

ČVUT FS

12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Převodové ústrojí zadní nápravy nákladního automobilu
(DP 2015 – MV 04)

Diplomová práce

Vypracoval: Bc. Pavel Novák

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Václav Tajzich, CSc.

2015

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Václavu Tajchovi CSc. za rady, trpělivost a čas, který mi poskytl při tvorbě této práce.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne

.....

Podpis

Anotace

Jméno autora:	Pavel	
Příjmení autora:	Novák	
Název práce:	DP 2015 - MV 04 - Převodové ústrojí zadní nápravy nákladního automobilu DP 2015 - MV 04 - Gear train of truck rear axle	
Rozsah práce:	Stránky:150 Obrázky:45	Tabulky:52 Přílohy:3
Akademický rok:	2014/2015	
Jazyk práce:	Český	
Ústav:	12120 - Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel	
Studijní program:	N 2301 Strojní inženýrství	
Vedoucí práce:	Ing. Václav Tajzich CSc.	
Zadavatel:	ČVUT FS	
Anotace:	Návrh převodového ústrojí zadní nápravy nákladního automobilu. Volba stálého převodového poměru nápravy. Návrh uzávěrky diferenciálu.	
Klíčová slova:	Hnací náprava, rozvodovka, diferenciál, kolová redukce, kuželové ozubení, planetové soukolí, evolventní drážkování	
Využití:	Návrh a úprava hnací nápravy a uzávěrky diferenciálu	

Anotace

Tato práce se zabývá převodovým ústrojím zadní poháněné nápravy nákladního vozidla. Převodové ústrojí a ozubená soukolí jsou navržena podle oblasti použití vozidla. Převodové ústrojí je tvořeno rozvodovkou a planetovou kolovou redukcí, jehož ozubená kola jsou podrobena pevnostním výpočtům a životnostním výpočtům.

Zabývám se zde návrhem evolventních drážkování, šroubovým spojením, volbou ložisek a návrhem celé nápravy.

Anotation

This work is focused on transmission driven rear axle of truck. Transmission and gears are designed by the application area of the truck. Transmission is composed from final drive a planetary gear in wheels, which gears are subjected to strenght calcuations and endurance calculations.

I deal with designing invulet gouging, screw connections, choice of bearings and designing the whole axle.

Obsah

1. Úvod.....	1
2. Cíl práce	1
3. Koncepce převodových ústrojí	1
3.1. Bez kolové redukce	2
3.2. S kolovou redukcí	2
3.2.1. Prává kolová redukce.....	2
3.2.2. Falešná kolová redukce.....	3
3.2.3. Portálová redukce pro zvýšení světlé výšky	4
3.2.4. Portálová redukce pro nízkopodlažní vozidla	4
3.3. Volba koncepce	5
4. Referenční vozidlo	6
4.1. Parametry vozidla	6
4.1.1. Motor	6
4.1.2. Převodovka	8
4.1.3. Převodové ústrojí nápravy.....	9
5. Návrh stálého převodu nápravy	9
5.1. Maximální teoretická stoupavost	9
5.2. Maximální teoretická rychlost	11
5.3. Rozdělení celkového převodového poměru	12
5.3.1. Převodový poměr rozvodovky	12
5.3.2. Převodový poměr kolové redukce	13
6. Rozbor zatížení.....	13
6.1. Maximální namáhání.....	14
6.1.1. Namáhání maximálním točivým momentem motoru	14
6.1.2. Namáhání jízdou na mezi adheze	15
6.2. Namáhání pro určení životnosti.....	16
7. Návrh ozubení.....	18
7.1. Rozvodovka	18
7.2. Diferenciál	23
7.3. Kolová redukce.....	29
7.3.1. Kontrola navrženého planetového soukolí.....	31

8.	Virtuální soukolí	33
8.1.	Virtuální soukolí stálého převodu	33
8.2.	Virtuální soukolí diferenciálu	36
9.	Kontrola únosnosti ozubení	39
9.1.	Maximální namáhání.....	39
9.1.1.	Soukolí stálého převodu	40
9.1.2.	Soukolí diferenciálu	41
9.1.3.	Soukolí kolové redukce	42
9.2.	Únavové namáhání	43
9.2.1.	Wöhlerova křivka	43
9.2.2.	Soukolí stálého převodu	45
9.2.3.	Soukolí diferenciálu	51
9.2.4.	Kolová redukce.....	51
10.	Konstrukční řešení	56
10.1.	Rozvodovka.....	57
10.1.1.	Soukolí stálého převodu.....	58
10.1.2.	Diferenciál	59
10.1.3.	Uzávěrka diferenciálu.....	60
10.2.	Kolová redukce	60
10.2.1.	Planetový převod	61
10.2.2.	Náboj kola	62
10.2.3.	Brzda.....	62
10.3.	Provedení nápravy.....	62
11.	Výpočet minimálních průměrů hřídelů.....	63
11.1.	Pastorek stálého převodu rozvodovky	63
11.2.	Hnací poloosa	64
11.3.	Klec diferenciálu	64
11.4.	Most nápravy.....	65
12.	Výpočet sil ozubení	66
12.1.	Soukolí stálého převodu rozvodovky	66
12.2.	Diferenciál.....	69
13.	Návrh a kontrola ložisek	70

13.1.	Pastorek rozvodovky	71
13.1.1.	Návrh ložisek	71
13.1.2.	Výpočet reakcí ložisek - pohon	72
13.1.3.	Výpočet reakcí ložisek pastorku – reverzace	75
13.1.4.	Určení axiálního zatížení ložisek.....	79
13.1.5.	Statická bezpečnost.....	81
13.1.6.	Únavové namáhání a výpočet životnosti	82
13.2.	Klec diferenciálu	85
13.2.1.	Návrh ložisek	85
13.2.2.	Výpočet reakcí ložisek – pohon.....	85
13.2.3.	Výpočet reakcí – reverzace	89
13.2.4.	Určení axiálního zatížení ložisek.....	92
13.2.5.	Statická bezpečnost.....	94
13.2.6.	Únavové namáhání a výpočet životnosti	95
13.3.	Ložiska satelitů planetové redukce	98
13.3.1.	Návrh ložisek	98
13.3.2.	Zatížení ložisek	98
13.3.3.	Statická bezpečnost.....	99
13.3.4.	Únavové namáhání a výpočet životnosti	100
13.4.	Ložiska kol.....	101
13.4.1.	Návrh ložisek	101
13.4.2.	Statické zatížení.....	102
13.4.3.	Únavové namáhání	108
13.4.4.	Výpočet životnosti.....	121
13.5.	Ložiska planety diferenciálu	123
13.6.	Ložiska satelitů diferenciálů	124
14.	Konstrukční výpočty.....	125
14.1.	Evolventní drážkování.....	125
14.1.1.	Návrh drážkování	125
14.1.2.	Výpočet geometrie drážkování	127
14.1.3.	Kontrola drážkování	131
14.2.	Spojení unašeče korunového kola a korunového kola.....	133

14.3.	Návrh a kontrola šroubových spojení.....	133
14.3.1.	Spojení talířového kola a klece diferenciálu	134
14.3.2.	Spojení dílů klece diferenciálu	136
14.4.	Spojení částí uzávěrky diferenciálu	138
14.4.1.	Kontrola na ostřih.....	139
14.4.2.	Kontrola na otláčení	140
14.5.	Kontrola křížového čepu satelitů diferenciálu	140
14.5.1.	Kontrola na střih.....	141
14.5.2.	Kontrola na otláčení ve styku s klecí diferenciálu.....	142
14.5.3.	Kontrola na otláčení v místě uložení satelitu.....	143
14.6.	Kontrola čepu satelitu kolové redukce.....	144
14.6.1.	Kontrola na ohyb.....	146
14.6.2.	Kontrola na střih.....	146
14.6.3.	Kontrola na otláčení	147
15.	Závěr	148
16.	Seznam zdrojů.....	149
17.	Seznam příloh	150

Seznam použitých jednotek a veličin

Platí, pokud není v textu uvedeno jinak

m_c	[kg]	celková hmotnost naloženého vozidla
v	[km/h]	rychlost vozidla
M	[Nm]	točivý moment
n	[ot/s]	otáčky
i	[1]	převodový poměr
r	[m]	poloměr
g	$[\frac{m}{s^2}]$	gravitační zrychlení
η	[1]	účinnost
z	[1]	počet zubů
μ	[1]	součinitel adheze
N	[N]	síla
α	[%]	stoupání
K_A	[1]	součinitel vnějších dynamických sil
$K_{H\beta}$	[1]	součinitel nerovnoměrnosti podélného zatížení
K_F	[1]	součinitel přidavných zatížení pro výpočet na ohyb
$\sigma_{F\lim b}$	[MPa]	mez únavy v ohybu odpovídající bázovému počtu zatěžovacích cyklů
σ_{FP}	[MPa]	přípustné napětí v ohybu zubu
f_F	[1]	pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení
ψ_d	[1]	součinitel šířky ozubení
m_n	[mm]	normálový modul ozubení
α_n	[°]	normálový úhel záběru
β	[°]	úhel sklonu zubů
m_t	[mm]	tečný modul ozubení
d	[mm]	průměr
α_n	[°]	tečný úhel záběru
ψ_L	[1]	součinitel šířky ozubení
Σ	[°]	úhel os kuželového soukolí

z_p	[1]	počet zubů plochého kola
δ	[°]	roztečný úhel ozubeného kola
L	[mm]	kuželová vzdálenost ozubení
b	[mm]	šířka ozubení
k_b	[1]	poměrná vzdálenost výpočtového bodu od vnějšího čela ozubeného kola
z_w	[1]	počet zubových skupin
h	[mm]	výška zubu
r_{kw}	[mm]	zaoblení špičky nože
H	[mm]	součinitel výšky zubu
x	[1]	výšková korekce
n	[1]	počet kusů součásti
a	[mm]	osová vzdálenost
j	[mm]	vzdálenost mezi satelity
N_k	[ot]	požadovaná životnost pro kvazistatickou oblast
σ	[MPa]	napětí
w	[1]	exponent Wöhlerovy křivky
C	[1]	konstanta Wöhlerovy křivky
L	[km,ot]	životnost
λ	[1]	dráhové využití
$\sigma_{H \lim b}$	[MPa]	mez únavy v dotyku odpovídající základnímu počtu zatěžovacích cyklů
s	[1]	součinitel bezpečnosti
z	[1]	počet opakování požadované životnosti
R_e	[MPa]	mez elasticity
τ	[MPa]	smykové napětí
F	[N]	síla
a	[m]	vzdálenost mezi ložisky A a B
b	[m]	vzdálenost ložiska A od výpočtového bodu ozubení
R	[N]	reakce ložiska
e	[1]	faktor výpočtu ložiska
Y	[1]	faktor výpočtu ložiska
K_a	[N]	vnitřní síla ložisek
C_o	[N]	statická únosnost ložiska

C	[N]	dynamická únosnost ložiska
P_0	[N]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
P	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
p	[1]	konstanta čárového styku
c	[m]	vzdálenost mezi ložiskem C a středem ozubení talířového kola
d	[m]	vzdálenost mezi ložiskem D a středem ozubení talířového kola
e	[m]	vzdálenost ložiska E ke středu dvojmontáže
f	[m]	vzdálenost ložiska F ke středu dvojmontáže
$h_{tež}$	[m]	výška těžiště
r	[m]	poloměr
S	[m ²]	plocha
p	[MPa]	tlak
v	[mm]	výška svršku zubu
o	[mm]	výška spodku zubu
a_d	[mm]	radiální složka sražení hran drážkování
h_n	[mm]	nosná výška drážkování
φ	[1]	součinitel styku boku zubů
β_M	[°]	úhel boku zubu metrického závitu
d_2	[m]	střední průměr závitu šroubu
d_3	[m]	průměr dříku šroubu
f	[1]	součinitel tření
Q	[N]	tahová síla předpětí šroubu
γ	[°]	úhel stoupání závitu šroubu
φ'	[°]	třecí úhel závitu šroubu
q	$\left[\frac{N}{m}\right]$	spojité zatížení
M_o	[Nm]	ohybový moment

Horní index

mot	týká se motoru
pře	týká se převodovky
roz	týká se rozvodovky
náp	týká se nápravy
kol red	týká se kolové redukce
stá pře	týká se soukolí stálého převodu rozvodovky
kolo	týká se kola
dif	týká se diferenciálu
*	jednotkový

Spodní index

max	maximální
min	minimální
man	řešení firmy Man
dyn	dynamický
pož	požadovaný
teo	teoretický
Pmax	v místě nejvyššího výkonu
pas	pastorek
tal	talířové kolo
pla	planeta
sat	satelit
kor	korunové kolo
hna hří	hnací hřídel
pře	přetížení
adh	adheze
ekv	ekvivalentní
dot	dotyk
n	normálový
t	tečný
m	střed ozubení

e	vnější bod ozubení
P	výpočtový bod ozubení
i	vnitřní bod ozubení
nek	nekorigované
a	hlavový
f	patní
b	základní
vir	virtuální
pro	prokluz
poh	pohon
rev	reverzace
P50	střední logaritmický život
výs	výsledný
kri	kritický
náh mech	náhradní mechanismus
A	ložisko A
B	ložisko B
C	ložisko C
D	ložisko D
E	ložisko E
F	ložisko F
mos	most nápravy
a	axiální
r	radiální
klo hří	koubový hřídel
s	skutečný
díl	dílčí
c	celkový
úna	únavové zatížení
pří	přímá jízda
zat	zatáčka
pk	přetížené kolo v zatáčce

ok	odlehčené kolo v zatáčce
lož	ložisko
d	drážkování
š	šroub
tř	třecí
tah	tah
záv	závit
spo	zubová spojka
dov	dovolené
o	ohyb
čep	čep
p	tlak

1. Úvod

Před tím, než jsem si toto téma diplomové práce vybral, jsem se na konci bakalářského studijního programu věnoval v bakalářské diplomové práci převodovce nákladního vozidla Praga V3S. Konkrétně se jednalo o převodovku 13P150, u které jsem navrhl úpravy potřebné pro její robotizaci převodovky. Abych zůstal u ozubených soukolí použitých v automobilovém průmyslu, rozhodl jsem se pro toto téma. S ním bych měl nabýt základních znalostí týkajících se celého hnacího ústrojí.

O problematice rozvodovek a diferenciálů jsem již měl znalosti získané v průběhu studia, nicméně záležitost kolových redukcí pro mě byla částečně neznámá. Dalším důvodem, proč jsem se tedy pro toto téma rozhodl, byla má vůle porozumět této problematice kompletně.

2. Cíl práce

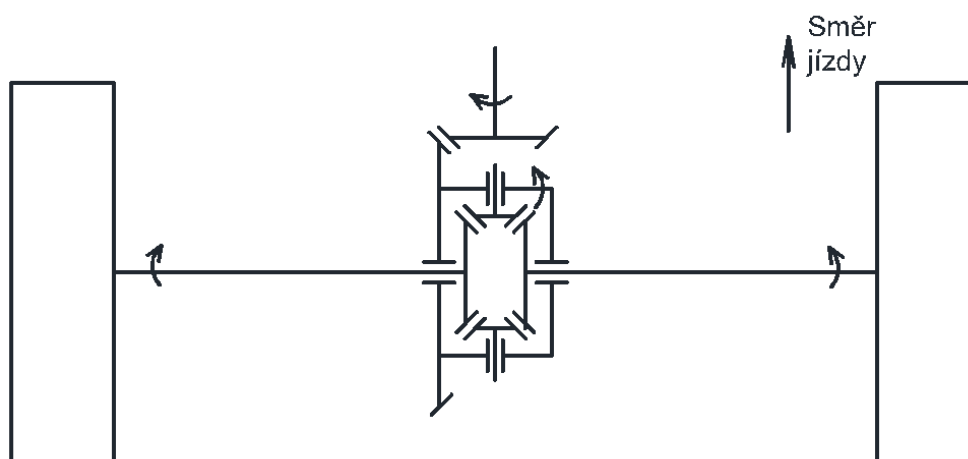
Cílem této práce je návrh převodového ústrojí zadní hnací nápravy nákladního vozidla s ohledem na jeho oblast použití. V první části se věnuji shrnutí koncepcí převodových ústrojí a vyhledání referenčního vozidla s parametry, s kterými jsem poté v dalších výpočtech pracoval. Dále se zabývám volbou celkového převodového poměru nápravy a jeho rozdělení mezi rozvodovku a kolovou redukci. Dále se věnuji rozboru zatížení nápravy na maximální namáhání a namáhání pro určení životnosti. Ozubená soukolí navrhuji podle točivých momentů, počítám jejich geometrii i jejich virtuální soukolí pro program CZ, kterým soukolí kontroluji. Navrhuji průměry hřídelů a jejich ložisek, která kontroluji na statickou bezpečnost a životnost. Navrhuji potřebná evolventní drážkování a šroubová spojení. Kontroluji křížový čep diferenciálu a čepy satelitů kolové redukce.

3. Koncepce převodových ústrojí

Koncepce převodového ústrojí se volí podle použití daného stroje a jeho požadavku na světlou výšku vozidla, nebo podle velikosti potřebného celkového převodového poměru nápravy. Tento převodový poměr je možné měnit podle požadavku na zrychlení vozidla a jeho maximální rychlost.

3.1. Bez kolové redukce

Celkový převodový poměr nápravy je zde zajištěn pouze ozubeným soukolím v rozvodovce. Tato koncepce je standardně používána v osobních automobilech, v kterých není požadavek na vyšší světlou výšku. Dále je používána v nákladních vozidlech, kde celkový stálý převod nápravy je zajištěn hypoidním soukolím v rozvodovce, kterým je možné zajistit převodový poměr až do hodnoty zhruba 5,5. Nicméně se zvyšujícím se převodovým poměrem každého kuželového kola se zvyšuje i průměr talířového kola rozvodovky a tím se snižuje světlá výška vozidla.



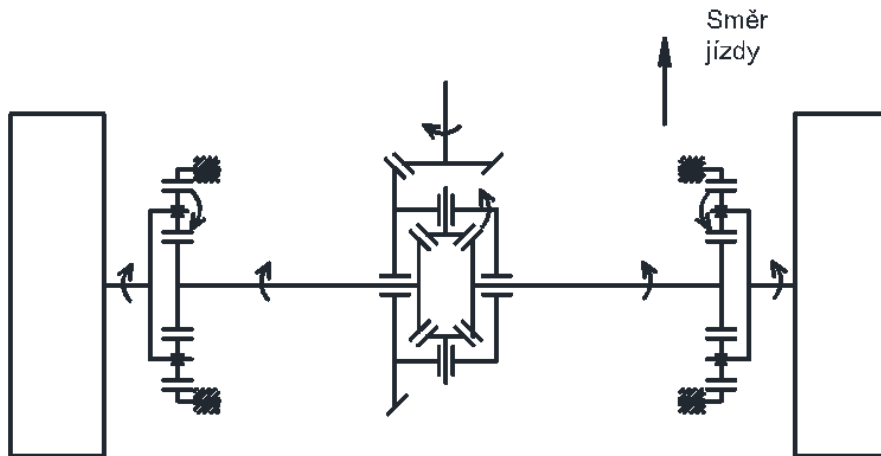
Obrázek 1 - převodové ústrojí nápravy bez kolové redukce

3.2. S kolovou redukcí

Celkový převodový poměr nápravy je v tomto případě zajištěn kuželovým soukolím v rozvodovce a kolovou redukcí.

3.2.1. Pravá kolová redukce

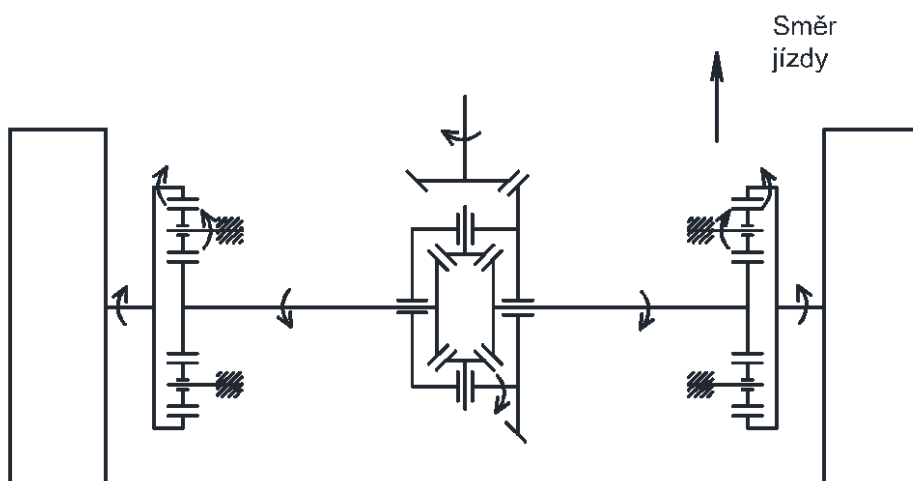
Kolová redukce má v tomto případě zastavenou korunu. Výkon nejdříve teče na planetu soukolí, odkud poté jde na satelity redukce, které konají složený pohyb. Rotují kolem své vlastní osy a navíc rotují kolem osy planety. Jsou rotačně uloženy (většinou na jehlových ložiskách) na jejich unašeči, z kterého poté již výkon putuje na kola vozidla.



Obrázek 2 - převodové ústrojí nápravy s pravou kolovou redukcí

3.2.2. Falešná kolová redukce

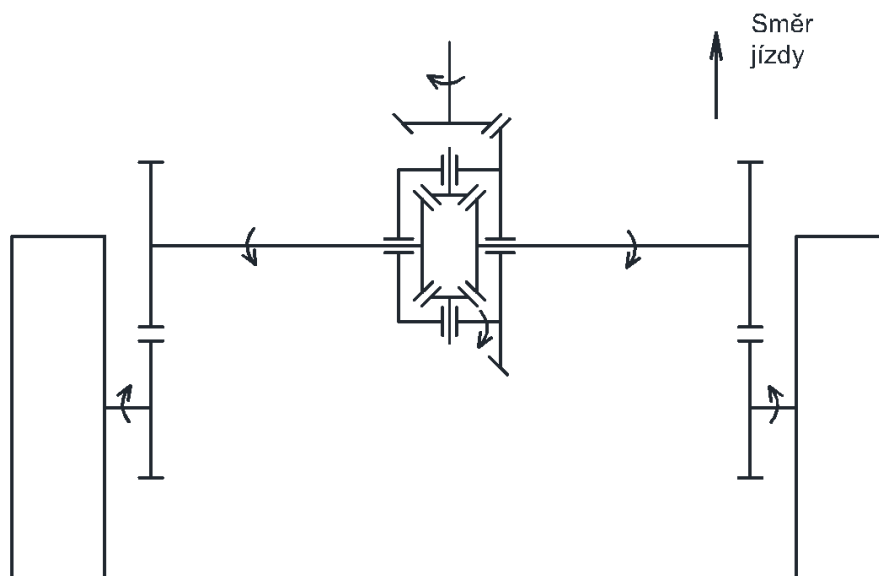
V zapojení této kolové redukce je zastaven unašič satelitů. Výkon tedy teče z planety na satelity, které nekonají složený pohyb a mohou se otáčet pouze kolem své vlastní osy. Výkon dále pokračuje na korunové kolo, odkud pokračuje na kola vozidla. V tomto zapojení vychází převodový poměr záporný, tzn. mění se smysl otáčení na výstupu. K zajištění stejného směru jízdy bez změny pravotočivého motoru za levotočivý lze požadovaného směru jízdy dosáhnout umístěním talířového kola na opačnou stranu klece diferenciálu než tomu je u předchozí varianty.



Obrázek 3 - převodové ústrojí nápravy s falešnou redukcí

3.2.3. Portálová redukce pro zvýšení světlé výšky

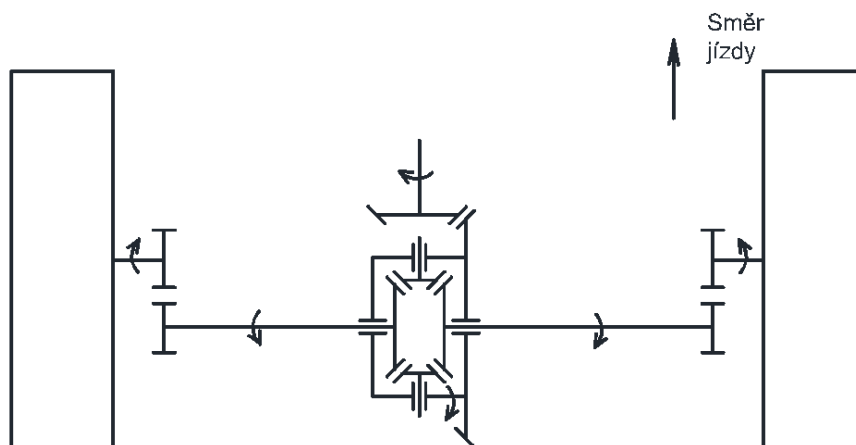
Toto zapojení nevyužívá planetového soukolí v kole, ale pouze jednoduchého ozubeného soukolí. Uplatnění této varianty je především u strojů nebo vozidel, požadujících vyšší světlou výšku vozidla. Pro vyšší světlou výšku je možné vložit další ozubená kola do kolové redukce. Ta ale mění smysl otáčení, s čímž je potřeba počítat. Tato redukce se používá například v zemědělství nebo pro jízdu terénem.



Obrázek 4 - převodové ústrojí nápravy s portálovou redukcí

3.2.4. Portálová redukce pro nízkopodlažní vozidla

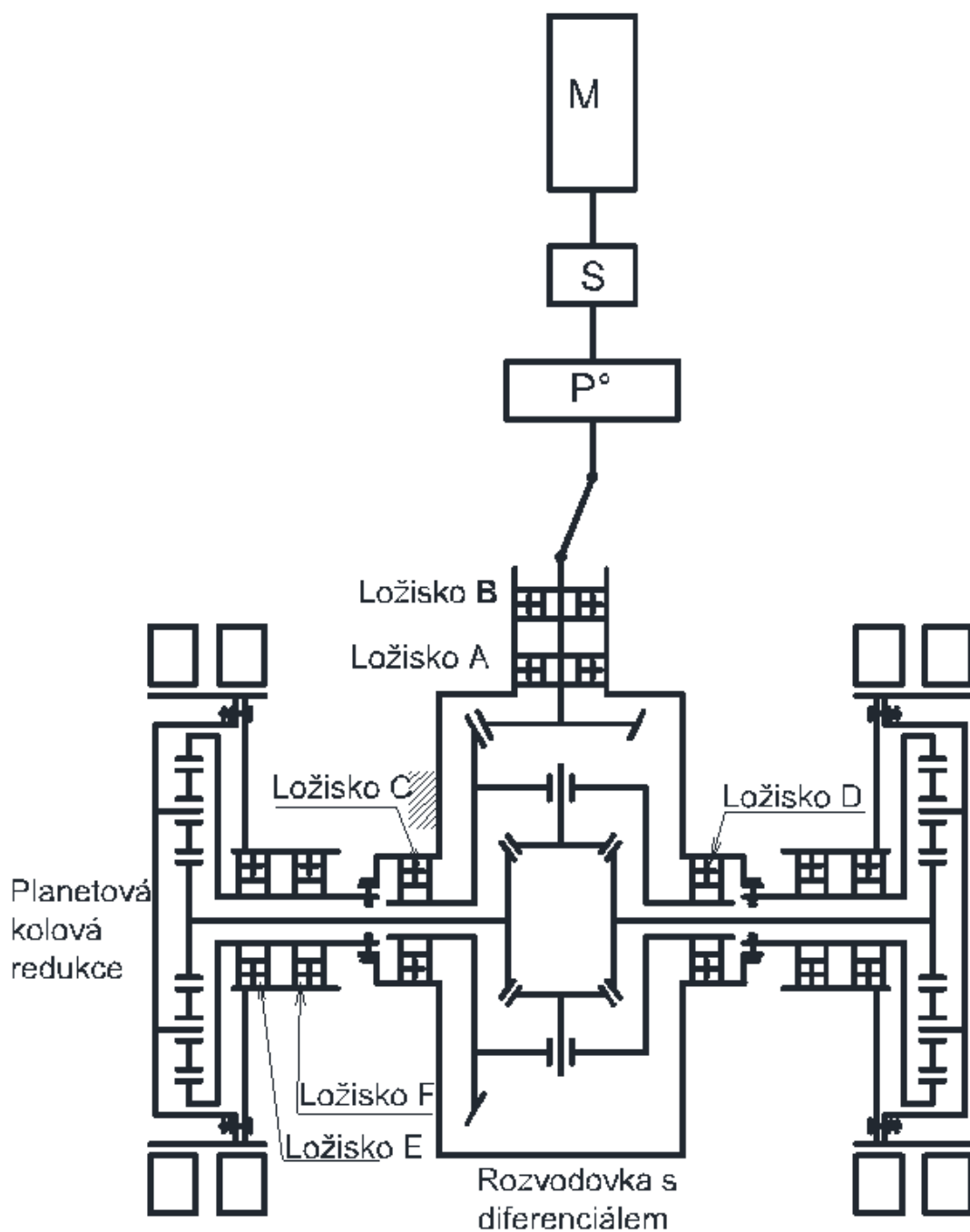
Tato redukce slouží k opačnému účelu než je tomu u předchozí varianty. Toto řešení je vhodné například pro vozidla, kde je potřeba zajistit snadný nástup cestujících do vozidla, nebo možnost přepravovat osoby se sníženou možností pohybu.



Obrázek 5 - převodové ústrojí nápravy pro nízkopodlažní vozidla

3.3.Volba koncepce

Vzhledem k oblasti použití vozidla a tedy potřebě velkého stálého převodového poměru nápravy, jsem se po konzultaci rozhodl pro zapojení se zastavenou korunou v kolové redukci. Stálý převod rozvodovky realizuji pomocí kuželového ozubení ze zakřivenými zuby. Pokud by byl realizován hypoidním převodem, bylo by jej těžší vypočítat a mohlo by špatným návrhu hrozit jeho zadíráání. Ozubení kolové redukce realizují čelním ozubením s přímými zuby. Schéma zvolené koncepce je na následujícím obrázku.



Obrázek 6 - koncepce hnacího ústrojí

4. Referenční vozidlo

Pro postoupení k výpočtům potřebuji nejdříve vybrat vozidlo, z něhož použiji některé parametry. Vozidlo pro moje zadání musí splňovat uspořádání nápravy 4x2 s maximální naloženou hmotností $m_c = 18\,000\text{ kg}$ (omezení podle počtu náprav dané vyhláškou Ministerstva dopravy a spojů č.341/2002 Sb.) a dále by mělo být vhodné pro smíšený provoz. Tomu se rozumí jízda malými rychlostmi na stavbách (vyšší hodnoty z hlediska stoupání a jízdních odporů) a jízda po asfaltových silničních komunikacích do rychlosti omezenou legislativou na $v_{max} = 90\text{ km/h}$. Výsledkem mého hledání je sklápěč MAN TGM 18.250.



