart, Německo: SKF, 2008 [cit. 2020-07-09]. Dostupné z: https://www.ukintpress-conferences.com/conf/08vdx_conf/pdf/day_2/cengizshevket.pdf
4. *CHECK AND CHANGE ABS AND WHEEL SPEED SENSORS* [online]. Banbury: HELLA GmbH & Co [cit. 2020-07-09]. Dostupné z: <https://www.hella.com/techworld/uk/Technical/Sensors-and-actuators/Check-change-ABS-sensor-4074/>
5. *Snímače otáček* [online]. Ostrava: SPŠ Zengerova, 2012 [cit. 2020-07-09]. Dostupné z: https://www.spszengrova.cz/texty/texty/AUE/AUE_snimace_spalovacich_motoru_JAM.pdf
6. *Sada nářadí, kolová ložiska* [online]. Göteborg: SKF Group Headquarters, 2020 [cit. 2020-07-09]. Dostupné z: <https://www.vsm.skf.com/cz/cs/products/VKN600>
7. *Vady s poškození ložisek* [online]. Brno: ZKL, 2012 [cit. 2020-07-09]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/11-vady-s-poskozeni-lozisek>
8. FRÖHLICH, Jan. *Technika uložení s valivými ložisky. 2., upravené vyd.* Praha: SNTL, 1980.
9. VASILKO, Karol. *Valivé ložiská.* Bratislava: Alfa, 1988. Edícia strojárskiej literatúry (Alfa)
10. *Určení velikosti ložisek* [online]. Brno: ZKL, 2012 [cit. 2020-07-09]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/5-urceni-velikosti-loziska#52>
11. *Calculation of wheel bearings loads* [online]. Göteborg: SKF, 2003 [cit. 2020-07-10]. Dostupné z: https://kupdf.net/download/skf-racing-calculation-of-wheel-bearings-loads_5a20032ce2b6f536037277ec_pdf
12. Rolling Bearings. *SKF Group* [online]. Göteborg: SKF Group, 2018 [cit. 2020-07-10]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196802809de-Rolling-bearings---17000_1-EN_tcm_12-121486.pdf
13. KOLÁŘ, Josef. *Teorie vozidel.* [přednáška]. Praha: FS ČVUT, akademický rok 2018/2019.
14. Výpočet uložení kol automobilů ŠKODA ve dvouřadém kulič. ložisku s kosoúhlým stykem, 1975. Praha. Zpráva. Ústav pro výzkum motorových vozidel.
15. Konzultace PRO2, PRO3, PRO4, Ing. Václav Tajzich, CSc.
16. Škoda Auto a. s. [online]. Dílenská příručka, Octavia III 2013- 2014, Nápravy, řízení. 2014 [cit. 2020-07-10]. Dostupné z: http://www.skoda-club.net/manual_download.php?id=721



17. Náprava McPherson. *Autolexicon.net* [online]. Mladá Boleslav: autolexicon.net, 2018 [cit. 2020-07-10]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/naprava-macpherson-mcpherson/>
18. SKF Vehicle Aftermarket. *SKF Vehicle Aftermarket* [online]. Göteborg: SKF Group, 2020 [cit. 2020-07-10]. Dostupné z: <https://www.vsm.skf.com/cz/cs>
19. FIEDLER, Robert. *Kolová jednotka osobního vozu a ložiskové uložení*. Praha: ČVUT 2019. Diplomová práce, ČVUT, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel.
20. VLK, František. *Podvozky motorových vozidel: Pneumatiky a kola. Zavěšení kol, nápravy. Odpružení. Řídicí ústrojí. Brzdové soustavy*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5274-4.
21. zadní náprava s vlečenými rameny - VW POLO. In: *Autolexikon .net* online]. Copyright © 2019 autolexicon.net. [cit. 2020-07-10]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/klikova-naprava/>
22. Zadní náprava. *Octavia Club* [online]. Octavia Club, 2013 [cit. 2020-07-10]. Dostupné z: <https://forum.octaviacub.cz/topic/17116-zadn%C3%AD-n%C3%A1prava/>
23. *Škoda Octavia 2017 do posledního šroubku: technická data, nové fotky, video* [online]. 2020 MotorCom s.r.o. [cit. 2020-07-10]. Dostupné z: <http://www.autoforum.cz/predstaveni/skoda-octavia-2017-do-posledniho-sroubku-technicka-data-nove-fotky-video/>
24. Štěpánek T. Měření polohy těžiště vozidla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blaťák.
25. Revize ČSN 73 6101 Projektování silnic a dálnic. *Sdruzeni-silnice.cz* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně - Fakulta stavební, 2019 [cit. 2020-07-10].
26. Automotive Bearing Applications: Course No: M02-035. *Cedengineering.com* [online]. Stony Point, NY: Continuing Education and Development, 2012 [cit. 2020-07-11]. Dostupné z: https://www.cedengineering.com/userfiles/automotive_bearing_applications_2555.pdf
27. *A technician's guide to The next generation of hub units* [online]. Göteborg: SKF Group, 2009, 05/2012 [cit. 2020-07-11].
28. LUŠTINEC, Ladislav. *Návrh ložiskového uložení kola nákladního automobilu*. Praha: ČVUT 2018. Diplomová práce, ČVUT, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel.