Obrázek 7 - Man TGM 18.250 [9]

4.1. Parametry vozidla

4.1.1. Motor

Pro mé referenční vozidlo volím motorizaci Man D0836 CR se vstřikováním Common Rail, který plní normu Euro 6. V nabídce pro toto vozidlo jsou ještě slabší motorizace o maximálním výkonu 183,8 a 213,2kW.



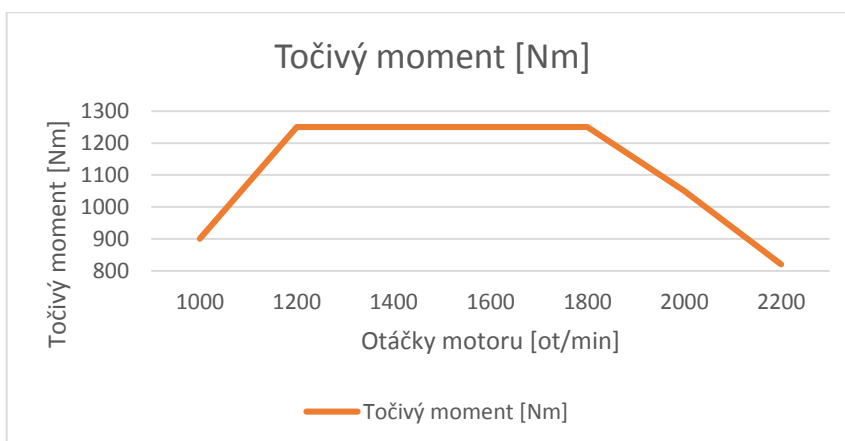
Obrázek 8 - motor Man D0836 CR [2]

Tabulka 1 - parametry motoru Man D0836 CR

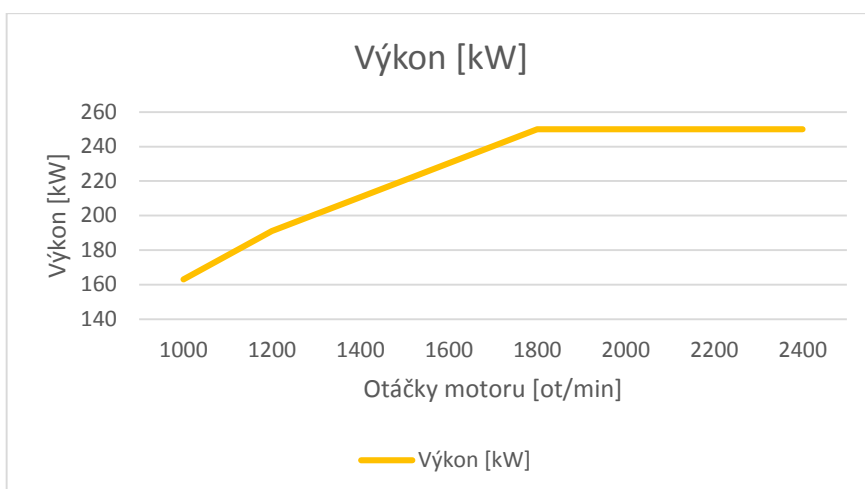
Počet válců	6
Vrtání	108 mm
Zdvih	125 mm
Objem	6,9 l
Výkon	250 kW (340 HP)
Jmenovité otáčky	2400 ot/min
Maximální točivý moment M_{max}^{mot}	1250 Nm v rozsahu otáček 1200-1800 ot/min

Rychlostní charakteristiky:

Graf 1 - závislost točivého momentu motoru na otáčkách



Graf 2 – závislost výkonu motoru na otáčkách



4.1.2. Převodovka

Převodovka umístěná ve vozidlech TGM 18.250 je vyráběná firmou ZF Friedrichschafen AG. Konkrétně se jedná o devítistupňovou převodovku ZF 9S-1310 TO. Maximální vstupní točivý moment je 1300 Nm.



Obrázek 9 - převodovka ZF 9S-1310 TO [3]

Tabulka 2 - převodové poměry převodovky

Převodový stupeň	Crawler	1	2	3	4	5	6	7	8	R
Převodový poměr	9,48	6,58	4,68	3,48	2,62	1,89	1,35	1	0,75	8,97

Z této tabulky jsou pro mě nejdůležitější hodnota minimálního převodového poměru $i_{min}^{pře} = 0,75$ a maximálního převodového poměru $i_{max}^{pře} = 9,48$.

4.1.3. Převodové ústrojí nápravy

Firma Man používá při řešení převodového ústrojí variantu bez kolové redukce, viz kapitola 3.1. Stálý převod rozvodovky je tvořen hypoidním soukolím. Hodnota převodového poměru tohoto soukolí je volitelná zákazníkem a nabízená v 6 hodnotách viz následující tabulka.

Tabulka 3 - převodové poměry rozvodovky

Převodový poměr rozvodovky i_{man}^{roz}					
3,08	3,36	3,74	4,11	4,63	5,29

Z těchto hodnot lze usoudit, že toto vozidlo lze uplatnit jak v provozu na stavbách tak i dálkové přepravě dle přání zákazníka. Vozidlo je obuto na kolech 315/70 R22,5 o dynamickém poloměru $r_{dyn} = 0,49 \text{ m}$.

5. Návrh stálého převodu nápravy

Převodové poměry firmy Man končí na hodnotě $i_{man}^{roz} = 5,29$, tudíž v rámci mého řešení a možnosti uplatnění na trhu se snažím navrhnout celkový převodový poměr nápravy vyšší než je tato hodnota, a to přibližně s odstupem $\Delta i^{náp} = 0,4$. Požadovaný převodový poměr by se tedy měl blížit hodnotě ve vztahu (1).

$$i_{pož}^{náp} = i_{man}^{roz} + \Delta i^{náp} = 5,29 + 0,4 = 5,69 \quad (1)$$

5.1. Maximální teoretická stoupavost

Maximální teoretická stoupavost $s_{max\ teo}$ udává hodnotu v procentech, kterou vozidlo dokáže vyjet bez uvažování veškerých jízdních odporů při zařazeném nejnižším převodovém stupni.

$M_{max}^{mot} = 1\ 250 \text{ Nm}$ maximální točivý moment motoru

$i_{max}^{pře}=9,48$	nejvyšší převodový poměr převodovky
$i_{man}^{roz}=3,08-5,29$	převodový poměr rozvodovky Man
$i_{pož}^{nap}=5,69$	požadovaný převodový poměr nápravy
$\eta^{roz}=0,95$	účinnost rozvodovky
$\eta^{kol\ red}=0,95$	účinnost kolové redukce
$r_{dyn}=0,49\text{ m}$	dynamický poloměr pneumatiky
$m_c=18\ 000\text{ kg}$	celková váha naloženého vozidla
$g=9,81\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$	gravitační zrychlení

Ukázkový výpočet maximálního teoretického stoupání pro nápravu firmy Man a $i_{man}^{roz} = 3,74$

$$\begin{aligned}
 s_{max\ teo} &= \tan\left(\arcsin\frac{M_{max}^{mot} * i_{max}^{pře} * i_{man}^{roz} * \eta^{roz}}{r_{dyn} * m_c * g}\right) * 100 \\
 &= \tan\left(\arcsin\frac{1\ 250 * 9,48 * 3,74 * 0,95}{0,49 * 18\ 000 * 9,81}\right) * 100 \\
 &= 55,43\%
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

Můj návrh převodové ústrojí je tvořen rozvodovkou a navíc kolovou redukcí, takže musím počítat s většími ztrátami. Výpočet pro můj návrh $i_{pož}^{nap} = 5,69$.

$$\begin{aligned}
 s_{max\ teo} &= \tan\left(\arcsin\frac{M_{max}^{mot} * i_{max}^{pře} * i_{pož}^{nap} * \eta^{roz} * \eta^{kol\ red}}{r_{dyn} * m_c * g}\right) * 100 \\
 &= \tan\left(\arcsin\frac{1\ 250 * 9,48 * 5,69 * 0,95 * 0,95}{0,49 * 18\ 000 * 9,81}\right) * 100 \\
 &= 98,22\%
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Závislost maximálního teoretického stoupání na celkovém převodovém poměru poté lze vynést do grafu, přičemž poslední hodnota v grafu je moje navrhované řešení.

Graf 3 - závislost maximální teoretické stoupavost na celkovém stálém převodu nápravy



5.2. Maximální teoretická rychlost

Maximální teoretická rychlost $v_{\max teo}$ v kilometrech za hodinu udává, jakou rychlostí se vozidlo pohybuje při zařazeném nejvyšším rychlostním stupni a otáčkách motoru při jeho maximálním výkonu. Opět se neuvažují žádné jízdní odpory.

$r_{dyn}=0,49$ m	dynamický poloměr pneumatiky
$n_{Pmax}^{mot}=2\ 400$ ot/min	otáčky motoru při nejvyšším výkonu motoru
$i_{man}^{roz}=3,08-5,29$	převodový poměr rozvodovky Man
$i_{min}^{pře}=0,75$	nejvyšší převodový poměr převodovky

Ukázkový výpočet pro nápravu firmy Man a $i_{man}^{roz} = 3,74$.

$$v_{\max teo} = \frac{2 * \pi * r_{dyn} * n_{Pmax}^{mot}}{i_{man}^{roz} * i_{min}^{pře}} = \frac{2 * \pi * 0,49 * \frac{2\ 400}{60}}{3,74 * 0,75} = 44,06 \text{ m/s} \quad (4)$$

$$= 158,63 \text{ km/h}$$

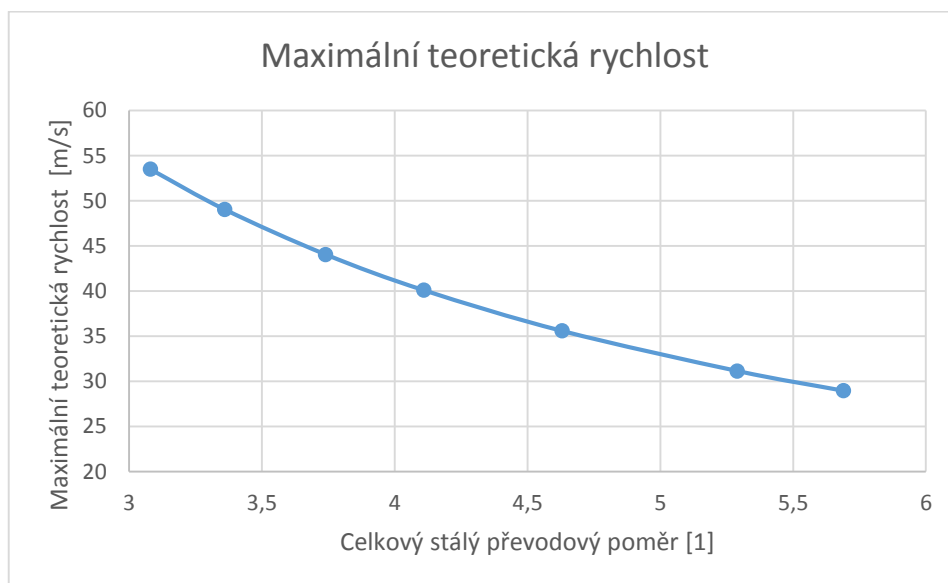
Výpočet pro můj návrh $i_{pož}^{náp} = 5,69$.

$$v_{\max teo} = \frac{2 * \pi * r_{dyn} * n_{Pmax}^{mot}}{i_{pož}^{náp} * i_{min}^{pře}} = \frac{2 * \pi * 0,49 * \frac{2400}{60}}{5,69 * 0,75} = 28,96 \text{ m/s} \quad (5)$$

$$= 104,28 \text{ km/h}$$

Závislost maximální teoretické hodnoty na celkovém stálém převodu nápravy je pak znázorněna v následujícím grafu.

Graf 4 - závislost maximální teoretické rychlosti na celkovém převodovém poměru nápravy



5.3. Rozdělení celkového převodového poměru

Celkový převodový poměr je v mé variantě řešení rozdělen mezi rozvodovku a kolovou redukci. Kuželovým převodem v rozvodovce se budu snažit přiblížit hodnotě poměru $i_{pož}^{roz} = 1,7$. Zbýlý požadovaný převodový poměr kolové redukce $i_{pož}^{kol red}$, kterému se budu snažit přiblížit, se vypočte následujícím vztahem.

$$i_{pož}^{kol red} = \frac{i_{pož}^{náp}}{i_{pož}^{roz}} = \frac{5,69}{1,7} = 3,35 \quad (6)$$

5.3.1. Převodový poměr rozvodovky

Požadovaného převodového poměru rozvodovky docílím správnou volbou počtu zubů pastorku a talířového kola. Před návrhem počtu zubů je potřeba znát převodový poměr

a materiál ozubení rozvodovky. Ten volím 14 223.3. Jedná se o slitinovou konstrukční ocel k cementaci. Nyní mohu zvolit dle zdroje [1] počet zubů pastorku rozvodovky $z_{pas}^{stál pře} = 20$. Počet zubů talířového kola poté lze dopočítat následujícím vztahem.

$$z_{tal}^{roz} = z_{pas}^{roz} * i_{poz}^{roz} = 20 * 1,7 = 34 \quad (7)$$

Z toho vyplývá, že skutečný převodový poměr rozvodovky i^{roz} se rovná požadovanému.

5.3.2. Převodový poměr kolové redukce

Požadovaného převodového poměru opět docílím správnou volbou počtu zubů planetové soukolí. Ty volím následovně.

$z_{pla}^{kol red} = 33$ počet zubů planety kolové redukce

$z_{sat}^{kol red} = 22$ počet zubů satelitu kolové redukce

$z_{kor}^{kol red} = -77$ počet zubů koruny kolové redukce

Převodový poměr kolové redukce vypočtu následujícím vztahem.

$$i^{kol red} = i_{plar}^{kor} = 1 - i_{pla kor}^r = 1 - \frac{z_{kor}^{kol red}}{z_{pla}^{kol red}} = 1 - \left(\frac{-77}{33}\right) = 3,33 \quad (8)$$

V tomto případě se skutečný převodový poměr od požadovaného liší, nicméně toto přiblížení považuji za dostatečné, neboť rozdíl je zanedbatelný. Výsledný převodový poměr nápravy je vypočten součinem dílčích převodů.

$$i^{náp} = i^{roz} * i^{kol red} = 1,7 * 3,33 = 5,67 \quad (9)$$

6. Rozbor zatížení

Díky znalosti točivého momentu motoru a převodových poměrů rozvodovky a kolové redukce mohu postoupit k výpočtům zatížení jednotlivých důležitých součástí nápravy.

6.1. Maximální namáhání

Maximální namáhání součástí nápravy se vybere ze zatížení maximálním točivým momentem motoru nebo maximálním prokluzovým momentem kol. Tedy jízdou na mezi adheze. Pokud zatížení maximálním točivým momentem motoru vyjde vyšší, než je tomu u jízdy na mezi adheze znamená to, že kola prokluzují a celý tento točivý moment nelze přenést na vozovku a maximální zatížení je dané jízdou na mezi adheze.

6.1.1. Namáhání maximálním točivým momentem motoru

Toto zatížení je stanoveno maximálním točivým momentem motoru a zařazením nejnižšího převodového stupně (tzv. crawler).

$M_{max}^{mot}=1\ 250Nm$	maximální točivý moment motoru
$i_{max}^{pře}=9,48$	maximální převodový poměr převodovky
$i^{roz}=1,7$	převodový poměr rozvodovky
$i^{kol\ red}=3,33$	převodový poměr kolové redukce
$\eta^{roz}=0,95$	účinnost rozvodovky
$\eta^{kol\ red}=0,95$	účinnost kolové redukce
$r_{dyn}=0,49m$	dynamický poloměr pneumatiky

Točivý moment pastorku rozvodovky

$$M_{pas}^{roz} = M_{max}^{mot} * i_{max}^{pře} = 1\ 250 * 9,48 = 11\ 850Nm \quad (10)$$

Točivý moment talířového kola rozvodovky

$$M_{tal}^{roz} = M_{pas}^{roz} * i^{roz} * \eta^{roz} = 11\ 850 * 1,7 * 0,95 = 19\ 137,5Nm \quad (11)$$

Točivý moment hnacího hřídele

$$M_{hna\ hří} = \frac{M_{tal}^{roz}}{2} = \frac{19\ 137,5}{2} = 95\ 68,88Nm \quad (12)$$

Točivý moment na kole

$$M^{kolo} = M_{hna\ hří} * i^{kol\ red} * \eta^{kol\ red} = 95\ 68,88 * 3,33 * 0,95 = 30\ 301,44Nm \quad (13)$$

Hnací síla na kole

$$F^{kolo} = \frac{M^{kolo}}{r_{dyn}} = \frac{30\,301,44}{0,49} = 61\,614,74N \quad (14)$$

6.1.2. Namáhání jízdou na mezi adheze

Toto zatížení je určeno maximálním točivým momentem (respektive silou) přenositelným na vozovku. Pro větší bezpečnost výpočtů uvažuji přetížení zadní nápravy o 2 500kg.

$g=9,81\text{m/s}^2$	gravitační zrychlení
$m^{náp}=11\,330\text{kg}$	zatížení zadní nápravy
$m_{pře}=2\,500\text{kg}$	přetížení zadní nápravy uživatelem
$\mu =0,8$	součinitel adheze
$r_{dyn}=0,49\text{m}$	dynamický poloměr pneumatiky
$\eta^{roz}=0,95$	účinnost rozvodovky
$\eta^{kol\,red}=0,95$	účinnost kolové redukce
$i^{kol\,red}=3,33$	převodový poměr kolové redukce
$i^{roz}=1,7$	převodový poměr rozvodovky

Maximální přenositelná hnací síla jedním kolem

$$F_{adh} = \frac{(m^{náp} + m_{pře}) * g * \mu}{2} = \frac{(11\,330 + 2\,500) * 9,81 * 0,8}{2} = 54\,268,92N \quad (15)$$

Točivý moment na jednom kole

$$M^{kolo} = F_{adh} * r_{dyn} = 54\,268,92 * 0,49 = 26\,688,85Nm \quad (16)$$

Točivý moment talířového kola rozvodovky

$$M_{tal}^{roz} = \frac{2 * M^{kolo}}{i^{kol\,red} * \eta^{kol\,red}} = \frac{2 * 26\,688,85}{3,33 * 0,95} = 16\,856,11Nm \quad (17)$$

Točivý moment hnacího hřídele

$$M_{hna\ hří} = \frac{M_{tal}^{roz}}{2} = \frac{16\ 856,11}{2} = 8\ 428,1Nm \quad (18)$$

Točivý moment pastorku rozvodovky

$$M_{pas}^{roz} = \frac{M_{tal}^{roz}}{i^{roz} * \eta^{roz}} = \frac{16\ 856,11}{1,7 * 0,95} = 10\ 437,22Nm \quad (19)$$

Jelikož hodnota točivého momentu pastorku při zatížení jízdou na mezi adheze M_{pas}^{roz} je menší než je hodnota při zatížení maximálním momentem motoru budou směrodatné hodnoty pro další výpočty hodnoty při zatížení jízdou na mezi adheze (dále již pouze „maximální namáhání“).

6.2. Namáhání pro určení životnosti

Jelikož nemám dostupné přesné spektrum zatížení, využiji metodu ekvivalentních zatížení [2]. Ta jsou stanovena pomocí stoupání odpovídajících celkovému jízdímu odporu vozidla, jsou různá pro únavové namáhání ozubení na dotyk, ohyb a namáhání ložisek. Tato metoda předpokládá, že vozidlo jede po celou dobu životnosti do stoupání, které je z hlediska životnosti ekvivalentní reálnému provozu. Volbu těchto stoupání po konzultaci volím, viz tabulka 4. Jedná se o vyšší hodnoty, které by měly odpovídat těžším provozním podmínkám.

Tabulka 4 - tabulka ekvivalentních stoupání

Zatížení	Dotyk	Ohyb	Ložiska	
Stoupání α_{ekv}	12	10	6	[%]

Pomocí těchto stoupání mohou dopočítat únavové zatížení důležitých součástí nápravy. V těchto výpočtech již neuvažuji účinnosti rozvodovky, neboť se jedná o přibližný výpočet. Uvádím pouze ukázkový výpočet pro zatížení na dotyk ozubení.

$\alpha_{ekv}=12\%$	ekvivalentní stoupání pro dotyk
$r_{dyn}=0,49m$	dynamický poloměr pneumatiky
$m_c=18\ 000\ kg$	celková váha naloženého vozidla
$g=9,81m/s^2$	gravitační zrychlení Země
$i^{kol\ red}=3,33$	převodový poměr kolové redukce

$$i^{náp}=5,67$$

převodový poměr nápravy

Ekvivalentní točivý moment nápravy pro dotyk

$$M_{dot}^{náp} = m_c * g * \sin\left(\arctan\frac{\alpha_{ekv}}{100}\right) * r_{dyn} = 18\,000 * 9,81 * \sin\left(\arctan\frac{12}{100}\right) = 10\,346,58Nm \quad (20)$$

Ekvivalentní točivý moment 1 kola pro dotyk

$$M_{dot}^{kolo} = \frac{M_{dot}^{náp}}{2} = \frac{10\,346,58}{2} = 5\,173,29Nm \quad (21)$$

Ekvivalentní točivý moment na talířovém kole pro dotyk

$$M_{tal\ dot}^{roz} = \frac{M_{dot}^{náp}}{i_{kol\ red}} = \frac{10\,346,58}{3,33} = 3\,103,98Nm \quad (22)$$

Ekvivalentní točivý moment hnací hřídele pro dotyk

$$M_{hna\ hří\ dot} = \frac{M_{tal\ dot}}{2} = \frac{3\,103,98}{2} = 1\,551,99Nm \quad (23)$$

Ekvivalentní točivý moment pastorku pro dotyk

$$M_{pas\ dot}^{roz} = \frac{M_{dot}^{náp}}{i^{náp}} = \frac{10\,346,58}{5,67} = 1\,825,87Nm \quad (24)$$

Stejným postupem vypočítám zatížení součástí pro ohyb a ložiska. Výsledné hodnoty je možné vidět v následující tabulce.

Tabulka 5 - hodnoty ekvivalentních zatížení součástí nápravy

	$M^{náp}$	M^{kolo}	M_{tal}^{roz}	$M_{hna\ hří}$	M_{pas}^{roz}	
Dotyk	10 346,58	5 173,29	3 103,98	1 551,99	1 825,8	[Nm]
Ohyb	8 640,91	4 320,46	2 592,27	1 296,14	1 524,87	[Nm]
Ložiska	5 201,05	2 600,53	1 560,31	780,16	917,83	[Nm]

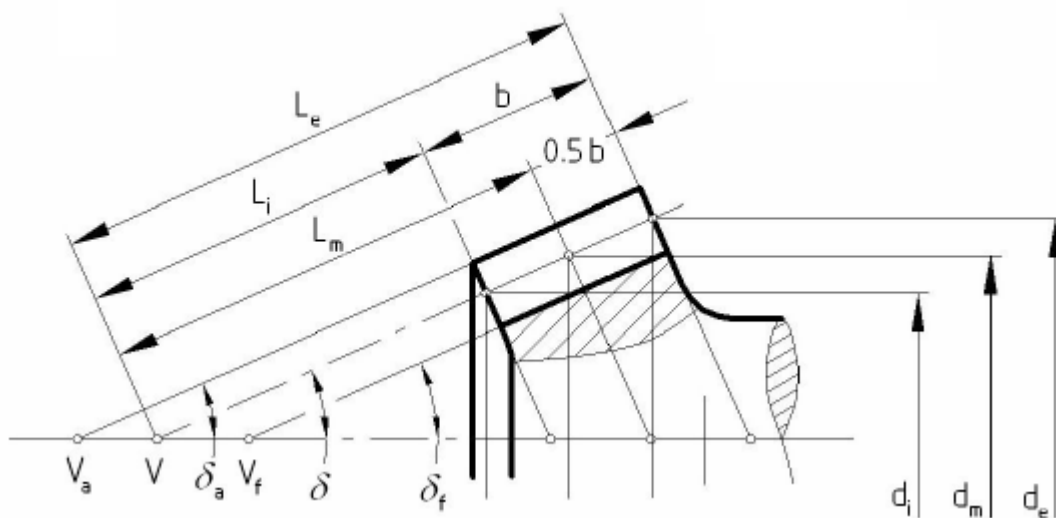
7. Návrh ozubení

Díky stanoveným převodovým poměrům a znalosti točivých momentů na jednotlivých součástech mohou přistoupit k návrhu ozubení soukolí stálého převodu a planetové kolové redukce. U návrhu ozubení diferenciálu vycházím z prostorových omezení okolní konstrukce (rozměry talířového kola a potažmo klece diferenciálu).

7.1. Rozvodovka

Převodové ústrojí rozvodovky je tvořeno soukolím stálého převodu rozvodky a nápravovým diferenciálem. Soukolí stálého převodu umožňuje přenést podélně jdoucí výkon z převodovky na příčně uložený diferenciál.

Soukolí stálého převodu je tvořeno kuželovým soukolím. Jeho geometrii volím Oerlikon spiromatic N1. Řídící křivkou tohoto ozubení je prodloužená epicykloida. Boky zubů rovinného kola jsou tvořeny složitou zborcenou přímkovou plochou, vznikající vzájemným pohybem nástroje a obrobku. Výška zubů je konstantní po její délce [3]. Výpočtový bod není umístěn v půlce šířky ozubení, jako je tomu na následujícím obrázku.



Obrázek 10 - kuželové ozubení s konstantní výškou hlavy [6]

Ze znalosti točivého momentu pastorku při maximálním namáhání a materiálu ozubení mohou vypočítat střední normálový modul $m_{nm}^{stál\ pře}$ dle zdroje [1].

Následující výpočty se týkají soukolí stálého převodu rozvodovky.

$K_A=1,25$	součinitel vnějších dynamických sil
$K_H \beta=1$	součinitel nerovnoměrnosti podélného zatížení

Součinitel přidavných zatížení pro výpočet na ohyb se vypočte dle následujícího vztahu.

$$K_F = K_A * K_H \beta = 1,25 * 1 = 1,25 \quad (25)$$

$\sigma_{F \lim b}=700\text{MPa}$	mez únavy v ohybu odpovídající bázovému počtu zatěžovacích cyklů
-----------------------------------	--

Přípustné napětí v ohybu zubu

$$\sigma_{F P} = 0,6 * \sigma_{F \lim b} = 0,6 * 700 = 420\text{MPa} \quad (26)$$

$M_{pas}^{roz}=10\,437,22\text{Nm}$	točivý moment pastorku
$f_F=18$	pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení
$\psi_d=0,9$	součinitel šířky ozubení
$z_{pas}^{roz}=20$	počet zubů pastorku
$z_{tal}^{roz}=34$	počet zubů talířového kola

Normálový střední modul soukolí

$$m_n^{stá pře} = f_F * \sqrt[3]{\frac{K_F * M_{pas}^{roz}}{\psi_d * z_{pas}^{roz} * \sigma_{F P}}} = 18 * \sqrt[3]{\frac{1,25 * 10\,437,22}{0,9 * 20 * 420}} = 7,13\text{mm} \quad (27)$$

$\alpha_n^{stá pře}=22,5^\circ$	normálový úhel záběru
$\beta_m^{stá pře}=35^\circ$	úhel sklonu zubů ve středu ozubení

Tečný modul ve středu ozubení

$$m_{t m}^{stá pře} = \frac{m_{m n}^{stá pře}}{\cos \beta_m^{stá pře}} = \frac{7,13}{\cos 35} = 8,7\text{mm} \quad (28)$$

Průměr roztečné kružnice ve středu ozubení

$$d_{pas m}^{stá pře} = m_{t m}^{stá pře} * z_{pas}^{stá pře} = 8,7 * 20 = 174,06mm \quad (29)$$

Průměr roztečné kružnice ve středu ozubení talířového kola

$$d_{tal m}^{stá pře} = m_{t m}^{stá pře} * z_{tal}^{stá pře} = 8,7 * 34 = 295,9mm \quad (30)$$

Tečný úhel záběru

$$\alpha_t^{stá pře} = \arctan\left(\frac{\alpha_n^{stá pře}}{\beta_m^{stá pře}}\right) = \arctan\left(\frac{22,5}{35}\right) = 26,82^\circ \quad (31)$$

$\psi_L^{stá pře} = 0,285$ součinitel šířky ozubení [7]

Tečný modul vnějšího bodu ozubení [6]

$$\begin{aligned} m_{t e}^{stá pře} &= \frac{m_{n m}^{stá pře}}{(1 - 0,5 * \psi_L^{stá pře}) * \cos \beta_m^{stá pře}} \\ &= \frac{7,13}{(1 - 0,5 * 0,285) * \cos 35} = 10,15mm \end{aligned} \quad (32)$$

Další geometrické výpočty ozubení stálého převodu se řídí výpočtovým formulářem Oerlikon spiromatic N1 [7].

Průměr roztečné kružnice vnějšího bodu pastorku

$$d_{pas e}^{stá pře} = z_{pas}^{roz} * m_{t e}^{stá pře} = 20 * 10,15 = 202,98mm \quad (33)$$

Průměr roztečné kružnice vnějšího bodu talířového kola

$$d_{tal e}^{stá pře} = z_{tal}^{roz} * m_{t e}^{stá pře} = 34 * 10,15 = 345,07mm \quad (34)$$

$\Sigma^{stá pře} = 90^\circ$ úhel os soukolí

Počet zubů plochého kola

$$z_p^{roz} = \sqrt{z_{pas}^{roz2} + \left(\frac{z_{tal}^{roz} + z_{pas}^{roz} * \cos \Sigma^{stá pře}}{\sin \Sigma^{stá pře}} \right)^2}$$

$$= \sqrt{20^2 + \left(\frac{34 + 20 * \cos 90}{\sin 90} \right)^2} = 39,45$$
(35)

Roztečný úhel kuželu pastorku

$$\delta_{pas}^{stá pře} = \arcsin \left(\frac{z_{pas}^{roz}}{z_p^{roz}} \right) = \arcsin \left(\frac{20}{39,45} \right) = 30,47^\circ$$
(36)

Roztečný úhel kuželu talířového kola

$$\delta_{tal}^{stá pře} = \arcsin \left(\frac{z_{tal}^{roz}}{z_p^{stá pře}} \right) = \arcsin \left(\frac{34}{39,45} \right) = 59,53^\circ$$
(37)

Kuželová vzdálenost vnějšího bodu soukolí

$$L_e^{stá pře} = \frac{d_{tal e}^{stá pře}}{2 * \sin \delta_{tal}^{stá pře}} = \frac{345,07}{2 * \sin 59,53} = 200,17mm$$
(38)

Šířka ozubení

$$b^{stá pře} = 0,285 * L_e^{stá pře} = 0,285 * 200,17 = 57,05mm$$
(39)

$k_b^{stá pře} = 0,415$ poměrná vzdálenost výpočtového bodu od vnějšího čela

Roztečná kružnice ve výpočtovém bodu P pastorku

$$d_{pas p}^{stá pře} = d_{pas e}^{stá pře} - 2 * k_b^{stá pře} * b^{stá pře} * \sin \delta_{pas}^{stá pře}$$

$$= 202,98 - 2 * 0,415 * 57,05 * \sin 30,47 = 178,98mm$$
(40)

Roztečná kružnice ve výpočtovém bodu talířového kola

$$d_{tal p}^{stá pře} = d_{tal e}^{stá pře} - 2 * k_b^{stá pře} * b^{stá pře} * \sin \delta_{tal}^{stá pře}$$

$$= 345,07 - 2 * 0,415 * 57,05 * \sin 59,53$$

$$= 304,26mm$$
(41)

Kuželová vzdálenost výpočtového bodu P

$$L_p^{stá pře} = L_e^{stá pře} - k_b^{stá pře} * b^{stá pře} = 200,17 - 0,415 * 57,05$$

$$= 176,65mm$$
(42)

Kuželová vzdálenost vnitřního bodu soukolí

$$L_i^{stá pře} = L_e^{stá pře} - b^{stá pře} = 200,17 - 57,05 = 143,12mm \quad (43)$$

$z_w^{roz}=5$ počet zubových skupin

$r_w^{stá pře}=70,99$ hodnota odečtena z diagramu 407 zdroje [7]

Normálový modul ve výpočtovém bodě soukolí

$$m_{n p}^{stá pře} = 2 * \sqrt{\frac{L_p^{stá pře^2} - r_w^{stá pře^2}}{z_p^{roz^2} - z_w^{roz^2}}} = 2 * \sqrt{\frac{176,65^2 - 70,99^2}{39,45^2 - 5^2}} = 8,26mm \quad (44)$$

Úhel sklonu zubů ve výpočtovém bodě soukolí

$$\beta_p^{stá pře} = \arccos\left(\frac{m_{n p}^{stá pře} * z_p^{roz}}{2 * L_p^{stá pře}}\right) = \arccos\left(\frac{8,26 * 39,45}{2 * 176,65}\right) \quad (45)$$
$$= 22,63^\circ$$

Nekorigovaná výška hlavy zubu

$$h_{nek a}^{stá pře} = m_{n p}^{stá pře} = 8,26mm \quad (46)$$

Nekorigovaná výška paty zubu

$$h_{nek f}^{stá pře} = 1,15 * h_{nek a}^{stá pře} + 0,35 = 1,15 * 8,26 + 0,35 = 9,84mm \quad (47)$$

Výška zubu soukolí

$$h^{stá pře} = h_{nek a}^{stá pře} + h_{nek f}^{stá pře} = 8,26 + 9,48 = 18,11mm \quad (48)$$

$k^{stá pře}=0,94$ pomocná hodnota pro výpočet ozubení (odečtena z diagramu 404) [7]

$r_{k w}^{stá pře}=1,15mm$ zaoblení špičky nože (odečteno z diagramu 407) [7]

Součinitel výšky paty zubu

$$\begin{aligned}
H_f^{stá pře} &= \left(\frac{\sin \alpha_n^{stá pře}}{k^{stá pře} * \frac{L_p^{stá pře}}{L_i^{stá pře}} * \cos \beta_p^{stá pře}} \right)^2 * L_i^{stá pře} * \tan \delta_{pas}^{stá pře} + 0,65 \\
&\quad * r_{kw}^{stál pře} \\
&= \left(\frac{\sin 22,5}{0,94 * \frac{176,65}{143,12} * \cos 22,63} \right)^2 * 143,12 \\
&\quad * \tan 59,53 + 0,65 * 1,15 = 9,34mm
\end{aligned} \tag{49}$$

Výšková korekce soukolí

$$x_m^{stá pře} = h_{nek f}^{stá pře} - H_f^{stá pře} = 9,84 - 9,34 = 0,5mm \tag{50}$$

Korigovaná výška hlavy zubu pastorku

$$h_{pas a}^{stá pře} = h_{nek a}^{stá pře} + x_m^{stá pře} = 8,26 + 0,5 = 8,76mm \tag{51}$$

Korigovaná výška hlavy zubu talířového kola

$$h_{tal a}^{stá pře} = h_{nek a}^{stá pře} - x_m^{stá pře} = 8,26 - 0,5 = 7,76mm \tag{52}$$

Korigovaná výška paty zubu pastorku

$$h_{pas f}^{stá pře} = h_{nek f}^{stá pře} - x_m^{stá pře} = 9,84 - 0,5 = 9,34mm \tag{53}$$

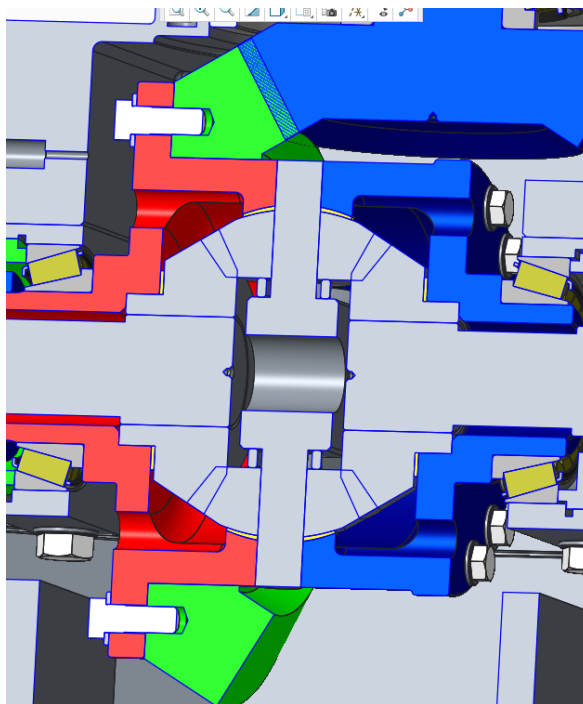
Korigovaná výška paty zubu talířového kola

$$h_{tal f}^{stá pře} = h_{nek f}^{stá pře} + x_m^{stá pře} = 9,84 + 0,5 = 10,34mm \tag{54}$$

7.2. Diferenciál

Účelem nápravového diferenciálu je přenášet točivý moment jdoucí ze soukolí stálého převodu na hnací hřídele. Tento moment je třeba rovnoměrně rozdělit na obě kola a zároveň umožnit jejich rozdílnou úhlovou rychlost nutnou například pro jízdu zatáčkou, kde se vnější kolo musí otáčet větší rychlostí než kolo vnitřní, aby nedocházelo ke sjíždění pneumatik a zhoršení jízdních vlastností. Nevýhodou klasického diferenciálu je skutečnost, že při ztrátě adheze pod jedním kolem dokáže na druhé kolo přenést pouze stejně velký točivý moment jako na kole se sníženou adhezí. Proto se vozidla do zhoršených jízdních prostředí vybavují uzávěrkou diferenciálu, která dokáže vyřadit diferenciál z provozu a ten se poté otáčí jako jeden celek. Jeho konstrukci se budu věnovat dále v práci.

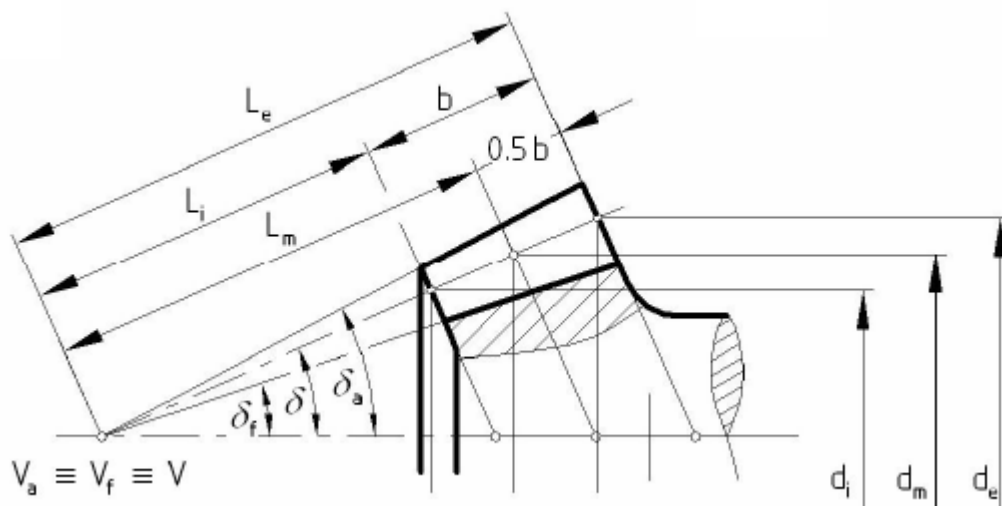
Při jízdě klec diferenciálu, která je přišroubována k talířovému kolu, přes křížový čep otáčí satelity. Při přímé jízdě bez prokluzu ani jednoho z kol nevykonává satelit relativní pohyb vůči křížovému čepu, pouze se otáčí kolem osy nápravy spolu s klecí diferenciálu. Satelity působí na planetová kola, která jsou evolventním drážkováním spojena s hnacími hřídeli, které se otáčejí stejnými otáčkami. Při jízdě zatáčkou (nebo prokluzu kol) se satelity otáčejí navíc ještě kolem os křížového čepu a tím umožňují různé úhlové rychlosti na hnacích hřídelích.



Obrázek 11 - řez diferenciálem

Soukolí diferenciálu je tvořeno kuželovým soukolím s přímými zuby s proměnnou výškou zubu, viz obr 12. Postup návrhu je odlišný od návrhu soukolí stálého převodu. Vycházím zde z prostorového omezení klece diferenciálu rozměry talířového kola. Z 3-D modelu odhaduji střední průměr roztečné kružnice planety $d_{plam}^{dif}=125\text{mm}$. Počet zubů planety $z_{pla}^{dif}=20$ volím stejným postupem, jako tomu bylo v případě soukolí stálého převodu. Z těchto hodnot postupuji k dalším geometrickým výpočtům podle zdroje [3].

Následující výpočty se týkají diferenciálu (proto nebudu uvádět v popiscích, zda se jedná o planetu diferenciálu nebo kolové redukce).



Obrázek 12 - kuželové ozubení s proměnnou výškou zubu [6]

$\alpha^{dif}=20^\circ$ úhel záběru soukolí

$n_{sat}^{dif}=4$ počet satelitů

$z_{pla}^{dif}=20$ počet zubů planety

$z_{sat}^{dif}=12$ počet zubů satelitu

Modul ozubení ve středu ozubení

$$m_m^{dif} = \frac{d_{pla}^{dif}}{z_{pla}^{dif}} = \frac{125}{20} = 6,25mm \quad (55)$$

Průměr roztečné kružnice satelitu ve středu ozubení

$$d_{sat\ m}^{dif} = z_{sat}^{dif} * m_m^{dif} = 12 * 6,25 = 75mm \quad (56)$$

$\psi_L^{dif}=0,285$ součinitel šířky ozubení

Modul ozubení vnějšího čela soukolí

$$m_e^{dif} = \frac{m_m^{dif}}{(1 - 0,5 * \psi_L^{dif})} = \frac{6,25}{(1 - 0,5 * 0,285)} = 7,29mm \quad (57)$$

Kuželová vzdálenost vnějšího čela soukolí [3]

$$L_e^{dif} = \frac{m_e^{dif}}{2} \sqrt{z_{sat}^{dif^2} + z_{pla}^{dif^2}} = \frac{7,29}{2} \sqrt{12^2 + 20^2} = 85mm \quad (58)$$

Šířka ozubení

$$b^{dif} = \psi_L^{dif} * L_e^{dif} = 0,285 * 85 = 24,22mm \quad (59)$$

Kuželová vzdálenost středu ozubení

$$L_m^{dif} = L_e^{dif} - 0,5 * b^{dif} = 85 - 0,5 * 24,22 = 72,89mm \quad (60)$$

Roztečný průměr satelitu vnějšího čela soukolí

$$d_{sat\ e}^{dif} = m_e^{dif} * z_{sat}^{dif} = 7,29 * 12 = 87,46mm \quad (61)$$

Roztečný průměr planety vnějšího čela soukolí

$$d_{pla\ e}^{dif} = m_e^{dif} * z_{pla}^{dif} = 7,29 * 20 = 145,78mm \quad (62)$$

Počet zubů plochého kola

$$z_p^{dif} = \sqrt{z_{sat}^{dif^2} + z_{pla}^{dif^2}} = \sqrt{12^2 + 20^2} = 23,32 \quad (63)$$

Roztečný úhel kuželu satelitu

$$\delta_{sat}^{dif} = \arcsin\left(\frac{z_{sat}^{dif}}{z_p^{dif}}\right) = \arcsin\left(\frac{12}{23,32}\right) = 30,96^\circ \quad (64)$$

Roztečný úhel kuželu planety

$$\delta_{pla}^{dif} = \arcsin\left(\frac{z_{pla}^{dif}}{z_p^{dif}}\right) = \arcsin\left(\frac{20}{23,32}\right) = 59,04^\circ \quad (65)$$

Jednotkové posunutí satelitu

$$x_{sat}^{dif} = 2 * \left(1 - \left(\frac{z_{sat}^{dif}}{z_{pla}^{dif}}\right)^2\right) * \sqrt{\frac{1}{z_{sat}^{dif}}} = 2 * \left(1 - \left(\frac{12}{20}\right)^2\right) * \sqrt{\frac{1}{12}} = 0,37 \quad (66)$$

Jednotkové posunutí planety (korekce VN)

$$x_{pla}^{dif} = -x_{sat}^{dif} = -0,37 \quad (67)$$

$h_a^*=1$ jednotková výška hlavy ozubení

Výška hlavy zubu satelitu ve vnějším bodu soukolí

$$h_{sat\ a\ e}^{dif} = m_e^{dif} * (h_a^* + x_{sat}^{dif}) = 7,29 * (1 + 0,37) = 9,98mm \quad (68)$$

Výška hlavy zubu planety ve vnějším bodu soukolí

$$h_{pla\ a\ e}^{dif} = m_e^{dif} * (h_a^* + x_{pla}^{dif}) = 7,29 * (1 + (-0,37)) = 4,6mm \quad (69)$$

$h_f^*=1,25$ jednotková výška paty ozubení

Výška paty zubu satelitu ve vnějším bodu soukolí

$$h_{sat\ f\ e}^{dif} = m_e^{dif} * (h_f^* - x_{sat}^{dif}) = 7,29 * (1,25 - 0,37) = 6,42mm \quad (70)$$

Výška paty zubu planety ve vnějším bodu soukolí

$$h_{pla\ f\ e}^{dif} = m_e^{dif} * (h_f^* - x_{pla}^{dif}) = 7,29 * (1,25 - (-0,37)) = 11,8mm \quad (71)$$

Výška zubu ve vnějším bodu soukolí

$$h_e^{dif} = m_e^{dif} (h_a^* + h_f^*) = 7,29 * (1 + 1,25) = 16,4mm \quad (72)$$

Výška hlavy zubu satelitu ve vnějším bodu soukolí

$$h_{sat\ a\ m}^{dif} = m_m^{dif} * (h_a^* + x_{sat}^{dif}) = 6,25 * (1 + 0,37) = 8,56mm \quad (73)$$

Výška hlavy zubu planety ve vnějším bodu soukolí

$$h_{pla\ a\ m}^{dif} = m_m^{dif} * (h_a^* + x_{pla}^{dif}) = 6,25 * (1 + (-0,37)) = 3,94mm \quad (74)$$

Výška paty zubu satelitu ve středu ozubení

$$h_{sat\ f\ m}^{dif} = m_m^{dif} * (h_f^* - x_{sat}^{dif}) = 6,25 * (1,25 - 0,37) = 5,5mm \quad (75)$$

Výška paty zubu planety ve středu ozubení

$$h_{pla\ f\ m}^{dif} = m_m^{dif} * (h_f^* - x_{pla}^{dif}) = 6,25 * (1,25 - (-0,37)) = 10,12mm \quad (76)$$

Výška zubu ve vnějším bodu soukolí

$$h_e^{dif} = m_m^{dif} (h_a^* + h_f^*) = 6,25 * (1 + 1,25) = 14,06mm \quad (77)$$

Hlavový průměr satelitu ve vnějším bodu soukolí

$$\begin{aligned} d_{sat\ a\ e}^{dif} &= m_e^{dif} * (z_{sat}^{dif} + 2 * (h_a^* + x_{sat}^{dif}) * \cos \delta_{sat}^{dif}) \\ &= 7,29 * (12 + 2 * (1 + 0,37) * \cos 30,96) = 104,58mm \end{aligned} \quad (78)$$

Hlavový průměr planety ve vnějším bodu soukolí

$$\begin{aligned} d_{pla\ a\ e}^{dif} &= m_e^{dif} * (z_{pla}^{dif} + 2 * (h_a^* + x_{pla}^{dif}) * \cos \delta_{pla}^{dif}) \\ &= 7,29 * (20 + 2 * (1 + (-0,37)) * \cos 59,04) \\ &= 150,5mm \end{aligned} \quad (79)$$

Patní průměr satelitu ve vnějším bodu soukolí

$$\begin{aligned} d_{sat\ f\ e}^{dif} &= m_e^{dif} * (z_{sat}^{dif} - 2 * (h_f^* - x_{sat}^{dif}) * \cos \delta_{sat}^{dif}) \\ &= 7,29 * (12 - 2 * (1 - 0,37) * \cos 30,96) = 76,48mm \end{aligned} \quad (80)$$

Patní průměr planety ve vnějším bodu soukolí

$$\begin{aligned} d_{pla\ f\ e}^{dif} &= m_e^{dif} * (z_{pla}^{dif} - 2 * (h_f^* - x_{pla}^{dif}) * \cos \delta_{pla}^{dif}) \\ &= 7,29 * (20 - 2 * (1 - (-0,37)) * \cos 59,04) \\ &= 133,63mm \end{aligned} \quad (81)$$

Úhel hlavy zubu satelitu

$$\theta_{sat\ a}^{dif} = \arctan \frac{h_{sat\ a\ e}^{dif}}{L_e^{dif}} = \arctan \frac{9,98}{85} = 6,7^\circ \quad (82)$$

Úhel hlavy zubu planety

$$\theta_{pla\ a}^{dif} = \arctan \frac{h_{pla\ a\ e}^{dif}}{L_e^{dif}} = \arctan \frac{4,6}{85} = 3,09^\circ \quad (83)$$

Úhel paty zubu satelitu

$$\theta_{sat\ f}^{dif} = \arctan \frac{h_{sat\ f\ e}^{dif}}{L_e^{dif}} = \arctan \frac{6,42}{85} = 4,32^\circ \quad (84)$$

Úhel paty zubu planety

$$\theta_{pla\ f}^{dif} = \arctan \frac{h_{pla\ f\ e}^{dif}}{L_e^{dif}} = \arctan \frac{11,8}{85} = 7,91^\circ \quad (85)$$

Úhel hlavového kužele satelitu

$$\delta_{sat a}^{dif} = \delta_{sat}^{dif} + \theta_{sat a}^{dif} = 30,96 + 6,7 = 37,66^\circ \quad (86)$$

Úhel hlavového kužele planety

$$\delta_{pla a}^{dif} = \delta_{pla}^{dif} + \theta_{pla a}^{dif} = 59,04 + 3,09 = 62,13^\circ \quad (87)$$

Úhel patního kužele satelitu

$$\delta_{sat f}^{dif} = \delta_{sat}^{dif} - \theta_{sat f}^{dif} = 30,96 - 4,32 = 26,65^\circ \quad (88)$$

Úhel patního kužele planety

$$\delta_{pla f}^{dif} = \delta_{pla}^{dif} - \theta_{pla f}^{dif} = 59,04 - 7,91 = 51,13^\circ \quad (89)$$

7.3. Kolová redukce

Smysl umístění kolové redukce do kola jsem již probral v kapitole 3 a volbu koncepce v kapitole 3.3.

V zapojení pravé kolové redukce je zastaveno korunové kolo. Počty zubů planety, satelitů a korunového kola jsem se již určil v kapitole 5.3.2. Materiál ozubení volím 14 223.4. Tedy stejný, jaký je v soukolí stálého převodu a diferenciálu. Typ ozubení volím čelní s přímými zuby.

Následující výpočty se týkají kolové redukce.

$z_{pla}^{kol red}=33$	počet zubů planety
$z_{sat}^{kol red}=22$	počet zubů satelitu
$z_{kor}^{kol red}=-77$	počet zubů korunového kola
$i^{kol red}=3,33$	převodový poměr
$M_{hna hří}=8\ 428,1\text{Nm}$	točivý moment hnacího hřídele
$f_F=18$	pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení
$\psi_d=0,9$	poměr šířky ozubení a roztečného průměru
$K_F=1,25$	součinitel přidavných zatížení pro výpočet na ohyb
$\sigma_{F P}=420\text{MPa}$	přípustné napětí v ohybu zubu

$n_{sat}^{kol\ red}=5$ počet satelitů

Modul ozubení poté vypočtu následujícím vztahem [1].

$$m^{kol\ red} = f_F * \sqrt[3]{\frac{K_F * \frac{M_{hna\ hří}}{n_{sat}^{kol\ red}}}{\psi_d * z_{pla}^{kol\ red} * \sigma_{FP}}} = 18 * \sqrt[3]{\frac{1,25 * \frac{8\ 428,1}{5}}{0,9 * 33 * 420}} = 3,29mm \quad (90)$$

Roztečný průměr planety

$$d_{pla}^{kol\ red} = m^{kol\ red} * z_{pla}^{kol\ red} = 3,29 * 33 = 108,42mm \quad (91)$$

Roztečný průměr satelitů

$$d_{sat}^{kol\ red} = m^{kol\ red} * z_{sat}^{kol\ red} = 3,29 * 22 = 72,28mm \quad (92)$$

Roztečný průměr korunového kola

$$d_{kor}^{kol\ red} = m^{kol\ red} * z_{kor}^{kol\ red} = 3,29 * (-77) = -252,98mm \quad (93)$$

$\alpha^{kol\ red}=25^\circ$ úhel záběru kolové redukce

Průměr základní kružnice planety

$$d_{pla\ b}^{kol\ red} = d_{pla}^{kol\ red} * \cos \alpha^{kol\ red} = 108,42 * \cos 25 = 98,26mm \quad (94)$$

Průměr základní kružnice satelitů

$$d_{sat\ b}^{kol\ red} = d_{sat}^{kol\ red} * \cos \alpha^{kol\ red} = 72,28 * \cos 25 = 65,51mm \quad (95)$$

Průměr základní kružnice korunového kola

$$d_{kor\ b}^{kol\ red} = d_{kor}^{kol\ red} * \cos \alpha^{kol\ red} = -252,98 * \cos 25 = -229,98mm \quad (96)$$

$h_a^*=1$ jednotková výška hlavy ozubení

$h_f^*=1,25$ jednotková výška paty ozubení

$x_{pla}^{kol\ red}=-0,1$ jednotkové posunutí planety

$x_{sat}^{kol\ red}=0,1$ jednotkové posunutí satelitů

$x_{kor}^{kol\ red}=-0,1$ jednotkové posunutí korunového kola

Průměr hlavové kružnice planety

$$\begin{aligned}d_{pla a}^{kol red} &= d_{pla}^{kol red} + 2 * m^{kol red} * (h_a^* + x_{pla}^{kol red}) \\ &= 108,42 + 2 * 3,29 * (1 + (-0,1)) = 114,33mm\end{aligned}\quad (97)$$

Průměr hlavové kružnice satelitů

$$\begin{aligned}d_{sat a}^{kol red} &= d_{sat}^{kol red} + 2 * m^{kol red} * (h_a^* + x_{sat}^{kol red}) \\ &= 72,28 + 2 * 3,29 * (1 + 0,1) = 79,51mm\end{aligned}\quad (98)$$

Průměr hlavové kružnice korunového kola

$$\begin{aligned}d_{kor a}^{kol red} &= d_{kor}^{kol red} + 2 * m^{kol red} * (h_a^* + x_{kor}^{kol red}) \\ &= -252,98 + 2 * 3,29 * (1 + (-0,1)) = \\ &= -244,11mm\end{aligned}\quad (99)$$

Průměr patní kružnice planety

$$\begin{aligned}d_{pla f}^{kol red} &= d_{pla}^{kol red} - 2 * m^{kol red} * (h_a^* - x_{pla}^{kol red}) \\ &= 108,42 - 2 * 3,29 * (1 - (-0,1)) = 99,55mm\end{aligned}\quad (100)$$

Průměr patní kružnice satelitu

$$\begin{aligned}d_{sat f}^{kol red} &= d_{sat}^{kol red} - 2 * m^{kol red} * (h_a^* - x_{sat}^{kol red}) \\ &= 72,28 - 2 * 3,29 * (1 - 0,1) = 64,72mm\end{aligned}\quad (101)$$

Průměr patní kružnice korunového kola

$$\begin{aligned}d_{kor f}^{kol red} &= d_{kor}^{kol red} - 2 * m^{kol red} * (h_a^* - x_{kor}^{kol red}) \\ &= -252,98 - 2 * 3,29 * (1 - (-0,1)) = -260,21mm\end{aligned}\quad (102)$$

$$\psi_m^{kol red} = 25$$

poměr šířky ozubení a modulu

Šířka ozubení

$$b^{kol red} = m^{kol red} * \psi_m^{kol red} = 3,29 * 25 = 82,14mm\quad (103)$$

7.3.1. Kontrola navrženého planetového soukolí

Pro správnou funkci planetového soukolí je potřeba jej zkontrolovat na sousost centrálních členů, smontovatelnost a sousedství.

7.3.1.1. Kontrola na sousost centrálních členů

Kontroluje se rovnost osové vzdálenosti mezi planetou a satelitem a osové vzdálenosti satelitu a korunového kola.

Osová vzdálenost planety a satelitu kolové redukce

$$a_{pla\ sat}^{kol\ red} = \frac{d_{pla}^{kol\ red} + d_{sat}^{kol\ red}}{2} = \frac{108,42 + 72,28}{2} = 90,35mm \quad (104)$$

Osová vzdálenost satelitu a koruny kolové redukce

$$a_{sat\ kor}^{kol\ red} = \frac{d_{sat}^{kol\ red} + |d_{kor}^{kol\ red}|}{2} = \frac{72,28 + |-252,98|}{2} = 90,35mm \quad (105)$$

$$a_{pla\ sat}^{kol\ red} = a_{sat\ kor}^{kol\ red} \quad (106)$$

Podmínka sousosti centrálních členů je splněna.

7.3.1.2. Podmínka smontovatelnosti

Tato podmínka kontroluje, zda do sebe kola při montáži zapadnou. Výsledek následujícího vztahu musí vyjít jako celé číslo

$$\frac{z_{pla}^{kol\ red} + |z_{kor}^{kol\ red}|}{n_{sat}^{kol\ red}} = \frac{33 + |-77|}{5} = 20 \quad (107)$$

Podmínka smontovatelnosti je splněna.

7.3.1.3. Podmínka sousedství

Tato podmínka kontroluje, zda satelity vzájemně nekolidují. Určí se minimální vzdálenost mezi satelity a poté se spočítá minimální úhel mezi osami satelitů, který zajistí tuto vzdálenost. Skutečný úhel poté musí být větší.

$$j_{sat\ min}^{kol\ red} = 5mm \quad \text{minimální vzdálenost mezi satelity}$$

Minimální úhel mezi osami satelitů

$$\delta_{sat\ min}^{kol\ red} = 2 * \arcsin \left(\frac{\frac{d_{sat\ a}^{kol\ red}}{2} + \frac{j_{sat\ min}^{kol\ red}}{2}}{\frac{d_{pla}^{kol\ red}}{2} + \frac{d_{sat}^{kol\ red}}{2}} \right) \quad (108)$$

$$= 2 * \arcsin \left(\frac{\frac{79,51}{2} + \frac{5}{2}}{\frac{108,42}{2} + \frac{72,28}{2}} \right) = 55,77^\circ$$

Skutečný úhel mezi osami satelitů

$$\delta_{sat}^{kol\ red} = \frac{360}{n_{sat}^{kol\ red}} = \frac{360}{5} = 72^\circ \quad (109)$$

$$\delta_{sat\ min}^{kol\ red} = 55,77^\circ < d_{sat}^{kol\ red} = 72^\circ \quad (110)$$

Podmínka sousedství je splněna.

8. Virtuální soukolí

Pro pevnostní a životnostní výpočty použiji program CZ. Tento program neumí pracovat s kuželovými koly, ale pouze čelními soukolími s přímými nebo šikmými zuby. Proto je třeba přepočítat skutečná soukolí stálého převodu a soukolí diferenciálu na takzvané virtuální, které je možné do programu vložit.

8.1. Virtuální soukolí stálého převodu

Kuželové soukolí Oerlikon spiromatic N1 zde převádím na virtuální soukolí s čelními šikmými zuby.