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 Samostatná kuželíková ložiska ve dvojici [1]	13
Obrázek 2 Schéma ložiskové jednotky [2]	13
Obrázek 3 Hnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem [1]	14
Obrázek 4 Nehnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem [1]	14
Obrázek 5 Nehnané kolo s otáčejícím se vnějším kroužkem [1]	15
Obrázek 6 Hnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem [1]	15
Obrázek 7 Nehnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem [1]	16
Obrázek 8 Nehnané kolo s otáčejícím se vnějším kroužkem [1]	16
Obrázek 9 Hnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem [1]	17
Obrázek 10 Nehnané kolo s otáčejícím se vnitřním kroužkem [1]	17
Obrázek 11 Nehnané kolo s otáčejícím se vnějším kroužkem [1]	18
Obrázek 12 Asymetrická a hybridní ložiska. Zleva: kombinace kuliček a kuželíků, rozdílný průměr řad kuliček a kuželíků [3]	18
Obrázek 13 Pasivní senzor – signál [4]	20
Obrázek 14 Konstrukce pasivního snímače [5]	20
Obrázek 15 Aktivní senzor – signál [4]	21
Obrázek 16 Hallův senzor s ozubeným kolem [4]	21
Obrázek 17 Hallův senzor s magnetickým kroužkem [4]	22
Obrázek 18 Instalační/demontážní sada SKF VKN 600 [6]	22
Obrázek 19 Poškození povrchu ložiska odloupáváním [7]	23
Obrázek 20 Nepřípustné poškození ložiska pittingem [7]	24
Obrázek 21 Prohloubeniny a otlaky [7]	24
Obrázek 22 Prohloubeniny a otlaky [7]	25
Obrázek 23 Poškození ložiska odíráním [7]	25
Obrázek 24 Kulička poškozená odíráním [7]	26
Obrázek 25 Poškození kuličky elektrickým proudem [7]	26
Obrázek 26 Poškození oběžné dráhy elektrickým proudem [7]	27
Obrázek 27 Poškození opotřebením [7]	27
Obrázek 28 Poškození opotřebením [7]	28
Obrázek 29 Poškození ložiska korozí [7]	28
Obrázek 30 Poškození ložiska korozí [7]	29
Obrázek 31 Poškození klece [7]	29
Obrázek 32 Poškození klece [7]	30
Obrázek 33 Síly působící na auto při jízdě v přímém směru po rovině	35
Obrázek 34 Síly působící na auto při rozjezdu na mezi adheze	38
Obrázek 35 Síly působící na auto při brzdění	39
Obrázek 36 Síly působící na auto při režimu průjezdu zatáčkou	41
Obrázek 37 Silové schéma pro výpočet sil působících na jednotlivé ložiskové řady	47



Obrázek 38 Výpočet axiální síly pro kuličková ložiska s kosoúhlým stykem [12]	49
Obrázek 39 Výpočet axiální síly pro kuželíková ložiska [12]	51
Obrázek 40 Přední náprava typu McPherson [17]	58
Obrázek 41 Montážní přehled uložení kola přední nápravy [16]	59
Obrázek 42 Uložení kola přední nápravy [16]	60
Obrázek 43 Ložisková jednotka přední nápravy SKF [18]	60
Obrázek 44 Vlečená náprava [22]	61
Obrázek 45 Schéma uložení komponentů zadní vlečené nápravy [16]	61
Obrázek 46 Víceprvková zadní náprava [22]	62
Obrázek 47 Uložení zadního kola pro vozy s víceprvkovou zadní nápravou [16]	63
Obrázek 48 Ložisková jednotka zadní nápravy SKF [18]	64

SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 Závislost pro režim S1 – dálniční provoz	67
Graf 2 Závislost pro režim S2 – kopcovitá silnice	67
Graf 3 Závislost pro režim S3 – místní komunikace	68
Graf 4 Závislost pro režim S4 – městský provoz	68
Graf 5 Závislost pro režim M11 – dálkový provoz	69
Graf 6 Závislost pro režim M12 – provoz na krátké a střední vzdálenosti	69
Graf 7 Závislost pro režim M13 – smíšený a městský provoz	70
Graf 8 Graf závislosti pro všechny režimy zadní nápravy	73
Graf 9 Výsledek optimalizace ložiskové jednotky zadní nápravy	77
Graf 10 Graf závislosti pro optimalizovanou ložiskovou jednotku	77



SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Specifikace Škoda Octavia 2.0 TDI [23], [24]	33
Tabulka 2 Určení koeficientu R podle stykového úhlu [12]	48
Tabulka 3 Rázové součinitele [13]	52
Tabulka 4 Vyhodnocené ekvivalentní tažné síly z programu SPEKTRA	57
Tabulka 5 Parametry řady 1 ložiska přední nápravy [12].....	65
Tabulka 6 Parametry řady 2 ložiska přední nápravy [12].....	65
Tabulka 7 Vzdálenosti „a“ a „b“ pro přední nápravu, viz obr. 37 [19].....	65
Tabulka 8 Výsledky pro přední nápravu.....	66
Tabulka 9 Parametry řady 1 ložiska zadní nápravy [12]	70
Tabulka 10 Parametry řady 2 ložiska zadní nápravy [12].....	71
Tabulka 11 Vzdálenosti „a“ a „b“ pro zadní nápravu, viz obr.37 [19].....	71
Tabulka 12 Výsledky pro zadní nápravu.....	72
Tabulka 13 Navržené ložisko na pozici vnitřní ložiskové řady zadní nápravy	75
Tabulka 14 Výsledky výpočtu pro navržené ložisko	76

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Výpočetní soubor původní konfigurace

Příloha 2 Výpočetní soubor návrhu optimalizované konfigurace

Příloha 3 Technický list ložiska SKF 7309 BEP

Příloha 4 Technický list ložiska SKF 7309 BEGBY

Příloha 5 Technický list ložiska SKF 7409 BCBM

Příloha 6 Výkres původní konfigurace zadní nápravy [19]

Příloha 7 Výkres původní konfigurace přední nápravy [19]

Příloha 8 Výsledky z programu SPEKTRA



Příloha 3 Technický list ložiska SKF 7309 BEP

SKF

Generated from www.skf.com on 2020-04-20



7309 BEP

Popular item

Angular contact ball bearings, single row

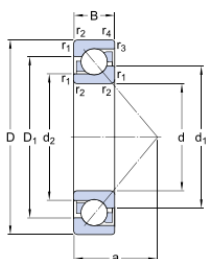
Bearing data

[Tolerances](#),
Normal (metric), P6, P5, Normal (inch),
[Internal clearance](#),
CA+CB+CC, G,
[Preload](#),
GA+GB+GC

Bearing interfaces

[Seat tolerances for standard conditions](#),
[Tolerances and resultant fit](#)

Technical Specification

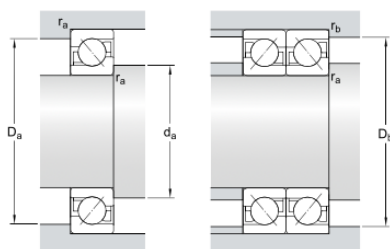


DIMENSIONS

d	45 mm
D	100 mm
B	25 mm
d ₁	≈ 66.5 mm
d ₂	≈ 55.25 mm
D ₁	≈ 79.9 mm
a	43 mm
r _{1,2}	min. 1.5 mm
r _{3,4}	min. 1 mm

ABUTMENT DIMENSIONS

d _a	min. 54 mm
D _a	max. 91 mm
D _b	max. 94.4 mm
r _a	max. 1.5 mm
r _b	max. 1 mm



SKF

Page 1 of 4



CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	55.9 kN
Basic static load rating	C_0	37.5 kN
Fatigue load limit	P_u	1.6 kN
Reference speed		8500 r/min
Limiting speed		8000 r/min
Calculation factor	A	0.0268
Calculation factor	k_r	0.1
Calculation factor	e	1.14
Calculation factor	X	0.35
Calculation factor	Y_0	0.26
Calculation factor	Y_2	0.57
Calculation factor	X	0.57
Calculation factor	Y_0	0.52
Calculation factor	Y_1	0.55
Calculation factor	Y_2	0.93