Následující výpočty se týkají soukolí stálého převodu rozvodovky.

$$\alpha_n^{stá\ pře} = 22,5^\circ \quad \text{normálový úhel záběru}$$

Normálový úhel záběru virtuálního soukolí

$$\alpha_{n\ vir}^{stá\ pře} = \alpha_n^{stá\ pře} = 22,5^\circ \quad (111)$$

$\beta_p^{stá pře} = 22,63^\circ$ střední úhel sklonu zubů

Úhel sklonu zubů ve výpočtovém bodě virtuálního soukolí

$$\beta_{p\ vir}^{stá pře} = \beta_p^{stá pře} = 22,63^\circ \quad (112)$$

$z_{pas}^{roz} = 20$ počet zubů pastorku

$z_{tal}^{roz} = 34$ počet zubů talířového kola

Převodový poměr virtuálního soukolí

$$i_{vir}^{roz} = \left(\frac{z_{tal}^{roz}}{z_{pas}^{roz}} \right)^2 = \left(\frac{34}{20} \right)^2 = 2,89 \quad (113)$$

$\delta_{pas}^{stá pře} = 30,47^\circ$ roztečný úhel kuželu pastorku

$\delta_{tal}^{stá pře} = 59,53^\circ$ roztečný úhel kuželu talířového

Počet zubů virtuálního pastorku

$$z_{pas\ vir}^{roz} = \frac{z_{pas}^{roz}}{\cos \delta_{pas}^{stá pře}} = \frac{20}{\cos 30,47} = 23,2 \quad (114)$$

Počet zubů virtuálního talířového kola

$$z_{tal\ vir}^{roz} = \frac{z_{tal}^{roz}}{\cos \delta_{tal}^{stá pře}} = \frac{34}{\cos 59,53} = 67,06 \quad (115)$$

$m_{n\ p}^{stá pře} = 8,26\text{mm}$ normálový modul ve výpočtovém bodě

Roztečný průměr virtuálního pastorku

$$d_{pas\ vir}^{stá pře} = \frac{m_{n\ p}^{stá pře} * z_{pas}^{roz}}{\cos \delta_{pas}^{stá pře}} = \frac{8,26 * 20}{\cos 30,47} = 191,65\text{mm} \quad (116)$$

Roztečný průměr virtuálního talířového kola

$$d_{tal\ vir}^{stá\ pře} = \frac{m_{n\ p}^{stá\ pře} * Z_{tal}^{stá\ pře}}{\cos \delta_{tal}^{stá\ pře}} = \frac{8,26 * 34}{\cos 59,53} = 553,88mm \quad (117)$$

Normálový modul ve výpočtovém bodě virtuálního soukolí

$$m_{n\ p\ vir}^{stá\ pře} = m_{n\ p}^{stá\ pře} = 8,26mm \quad (118)$$

Tečný modul ve výpočtovém bodě virtuálního soukolí

$$m_{t\ p\ vir}^{stá\ pře} = \frac{m_{n\ p\ vir}^{stá\ pře}}{\cos \beta_p^{stá\ pře}} = \frac{8,26}{\cos 22,63} = 7,62mm \quad (119)$$

$h_{pas\ a}^{stá\ pře} = 8,76mm$ korigovaná výška hlavy zubu pastorku

$h_{tal\ a}^{stá\ pře} = 7,76$ korigovaná výška hlavy zubu talířového kola

$d_{pas\ m}^{stá\ pře} = 174,06mm$ průměr roztečné kružnice pastorku ve středu ozubení

$d_{tal\ m}^{stá\ pře} = 295,9mm$ průměr roztečné kružnice talířového kola ve středu ozubení

Hlavový průměr pastorku virtuálního soukolí

$$d_{pas\ a\ vir}^{stá\ pře} = d_{pas\ vir}^{stá\ pře} + 2 * h_{pas\ a}^{stá\ pře} = 191,65 + 2 * 8,76 = 209,17mm \quad (120)$$

Hlavový průměr talířového kola virtuálního soukolí

$$d_{tal\ a\ vir}^{stá\ pře} = d_{tal\ vir}^{stá\ pře} + 2 * h_{tal\ a}^{stá\ pře} = 553,88 + 2 * 7,76 = 571,4mm \quad (121)$$

$h_{pas\ f}^{stá\ pře} = 9,34mm$ korigovaná výška paty zubu pastorku

$h_{tal\ f}^{stá\ pře} = 10,34mm$ korigovaná výška paty zubu talířového kola

Patní průměr pastorku virtuálního soukolí

$$d_{pas\ f\ vir}^{stá\ pře} = d_{pas\ vir}^{stá\ pře} - 2 * h_{pas\ f}^{stá\ pře} = 191,65 - 2 * 9,34 = 180,65mm \quad (122)$$

Patní průměr talířového kola virtuálního soukolí

$$d_{tal f vir}^{stá pře} = d_{tal vir}^{stá pře} - 2 * h_{tal f}^{stá pře} = 553,88 - 2 * 10,34 = 542,85mm \quad (123)$$

Průměr základní kružnice pastorku virtuálního soukolí

$$d_{pas b vir}^{stá pře} = d_{pas vir}^{stá pře} * \cos \alpha_n^{stá pře} = 191,65 * \cos 22,5 = 177,07mm \quad (124)$$

Průměr základní kružnice talířového kola virtuálního soukolí

$$d_{tal b vir}^{stá pře} = d_{tal vir}^{stá pře} * \cos \alpha_n^{stá pře} = 553,88 * \cos 22,5 = 511,72mm \quad (125)$$

Osová vzdálenost virtuálního soukolí

$$a_{vir}^{stá pře} = \frac{d_{pas vir}^{stá pře} + d_{tal vir}^{stá pře}}{2} = \frac{191,65 + 553,88}{2} = 372,77mm \quad (126)$$

$b^{stá pře} = 57,05mm$ šířka ozubení soukolí

Šířka virtuálního soukolí

$$b_{vir}^{stá pře} = b^{stá pře} = 57,05mm \quad (127)$$

$x_m^{stá pře} = 0,5$ jednotkové posunutí soukolí

Jednotkové posunutí virtuálního soukolí

$$x_{vir}^{stá pře} = x_m^{stá pře} = 0,5 \quad (128)$$

8.2. Virtuální soukolí diferenciálu

Kuželové soukolí s přímými zuby nahradím tentokrát čelním virtuálním soukolím s přímými zuby.

Následující výpočty se týkají soukolí diferenciálu.

$\alpha^{dif} = 20^\circ$ úhel záběru soukolí

Úhel záběru virtuálního soukolí

$$\alpha_{vir}^{dif} = \alpha^{dif} = 20^\circ \quad (129)$$

$z_{sat}^{dif}=12$ počet zubů satelitu

$z_{pla}^{dif}=20$ počet zubů planety

Převodový poměr virtuálního diferenciálu

$$i_{vir}^{dif} = \left(\frac{z_{pla}^{dif}}{z_{sat}^{dif}} \right)^2 = \left(\frac{20}{12} \right)^2 = 2,78 \quad (130)$$

$\delta_{sat}^{dif}=30,96^\circ$ roztečný úhel kuželu satelitu

$\delta_{pla}^{dif}=59,04^\circ$ roztečný úhel kuželu planety

Počet zubů satelitu virtuálního soukolí

$$z_{sat\ vir}^{dif} = \frac{z_{sat}^{dif}}{\cos \delta_{sat}^{dif}} = \frac{12}{\cos 30,96} = 13,99 \quad (131)$$

Počet zubů planety virtuálního soukolí

$$z_{pla\ vir}^{dif} = \frac{z_{pla}^{dif}}{\cos \delta_{pla}^{dif}} = \frac{20}{\cos 59,04} = 38,87 \quad (132)$$

$d_{sat\ m}^{dif}=75\text{mm}$ průměr roztečné kružnice satelitu ve středu ozubení

$d_{pla\ m}^{dif}=125\text{mm}$ průměr roztečné kružnice planety ve středu ozubení

Roztečný průměr satelitu virtuálního soukolí

$$d_{sat\ vir}^{dif} = \frac{d_{sat\ m}^{dif}}{\cos \delta_{sta}^{dif}} = \frac{75}{\cos 30,96} = 87,46\text{mm} \quad (133)$$

Roztečný průměr planety virtuálního soukolí

$$d_{pla\ vir}^{dif} = \frac{d_{pla\ m}^{dif}}{\cos \delta_{pla}^{dif}} = \frac{125}{\cos 59,04} = 242,97mm \quad (134)$$

$$m_m^{dif} = 6,25mm \quad \text{modul ozubení}$$

Modul ve středu ozubení virtuálního soukolí

$$m_{m\ vir}^{dif} = m_m^{dif} = 6,25mm \quad (135)$$

$$h_{sat\ a\ m}^{dif} = 8,56mm \quad \text{výška hlavy zubu satelitu ve středu ozubení}$$

$$h_{pla\ a\ m}^{dif} = 3,94mm \quad \text{výška hlavy zubu planety ve středu ozubení}$$

Hlavový průměr satelitu virtuálního soukolí

$$d_{sat\ a\ vir}^{dif} = d_{sat\ vir}^{dif} + 2 * h_{sat\ a\ m}^{dif} = 87,46 + 2 * 8,56 = 104,58mm \quad (136)$$

Hlavový průměr planety virtuálního soukolí

$$d_{pla\ a\ vir}^{dif} = d_{pla\ vir}^{dif} + 2 * h_{pla\ a\ m}^{dif} = 242,97 + 2 * 3,94 = 250,84mm \quad (137)$$

$$h_{sat\ f\ m}^{dif} = 5,5mm \quad \text{výška paty zubu satelitu ve středu ozubení}$$

$$h_{pla\ f\ m}^{dif} = 10,12mm \quad \text{výška paty zubu planety ve středu ozubení}$$

Patní průměr satelitu virtuálního soukolí

$$d_{sat\ f\ vir}^{dif} = d_{sat\ vir}^{dif} - 2 * h_{sat\ f\ m}^{dif} = 87,46 - 2 * 5,5 = 76,46mm \quad (138)$$

Patní průměr planety virtuálního soukolí

$$d_{pla\ f\ vir}^{dif} = d_{pla\ vir}^{dif} - 2 * h_{pla\ f\ m}^{dif} = 242,97 - 2 * 10,12 = 222,71mm \quad (139)$$

Průměr základní kružnice satelitu virtuálního soukolí

$$d_{sat\ b\ vir}^{dif} = d_{sat\ vir}^{dif} * \cos \alpha_{vir}^{dif} = 87,46 * \cos 20 = 82,19mm \quad (140)$$

Průměr základní kružnice planety virtuálního soukolí

$$d_{plab\ vir}^{dif} = d_{plavir}^{dif} * \cos \alpha_{vir}^{dif} = 242,97 * \cos 20 = 228,3mm \quad (141)$$

Osová vzdálenost virtuálního soukolí

$$a_{vir}^{dif} = \frac{d_{sat\ vir}^{dif} + d_{plavir}^{dif}}{2} = \frac{87,46 + 242,97}{2} = 165,21mm \quad (142)$$

$b^{dif} = 24,22mm$ šířka ozubení

Šířka virtuálního soukolí

$$b_{vir}^{dif} = b^{dif} = 24,22mm \quad (143)$$

$x_{sat}^{dif} = 0,37$ jednotkové posunutí satelitu

$$x_{sat\ vir}^{stál\ pře} = x_{sat}^{dif} = 0,37 \quad (144)$$

9. Kontrola únosnosti ozubení

Pro kontrolu navržených ozubených soukolí použiji, jak jsem již zmínil, program CZ. Konkrétně se budu řídit normou DIN 3990. Pro tento program jsem již napočítal potřebná virtuální soukolí, s kterými teď budu počítat. V případě kolové redukce není potřeba virtuálního soukolí.

9.1. Maximální namáhání

V kapitole 6 jsem zjistil, že maximální namáhání převodového ústrojí je při jízdě na mezi adheze. Na tuto hladinu zatížení tedy kontroluji ozubená soukolí na maximální namáhání. Rychlost jedoucího vozidla při prokluzu v_{pro} odhaduji na 5 km/h.

9.1.1. Soukolí stálého převodu

Protože program CZ pracuje s virtuálními soukolími, je nutné přepočítat zatížení na tato soukolí. Vstupem do výpočtů je zatížení pastorku.

Následující výpočty se týkají soukolí stálého převodu rozvodovky.

$d_{pas\ p}^{stá\ pře} = 178,98\text{mm}$ roztečná kružnice ve výpočtovém bodu pastorku

$d_{pas\ vir}^{stá\ pře} = 191,65\text{mm}$ roztečný průměr virtuálního pastorku

$M_{pas}^{roz} = 10\ 437,22\text{Nm}$ točivý moment pastorku

Zatěžující moment pastorku virtuálního soukolí

$$M_{pas\ vir}^{roz} = \frac{M_{pas}^{roz} * d_{pas\ vir}^{stá\ pře}}{d_{pas\ p}^{stá\ pře}} = \frac{10\ 437,22 * 191,65}{178,98} = 11\ 176,5\text{Nm} \quad (145)$$

$v_{pro} = 5\text{km/h}$ rychlost při prokluzu

$i^{kol\ red} = 3,33$ převodový poměr kolové redukce

$i^{roz} = 1,7$ převodový poměr rozvodovky

$r_{dyn} = 0,49\text{ m}$ dynamický poloměr pneumatiky

Rychlost otáčení pastorku při prokluzu

$$n_{pas\ pro}^{stá\ pře} = \frac{v_{pro} * i^{roz} * i^{kol\ red}}{2 * \pi * r_{dyn}} = \frac{5}{3,6} * 1,7 * 3,33 = 2,55 \frac{ot}{s} = 152,82 \frac{ot}{min} \quad (146)$$

Požadovaná životnost je v případech maximálního namáhání malá, neboť je potřeba se pohybovat v kvazistatické oblasti Wöhlerovy křivky.

$N_k = 100\text{ot}$ požadovaná životnost

$K_A = 1,25$ součinitel vnějších dynamických sil

Tyto vypočtené hodnoty jsem zadal do programu CZ. Výsledné hodnoty maximálního namáhání soukolí stálého převodu rozvodovky jsou v následující tabulce.

Tabulka 6 - bezpečnosti soukolí stálého převodu

	Pastorek	Talířové kolo	
Bezpečnost na dotyk	1,36	1,37	[1]
Bezpečnost na ohyb	6,8	4,27	[1]

9.1.2. Soukolí diferenciálu

Vstupem do výpočtů jsou satelity diferenciálu.

$M_{tal}^{roz} = 16\,856,11 \text{ Nm}$ točivý moment talířového kola

$n_{sat}^{dif} = 4$ počet satelitů diferenciálu

$n_{pla}^{dif} = 2$ počet planet diferenciálu

Točivý moment přenášený 1 satelitem na 1 planetu diferenciálu

$$M_{sat}^{dif} = \frac{M_{tal}^{roz}}{n_{pla}^{dif} * n_{sat}^{dif}} = \frac{16\,856,11}{2 * 4} = 2\,107,01 \text{ Nm} \quad (147)$$

$d_{sat\ m}^{dif} = 75 \text{ mm}$ průměr roztečné kružnice satelitu diferenciálu ve středu ozubení

$d_{sat\ vir}^{dif} = 87,46 \text{ mm}$ roztečný průměr satelitu virtuálního diferenciálu

Zatěžující moment satelitu virtuálního soukolí diferenciálu

$$M_{sat\ vir}^{dif} = \frac{M_{sat}^{dif} * d_{sat\ vir}^{dif}}{d_{sat\ m}^{dif}} = \frac{2\,107,01 * 87,46}{75} = 2\,457,18 \text{ Nm} \quad (148)$$

Rychlost otáčení satelitů diferenciálu při prokluzu

$$n_{sat\ pro}^{dif} = \frac{v_{pro} * i^{kol\ red}}{2 * \pi * r_{dyn}} = \frac{\frac{5}{3,6} * 3,33}{2 * \pi * 0,49} = 1,5 \frac{ot}{s} = 89,9 \frac{ot}{min} \quad (149)$$

$N_k=100\text{ot}$

požadovaná životnost

 $K_A=1,25$

součinitel vnějších dynamických sil

Výsledky výpočtů programu CZ jsou v následující tabulce.

Tabulka 7 - bezpečnosti soukolí diferenciálu

	Satelit	Planeta	
Bezpečnost na dotyk	0,67	0,69	[1]
Bezpečnost na ohyb	2,69	1,98	[1]

Z této tabulky je vidět, že bezpečnost na dotyk soukolí je menší než 1. Nicméně tyto hodnoty bezpečností vycházely například i u běžně používaného vozidla Praga V3S. Z toho lze usuzovat, že navržené soukolí vyhovuje a k prolomení povrchové vrstvy by nemělo docházet. Navíc při zatížení nápravy počítám s přeložením zadní nápravy o 2 500kg, čímž jsem na straně bezpečnosti.

9.1.3. Soukolí kolové redukce

V tomto případě se jedná o čelní soukolí s přímými zuby, a tak není potřeba počítat virtuální soukolí pro program CZ. Vstupem do výpočtů je planeta soukolí.

 $M_{hna\ hří}=8\ 428,1\text{Nm}$

točivý moment hnacího hřídele

 $n_{sat}^{kol\ red}=5$

počet satelitů kolové redukce

Točivý moment přenášený planetou na 1 satelit

$$M_{pla}^{kol\ red} = \frac{M_{hna\ hří}}{n_{sat}^{kol\ red}} = \frac{8\ 428,1}{5} = 1\ 685,6\text{Nm} \quad (150)$$

Tomuto točivému momentu odpovídá moment, který vstupuje do programu CZ.

Rychlost otáčení planety kolové redukce při prokluzu

$$n_{pla\ pro}^{kol\ red} = \frac{v_{pro} * i^{kol\ red}}{2 * \pi * r_{dyn}} = \frac{\frac{5}{3,6} * 3,33}{2 * \pi * 0,49} = 1,5 \frac{ot}{s} = 89,9 \frac{ot}{min} \quad (151)$$

$N_k=100ot$

požadovaná životnost

$K_A=1,25$

součinitel vnějších dynamických sil

Výsledky výpočtů programu CZ jsou v následující tabulce.

Tabulka 8 - bezpečnosti soukolí kolové redukce

	Planeta	Satelit	
Bezpečnost na dotyk	1,3	1,26	[1]
Bezpečnost na ohyb	6,44	6,6	[1]

9.2. Únavové namáhání

V kapitole 6.2 jsem vypočetl daná zatížení pro určení životností na ohyb, dotyk a ložiska. Tyto hodnoty nyní použiji při výpočtech životností. Požadovanou životnost po konzultaci volím 600 000 km. K určení skutečné životnosti je dále potřeba znát Wöhlerovy křivky.

9.2.1. Wöhlerova křivka

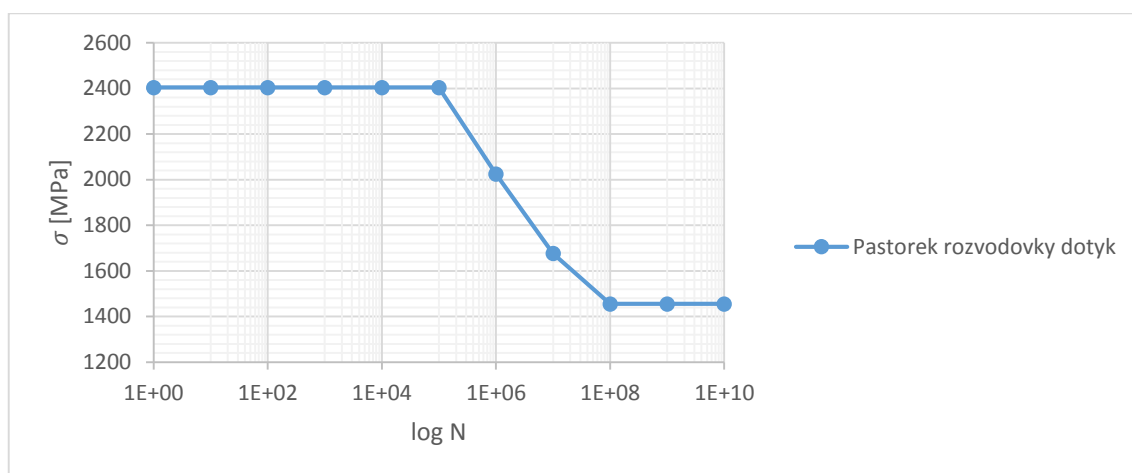
Wöhlerova křivka znázorňuje závislost mezi amplitudovým napětím a počtem zatěžujících cyklů. Pokud se napětí v dané součásti při daných cyklech vyskytne nad touto křivkou, pravděpodobně dojde k poruše součásti. Wöhlerovu křivku lze rozdělit na 3 části. První se nazývá kvazistatická. V této oblasti nemá počet cyklů vliv na pevnost součásti a její porušení závisí pouze na mezi pevnosti materiálu. Druhá část je lineární klesající. Je dána následujícími parametry a rovnicí.

σ_a	[MPa]	amplitudové napětí
w	[1]	exponent šikmé větve
N	[cyklů]	počet cyklů (otáček)
C	[MPa]	konstanta Wöhlerovy křivky

$$\sigma_a^W * N = C \quad (152)$$

Třetí oblast je vysokocyklová. Je dána mezí únavy materiálu a životnost je nezávislá na počtu cyklů, tzn., že jde o trvalou pevnost. U běžných ocelí nastává okolo 10^7 až 10^8 cyklů.

Při tvorbě Wöhlerových křivek použiji program CZ, kde dosadím fiktivní točivý moment a pro určitý počet požadovaných cyklů (od 1 do 10^{10} cyklů) získám dovolené napětí na ohyb a dotyk zubu. Vytvořím Wöhlerovy křivky pro pastorek a talířové kolo rozvodovky, planetu a satelit kolové redukce. Uvádím zde příklad křivky pro namáhání pastorku rozvodovky na dotyk, zbylé křivky jsou v příloze 1.1.



Graf 5 - Wöhlerova křivka pastorku při namáhání na dotyk

Z programu CZ poté lze odečíst koeficienty Wöhlerovy křivky, které je možné vidět v následující tabulce.

Tabulka 9 - koeficienty Wöhlerových křivek

		w	C	Mez únavy	
Rozvodovka	Pastorek	Dotyk	13,16	$3,19 * 10^{49}$	1 455,1
		Ohyb	8,77	$8,1 * 10^{32}$	890,2
	Taliřové kolo	Dotyk	13,16	$8,8 * 10^{49}$	1468,2
		Ohyb	8,77	$1,97 * 10^{32}$	873,8
Kolová redukce	Planeta	Dotyk	13,16	$2,88 * 10^{49}$	1 310,1
		Ohyb	8,77	$2,07 * 10^{32}$	833,8
	Satelit	Dotyk	13,16	$3,96 * 10^{49}$	1 311,9
		Ohyb	8,77	$1,19 * 10^{31}$	480,5
		[1]	[MPa]	[MPa]	

Z těchto hodnot mohu dopočítat životnosti jednotlivých ozubených soukolí. Součinitel bezpečnosti získám porovnáním dovoleného a působícího napětí pro daný typ namáhání. Pomocí hypotézy kumulace poškození určím střední logaritmický život (odpovídá 50% pravděpodobnosti poruchy). Použiji upravenou Palmgren-Minerovu hypotézu kumulace poškození. Úprava spočívá v tom, že šikmou část Wöhlerovy křivky uvažuji až do nízkých hodnot napětí, čímž jsem na straně vyšší bezpečnosti. Pro dané působící napětí odečtu počet cyklů do lomu. Takto získám počet opakování předpokládané životnosti a střední logaritmický život.

Takto je postupováno i ve zdroji [4]

9.2.2. Soukolí stálého převodu

Stejně jako tomu bylo v případě maximálního namáhání je nutno přepočítat namáhání na virtuální soukolí. Uvedu zde pouze příklad výpočtu pro dotyk a pohon. Zbylé výpočty jsou totožné a pouze se mění vstupní hodnoty, které zde uvedu v tabulce 10 a 11.

Nyní je potřeba vypočítat počty cyklů pastorku a talířového kola rozvodovky za požadovanou životnost. Uvedu zde pouze výpočet pro pohon. Dráhová využití pro pohon určuji 0,75 a pro reverzaci a brzdění motorem 0,25.

Následující výpočty se týkají soukolí stálého převodu rozvodovky

$L_{pož}=600\ 000\text{km}$	požadovaná životnost
$\lambda_{poh}=0,75$	dráhové využití pohonu
$\lambda_{rev}=0,25$	dráhové využití reverzace a brzdění motorem
$i^{kol\ red}=3,33$	převodový poměr kolové redukce
$i^{roz}=1,7$	převodový poměr rozvodovky
$r_{dyn}=0,49\ \text{m}$	dynamický poloměr pneumatiky

Počet cyklů talířového kola za životnost při pohonu

$$n_{tal\ kol\ poh}^{roz} = \frac{L_{pož} * \lambda_{poh} * i^{kol\ red}}{2 * \pi * r_{dyn}} = \frac{600\ 000 * 10^3 * 0,75 * 3,33}{2 * \pi * 0,49} \quad (153)$$

$$= 485\ 436\ 893,2\ ot$$

Počet cyklů pastorku za životnost při pohonu

$$n_{pas\ poh}^{roz} = n_{tal\ kol\ poh}^{roz} * i^{roz} = 485\ 436\ 893,2 * 1,7 \quad (154)$$

$$= 825\ 242\ 718,4\ ot$$

Tabulka 10 - požadované životnosti soukolí stálého převodu rozvodovky

		n^{roz}	
Pastorek	Pohon	825 242 718,4	[ot]
	Reverzace	275 080 906,1	[ot]
Talířové kolo	Pohon	485 436 893,2	[ot]
	Reverzace	161 812 297,7	[ot]

Výpočet pro pohon a dotyk

$$M_{pas\ dot}^{roz}=1\ 825,87\text{Nm} \quad \text{ekvivalentní točivý moment pastorku pro dotyk}$$

$$d_{pas\ vir}^{stál\ pře} = 191,65\text{mm}$$

roztečný průměr virtuálního pastorku

$$d_{pas\ p}^{stál\ pře} = 178,98\text{mm}$$

roztečná kružnice ve výpočtovém bodu pastorku

Zatěžující moment na dotyk pastorku virtuálního soukolí

$$M_{pas\ dot\ vir}^{roz} = \frac{M_{pas\ dot}^{roz} * d_{pas\ vir}^{stál\ pře}}{d_{pas\ p}^{stál\ pře}} = \frac{1\ 825,87 * 191,65}{178,98} = 1\ 955,2\text{Nm} \quad (155)$$

Zatěžující moment při reverzaci je roven této hodnotě, protože k překonání jízdních odporů při daných stoupáních je irelevantní, zda se couvá nebo jede dopředu. Je zatěžován pouze opačný bok zubu a na to je třeba si dát pozor například u výpočtů sil na ozubení.

Tabulka 11 - únavové namáhání soukolí stálého převodu rozvodovky

		M_{pas}^{roz}	$M_{pas\ vir}^{roz}$	
Pohon	Dotyk	1 825,87	1 955,2	[Nm]
	Ohyb	1 524,87	1 632,9	[Nm]
Reverzace	Dotyk	1 825,87	1 955,2	[Nm]
	Ohyb	1 524,87	1 632,9	[Nm]

Dosazením hodnot virtuálních točivých momentů a požadovaných životností do programu CZ získám hodnoty napětí působících v zubu, viz následující tabulka.

Tabulka 12 - napětí působící v zubech soukolí stálého převodu rozvodovky

		σ_{pas}^{roz}	$\sigma_{tal\ kol}^{roz}$	
Pohon	Dotyk	612,7	605	[MPa]
	Ohyb	86,2	93,4	[MPa]
Reverzace	Dotyk	612,7	605	[MPa]
	Ohyb	86,2	93,4	[MPa]

$\sigma_{H \lim b} = 1270 \text{ MPa}$ mez únavy v dotyku odpovídající bázovému počtu zatěžovacích cyklů [3]

Přípustné napětí v dotyku zubu

$$\sigma_{HP} = 0,8 * \sigma_{H \lim b} = 0,8 * 1270 = 1016 \text{ MPa} \quad (156)$$

$\sigma_{FP} = 420 \text{ MPa}$ přípustné napětí v ohybu zubu

Součinitel bezpečnosti pro pohon a dotyk pastorku

$$s_{pas \ dot}^{roz} = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_{pas \ dot}^{roz}} = \frac{1016}{612,7} = 1,66 \quad (157)$$

Dosažením zbylých hodnot získám jejich součinitele bezpečnosti, viz následující tabulka.

Tabulka 13 - součinitelé bezpečnosti soukolí stálého převodu rozvodovky

		s_{pas}^{roz}	$s_{tal \ kol}^{roz}$	
Pohon	Dotyk	1,66	1,68	[1]
	Ohyb	4,87	4,5	[1]
Reverzace	Dotyk	1,66	1,68	[1]
	Ohyb	4,87	4,5	[1]

Počet cyklů do poruchy pro dotyk a pohon pastorku

$$n_{pas \ dot \ kri}^{roz} = \frac{C_{past \ dot}^{roz}}{\sigma_{pas \ dot}^{roz \ w}} = \frac{3,19 * 10^{49}}{612,7^{13,16}} = 6,7 * 10^{12} \quad (158)$$

Dosažením zbylých hodnot získám jejich počty cyklů do poruchy

Tabulka 14 - počty cyklů do poruchy soukolí stálého převodu rozvodovky

		$n_{pas\ kri}^{roz}$	$n_{tal\ kol\ kri}^{roz}$	
Pohon	Dotyk	$6,7 * 10^{12}$	$2,2 * 10^{13}$	[ot]
	Ohyb	$8,6 * 10^{15}$	$1 * 10^{15}$	[ot]
Reverzace	Dotyk	$6,7 * 10^{12}$	$2,2 * 10^{13}$	[ot]
	Ohyb	$8,6 * 10^{15}$	$1 * 10^{15}$	[ot]

Počet opakování požadované životnosti do poruchy pro dotyk a pohon pastorku

$$z_{pas\ dot\ kri}^{roz} = \frac{n_{pas\ dot\ krit}^{roz}}{n_{pas\ poh}^{roz}} = \frac{6,5 * 10^{12}}{825\ 242\ 718,4} = 7\ 820 \quad (159)$$

Stejným způsobem zbylé hodnoty počtu opakování požadované životnosti

Tabulka 15 - počty opakování požadované životnosti

		$z_{pas\ kri}^{roz}$	$z_{tal\ kol\ kri}^{roz}$	
Pohon	Dotyk	8 072,8	4 4714,6	[1]
	Ohyb	10 411 291,3	2 130 057,6	[1]
Reverzace	Dotyk	24 218,5	13 414,3,7	[1]
	Ohyb	31 233 873,8	6 390 172,7	[1]

Střední logaritmičtý život pastorku pro dotyk a pohon

$$\begin{aligned} L_{pas\ dot\ P50}^{roz} &= z_{pas\ dot\ krit}^{roz} * \lambda_{poh} * L_{pož} = 8\ 072,8 * 0,75 * 600\ 000 \\ &= 3,63 * 10^9 km \end{aligned} \quad (160)$$

Opět stejným způsobem dopočtu zbylé hodnoty středního logaritmičtého životu

Tabulka 16 - střední logaritmický život soukolí stálého převodu rozvodovky

		$L_{pas P50}^{roz}$	$L_{tal kol P50}^{roz}$	
Pohon	Dotyk	$3,63 \cdot 10^9$	$2,01 \cdot 10^9$	[km]
	Ohyb	$4,69 \cdot 10^{12}$	$9,59 \cdot 10^{12}$	[km]
Reverzace	Dotyk	$3,63 \cdot 10^9$	$2,01 \cdot 10^9$	[km]
	Ohyb	$4,69 \cdot 10^{12}$	$9,59 \cdot 10^{12}$	[km]

Při pohonu se zatěžuje opačná strana ozubení a tak jízda při reverzaci nemá vliv životnosti při pohonu. Naopak to platí taktéž. Poté mohu vypočítat výslednou životnost pastorku pro dotyk a pohon následovně.

$$L_{past dot P50 v\acute{y}s}^{roz} = \frac{1}{\frac{\lambda_{poh}}{L_{pas dot P50}^{roz}}} = \frac{1}{\frac{0,75}{3,63 \cdot 10^9}} = 4,84 \cdot 10^9 Km \quad (161)$$

Stejným postupem poté dopočítám zbylé hodnoty výsledných životností pro soukolí stálého převodu rozvodovky.

Tabulka 17 - výsledné životnosti soukolí stálého převodu rozvodovky

		$L_{pas P50 v\acute{y}s}^{roz}$	$L_{tal kol P50 v\acute{y}s}^{roz}$	
Pohon	Dotyk	$4,84 \cdot 10^9$	$2,68 \cdot 10^9$	[km]
	Ohyb	$6,25 \cdot 10^{12}$	$1,28 \cdot 10^{12}$	[km]
Reverzace	Dotyk	$1,45 \cdot 10^{10}$	$8,05 \cdot 10^{10}$	[km]
	Ohyb	$1,87 \cdot 10^{13}$	$3,83 \cdot 10^{12}$	[km]

Z této tabulky lze vidět, že všechny životnosti vycházejí vyšší než požadovaná životnost, takže z hlediska únavového namáhání soukolí stálého převodu rozvodovky vyhovuje.

9.2.3. Soukolí diferenciálu

Soukolí diferenciálu není třeba počítat na životnost, protože satelity vzhledem k jejich unašeči vykonávají pouze malý relativní pohyb jenom v případě rozdílné rychlosti otáčení kol.

9.2.4. Kolová redukce

Soukolí kolové redukce je realizováno pomocí přímého čelního ozubení, proto není potřeba počítat jeho virtuální soukolí

Nejdříve je potřeba vypočítat počty cyklů planetového kola a satelitu za požadovanou životnost. Je třeba počítat s tím, planeta zabírá zároveň se všemi satelity, které zabírají zároveň s planetou a s korunovým kole.

Následující výpočty se týkají kolové redukce.

$L_{pož}=600\ 000\text{km}$	požadovaná životnost
$\lambda_{poh}=0,75$	dráhové využití pohonu
$\lambda_{rev}=0,25$	dráhové využití reverzace a brzdění motorem
$i^{kol\ red}=3,33$	převodový poměr kolové redukce
$r_{dyn}=0,49\ \text{m}$	dynamický poloměr pneumatiky
$n_{sat}^{kol\ red}=5$	počet satelitů kolové redukce

Počet cyklů planety za životnost při pohonu (náhradní mechanismus) [5]

$$\begin{aligned}n_{pla\ poh}^{kol\ red} &= \left(n_{tal\ kol\ poh}^{roz} - \frac{n_{tal\ kol\ poh}^{roz}}{i^{kol\ red}} \right) * n_{sat}^{kol\ red} \\ &= \left(485\ 436\ 893,2 - \frac{485\ 436\ 893,2}{3,33} \right) * 5 \\ &= 1\ 699\ 029\ 126\text{ot}\end{aligned}\tag{162}$$

$n_{zat\ sat\ 1}^{kol\ red}=2$	počet zatěžujících cyklů za jednu otáčku satelitu
$z_{pla}^{kol\ red}=33$	počet zubů planety

$$z_{sat}^{kol\ red}=22$$

počet zubů satelitu

Převodový poměr náhradního mechanismu kolové redukce

$$i_{n\acute{a}h\ mech}^{kol\ red} = i_{ps}^r = \frac{z_{sat}^{kol\ red}}{z_{pla}^{kol\ red}} = \frac{22}{33} = 0,67 \quad (163)$$

Počet cyklů satelitu za životnost při pohonu

$$\begin{aligned} n_{pla\ poh}^{kol\ red} &= \left(n_{tal\ kol\ poh}^{roz} - \frac{n_{tal\ kol\ poh}^{roz}}{i_{n\acute{a}h\ mech}^{kol\ red}} \right) n_{zat\ sat\ 1}^{kol\ red} \\ &= \left(485\ 436\ 893,2 - \frac{485\ 436\ 893,2}{0,67} \right) * 2 \\ &= 1\ 019\ 417\ 476\ ot \end{aligned} \quad (164)$$

Tabulka 18 - požadované životnosti soukolí kolové redukce

		$n^{kol\ red}$	
Planeta	Pohon	1 699 029 126	[ot]
	Reverzace	566 343 042	[ot]
Satelit	Pohon	1 019 417 476	[ot]
	Reverzace	339 805 825	[ot]

Výpočet pro pohon a dotyk planety.

$M_{hna\ hří\ dot}=1\ 551,99Nm$ ekvivalentní točivý moment hnací hřídele pro dotyk

Zatěžující moment na dotyk planety

$$M_{pla\ dot}^{kol\ red} = \frac{M_{hna\ hří\ dot}}{n_{sat}^{kol\ red}} = \frac{1\ 551,99}{5} = 310,4Nm \quad (165)$$

Tabulka 19 - únavové namáhání kolové redukce

		$M_{pla}^{kol\ red}$	
Pohon	Dotyk	310,4	[Nm]
	Ohyb	259,2	[Nm]
Reverzace	Dotyk	310,4	[Nm]
	Ohyb	259,2	[Nm]

Dosažením tohoto zatížení a požadovaných životností do programu CZ získám hodnoty působících napětí v ozubení.

Tabulka 20 - napětí působící v ozubení kolové redukce při únavovém namáhání

		$\sigma_{pla}^{kol\ red}$	$\sigma_{sat}^{kol\ red}$	
Pohon	Dotyk	962,3	992	[MPa]
	Ohyb	177,5	179,6	[MPa]
Reverzace	Dotyk	962,3	992	[MPa]
	Ohyb	177,5	179,6	[MPa]

$\sigma_{HP}=1\ 016\text{MPa}$ přípustné napětí v dotyku zubu

$\sigma_{FP}=420\text{MPa}$ přípustné napětí v ohybu zubu

Součinitel bezpečnosti pro pohon a dotyk planety

$$s_{pla\ dot}^{kol\ red} = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_{pla\ dot}^{kol\ red}} = \frac{1016}{962,3} = 1,06 \quad (166)$$

Dosažením zbylých hodnot získám jejich součinitele bezpečnosti.

Tabulka 21 - součinitele bezpečnosti soukolí kolové redukce při únavovém namáhání

		$S_{pla}^{kol\ red}$	$S_{sat}^{kol\ red}$	
Pohon	Dotyk	1,06	1,02	[1]
	Ohyb	2,37	2,34	[1]
Reverzace	Dotyk	1,06	1,02	[1]
	Ohyb	2,37	2,34	[1]

Počet cyklů do poruchy planety kolové redukce pro dotyk

$$n_{pla\ dot\ kri}^{kol\ red} = \frac{C_{pla\ dot}^{kol\ red}}{\sigma_{pla\ dot}^{kol\ red w}} = \frac{2,88 * 10^{49}}{962,3^{13,16}} = 1,58 * 10^{10} \quad (167)$$

Dosažením zbylých hodnot získám jejich počty cyklů do poruchy

Tabulka 22- počty cyklů do poruchy ozubených kol kolové redukce

		$n_{pla\ kri}^{kol\ red}$	$n_{sat\ kri}^{kol\ red}$	
Pohon	Dotyk	$1,58 * 10^{10}$	$1,46 * 10^{10}$	[ot]
	Ohyb	$3,89 * 10^{12}$	$2,02 * 10^{11}$	[ot]
Reverzace	Dotyk	$1,58 * 10^{10}$	$1,46 * 10^{10}$	[ot]
	Ohyb	$3,89 * 10^{12}$	$2,02 * 10^{11}$	[ot]

Počet opakování životnosti do poruchy pro dotyk a pohon planety

$$z_{pla\ dot\ kri}^{kol\ red} = \frac{n_{pla\ dot\ kri}^{kol\ red}}{n_{pla\ poh}^{kol\ red}} = \frac{1,58 * 10^{10}}{1\ 019\ 417\ 476} = 9,3 \quad (168)$$

Tabulka 23 - počty opakování požadované životnosti planety kolové redukce

		$z_{pla\ kri}^{kol\ red}$	$z_{sat\ kri}^{kol\ red}$	
Pohon	Dotyk	9,3	14,3	[1]
	Ohyb	2 292,5	198,1	[1]
Reverzace	Dotyk	27,9	42,9	[1]
	Ohyb	6 877,4	594,4	[1]

Střední logaritmický život planety pro pohon a dotyk

$$L_{pla\ dot\ P50}^{kol\ red} = z_{pla\ dot\ krit}^{kol\ red} * \lambda_{poh} * L_{pož} = 9,3 * 0,75 * 600\ 000 = 4,19 * 10^6 km \quad (169)$$

Opět stejným způsobem dopočtu zbylé hodnoty středního logaritmického životu

Tabulka 24 - střední logaritmický život soukolí kolové redukce

		$L_{pla\ P50}^{kol\ red}$	$L_{sat\ P50}^{kol\ red}$	
Pohon	Dotyk	$4,19 * 10^6$	$6,43 * 10^6$	[km]
	Ohyb	$1,03 * 10^9$	$8,92 * 10^7$	[km]
Reverzace	Dotyk	$4,19 * 10^6$	$6,43 * 10^6$	[km]
	Ohyb	$1,03 * 10^9$	$8,92 * 10^7$	[km]

Celková životnost planety kolové redukce při pohonu pro dotyk

$$L_{pla\ dot\ P50\ v\ ys}^{kol\ red} = \frac{1}{\frac{\lambda_{poh}}{L_{pla\ dot\ P50}^{kol\ red}}} = \frac{1}{\frac{0,75}{4,19 * 10^6}} = 1,68 * 10^7 km \quad (170)$$

Stejným způsobem dopočítám zbylé hodnoty výsledných životností pro soukolí kolové redukce.

Tabulka 25 - výsledné životnosti soukolí kolové redukce

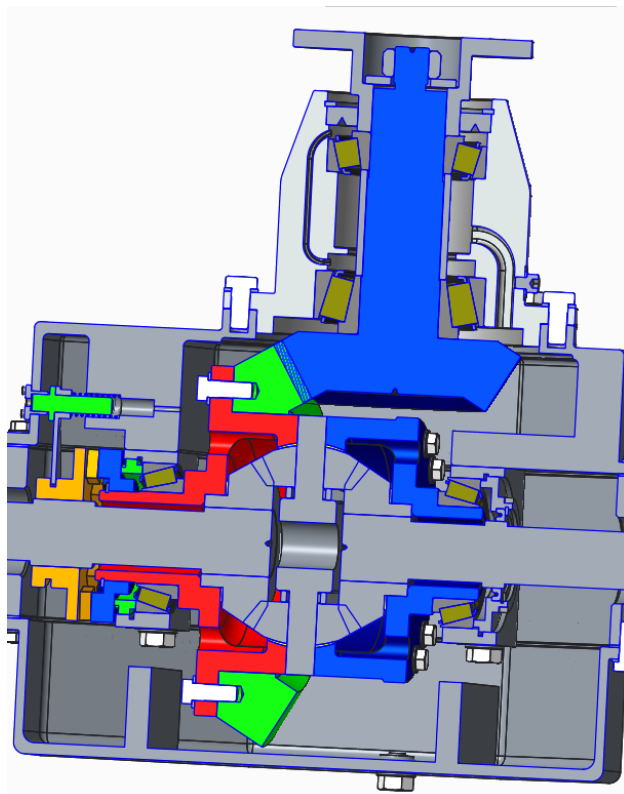
		$L_{pla P50 v\acute{y}s}^{kol red}$	$L_{sat P50 v\acute{y}s}^{kol red}$	
Pohon	Dotyk	$5,58 \cdot 10^6$	$8,58 \cdot 10^6$	[km]
	Ohyb	$1,38 \cdot 10^9$	$1,19 \cdot 10^8$	[km]
Reverzace	Dotyk	$1,68 \cdot 10^7$	$2,57 \cdot 10^7$	[km]
	Ohyb	$4,13 \cdot 10^9$	$3,57 \cdot 10^8$	[km]

Z této tabulky lze vidět, že všechny životnosti vycházejí vyšší než je požadovaná životnost, takže z hlediska únavové životnosti ozubení kolové redukce vyhovuje.

10. Konstrukční řešení

Nyní mám vypočítaná a zkontrolovaná všechna ozubená soukolí v hnacím ústrojí nápravy, tak mohu postoupit ke konstrukčním řešení, které dále v práci navrhnu a pevnostně zkontroluji.

10.1. Rozvodovka



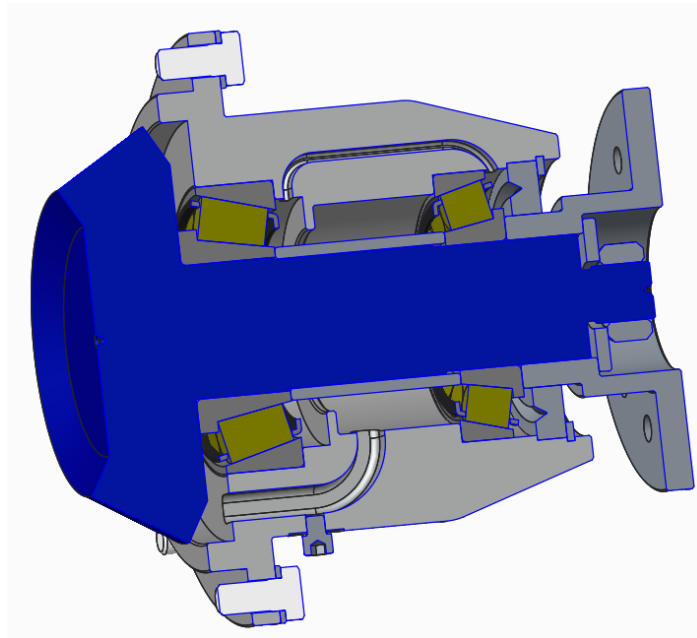
Obrázek 13 - rozvodovka nápravy

Při řešení konstrukce rozvodovky je potřeba navrhnut uložení ložisek pastorku, uložení talířového kola na kleci diferenciálu, uložení klece diferenciálu v mostu nápravy. Dále je potřeba navrhnut uložení satelitů v kleci diferenciálu a planety diferenciálu na hnacích poloosách. Vzhledem k oblasti použití vozidla, které bude používáno ve ztížených podmínkách na stavbách, je potřeba navrhnut uzávěrku diferenciálu.

Mazání rozvodovky včetně diferenciálu je zajištěno společnou olejovou náplní, kterou je možné plnit napouštěcím otvorem umístěným na druhé straně rozvodovky oproti pastorku. Na spodní straně krytu rozvodovky je umístěn vypouštěcí otvor.

10.1.1. Soukolí stálého převodu

10.1.1.1. Pastorek stálého převodu rozvodovky



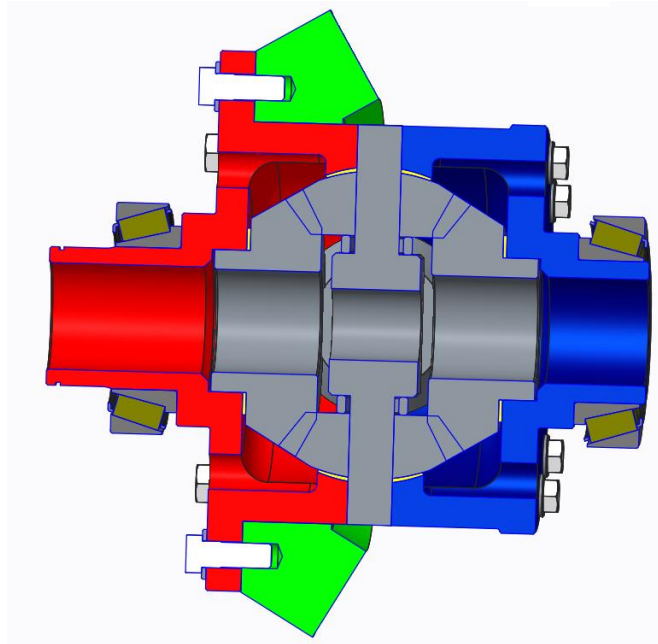
Obrázek 14 - řez pastorek a jeho domkem s ložisky

Na přípojovací přírubu pastorku se přivádí točivý moment z převodovky pomocí kloubového hřídele, který je s přírubou spojen šrouby. Přípojovací příruba je s pastorkem spojena evolventním drážkováním a axiálně zajištěna pomocí matice. K uložení pastorku použijí kuželíková ložiska orientovaná do „X“, abych zvětšil rameno mezi ložisky, vzhledem k tomu, že síly od ozubení působí na převislém konci.

Mazání ložisek je zajištěno mazacími kanálky, viz obr. 14, do kterých je mazivo přivedeno talířovým kolem. Domeček pastorku je zároveň opatřen otvorem se šroubem pro jeho náplň.

Ložiska je zároveň potřeba předepnout, aby byla zajištěna jejich maximální životnost, životnost ozubeného soukolí a jeho malá hlučnost. Předepnutí ložiska se zajistí utažením matice na třecí moment 5 – 8 Nm.

10.1.1.2. Talířové kolo stálého převodu rozvodovky



Obrázek 15 - řez talířovým kolem, diferenciálem a ložisky

Talířové kolo stálého převodu rozvodovky je přišroubováno ke kleci diferenciálu pomocí lícovaných šroubů ke kleci diferenciálu.

10.1.2. Diferenciál

10.1.2.1. Klec diferenciálu

Klec diferenciálu je uložena v mostu nápravy v kuželíkových ložiskách orientovaných do „O“, protože síly od ozubení působí mezi nimi. Klec diferenciálu je dělená na dvě části a sešroubována lícovanými šrouby. Jsou v ní otvory pro křížový čep diferenciálu a pro jeho mazání.

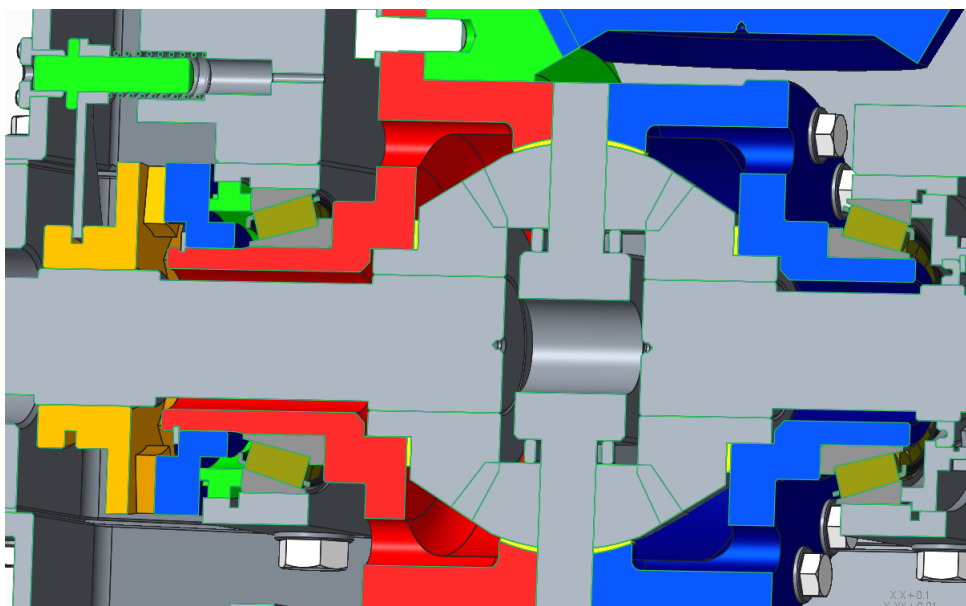
10.1.2.2. Satelity diferenciálu

Satelity diferenciálu jsou unášeny klecí přes křížový čep. Svoji kulovou plochou dosedají na bronzové podložky (materiál 42 3018..41), které mají dobré samomazné vlastnosti.

10.1.2.3. Planety diferenciálu

Jsou uloženy na evolventních drážkováních hnacích poloos a jsou opřeny stejně jako satelity diferenciálu o kluzné bronzové podložky ze stejného materiálu.

10.1.3. Uzávěrka diferenciálu



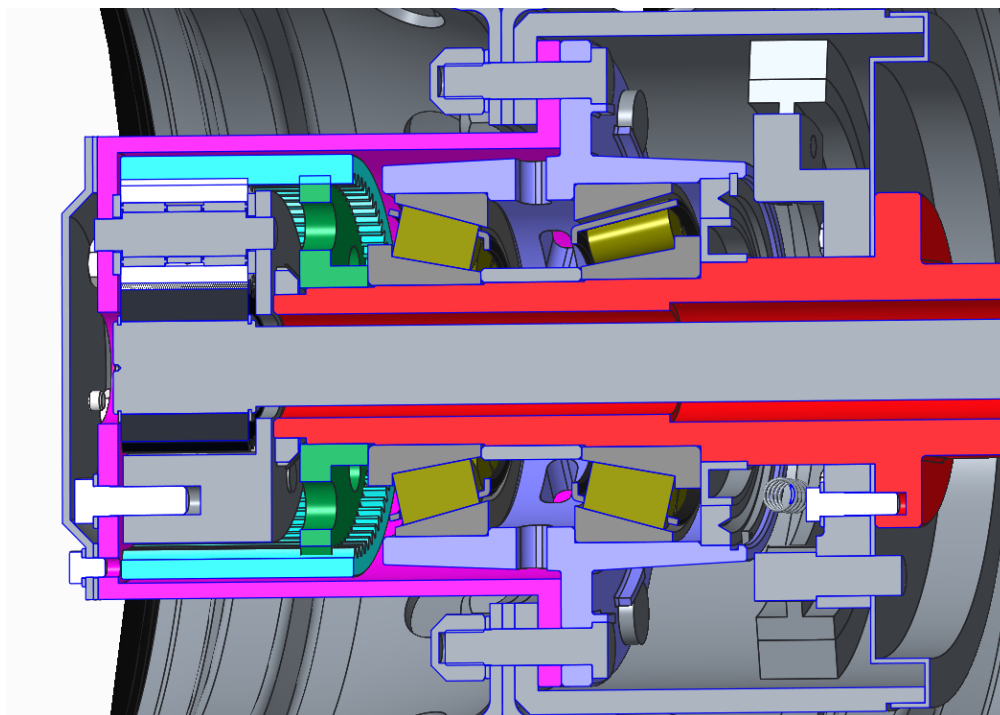
Obrázek 16 - řez uzávěrkou diferenciálu a klecí diferenciálu

Na levé straně klece diferenciálu je přes evolventní drážkování připojena zubová spojka s čelním ozubcem, která je zajištěna proti axiálnímu posuvu hřídelovým kroužkem. Stejný axiální ozubec má posuvná spojka, která je uložena posuvně na evolventním drážkování hnacího hřídele, která je při potřebě uzávěrky diferenciálu zasunuta do druhé spojky. Posuvná spojka je ovládána vidličkou, která je ovládána pneumaticky. Do původní polohy se spojka vrací pomocí pružiny.

10.2. Kolová redukce

Při konstrukci kolové redukce je potřeba vyřešit planetový převod v kole, náboj kola a brzdu.

10.2.1. Planetový převod



Obrázek 17 - řez nábojem kola

Jak jsem již psal dříve v práci, zvolil jsem mechanismus, kdy je zastaveno korunové kolo. To je pevně spojeno s mostem nápravy přes zubovou spojku, která je spojena přes ozubení s korunovým kolem a přes evolventní drážkování s mostem nápravy. Axiálně je zajištěna maticí KM a MB podložkou.

Planeta, odkud výkon teče dál do mechanismu, je usazena na evolventním drážkování na hnací hřídeli a je proti axiálnímu posunu zajištěna dvěma hřídelovými kroužky. Planeta přenáší výkon na 5 satelitů. Každý z nich je uložen na jejich unašeči na dvou jehličkových ložiskách bez vnitřních a vnějších kroužků. Mezi ložisky je rozpěrný kroužek k jejich vymezení po celé šířce satelitu. Jejich axiální posuv je zamezen opět bronzovými podložkami pro snížení opotřebení unašeče. Mazány jsou pomocí děr v satelitech. Unašeč je šrouby spojen s vnějším krytem kolové redukce, který je již přišroubován k dvoumontáži vozidla, nosiči dvoumontáže a brzdě.

K náplni kolové redukce mazivem slouží otvor umístěný na krytu kolové redukce. K vypuštění maziva je určen otvor umístěný v dolní části kolové redukce.

10.2.2. Náboj kola

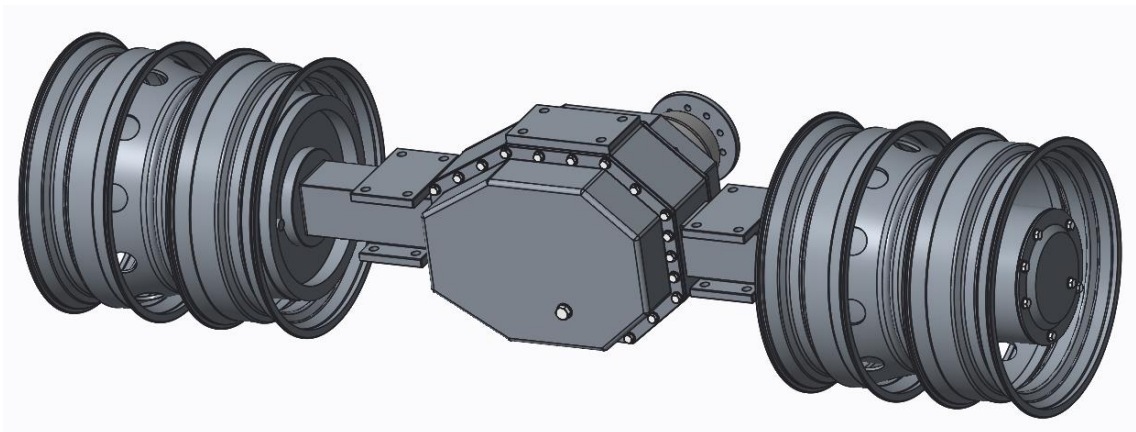
Náboj kola je tvořen nosičem kola, který je uložen na kuželíkových ložiskách orientovaných do „O“, které jsou uloženy na mostu nápravy a stažena přes KM matici zajišťující axiální posuv unašeče korunového kola. Pro mazání ložisek jsou v nosiči kola vytvořeny otvory.

10.2.3. Brzda

Brzdu navrhuji bubnovou vzhledem k jejím nízkým požadavkům na údržbu. Ty jsou nízké, protože činné plochy brzdy jsou od okolí izolovány, na rozdíl od brzdy kotoučové. To je nutné u vozidel provozovaných na stavbě.

Protože mým zadáním nebylo navrhnout a spočítat bubnovou brzdu, vytvořil pouze její zjednodušený model, který má posloužit k ověření, zda je pro ní v zástavbě prostor.

10.3. Provedení nápravy



Obrázek 18 - náprava

Nákladní vozidla této kategorie zpravidla používají tuhou zadní nápravu. Do mostu nápravy je vložen a přišroubován domeček pastorku s jednou částí krytu rozvodovky. Stejně tak z druhé strany je přišroubován do mostu nápravy druhý kryt rozvodovky. Dále se k mostu nápravy přišroubuje bubnová brzda a na jeho evolventním drážkování jsou zubové unašeče korunového kola. Most nápravy se přišroubuje k rámu vozidla a ještě se připevní tažnými lany.

11. Výpočet minimálních průměrů hřídelů

V této kapitole navrhnu minimální průměry hřídelů na krut podle hypotézy HMM. Budu zde i uvažovat součinitel vnějších dynamických sil. Podle těchto minimálních průměrů poté navrhnu evolventní drážkování a ložiska s průměry vyššími buďto o konstrukční nebo technologické přídatky.

11.1. Pastorek stálého převodu rozvodovky

V tomto případě vypočítám minimální průměr pastorku pod evolventním drážkováním pro připojovací přírubu. Materiál pastorku je 14 223.4. Minimální průměr pastorku vypočtu následovně.

$R_{e\ pas}^{roz}=590$ MPa mez elasticity pastorku [9]

Dovolené napětí v krutu pastorku podle hypotézy HMM

$$\tau_{pas\ dov}^{roz} = \frac{R_{e\ pas}^{roz}}{\sqrt{3}} = \frac{590}{\sqrt{3}} = 340,6\text{MPa} \quad (171)$$

Pevnostní rovnice pro krut

$$\tau = \frac{M}{W_k} = \frac{M}{\frac{\pi * d_{min}^3}{16}} \leq \tau_{dov} \quad (172)$$

Z čehož lze vyjádřit rovnice pro minimální průměr

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 * M}{\pi * \tau_{dov}}} \quad (173)$$

Hodnoty pro výpočet minimálního průměru pastorku

$K_A=1,25$ součinitel vnějších dynamických sil

$M_{pas}^{roz}=10\ 437,22$ Nm točivý moment pastorku rozvodovky

Minimální průměr pastorku stálého převodu rozvodovky po dosažení vypočtu následovně.

$$d_{pas}^{roz} min = \sqrt[3]{\frac{16 * K_A * M_{pas}^{roz}}{\pi * \tau_{pas}^{roz} dov}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 1,25 * 10\,437,22 * 10^3}{\pi * 340,6}} \quad (174)$$

$$= 58mm$$

Po přidání přídatku na evolventní drážkování navrhuji průměr pod ložisko B $d_{pas}^{roz} = 65mm$.

11.2. Hnací poloosa

Zde podle minimálního průměru navrhnu evolventní drážkování ve spojení s planetou diferenciálu, uzávěrkou diferenciálu a s planetou kolové redukce. Materiál hnacího hřídele je 15 230.7.

$R_{e\ hna\ hří} = 835MPa$ mez elasticity hnací hřídele [9]

Dovolené napětí v krutu hnací poloosy podle hypotézy MMH

$$\tau_{hna\ hří\ dov} = \frac{R_{e\ hna\ hří}}{\sqrt{3}} = \frac{835}{\sqrt{3}} = 482,1MPa \quad (175)$$

$M_{hna\ hří} = 8\,428,1Nm$ točivý moment hnacího hřídele

Minimální průměr hnacího hřídele

$$d_{hna\ hří\ min} = \sqrt[3]{\frac{16 * K_A * M_{hna\ hří}}{\pi * \tau_{hna\ hří\ dov}}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 1,25 * 8\,428,1 * 10^3}{\pi * 482,1}} \quad (176)$$

$$= 48,1mm$$

Po zaokrouhlení volím průměr hnacího hřídele $d_{hna\ hří} = 50mm$. Patní průměr ani jedno z evolventních drážkování nesmí být nižší než tato hodnota.