MASS

Mass bearing		0.82 kg
--------------	--	---------



Příloha 4 Technický list ložiska SKF 7309 BEGBY

SKF

Generated from www.skf.com on 2020-07-11



7309 BEGBY

SKF Explorer

Angular contact ball bearings, single row

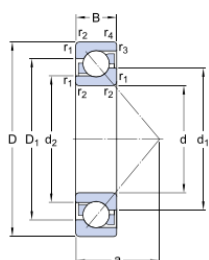
Bearing data

[Tolerances](#),
Normal (metric), P6, P5, Normal (inch),
[Internal clearance](#),
CA+CB+CC, G,
[Preload](#),
GA+GB+GC

Bearing interfaces

[Seat tolerances for standard conditions](#),
[Tolerances and resultant fit](#)

Technical specification

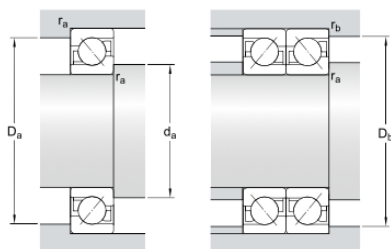


DIMENSIONS

d	45 mm
D	100 mm
B	25 mm
	≈ 66.5 mm
	≈ 55.25 mm
	≈ 79.9 mm
a	43 mm
	min. 1.5 mm
	min. 1 mm

ABUTMENT DIMENSIONS

	min. 54 mm
	max. 91 mm
	max. 94.4 mm
	max. 1.5 mm
	max. 1 mm



SKF

Page 1 of 4

**CALCULATION DATA**

Basic dynamic load rating	C	60.5 kN
Basic static load rating		41.5 kN
Fatigue load limit		1.73 kN
Reference speed		8500 r/min
Limiting speed		8000 r/min
Calculation factor	A	0.0292
Calculation factor		0.1
Calculation factor	e	1.14

SINGLE BEARING OR BEARING PAIR ARRANGED IN TANDEM

Calculation factor	X	0.35
Calculation factor		0.26
Calculation factor		0.57

BEARING PAIR ARRANGED BACK-TO-BACK OR FACE-TO-FACE

Calculation factor	X	0.57
Calculation factor		0.52
Calculation factor		0.55
Calculation factor		0.93

MASS

Mass bearing		0.87 kg
--------------	--	---------



Příloha 5 Technický list ložiska SKF 7409 BCBM



Generated from www.skf.com on 2020-07-12



7409 BCBM

Popular item

Angular contact ball bearings, single row

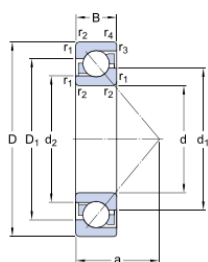
Bearing data

[Tolerances](#),
Normal (metric), P6, P5, Normal (inch),
[Internal clearance](#),
CA+CB+CC, G,
[Preload](#),
GA+GB+GC

Bearing interfaces

[Seat tolerances for standard conditions](#),
[Tolerances and resultant fit](#)

Technical specification

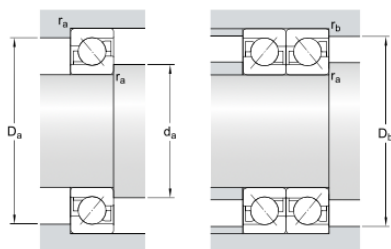


DIMENSIONS

d	45 mm
D	120 mm
B	29 mm
	≈ 74.9 mm
	≈ 60.9 mm
	≈ 91.8 mm
a	49.3 mm
	min. 2 mm
	min. 2 mm

ABUTMENT DIMENSIONS

	min. 55 mm
	max. 110 mm
	max. 107.7 mm
	max. 2 mm
	max. 2 mm



Page 1 of 4



CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	85.2 kN
Basic static load rating		55 kN
Fatigue load limit		2.36 kN
Reference speed		7500 r/min
Limiting speed		7500 r/min
Calculation factor	A	0.0585
Calculation factor		0.1
Calculation factor	e	1.14

SINGLE BEARING OR BEARING PAIR ARRANGED IN TANDEM

Calculation factor	X	0.35
Calculation factor		0.26
Calculation factor		0.57

BEARING PAIR ARRANGED BACK-TO-BACK OR FACE-TO-FACE

Calculation factor	X	0.57
Calculation factor		0.52
Calculation factor		0.55
Calculation factor		0.93

MASS

Mass bearing		1.55 kg
--------------	--	---------