11.3. Klec diferenciálu

Nyní kontroluji únosnost mezikruží, které je z vnější strany omezeno evolventním drážkováním zubové spojky uzávěrky diferenciálu (drážkování 78x2x9H/9G ČSN 01 4952) s patním průměrem $d_{kle\ drá\ p}^{roz} = 73,2mm$ a z vnitřní strany hnacím hřídelem, na kterém je evolventní drážkování pro planetu diferenciálu (drážkování 58x2x9H/9G ČSN 01 4952), které má průměr drážkování $d_{pla\ drá}^{roz} = 58mm$. Po zaokrouhlení nahoru kvůli

smontovatelnosti volím vnitřní průměr klece diferenciálu pod drážkováním $d_{kle\ vni}^{roz}=60\text{mm}$. Lze dané místo vidět na obrázku 16, kde červená část je klec diferenciálu a modrá je zubová spojka uzávěrky diferenciálu. Materiál klece je 14 223.4.

$R_{e\ kle}^{roz}=590\text{ MPa}$ mez elasticity klece diferenciálu

Dovolené smykové napětí klece diferenciálu podle hypotézy HMM

$$\tau_{kle\ dov}^{roz} = \frac{R_{e\ kle}^{roz}}{\sqrt{3}} = \frac{590}{\sqrt{3}} = 340,6\text{MPa} \quad (177)$$

$M_{hna\ hří}=8428,1\text{Nm}$ točivý moment hnacího hřídele

Po upravení rovnice (173) pro krut mezikruží a dosazením získám působící smykové napětí v kleci diferenciálu pod evolventním drážkováním.

$$\begin{aligned} \tau_{kle}^{roz} &= \frac{16 * K_A * M_{hna\ hří}}{\pi * \left(\frac{d_{kle\ drá\ p}^{roz\ 4} - d_{kle\ vni}^{roz\ 4}}{d_{kle\ drá\ p}^{roz}} \right)} = \frac{16 * 1,25 * 8\,428,1 * 10^3}{\frac{\pi * (73,2^4 - 60^4)}{74}} \\ &= 233,2\text{MPa} \end{aligned} \quad (178)$$

Součinitel bezpečnosti smykového napětí klece diferenciálu pod drážkováním

$$s_{kle}^{roz} = \frac{\tau_{kle\ dov}^{roz}}{\tau_{kle}^{roz}} = \frac{340,6}{233,2} = 1,37 \geq 1 \quad (179)$$

Klec diferenciálu vyhovuje.

11.4. Most nápravy

Opět je potřeba zkontrolovat mezikruží - tentokrát pod drážkováním unašeče korunového kola (drážkování 98x3x9H/9G ČSN 01 4952) s patním průměrem $d_{mos\ drá\ p}=90,8\text{mm}$ a vnitřním průměru mostu $d_{mos\ vni}=65\text{mm}$. Zmíněné místo lze vidět na obrázku 17, kde červeně je znázorněný most nápravy a zelený je unašeč korunového kola. Materiál mostu nápravy je 42 2306.

$R_{e\ mos}=435\text{MPa}$ mez elasticity mostu nápravy

Dovolené smykové napětí mostu nápravy podle hypotézy HMM

$$\tau_{mos\ dov} = \frac{R_{e\ mos}}{\sqrt{3}} = \frac{435}{\sqrt{3}} = 251,1\text{MPa} \quad (180)$$

$z_{pla}^{kol\ red}=33$ počet zubů planety kolové redukce

$z_{kor}^{kol\ red}=-77$ počet zubů koruny kolové redukce

Točivý moment korunového kola

$$M_{kor}^{kol\ red} = M_{hna\ hři} * \frac{|z_{kor}^{kol\ red}|}{z_{pla}^{kol\ red}} = 8\ 428,1 * \frac{|-77|}{33} = 19\ 665,5\text{Nm} \quad (181)$$

Smykové napětí mostu nápravy pod drážkováním

$$\begin{aligned} \tau_{mos} &= \frac{16 * K_A * M_{kor}^{kol\ red}}{\pi * (d_{mos\ drá\ p}^4 - d_{mos\ vni}^4)} = \frac{16 * 1,25 * 19\ 665,5 * 10^3}{\frac{\pi * (90,8^4 - 65^4)}{90,8}} \\ &= 195,4\text{MPa} \end{aligned} \quad (182)$$

Součinitel bezpečnosti smykového napětí mostu nápravy pod drážkováním

$$s_{mos} = \frac{\tau_{mos\ dov}}{\tau_{mos}} = \frac{251,1}{195,4} = 1,1 \geq 1 \quad (183)$$

Most nápravy vyhovuje.

12. Výpočet sil ozubení

Před kontrolou ložisek je nutné vypočítat síly působící na ozubení, pomocí kterých poté vypočítám reakce v ložiskách.

12.1. Soukolí stálého převodu rozvodovky

Toto soukolí je tvořeno kuželovým soukolím se zakřivenými šikmými zuby. V tomto ozubení vznikají tečné, radiální a axiální síly. Při výpočtu se řídím zdrojem [3]. Uvádím zde postup pouze pro maximální namáhání při pohonu, zbylé důležité již vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 26.

Vztahy pro výpočet sil závisí na smyslu otáčení a smyslu vnutí šroubovice ozubení. Ve vztazích (184) až (187) uvádím teoretické vztahy pro jejich výpočet, kde horní znaménko v závorce platí pro souhlasné smysly a dolní znaménko platí pro nesouhlasné.

Axiální síla hnacího kola

$$F_{1a} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} * (\sin \delta_1 * \tan \alpha_n \pm \cos \delta_1 * \sin \beta_m) \quad (184)$$

Axiální síla hnaného kola

$$F_{2a} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} * (\sin \delta_2 * \tan \alpha_n \mp \cos \delta_2 * \sin \beta_m) \quad (185)$$

Radiální síla hnacího kola

$$F_{1r} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} * (\cos \delta_1 * \tan \alpha_n \mp \sin \delta_1 * \sin \beta_m) \quad (186)$$

Radiální síla hnaného kola

$$F_{2r} = \frac{F_t}{\cos \beta_m} * (\cos \delta_2 * \tan \alpha_n \pm \sin \delta_2 * \sin \beta_m) \quad (187)$$

Následující výpočty se týkají stálého převodu rozvodovky.

$M_{pas}^{roz} = 10\,437,22 \text{ Nm}$	točivý moment pastorku
$d_{pas\ m}^{stál\ pře} = 174,06 \text{ mm}$	průměr roztečné kružnice ve středu ozubení
$\beta_m^{stál\ pře} = 35^\circ$	úhel sklonu zubů ve středu ozubení
$\delta_{pas}^{stál\ pře} = 30,47^\circ$	roztečný úhel kuželu pastorku
$\delta_{tal}^{stál\ pře} = 59,53^\circ$	roztečný úhel kuželu talířového kola
$\alpha_n^{stál\ pře} = 22,5^\circ$	normálový úhel záběru

Tečná síla při maximálním namáhání

$$F_t^{roz} = \frac{2 * M_{pas}^{roz}}{d_{pas\ m}^{stál\ pře}} = \frac{2 * 10\,437,22 * 10^3}{174,06} = 119\,927,4 \text{ N} \quad (188)$$

Axiální síla pastorku při maximálním namáhání

$$\begin{aligned}
F_{pas a}^{roz} &= \frac{F_t^{roz}}{\cos \beta_m^{stál pře}} \\
&\quad * \left(\sin \delta_{pas}^{stál pře} * \tan \alpha_n^{stál pře} + \cos \delta_{pas}^{stál pře} * \sin \beta_m^{stál pře} \right) \\
&= \frac{119\,927,4}{\cos 35} * (\sin 30,47 * \tan 22,5 + \cos 30,47 * \sin 35) \\
&= 103\,127,2N
\end{aligned} \tag{189}$$

Axiální síla talířového kola při maximální namáhání

$$\begin{aligned}
F_{tal a}^{roz} &= \frac{F_t^{roz}}{\cos \beta_m^{stál pře}} \\
&\quad * \left(\sin \delta_{tal}^{stál pře} * \tan \alpha_n^{stál pře} - \cos \delta_{tal}^{stál pře} * \sin \beta_m^{stál pře} \right) \\
&= \frac{119\,927,4}{\cos 35} * (\sin 59,53 * \tan 22,5 - \cos 59,53 * \sin 35) \\
&= 9\,693,4N
\end{aligned} \tag{190}$$

Radiální síla pastorku při maximálním namáhání

$$\begin{aligned}
F_{pas r}^{roz} &= \frac{F_t^{roz}}{\cos \beta_m^{stál pře}} \\
&\quad * \left(\cos \delta_{pas}^{stál pře} * \tan \alpha_n^{stál pře} - \sin \delta_{pas}^{stál pře} * \sin \beta_m^{stál pře} \right) \\
&= \frac{119\,927,4}{\cos 35} * (\cos 30,47 * \tan 22,5 - \sin 30,47 * \sin 35) \\
&= 9\,693,4N
\end{aligned} \tag{191}$$

Radiální síla talířového kola při maximálním namáhání

$$\begin{aligned}
F_{tal r}^{roz} &= \frac{F_t^{roz}}{\cos \beta_m^{stál pře}} \\
&\quad * \left(\cos \delta_{tal}^{stál pře} * \tan \alpha_n^{stál pře} + \sin \delta_{tal}^{stál pře} * \sin \beta_m^{stál pře} \right) \\
&= \frac{119\,927,4}{\cos 35} * (\cos 59,53 * \tan 22,5 + \sin 59,53 * \sin 35) \\
&= 103\,127,2N
\end{aligned} \tag{192}$$

Normálová síla

$$F_n^{roz} = \frac{F_t^{roz}}{\cos \alpha_n^{stál pře} * \cos \beta_m^{stál pře}} = \frac{119\,927,4}{\cos 22,5 * \cos 35} = 158\,466,9N \tag{193}$$

Pro správnost výsledků lze provést kontrolu, kde musí platit následující vztahy

$$F_{pas a}^{roz} = F_{tal r}^{roz} = 103\,127,2N \tag{194}$$

$$F_{tal a}^{roz} = F_{pas r}^{roz} = 9\,693,4N \tag{195}$$

Pomocí téměř stejných vztahů jsem dopočetl síly na ozubení stálého převodu rozvodovky pro reverzaci při maximálním namáhání a únavové zatížení při pohonu a reverzaci. Vzorce jsem měnil způsobem, který jsem zmínil dříve v této kapitole, pouze v případech reverzace, kde smysl otáčení šroubovice a zubů není stejný.

Tabulka 26 - síly na ozubení stálého převodu rozvodovky (reverzace v následujících výpočtech „rev“)

	Maximální zatížení		Únavové namáhání		
	Pohon	Reverzace	Pohon	Reverzace	
F_t^{roz}	119 927,4	119 927,4	10 546,2	10 546,2	[N]
$F_{pas a}^{roz}$	103 127,2	-41 633,1	9 068,8	-3 661,1	[N]
$F_{tal a}^{roz}$	9 693,4	94 846,5	852,4	8 340,4	[N]
$F_{pas r}^{roz}$	9 693,4	94 846,5	852,4	8 340,6	[N]
$F_{tal r}^{roz}$	103 127,2	-41 633,1	9 068,8	-3 661,1	[N]
F_n^{roz}	158 466,9	158 466,9	13 935,3	13 935,3	[N]

12.2. Diferenciál

Pro kontrolu tlaků v kluzných ložiskách satelitů a planetách diferenciálu je potřeba vypočítat síly v jeho ozubení. Tato ložiska budu kontrolovat pouze na maximální namáhání, a tudíž potřebuji vypočítat pouze tyto síly.

$$M_{tal}^{roz} = 16\,856,11 \text{ Nm}$$

točivý moment talířového kola rozvodovky

$$d_{sat m}^{dif} = 75 \text{ mm}$$

průměr roztečné kružnice ve středu ozubení satelitu diferenciálu

$$n_{sat}^{dif} = 4$$

počet satelitů diferenciálu

$$n_{pla}^{dif} = 2$$

počet planet diferenciálu

$$\delta_{sat}^{dif} = 30,96^\circ$$

roztečný úhel kuželu satelitu diferenciálu

$$\delta_{pla}^{dif} = 59,04^\circ$$

roztečný úhel kuželu planety diferenciálu

$$\alpha^{dif} = 20^\circ$$

úhel záběru soukolí diferenciálu

Tečná síla ozubení diferenciálu

$$F_t^{dif} = \frac{2 * M_{tal}^{roz} * 10^3}{d_{sat m}^{dif} * n_{sat}^{dif} * n_{pla}^{dif}} = \frac{2 * 16\,856,11 * 10^3}{75 * 4 * 2} = 56\,187N \quad (196)$$

Axiální síla satelitu diferenciálu

$$F_{sat a}^{dif} = F_t^{dif} * \tan \alpha^{dif} * \sin \delta_{sat}^{dif} = 56\,187 * \tan 20 * \sin 30,96 = 10\,521,6N \quad (197)$$

Axiální síla planety diferenciálu

$$F_{pla a}^{dif} = F_t^{dif} * \tan \alpha^{dif} * \sin \delta_{pla}^{dif} = 56\,187 * \tan 20 * \sin 59,04 = 17\,536,1N \quad (198)$$

Radiální síla satelitu diferenciálu

$$F_{sat r}^{dif} = F_t^{dif} * \tan \alpha^{dif} * \cos \delta_{sat}^{dif} = 56\,187 * \tan 20 * \cos 30,96 = 17\,536,1N \quad (199)$$

Radiální síla planety diferenciálu

$$F_{pla r}^{dif} = F_t^{dif} * \tan \alpha^{dif} * \cos \delta_{pla}^{dif} = 56\,187 * \tan 20 * \cos 59,04 = 10\,521,6N \quad (200)$$

Normálová síla ozubení diferenciálu

$$F_n^{dif} = \frac{F_t^{dif}}{\cos \alpha^{dif}} = \frac{56\,187}{\cos 20} = 59\,793N \quad (201)$$

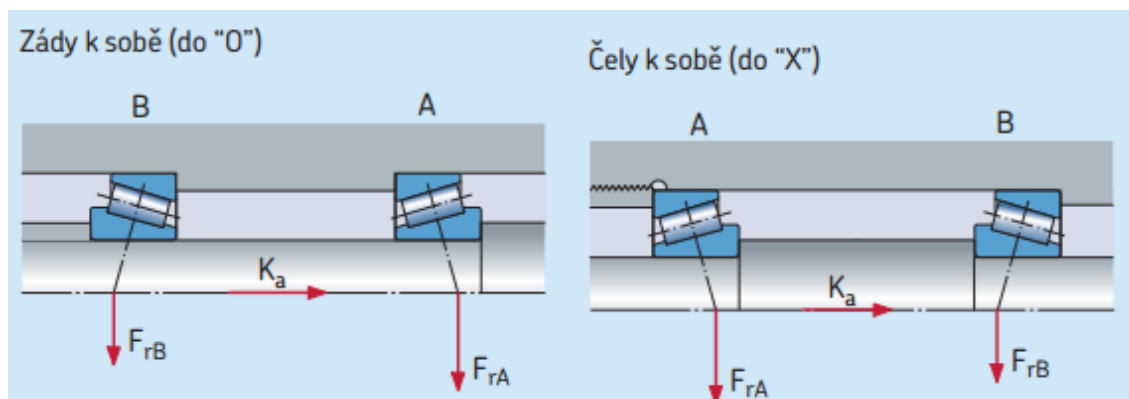
13. Návrh a kontrola ložisek

V této kapitole se věnuji návrhu ložisek podle minimálních průměrů hřídelů, která jsem spočítal v kapitole 11. Poté je nutno ložiska zkontrolovat na jejich zatížení na maximální a únavové namáhání. Při maximálním namáhání uvažuji součinitel dynamického přetížení $K_A=1,25$.

Ložiska používám kuželíková firmy SKF, která orientuji do „O“ nebo do „X“ podle vhodnosti dané orientace. Výhodou kuželíkových ložisek je fakt, mohou přenášet velké radiální a axiální síly a seřizováním jejich předpětí lze docílit jejich vyšší životnosti. V případě uložení satelitů kolové redukce volím jehličková ložiska bez vnitřních nebo vnějších kroužků.

13.1. Pastorek rozvodovky

Pastorek ukládám letmo do kuželíkových ložisek orientovaných do „O“. Axiální síly při pohonu, kdy je pastorek vytlačován ze záběru, zachycuje ložisko blíže ozubení a při reverzaci, kdy je ozubení naopak vtahováno do záběru zachycuje ložisko vzdálenější (v momentových rovnováhách). Při jejich návrhu se řídím katalogu firmy SKF, viz příloha 1.2.



Obrázek 19 - orientace kuželíkových ložisek

13.1.1. Návrh ložisek

V tomto případě volím kuželíková ložiska firmy SKF orientovaných do „O“. Musí mít minimálně stejný vnitřní průměr, jako je spočítaný minimální průměr pastorku pod ložiskem B $d_{past B}^{roz} = 65\text{mm}$. Ložisko A musí být kvůli montáži větší než ložisko B.

Tabulka 27 - parametry ložisek pastorku rozvodovky

	Ložisko A	Ložisko B	
Označení	SKF 32314 J2/Q	SKF 30313 J2/Q	
d	70	65	[mm]
D	150	140	[mm]
T	54	36	[mm]
C	297	197	[kN]

C_0	380	228	[kN]
e	0,35	0,35	[1]
γ	1,7	1,7	[1]
γ_0	0,9	0,9	[1]

Ložiska jsou zatížena od sil v ozubení a navíc ještě od síly vznikající díky kloubovému hřídeli, který přivádí točivý moment na pastorek. Odklon hnacího hřídele uvažují $\alpha_{klo\ hří} = 8^\circ$. Zatížení od kloubového hřídele očekávám ve stejném směru, jako výslednice reakcí ložisek.

$$M_{pas}^{roz} = 10\,437,22 \text{ Nm}$$

točivý moment pastorku rozvodovky

$$a = 55 \text{ mm}$$

vzdálenost mezi ložisky A a B

$$b = 150 \text{ mm}$$

vzdálenost ložiska A od výpočtového bodu ozubení

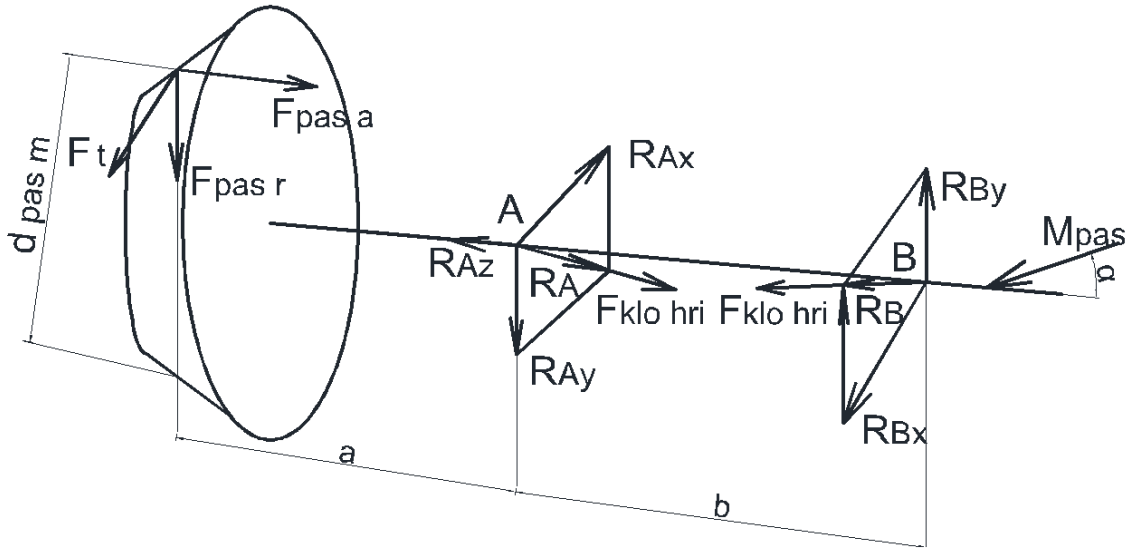
Síla od kloubového hřídele

$$F_{klo\ hří} = \frac{K_A * M_{pas}^{roz} * \tan \alpha_{klo\ hří}}{b} = \frac{1,25 * 10\,437,22 * \tan 8}{150 * 10^{-3}} = 12\,223,8 \text{ N} \quad (202)$$

13.1.2. Výpočet reakcí ložisek - pohon

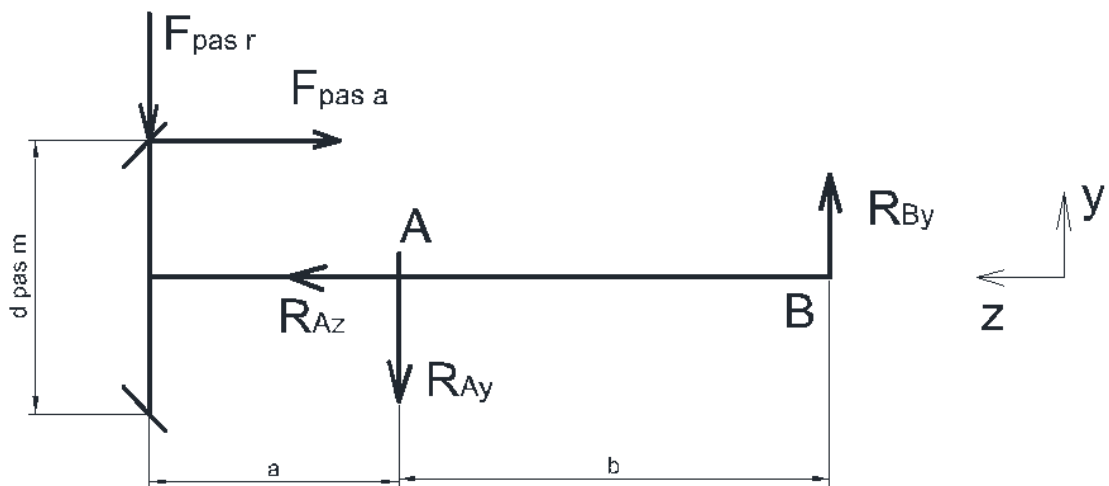
Ze zatížení ložisek, které je zachyceno na obrázcích 20, 21 a 22 lze sestavit podmínky rovnováhy viz následující rovnice.

Následující výpočty se týkají maximálního namáhání při pohonu stálého převodu rozvodovky.



Obrázek 20 - síly působící na pastorku při pohonu

- | | |
|-----------------------------------|---|
| $F_t^{roz}=119\,927,4N$ | tečná síla |
| $F_{pas\ a}^{roz}=103\,127,2N$ | axiální síla pastorku |
| $F_{pas\ r}^{roz}=9\,693,4N$ | radiální síla pastorku |
| $F_n^{roz}=158\,466,9N$ | normálová síla |
| $d_{pas\ m}^{stál\ pře}=174,06mm$ | průměr roztečné kružnice ve středu ozubení pastorku |



Obrázek 21- síly na pastorku v rovině yz

$$\Sigma F_y = 0; \quad -K_A * F_{pas\ r}^{roz} - R_{Ay}^{roz} + R_{By}^{roz} = 0 \quad (203)$$

$$\Sigma F_z = 0; \quad -K_A * F_{pas a}^{roz} + R_{Az}^{roz} = 0 \quad (204)$$

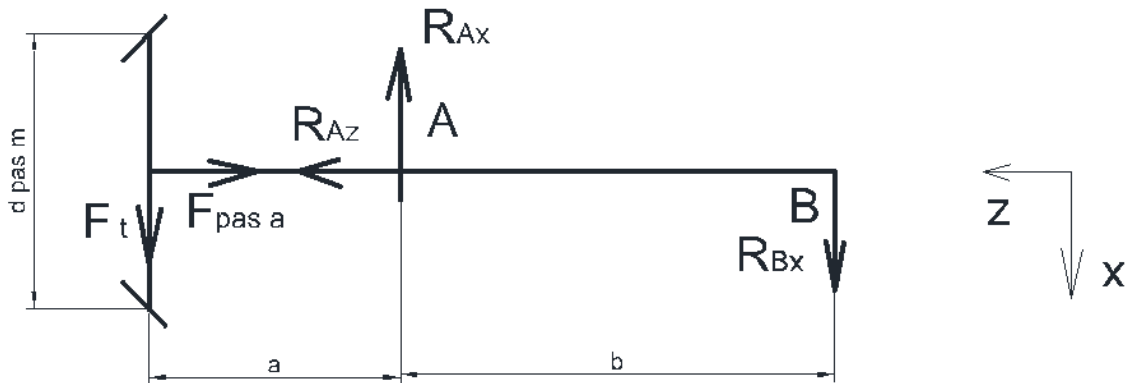
$$\Sigma M_A = 0; \quad -K_A * F_{pas a}^{roz} * \frac{d_{pas m}^{stál pře}}{2} + K_A * F_{pas r}^{roz} * a + R_{By}^{roz} * b = 0 \quad (205)$$

Z těchto podmínek rovnováhy lze vyjádřit následující vztahy.

$$R_{Az}^{roz} = K_A * F_{pas a}^{roz} = 1,25 * 103\,127,2 = 12\,8909\text{N} \quad (206)$$

$$\begin{aligned} R_{By}^{roz} &= \frac{K_A * F_{pas a}^{roz} * \frac{d_{pas m}^{stál pře}}{2} - K_A * F_{pas r}^{roz} * a}{b} \\ &= \frac{1,25 * 103\,127,2 * \frac{174,06}{2} - 1,25 * 9\,693,4 * 55}{150} \\ &= 70\,349,7\text{N} \end{aligned} \quad (207)$$

$$\begin{aligned} R_{Ay}^{roz} &= R_{By}^{roz} - K_A * F_{pas r}^{roz} = 70\,349,7 - 1,25 * 9\,693,4 \\ &= 58\,232,9\text{N} \end{aligned} \quad (208)$$



Obrázek 22 - síly na pastorku v rovině zx

$$\Sigma F_x = 0; \quad K_A * F_t^{roz} - R_{Ax}^{roz} + R_{Bx}^{roz} = 0 \quad (209)$$

$$\Sigma F_z = 0; \quad -K_A * F_{pas a}^{roz} + R_{Az}^{roz} = 0 \quad (210)$$

$$\Sigma M_A = 0; \quad K_A * F_t^{roz} * a - R_{Bx}^{roz} * b = 0 \quad (211)$$

Z těchto podmínek mohu vyjádřit následující vztahy.

$$R_{Bx}^{roz} = \frac{K_A * F_t^{roz} * a}{b} = \frac{1,25 * 119\,927,4 * 55}{150} = 54\,966,7N \quad (212)$$

$$R_{Ax}^{roz} = R_{Bx}^{roz} + K_A * F_t^{roz} = 54\,966,7 + 1,25 * 11\,9927,7 = 20\,4876N \quad (213)$$

Radiální reakce ložisek se vypočtou následovně.

$$R_{Ar}^{roz} = \sqrt{R_{Ax}^{roz2} + R_{Ay}^{roz2}} = \sqrt{204\,876^2 + 58\,232,9^2} = 212\,515N \quad (214)$$

$$R_{Br}^{roz} = \sqrt{R_{Bx}^{roz2} + R_{By}^{roz2}} = \sqrt{54\,966,7^2 + 70\,349,7^2} = 89\,277,2N \quad (215)$$

Celkové radiální reakce ložisek po připočtení zatížení od kloubového hřídele

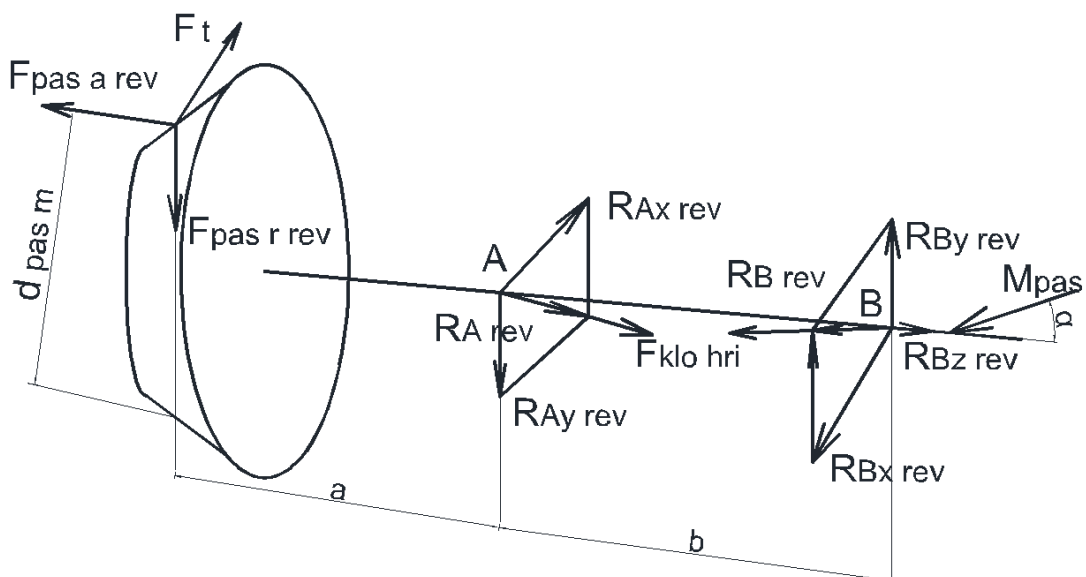
$$R_{Arc}^{roz} = R_{Ar}^{roz} + F_{klo\ hří} = 212\,515 + 12\,223,8 = 225\,215N \quad (216)$$

$$R_{Brc}^{roz} = R_{Br}^{roz} + F_{klo\ hří} = 89\,277,2 + 12\,223,8 = 10\,1501N \quad (217)$$

13.1.3. Výpočet reakcí ložisek pastorku – reverzace

Při reverzaci působí axiální síla na vypouklý bok zubu pastorku a ten je tedy vtahován do záběru.

Následující výpočty se týkají maximálního namáhání při reverzaci soukolí stálého převodu rozvodovky.

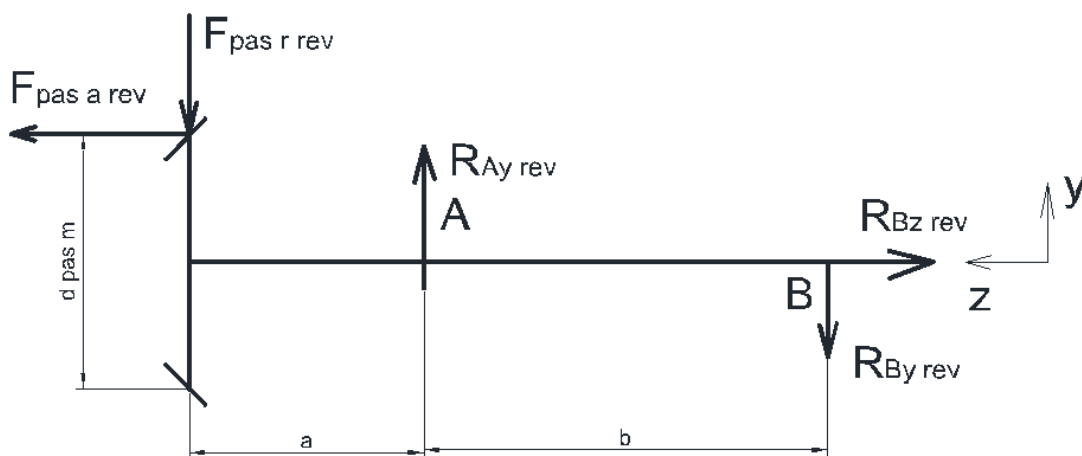


Obrázek 23 - síly na ozubení pastorku při reverzaci

Poznámka - Axiální síla pastorku vychází záporná, tak otočím její orientaci v momentových rovnováhách a dále jí budu považovat za kladnou.

$$F_{pas\ a\ rev}^{roz} = 41\ 633,1\text{N} \quad \text{axiální síla pastorku}$$

$$F_{pas\ r\ rev}^{roz} = 94\ 846,5\text{N} \quad \text{radiální síla pastorku}$$



Obrázek 24 - síly na pastorku při reverzaci v rovině yz

$$\Sigma F_y = 0; \quad -K_A * F_{pas\ r\ rev}^{roz} - R_{Ay\ rev}^{roz} + R_{By\ rev}^{roz} = 0 \quad (218)$$

$$\Sigma F_z = 0; \quad -K_A * F_{pas a rev}^{roz} + R_{B z rev}^{roz} = 0 \quad (219)$$

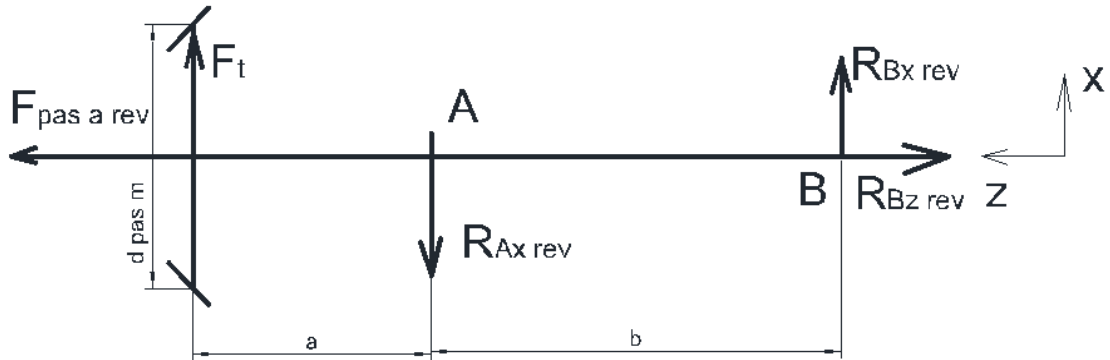
$$\Sigma M_A = 0; \quad K_A * F_{pas a rev}^{roz} * \frac{d_{pas m}^{stál pře}}{2} + K_A * F_{pas r rev}^{roz} * a - R_{B y rev}^{roz} * b = 0 \quad (220)$$

Z těchto podmínek rovnováhy lze vyjádřit následující vztahy.

$$R_{B z rev}^{roz} = K_A * F_{pas a rev}^{roz} = 1,25 * 41\,633,1 = 52\,041,3N \quad (221)$$

$$R_{B y rev}^{roz} = \frac{K_A * F_{pas a rev}^{roz} * \frac{d_{pas m}^{stál pře}}{2} + K_A * F_{pas r rev}^{roz} * a}{b} = \frac{1,25 * 41\,633,1 * \frac{174,06}{2} + 1,25 * 94\,846,5 * 55}{150} = 73\,665,5N \quad (222)$$

$$R_{A y rev}^{roz} = R_{B y rev}^{roz} - K_A * F_{pas r rev}^{roz} = 73\,665,5 - 1,25 * 94\,846,5 = -44\,892,6N \quad (223)$$



Obrázek 25 - síly na pastorku při reverzaci v rovině xz

$$\Sigma F_x = 0; \quad K_A * F_t^{roz} - R_{A x rev}^{roz} + R_{B x rev}^{roz} = 0 \quad (224)$$

$$\Sigma F_z = 0; \quad -K_A * F_{pas a rev}^{roz} + R_{B z rev}^{roz} = 0 \quad (225)$$

$$\Sigma M_A = 0; \quad K_A * F_t^{roz} * a - R_{B x rev}^{roz} * b = 0 \quad (226)$$

Z těchto podmínek mohou vyjádřit následující vztahy.

$$R_{B x rev}^{roz} = \frac{K_A * F_t^{roz} * a}{b} = \frac{1,25 * 119\,927,4 * 55}{150} = 54\,966,7N \quad (227)$$

$$R_{Ax rev}^{roz} = R_{Bx rev}^{roz} + K_A * F_t^{roz} = 54\,966,7 + 1,25 * 119\,927,7 = 204\,876N \quad (228)$$

Radiální reakce se vypočtou následovně.

$$R_{Ar rev}^{roz} = \sqrt{R_{Ax rev}^{roz\ 2} + R_{Ay rev}^{roz\ 2}} = \sqrt{204\,876^2 + (-448\,92,6)^2} = 209\,736,7N \quad (229)$$

$$R_{Br rev}^{roz} = \sqrt{R_{Bx rev}^{roz\ 2} + R_{By rev}^{roz\ 2}} = \sqrt{54\,966,7^2 + 73\,665,5^2} = 91\,912,7N \quad (230)$$

Celkové radiální reakce ložisek po připočtení zatížení od kloubového hřídele

$$R_{Arc rev}^{roz} = R_{Ar rev}^{roz} + F_{klo\ hří} = 209\,736,7 + 12\,223,8 = 221\,960,5N \quad (231)$$

$$R_{Brc rev}^{roz} = R_{Br rev}^{roz} + F_{klo\ hří} = 91\,912,7 + 12\,223,8 = 104\,136,5N \quad (232)$$

V tabulce 28 jsou uvedeny výsledné hodnoty reakcí pro maximální namáhání jak pro pohon, tak pro reverzaci. Podle stejného postupu jsem vypočítal i reakce pro únavové namáhání.

Tabulka 28 - reakce ložisek pastorku před přepočtem axiálního zatížení

	Maximální zatížení		Únavové namáhání		
	Pohon	Reverzace	Pohon	Reverzace	
R_{Ax}^{roz}	204 876	204 876	18 016,5	18 016,5	[N]
R_{Ay}^{roz}	58 232,9	-44 892,6	5 120,9	5 120,9	[N]
R_{Az}^{roz}	128 909	0	1 1336	0	[N]
R_{Ar}^{roz}	212 991,2	209 736,7	1 873,1	18 730,1	[N]
R_{Arc}^{roz}	225 215	221 960,5	19 805	19 805	[N]
R_{Bx}^{roz}	54 966,7	54 966,7	4 833,7	4 833,7	[N]
R_{By}^{roz}	70 349,7	73 665,5	6 186,4	6 186,4	[N]
R_{Bz}^{roz}	0	52 041,3	0	4 576,4	[N]
R_{Br}^{roz}	89 277,2	91 912,7	7 850,9	7 850,9	[N]
R_{Brc}^{roz}	101 501	104 136,5	8 925,8	8 925,8	[N]

13.1.4. Určení axiálního zatížení ložisek

Učení vnitřní axiální síly závisí na orientaci ložisek a směru axiální síly ozubení. Pastorek je uložen do kuželíkových ložisek orientovaných do „O“ a axiální síla ozubení působí od ložiska A k ložisku B. Dle přílohy 1.2 tento způsob uložení a zatížení odpovídá zatěžovacímu případu 2.

Následující výpočty se týkají maximálního namáhání při pohonu ložisek pastorku.

$R_{Arc}^{roz}=225\,215\text{N}$ celková radiální reakce ložiska A

$R_{Brc}^{roz}=101\,501\text{N}$ celková radiální reakce ložiska B

$Y_{A0}^{roz}=0,9$ faktor výpočtu ložiska A

$Y_{B0}^{roz}=0,9$ faktor výpočtu ložiska B

$$\frac{R_{A r c}^{roz}}{Y_{A 0}^{roz}} = \frac{225\,215}{0,9} = 250\,238,8N \quad (233)$$

$$\frac{R_{B r c}^{roz}}{Y_{B 0}^{roz}} = \frac{101\,501}{0,9} = 112\,778,9N \quad (234)$$

Z výsledků rovnic (233) a (234) vyplývá následující.

$$\frac{R_{A r c}^{roz}}{Y_{A 0}^{roz}} = 250\,238,8N > \frac{R_{B r c}^{roz}}{Y_{B 0}^{roz}} 112\,778,9N \quad (235)$$

To znamená, že zatěžovací způsob je 2b nebo 2c. Pro přesné určení je nutné ještě vyřešit následující vztahy.

$$K_{a pas}^{roz} = R_{A z}^{roz} = 128\,909N \quad (236)$$

$$\begin{aligned} 0,5 * \left(\frac{R_{A r c}^{roz}}{Y_{A 0}^{roz}} - \frac{R_{B r c}^{roz}}{Y_{B 0}^{roz}} \right) &= 0,5 * (250\,238,8 - 112\,778,9) \\ &= 68\,730N \end{aligned} \quad (237)$$

Z výsledků rovnic (236) a (237) vyplývá následující.

$$K_{a pas}^{roz} = 128\,909N > 0,5 * \left(\frac{R_{A r c}^{roz}}{Y_{A 0}^{roz}} - \frac{R_{B r c}^{roz}}{Y_{B 0}^{roz}} \right) = 68\,730N \quad (238)$$

Zatěžující případ je 2b. Z toho vyplývají následující vztahy pro výpočet axiálních reakcí ložisek.

$$R_{B z}^{roz} = 0,5 * \frac{R_{B r c}^{roz}}{Y_{B 0}^{roz}} = 0,5 * 112\,778,9 = 56\,389,5N \quad (239)$$

$$\begin{aligned} R_{A z}^{roz} &= R_{B z}^{roz} + K_{a pas}^{roz} = 56\,389,5 + 128\,909 \\ &= 185\,298,4N \end{aligned} \quad (240)$$

Podobným postupem jsem vypočetl axiální zatížení pro případ reverzace při maximálním namáhání a únavové namáhání pro pohon a reverzaci. Při reverzacích má axiální síla

ozubení opačný směr než je tomu u pohonu a je potřeba to zohlednit v zatěžovacím případě. Výsledné hodnoty namáhání ložisek jsou v tabulce 29.

Tabulka 29 - reakce ložisek pastorku

	Maximální zatížení		Únavové namáhání		
	Pohon	Reverzace	Pohon	Reverzace	
R_{Arc}^{roz}	225 215	221 960,5	19 805	19 518,9	[N]
R_{Az}^{roz}	185 298,4	123 311,4	16 294,8	5 087,6	[N]
R_{Brc}^{roz}	101 501	104 136,5	8 925,8	9 157,6	[N]
R_{Bz}^{roz}	563 89,5	175 352,8	4 858,8	9 664	[N]

13.1.5. Statická bezpečnost

Statickou bezpečnost získám dosažením hodnot pro maximální namáhání. Výpočet provádím podle katalogu SKF, viz zdroj [12].

Následující výpočty se týkají maximálního namáhání při pohonu ložiska A.

$R_{Arc}^{roz}=225\ 215\text{N}$ celková radiální reakce ložiska A

$R_{Az}^{roz}=185\ 298,4\text{N}$ axiální reakce ložiska A

$Y_{A0}^{roz}=0,9$ faktor výpočtu ložiska A

$C_{A0}^{roz}=380\text{kN}$ statická únosnost ložiska A

Ekvivalentní statické zatížení ložiska A

$$P_{A0}^{roz} = 0,5 * R_{Arc}^{roz} + Y_{A0}^{roz} * R_{Az}^{roz} = 0,5 * 225\ 215 + 0,9 * 185\ 298,4 = 279\ 376\text{N} \quad (241)$$

Porovnáním ekvivalentního statického zatížení s celkovou radiální reakcí ložiska získám skutečné ekvivalentní statické zatížení.

$$P_{A0}^{roz} = 279\ 376\text{N} > R_{Arc}^{roz} = 225\ 215\text{N} \quad (242)$$

Z toho vyplývá skutečné ekvivalentní statické zatížení ložiska A.

$$P_{A0s}^{roz} = P_{A0}^{roz} = 279\,376\text{N} \quad (243)$$

Statická bezpečnost ložiska A

$$s_{A0}^{roz} = \frac{C_{A0}^{roz}}{P_{A0s}^{roz}} = \frac{380 \cdot 10^3}{279\,376} = 1,36 > 1 \quad (244)$$

Ložisko A z hlediska statického namáhání vyhovuje. V tabulce XX jsou doplněny zbylé hodnoty týkající se statického zatížení ložisek pastorku.

Tabulka 30 - statické zatížení ložisek pastorku

	Ložisko A		Ložisko B		
	Pohon	Reverzace	Pohon	Reverzace	
P_{0s}^{roz}	279 376	221 960,5	10 1501	209 885,8	[N]
s_0^{roz}	1,36	1,71	2,25	1,09	[1]

Ložiska pastorku z hlediska statického namáhání vyhovují.

13.1.6. Únavové namáhání a výpočet životnosti

Hodnoty vstupující do těchto výpočtů jsou únavová namáhání pro pohon a reverzaci. Postupují podle zdroje [12].

Následující výpočty se týkají únavového zatížení při pohonu ložiska A.

$R_{Azúna}^{roz} = 16\,294,8\text{N}$	axiální reakce ložiska A
$R_{Arcúna}^{roz} = 19\,805\text{N}$	celková radiální reakce ložiska A
$C_A^{roz} = 297\text{kN}$	dynamická únosnost ložiska A
$e_A^{roz} = 0,35$	faktor výpočtu ložiska A
$Y_A^{roz} = 1,7$	faktor výpočtu ložiska A

Nejdříve je potřeba určit poměr axiální a radiální reakce ložiska.

$$\frac{R_{Az\acute{u}na}^{roz}}{R_{Arc\acute{u}na}^{roz}} \leq e_A^{roz} \quad (245)$$

$$\frac{R_{Az\acute{u}na}^{roz}}{R_{Arc\acute{u}na}^{roz}} > e_A^{roz} \quad (246)$$

Pokud platí vztah (245), potom se ekvivalentní dynamické namáhání vypočte následovně.

$$P_A^{roz} = R_{Arc\acute{u}na}^{roz} \quad (247)$$

Pokud platí vztah (246), poté se ekvivalentní dynamické namáhání vypočte následovně.

$$P_A^{roz} = 0,4 * R_{Arc\acute{u}na}^{roz} + Y_A^{roz} * R_{Az\acute{u}na}^{roz} \quad (248)$$

Výpočet aplikuji na ložisko A.

$$\frac{R_{Az\acute{u}na}^{roz}}{R_{Arc\acute{u}na}^{roz}} = \frac{16\,294,8}{19\,805} = 0,82 > e_A^{roz} = 0,35 \quad (249)$$

Poté se ekvivalentní dynamické namáhání ložiska A vypočte následovně podle vztahu (248).

$$\begin{aligned} P_A^{roz} &= 0,4 * R_{Arc\acute{u}na}^{roz} + Y_A^{roz} * R_{Az\acute{u}na}^{roz} \\ &= 0,4 * 19\,805 + 1,7 * 16\,294,8 = 35\,623,2N \end{aligned} \quad (250)$$

Nyní, když mám ekvivalentní dynamické namáhání, mohu vypočítat celkovou životnost ložiska A.

$p=10/3$ konstanta čárového styku ložiska

Dílčí životnost ložiska A v miliónech cyklů

$$L_{A\acute{d}il}^{roz} = \left(\frac{C_A^{roz}}{P_A^{roz}} \right)^p = \left(\frac{297 * 10^3}{35\,623,2} \right)^{\frac{10}{3}} = 1\,175,1 * 10^6 \text{ cyklů} \quad (251)$$

$r_{dyn}=0,49$ m dynamický poloměr pneumatiky

$i^{n\acute{a}p}=5,67$ převodový poměr nápravy

Dílčí životnost ložiska A v kilometrech

$$L_{A \text{ km } \text{díl}}^{\text{roz}} = L_{A \text{ díl}}^{\text{roz}} * \frac{2 * \pi * r_{\text{dyn}}}{i_{\text{náp}}} = 1\,175 * 10^6 * \frac{2 * \pi * 0,49}{5,67} \quad (252)$$

$$= 640\,777\,497\text{m} \doteq 640\,777,5\text{km}$$

Analogicky vypočítám hodnoty pro reverzaci při únavovém namáhání. Výsledné hodnoty jsou v tabulce 31.

Tabulka 31 - tabulka dílčích životností ložisek pastorku

	Ložisko A		Ložisko B		
	Pohon	Reverzace	Pohon	Reverzace	
P^{roz}	35 623,2	195 18,9	12 000,3	20 091,8	[N]
$L_{\text{díl}}^{\text{roz}}$	1 175,1	8 729,9	10 683,2	1 916,9	[10 ⁶]
$L_{\text{km } \text{díl}}^{\text{roz}}$	640 777,5	4 760 341,4	5 825 465,2	1 045 296	[km]

Nyní mám všechny potřebné hodnoty pro výpočet celkových životností ložisek pastorku pomocí dráhových využití vozidla. Předvedu výpočet pouze pro ložisko A.

$$\lambda_{\text{poh}}=0,75$$

dráhové využití pohonu

$$\lambda_{\text{rev}}=0,25$$

dráhové využití reverzace a brzdění motorem

Celková životnost ložiska A v km

$$L_{A \text{ km}}^{\text{roz}} = \frac{1}{\frac{\lambda_{\text{poh}}}{L_{A \text{ km } \text{díl}}^{\text{roz}}} + \frac{\lambda_{\text{rev}}}{L_{A \text{ km } \text{díl } \text{rev}}^{\text{roz}}}} = \frac{1}{\frac{0,75}{640\,777,5} + \frac{0,25}{4\,760\,341,4}} \quad (253)$$

$$= 817\,681,3\text{km}$$

Tabulka 32 - celkové životnosti ložisek pastorku

	Ložisko A	Ložisko B	
$L_{\text{km}}^{\text{roz}}$	817 681,3	2 718 042,8	[km]

Celkové životnosti ložisek pastorku jsou vyšší než minimální požadovaná životnost 600 000km, tudíž vyhovují.

13.2. Klec diferenciálu

Klec diferenciálu, do které je přišroubováno talířové kolo rozvodovky, je uloženo v kuželíkových ložiskách orientovaných do „X“. Výpočty jsou podobné výpočtům ložisek pastorku.

13.2.1. Návrh ložisek

Ložiska klece diferenciálu musí být větší než je evolventní drážkování klece diferenciálu 78x2x9H/9G ČSN 01 4952. Ložiska C a D volím stejná.

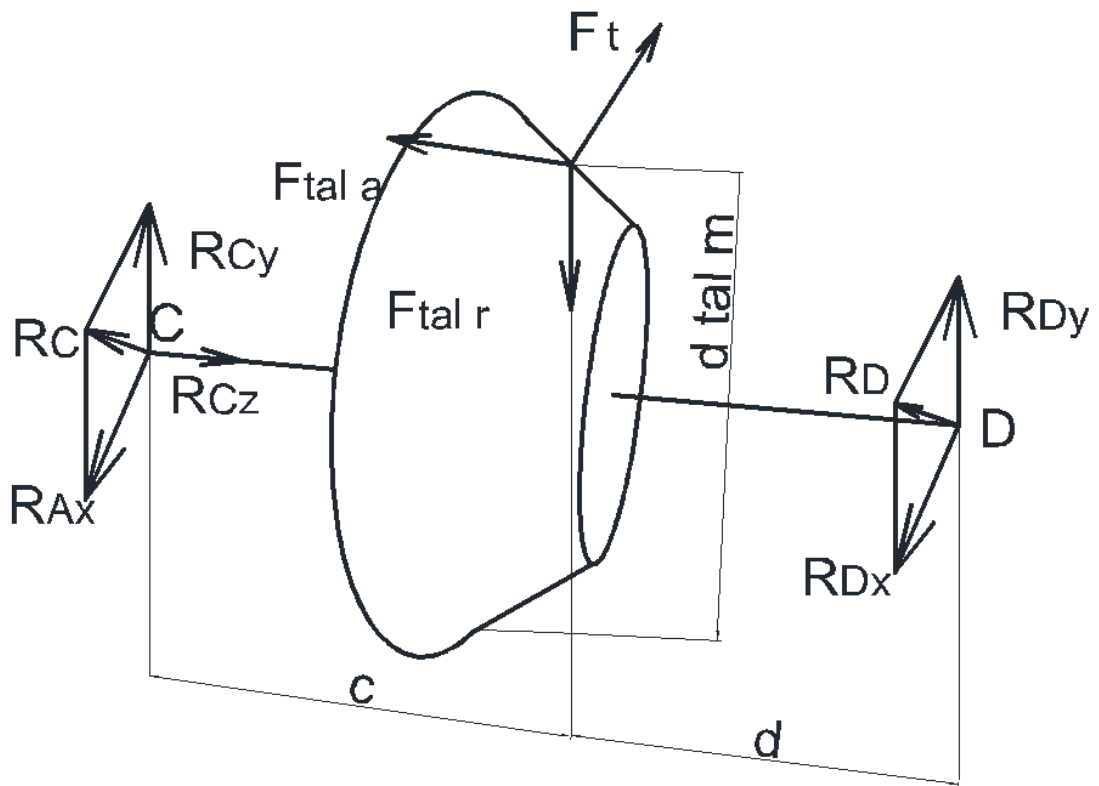
Tabulka 33 - parametry ložisek klece diferenciálu

	Ložisko C	Ložisko D	
Označení	SKF 33116 /Q	SKF 33116 /Q	
d	80	80	[mm]
D	130	130	[mm]
T	37	37	[mm]
C	179	179	[kN]
C ₀	280	280	[kN]
e	0,43	0,43	[1]
Y	1,4	1,4	[1]
Y ₀	0,8	0,8	[1]

13.2.2. Výpočet reakcí ložisek – pohon

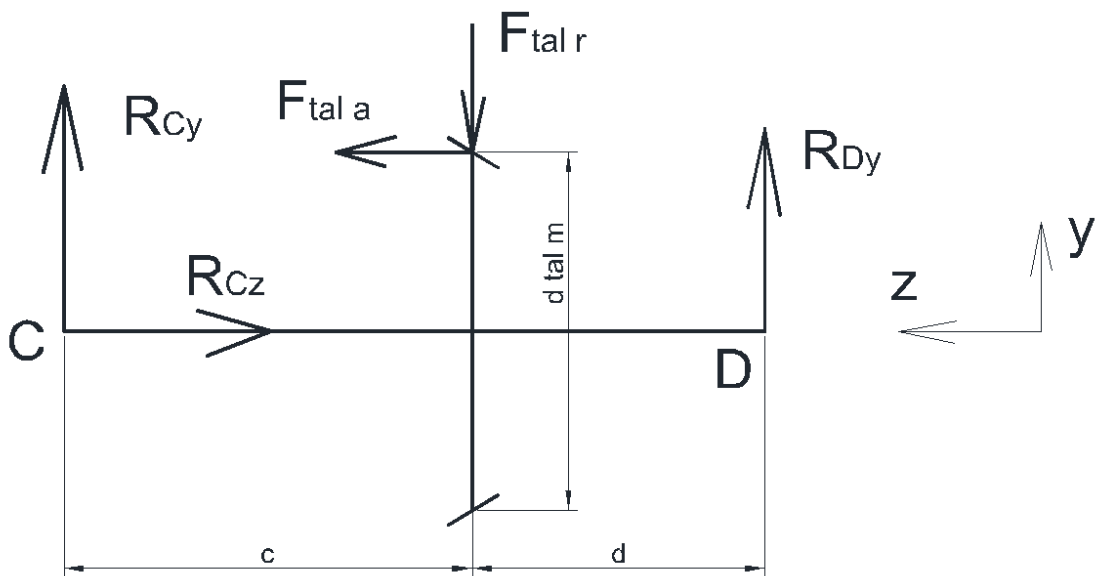
Ze zatížení ložisek, které je zachyceno na obrázcích 26, 27 a 28, lze sestavit podmínky rovnováhy viz následující postup.

Následující výpočty se týkají maximálního namáhání při pohonu soukolí stálého převodu rozvodovky.



Obrázek 26 - síly působící na klec diferenciálu při pohonu

$F_t^{roz} = 119\,927,4\text{N}$	tečná síla
$F_{tal\ a}^{roz} = 9\,693,4\text{N}$	axiální síla talířového kola
$F_{tal\ r}^{roz} = 103\,127,2$	radiální síla pastorku
$F_n^{roz} = 158\,466,9\text{N}$	normálová síla
$d_{tal\ m}^{stál\ pře} = 295,9\text{mm}$	průměr roztečné kružnice ve středu ozubení talířového kola
$c = 100\text{mm}$	vzdálenost mezi ložiskem C a středem ozubení talířového kola
$d = 140\text{mm}$	vzdálenost mezi ložiskem D a středem ozubení talířového kola



Obrázek 27 - síly působící na klec diferenciálu v rovině yz

$$\Sigma F_y = 0; \quad -K_A * F_{tal r}^{roz} + R_{C y}^{roz} + R_{D y}^{roz} = 0 \quad (254)$$

$$\Sigma F_z = 0; \quad -K_A * F_{tal a}^{roz} + R_{C z}^{roz} = 0 \quad (255)$$

$$\Sigma M_C = 0; \quad K_A * F_{tal a}^{roz} * \frac{d_{tal m}^{stál\ pře}}{2} - K_A * F_{tal r}^{roz} * c + R_{D y}^{roz} (c + d) \quad (256)$$

Z těchto podmínek rovnováhy vyplývají následující vztahy.

$$R_{C z}^{roz} = K_A * F_{tal a}^{roz} = 1,25 * 9\,693,4 = 12\,116,8N \quad (257)$$

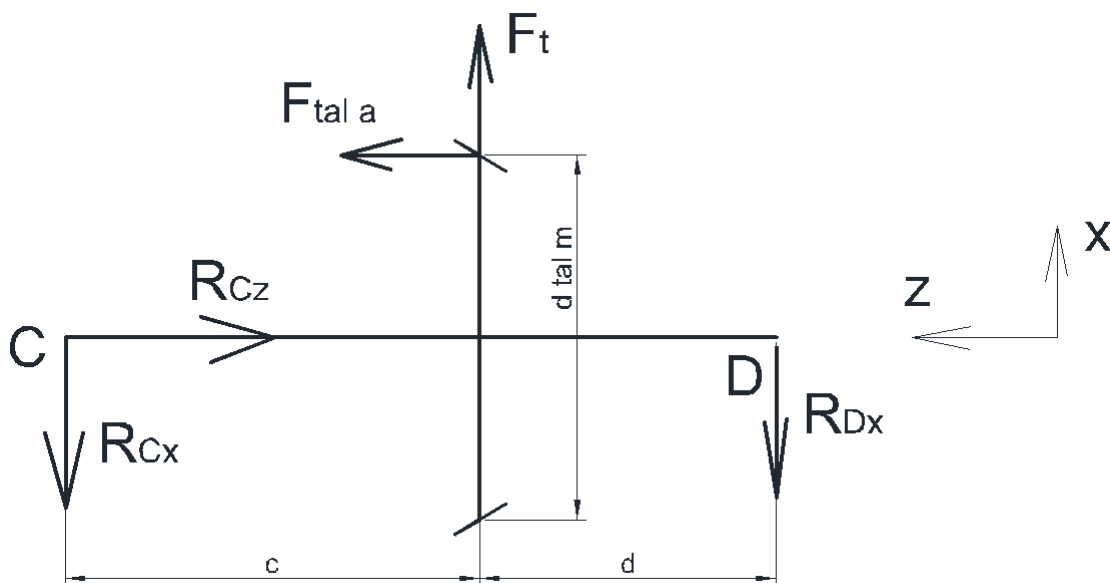
$$R_{D y}^{roz} = \frac{K_A * F_{tal r}^{roz} * c - K_A * F_{tal a}^{roz} * \frac{d_{tal m}^{stál\ pře}}{2}}{c + d} \quad (258)$$

$$= \frac{1,25 * 103\,127,2 * 100 - 1,25 * 9\,693,4 * \frac{295,9}{2}}{100 + 140}$$

$$= 46\,242,6N$$

$$R_{C y}^{roz} = -R_{D y}^{roz} + K_A * F_{tal r}^{roz} = -46\,242,6 + 1,25 * 10\,3127,2 \quad (259)$$

$$= 82\,666,4N$$



Obrázek 28 - síly působící na klec diferenciálu v rovině xz

$$\Sigma F_x = 0; \quad R_{Dx}^{roz} + R_{Cx}^{roz} - K_A * F_t^{roz} = 0 \quad (260)$$

$$\Sigma F_z = 0; \quad R_{Cz}^{roz} - K_A * F_{tal a}^{roz} = 0 \quad (261)$$

$$\Sigma M_C = 0; \quad R_{Dx}^{roz} * (c + d) - K_A * F_{tal a}^{roz} * \frac{d_{tal m}^{stál pře}}{2} - K_A * F_{tal r}^{roz} * c = 0 \quad (262)$$

Z těchto podmínek rovnováhy lze vyjádřit následující vztahy.

$$R_{Dx}^{roz} = \frac{K_A * F_{tal a}^{roz} * \frac{d_{tal m}^{stál pře}}{2} + K_A * F_{tal r}^{roz} * c}{c + d} = \frac{1,25 * 9\,693,4 * \frac{295,9}{2} + 1,25 * 103\,127,2 * 100}{100 + 150} = 69\,931,7N \quad (263)$$

$$R_{Cx}^{roz} = -R_{Dx}^{roz} + K_A * F_t^{roz} = -69\,931,7 + 1,25 * 119\,927,4 = 79\,977,5N \quad (264)$$

Celková radiální reakce ložisek se vypočtou následovně.

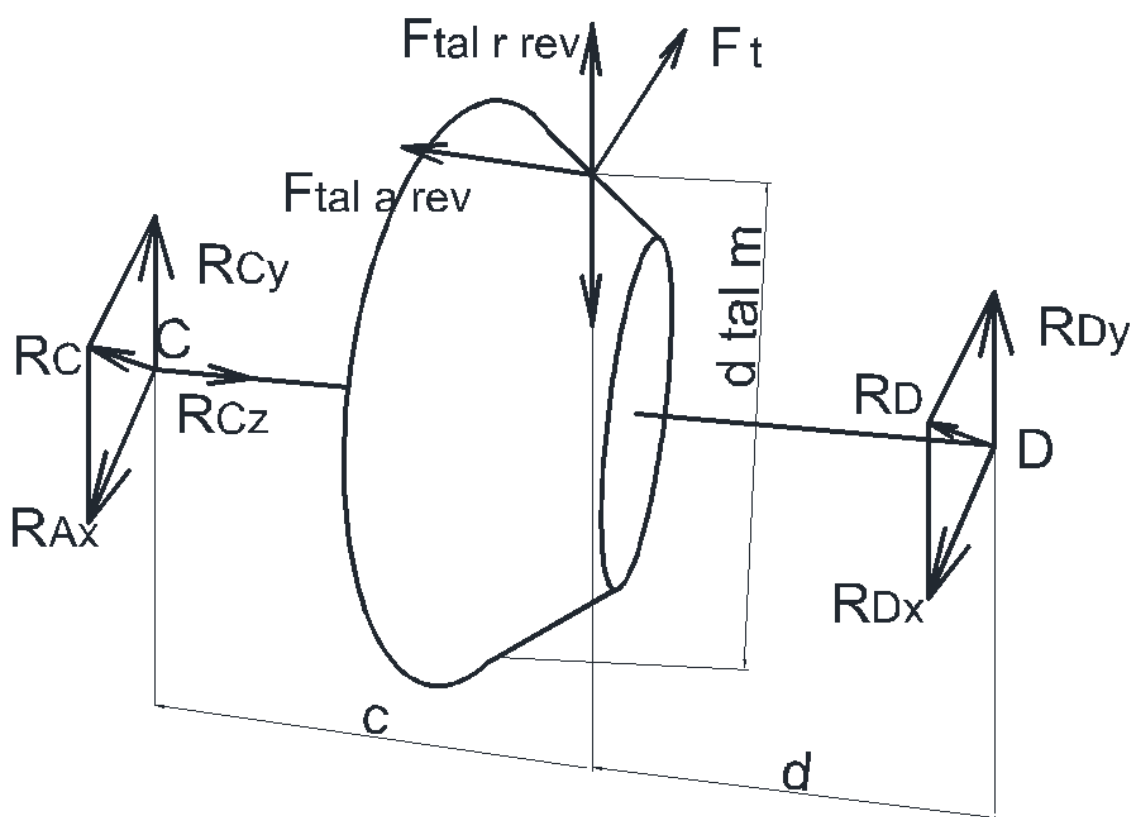
$$R_{c r c}^{roz} = \sqrt{R_{cx}^{roz2} + R_{cz}^{roz2}} = \sqrt{79\,977,5^2 + 82\,666,4^2} = 115\,022,4N \quad (265)$$

$$R_{D r c}^{roz} = \sqrt{R_{Dx}^{roz2} + R_{Dy}^{roz2}} = \sqrt{69\,931,7^2 + 46\,242,6^2} = 83\,838N \quad (266)$$

13.2.3. Výpočet reakcí – reverzace

Tentokrát otočila svou orientaci radiální síla talířového kola, zatímco axiální síla zůstala se stejnou orientací, takže jí stále zachycuje ložisko C. U radiální síly otočím její orientaci v momentových rovnováhách a nadále s ní budu počítat jako s kladnou.

Následující výpočty se týkají maximálního namáhání stálého převodu rozvodovky při reverzaci.



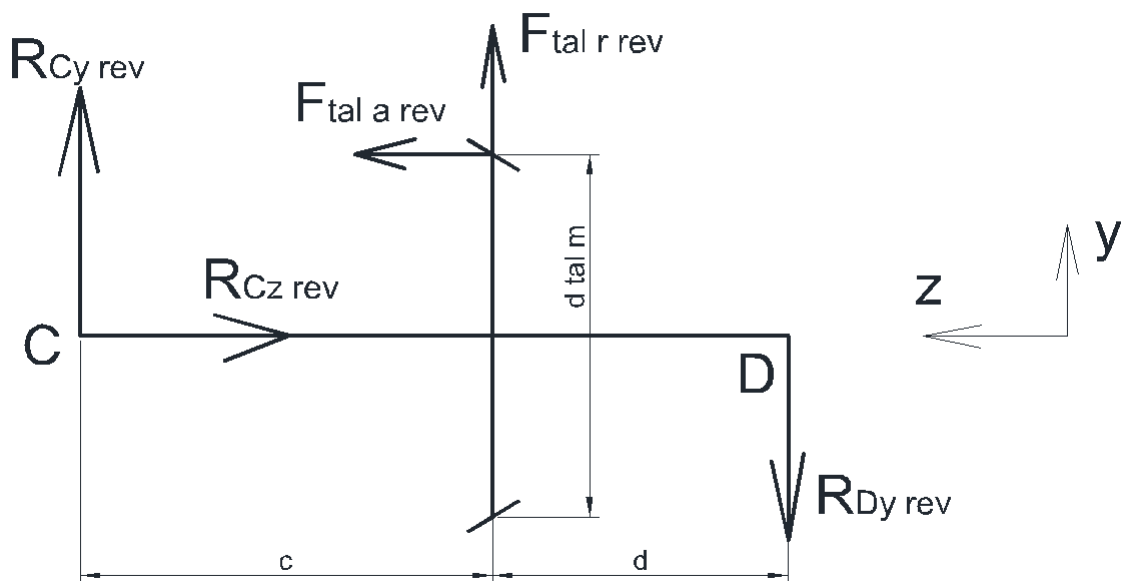
Obrázek 29 - síly působící na klec diferenciálu při reverzaci

$$F_{tal\ a\ rev}^{roz} = 94\ 846,5\text{N}$$

axiální síla talířového kola

$$F_{tal\ r\ rev}^{roz} = 41\ 633,1\text{N}$$

radiální síla talířového kola



Obrázek 30 - síly působící na klec diferenciálu při reverzaci v rovina yz

$$\Sigma F_y = 0; \quad R_{C y rev}^{roz} - R_{D y rev}^{roz} + K_A * F_{tal r rev}^{roz} = 0 \quad (267)$$

$$\Sigma F_z = 0; \quad -K_A * F_{tal a rev}^{roz} + R_{C z rev}^{roz} = 0 \quad (268)$$

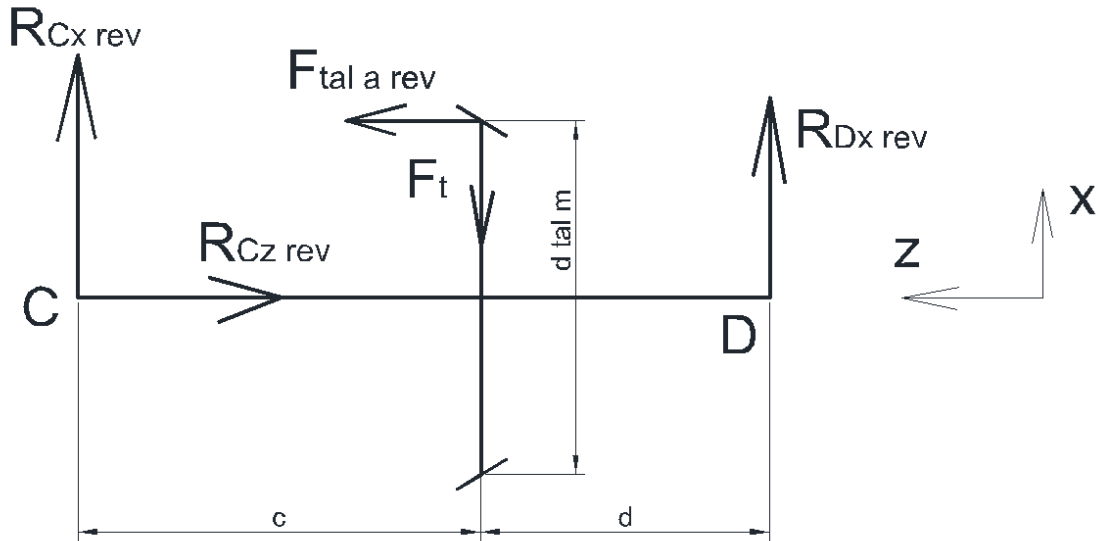
$$\Sigma M_C = 0; \quad R_{D y rev}^{roz}(c + d) - K_A * F_{tal a rev}^{roz} * \frac{d_{tal m}^{stál\ pře}}{2} - K_A * F_{tal r rev}^{roz} * c = 0 \quad (269)$$

Z těchto podmínek rovnováhy lze vyjádřit následující vztahy.

$$R_{C z rev}^{roz} = K_A * F_{tal a rev}^{roz} = 1,25 * 94\ 846,5 = 118\ 558,1N \quad (270)$$

$$\begin{aligned} R_{D y rev}^{roz} &= \frac{K_A * F_{tal a rev}^{roz} * \frac{d_{pas m}^{stál\ pře}}{2} + K_A * F_{tal r rev}^{roz} * c}{c + d} \\ &= \frac{1,25 * 94\ 846,5 * \frac{295,9}{2} + 1,25 * 41\ 633,1 * 100}{100 * 140} \\ &= 94\ 770,1N \end{aligned} \quad (271)$$

$$\begin{aligned} R_{C y rev}^{roz} &= R_{D y rev}^{roz} - K_A * F_{tal r rev}^{roz} = 94\ 770,1 - 1,25 * 41\ 633,1 \\ &= 42\ 728,8N \end{aligned} \quad (272)$$



Obrázek 31 - síly působící na klec diferenciálu při reverzaci

$$\Sigma F_x = 0; \quad R_{Cx rev}^{roz} + R_{Dx rev}^{roz} - K_A * F_t^{roz} = 0 \quad (273)$$

$$\Sigma F_z = 0; \quad -K_A * F_{tal a rev}^{roz} + R_{Cz rev}^{roz} = 0 \quad (274)$$

$$\Sigma M_C = 0; \quad R_{Dx rev}^{roz} * (c + d) - K_A * F_{tal a rev}^{roz} * \frac{d_{pas m}^{stál pře}}{2} - K_A * F_t^{roz} * c = 0 \quad (275)$$

Z těchto podmínek rovnováhy mohu vyjádřit následující vztahy.

$$\begin{aligned} R_{Dx rev}^{roz} &= \frac{K_A * F_{tal a rev}^{roz} * \frac{d_{pas m}^{stál pře}}{2} + K_A * F_t^{roz} * c}{c + d} \\ &= \frac{1,25 * 94\,846,5 * \frac{295,9}{2} + 1,25 * 119\,927,4 * 100}{100 + 150} \\ &= 135\,548,4N \end{aligned} \quad (276)$$

$$\begin{aligned} R_{Cx rev}^{roz} &= -R_{Dx rev}^{roz} + K_A * F_t^{roz} = -135\,548,4 + 1,25 * 119\,927,4 \\ &= 14\,360,8N \end{aligned} \quad (277)$$

Celkové radiální reakce se vypočtou následovně.

$$\begin{aligned} R_{Crc rev}^{roz} &= \sqrt{R_{Cx rev}^{roz}^2 + R_{Cy rev}^{roz}^2} = \sqrt{14\,360,8^2 + 42\,728,8^2} \\ &= 450\,77,5N \end{aligned} \quad (278)$$

$$R_{Drc}^{roz} = \sqrt{R_{Dxrev}^{roz\ 2} + R_{Dyrev}^{roz\ 2}} = \sqrt{135\ 548,4^2 + 94\ 770,1^2} \quad (279)$$

$$= 165\ 392,7N$$

V tabulce 34 jsou uvedeny výsledné hodnoty pro maximální namáhání jak pro pohon, tak pro reverzaci. Podle stejného postupu jsem vypočítal i reakce pro únavové namáhání.

Tabulka 34 - reakce ložisek klece diferenciálu před přepočtem axiálního namáhání

	Maximální zatížení		Únavové namáhání		
	Pohon	Reverzace	Pohon	Reverzace	
R_{Cx}^{roz}	79 977,5	14 360,8	7 033,1	1 262,9	[N]
R_{Cy}^{roz}	82 666,4	42 728,8	7 269,5	3 757,5	[N]
R_{Cz}^{roz}	12 116,8	118 558,1	7 065,5	10 425,8	[N]
R_{Crc}^{roz}	115 022,4	45 077,5	10 114,9	3 964	[N]
R_{Dx}^{roz}	69 931,7	135 548,4	6 149,7	11 919,9	[N]
R_{Dy}^{roz}	46 242,6	94 770,1	4 066,5	8 333,9	[N]
R_{Dz}^{roz}	0	0	0	0	[N]
R_{Drc}^{roz}	83 838	165 392,7	7 372,6	8 334,6	[N]

13.2.4. Určení axiálního zatížení ložisek

Axiální síla působí od ložiska D k ložisku C, která jsou uložena do „X“. Tento způsob zatížení odpovídá dle přílohy 1.2 zatěžovacímu způsobu 2.

Následující výpočty se týkají maximálního namáhání při pohonu ložisek klece diferenciálu.

$R_{Crc}^{roz}=115\ 022,4N$ celková radiální reakce ložiska C

$R_{Drc}^{roz}=83\ 838N$ celková radiální reakce ložiska D

$Y_{C0}^{roz}=0,8$ faktor výpočtu ložiska C

$Y_{D0}^{roz}=0,8$ faktor výpočtu ložiska D

$$\frac{R_{Crc}^{roz}}{Y_{C0}^{roz}} = \frac{115\,022,4}{0,8} = 143\,777,9N \quad (280)$$

$$\frac{R_{Drc}^{roz}}{Y_{D0}^{roz}} = \frac{83\,838}{0,8} = 104\,797,9N \quad (281)$$

Z rovnic (280) a (281) vyplývá následující.

$$\frac{R_{Crc}^{roz}}{Y_{C0}^{roz}} = 143\,777,9N > \frac{R_{Drc}^{roz}}{Y_{D0}^{roz}} = 104\,797,9N \quad (282)$$

To znamená, že zatěžovací způsob je 2b nebo 2c. Pro přesné určení je nutné ještě vyřešit následující vztahy.

$$K_{a\,tal}^{roz} = R_{Cz}^{roz} = 12\,116,8N \quad (283)$$

$$0,5 * \left(\frac{R_{Crc}^{roz}}{Y_{C0}^{roz}} - \frac{R_{Drc}^{roz}}{Y_{D0}^{roz}} \right) = 0,5 * (143\,777,9 - 104\,797,9) = 19\,490,2N \quad (284)$$

Z výsledků rovnic (283) a (284) vyplývá následující

$$K_{a\,tal}^{roz} = 12\,116,8N < 0,5 * \left(\frac{R_{Crc}^{roz}}{Y_{C0}^{roz}} - \frac{R_{Drc}^{roz}}{Y_{D0}^{roz}} \right) = 19\,490,2N \quad (285)$$

Zatěžující případ je 2c. Z toho vyplývají následující vztahy pro výpočet axiálních reakcí ložisek.

$$R_{Cz}^{roz} = 0,5 * \frac{R_{Crc}^{roz}}{Y_{C0}^{roz}} = 0,5 * 143\,777,9 = 71\,889N \quad (286)$$

$$R_{Dz}^{roz} = R_{Cz}^{roz} - K_{a}^{roz} = 71\,889 - 12\,116,8 = 59\,772,2N \quad (287)$$

Podobný postupem jsem vypočetl axiální zatížení pro případ reverzace při maximálním namáhání a únavové namáhání pro pohon a reverzaci. Výsledné hodnoty namáhání ložisek jsou v tabulce 35.

Tabulka 35 - reakce ložisek klece diferenciálu

	Maximální zatížení		Únavové namáhání		
	Pohon	Reverzace	Pohon	Reverzace	
R_{Crc}^{roz}	115 022,4	45 077,5	10 114,9	3 964	[N]
R_{Cz}^{roz}	71 889	28 173,4	4 607,9	5 209,2	[N]
R_{Drc}^{roz}	83 838	165 392,7	7 372,6	8 334,6	[N]
R_{Dz}^{roz}	59 772,2	103 370,4	3 628,5	6 770,1	[N]

13.2.5. Statická bezpečnost

Statická bezpečnost ložisek klece diferenciálu se vypočítá stejným způsobem, jako je tomu u pastorku.

Následující výpočty se týkají maximálního zatížení při pohonu ložiska C.

$R_{Crc}^{roz}=11\ 5022,4N$ celková radiální reakce ložiska C

$R_{Cz}^{roz}=71\ 889N$ axiální reakce ložiska C

$Y_{C0}^{roz}=0,8$ faktor výpočtu ložiska C

$C_{C0}^{roz}=280kN$ statická únosnost ložiska C

Ekvivalentní statické zatížení ložiska C

$$P_{C0}^{roz} = 0,5 * R_{Crc}^{roz} + Y_{C0}^{roz} * R_{Cz}^{roz} = 0,5 * 115\ 022,4 + 0,8 * 71\ 889 = 115\ 022,4N \quad (288)$$

Porovnáním ekvivalentního statického zatížení s celkovou radiální reakcí ložiska získám skutečné ekvivalentní statické zatížení.

$$P_{C0}^{roz} = 115\ 022,4 = R_{Crc}^{roz} = 115\ 022,4N \quad (289)$$

Z toho vyplývá skutečné ekvivalentní statické zatížení ložiska C.

$$P_{C0s}^{roz} = P_{C0}^{roz} = 115\ 022,4N \quad (290)$$

Statická bezpečnost ložiska C

$$s_{C0}^{roz} = \frac{C_{C0}^{roz}}{P_{C0s}^{roz}} = \frac{280 * 10^3}{115\,022,4} = 2,43 > 1 \quad (291)$$

Ložisko C z hlediska statického namáhání vyhovuje. V tabulce 36 jsou doplněny zbylé hodnoty týkající se statického zatížení ložisek klece diferenciálu.

Tabulka 36 - statické zatížení ložisek klece diferenciálu

	Ložisko C		Ložisko D		
	Pohon	Reverzace	Pohon	Reverzace	
P_{0s}^{roz}	115 022,4	89 736,8	45 077,5	16 5392,7	[N]
s_0^{roz}	2,43	3,12	6,21	1,69	[1]

Ložiska klece diferenciálu z hlediska statického namáhání vyhovují.

13.2.6. Únavové namáhání a výpočet životnosti

Hodnoty vstupující do těchto výpočtů jsou únavová namáhání pro pohon a reverzaci. Postupují podle zdroje [12]. Uvedu zde pouze příklad výpočtu pro ložisko C při pohonu.

Následující výpočty se týkají únavového namáhání při pohonu ložiska C.

$$R_{Cz\acute{u}na}^{roz} = 4\,607,9\text{N} \quad \text{axiální reakce ložiska C}$$

$$R_{Crc\acute{u}na}^{roz} = 10\,114,9\text{N} \quad \text{celková radiální reakce ložiska C}$$

$$C_C^{roz} = 179\text{kN} \quad \text{dynamická únosnost ložiska C}$$

$$e_C^{roz} = 0,43 \quad \text{faktor výpočtu ložiska C}$$

$$Y_C^{roz} = 1,4 \quad \text{faktor výpočtu ložiska C}$$

Nejdříve je potřeba určit poměr axiální a radiální reakce ložiska.

$$\frac{R_{Cz\acute{u}na}^{roz}}{R_{Crc\acute{u}na}^{roz}} \leq e_C^{roz} \quad (292)$$

$$\frac{R_{Cz\acute{u}na}^{roz}}{R_{Crc\acute{u}na}^{roz}} > e_C^{roz} \quad (293)$$

Pokud platí vztah (292), potom se ekvivalentní dynamické namáhání vypočte následovně.

$$P_C^{roz} = R_{Crc\acute{u}na}^{roz} \quad (294)$$

Pokud platí vztah (293), potom se ekvivalentní dynamické namáhání vypočte následovně.

$$P_C^{roz} = 0,4 * R_{Crc\acute{u}na}^{roz} + Y_C^{roz} * R_{Cz\acute{u}na}^{roz} \quad (295)$$

Výpočet aplikuji na ložisko C

$$\frac{R_{Cz\acute{u}na}^{roz}}{R_{Crc\acute{u}na}^{roz}} = \frac{4\,607,9}{10\,114,9} = 0,46 > e_C^{roz} = 0,43 \quad (296)$$

Poté se ekvivalentní dynamické namáhání ložiska C vypočte následovně podle vztahu (293)

$$\begin{aligned} P_C^{roz} &= 0,4 * R_{Crc\acute{u}na}^{roz} + Y_C^{roz} * R_{Cz\acute{u}na}^{roz} \\ &= 0,4 * 10\,114,9 + 1,4 * 4\,607,9 = 10\,497N \end{aligned} \quad (297)$$

Nyní, když mám ekvivalentní dynamické namáhání, mohu vypočítat celkovou životnost ložiska C.

$p=10/3$ konstanta čárového styku ložiska

Dílčí životnost ložiska C v miliónech cyklů

$$L_{C\acute{d}l}^{roz} = \left(\frac{C_C^{roz}}{P_C^{roz}}\right)^p = \left(\frac{179 * 10^3}{10\,497}\right)^{\frac{10}{3}} = 12\,763,4 * 10^6 \text{ cyklů} \quad (298)$$

$r_{dyn}=0,49$ m dynamický poloměr pneumatiky

$i^{kol\ red}=3,33$ převodový poměr kolové redukce

Dílčí životnost ložiska C v kilometrech

$$\begin{aligned} L_{C\ km\ \acute{d}l}^{roz} &= L_{C\ \acute{d}l}^{roz} * \frac{2 * \pi * r_{dyn}}{i^{kol\ red}} = 12\,763,4 * 10^6 * \frac{2 * \pi * 0,49}{3,33} \\ &= 11\,831\,633\,598m \doteq 11\,831\,633,6km \end{aligned} \quad (299)$$

Analogicky vypočítám hodnoty pro reverzaci při únavovém namáhání. Výsledné hodnoty jsou v tabulce 37.

Tabulka 37 - tabulka dílčích životností ložisek klece diferenciálu

	Ložisko C		Ložisko D		
	Pohon	Reverzace	Pohon	Reverzace	
P^{roz}	10 497	8 878,4	8 028,9	12 812	[N]
$L_{díl}^{roz}$	12 763,4	22 304,3	31 188,3	6 568,4	[10 ⁶]
$L_{km\ díl}^{roz}$	11 831 633,6	20 676 102,3	28 911 544,9	6 088 861,1	[km]

Nyní mám všechny potřebné hodnoty pro výpočet celkových životností ložisek klece diferenciálu pomocí dráhových využití vozidla. Předvedu výpočet pouze pro ložisko C.

$$\lambda_{poh}=0,75$$

dráhové využití pohonu

$$\lambda_{rev}=0,25$$

dráhové využití reverzace a brzdění motorem

Celková životnost ložiska C v km

$$L_{C\ km}^{roz} = \frac{1}{\frac{\lambda_{poh}}{L_{C\ km\ díl}^{roz}} + \frac{\lambda_{rev}}{L_{C\ km\ díl\ rev}^{roz}}} = \frac{1}{\frac{0,75}{11\ 831\ 633,6} + \frac{0,25}{20\ 676\ 102,3}} = 13\ 248\ 430\ km \quad (300)$$

Tabulka 38 - celkové životnosti ložisek klece diferenciálu

	Ložisko C	Ložisko D	
L_{km}^{roz}	13 248 430	14 925 423	[km]

Celkové životnosti ložisek klece diferenciálu jsou vyšší než minimální požadovaná životnost, tudíž vyhovují.

13.3. Ložiska satelitů planetové redukce

Satelity jsou uloženy na jejich unašeči na jehličkových ložiskách bez vnitřních i vnějších kroužků. Pod každý satelit navrhuji dvě ložiska, mezi kterými je rozpěrný kroužek k rozvržení ložisek po celé šířce satelitu. Mazání ložisek je zajištěno otvory v satelitech.

13.3.1. Návrh ložisek

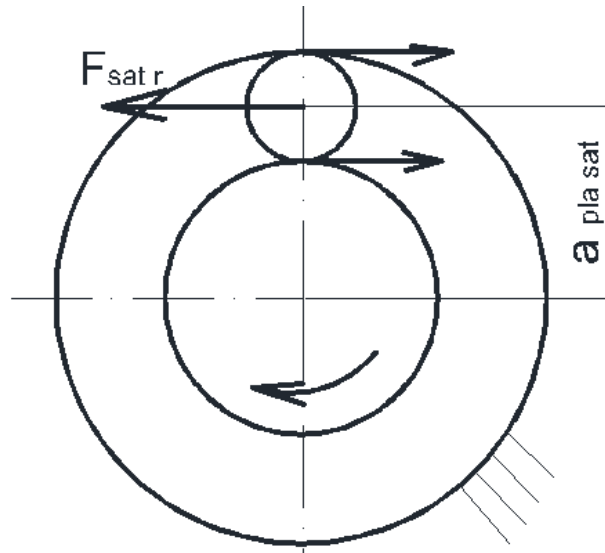
Navrhuji ložiska firmy FAG K28x40x30H s těmito parametry.

Tabulka 39 - parametry ložisek satelitů kolové redukce

Ložisko <i>kol red sat</i>	d	D	T	C	C_0	L_W
	28	40	30	51 000	68 000	26,8
	[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[N]	[mm]

13.3.2. Zatížení ložisek

Ložiska jsou zatížena maximálním zatížením jízdou na mezi adheze a únavovým namáháním. Jelikož je ozubení kolové redukce přímé, nevznikají v něm axiální síly a namáhání je stejné při pohonu i reverzaci. Díky tomu je ekvivalentní zatížení ložisek rovno radiálnímu zatížení, u kterého budu uvažovat přitížení vnějšími dynamickými účinky.



Obrázek 32 - silové poměry na satelitu kolové redukce

13.3.3. Statická bezpečnost

Nyní ložiska zatížím maximálnímu namáhání při jízdě na mezi adheze.

Následující výpočty se týkají ložisek satelitů kolové redukce.

$M_{hna\ hří} = 8\ 428,1\text{Nm}$	točivý moment hnacího hřídele
$a_{pla\ sat}^{kol\ red} = 90,35\text{mm}$	osová vzdálenost planety a satelitu
$n_{sat}^{kol\ red} = 5$	počet satelitů
$i^{kol\ red} = 3,33$	převodový poměr
$K_A = 1,25$	součinitel vnějších dynamických sil
$n_{lož\ sat}^{kol\ red} = 2$	počet ložisek na satelit

Točivý moment na unašeči kolové redukce

$$M_{una}^{kol\ red} = M_{hna\ hří} * i^{kol\ red} = 8\ 428,1 * 3,33 = 28\ 093,5\text{Nm} \quad (301)$$

Radiální síla jednoho satelitu

$$F_{sat\ r}^{kol\ red} = \frac{K_A * M_{una}^{kol\ red}}{n_{sat}^{kol\ red} * a_{pla\ sat}^{kol\ red}} = \frac{1,25 * 28\ 093,5 * 10^3}{5 * 90,35} = 77\ 735,5\text{N} \quad (302)$$

Ekvivalentní statické zatížení jednoho ložiska satelitu

$$p_{sat\ 0}^{kol\ red} = \frac{F_{sat\ r}^{kol\ red}}{n_{lož\ sat}^{kol\ red}} = \frac{77735,5}{2} = 38867,8N \quad (303)$$

Statická bezpečnost ložiska satelitu

$$s_{sat\ 0}^{kol\ red} = \frac{C_{sat\ 0}^{kol\ red}}{p_{sat\ 0}^{kol\ red}} = \frac{68\ 000}{38\ 867,8} = 1,75 > 1 \quad (304)$$

Ložiska satelitů kolové redukce na statické namáhání vyhovují.

13.3.4. Únavové namáhání a výpočet životnosti

Výpočet únavového namáhání je obdobný s výpočtem statického. Jediný rozdíl je v tom, že dosazují hodnoty únavového namáhání. Jelikož jde o přímé ozubení, namáhání ložisek bude stejné jak při pohonu, tak i reverzaci. Výsledné hodnoty jsou zapsané v následující tabulce.

$M_{ekv\ hma\ hří\ lož} = 780,2Nm$ ekvivalentní točivý moment hnací hřídele pro ložiska

Tabulka 40 - únavové namáhání ložisek satelitu kolové redukce

$M_{una}^{kol\ red}$	$F_{sat\ r}^{kol\ red}$	$p_{sat}^{kol\ red}$
2 600,5	5 756,6	2 878,3
[Nm]	[N]	[N]

$p=10/3$ konstanta čárového styku ložiska

Životnost ložisek satelitů v miliónech cyklů

$$L_{sat}^{kol\ red} = \left(\frac{C_{sat}^{kol\ red}}{p_{sat}^{kol\ red}} \right)^p = \left(\frac{51\ 000}{2\ 878,3} \right)^{\frac{10}{3}} = 14\ 502,8 * 10^6 \text{ cyklů} \quad (305)$$

$z_{sat}^{kol\ red} = 22$ počet zubů satelitu

$z_{kor}^{kol\ red} = -77$ počet zubů korunového kola

Převodový poměr mezi unašečem a satelitem

$$i_{sat\ una}^{kor} = 1 - i_{sat\ kor}^{una} = 1 - \frac{|z_{kor}^{kol\ red}|}{z_{sat}^{kol\ red}} = 1 - \frac{|-77|}{22} = -2,5 \quad (306)$$

$r_{dyn}=0,49$ m dynamický poloměr pneumatiky

Životnost ložisek satelitů kolové redukce v kilometrech

$$\begin{aligned} L_{sat\ km}^{kol\ red} &= L_{sat}^{kol\ red} * \frac{2 * \pi * r_{dyn}}{|i_{sat\ una}^{kor}|} = 14\ 502,8 * 10^6 * \frac{2 * \pi * 0,49}{|-2,5|} \\ &= 17\ 925\ 484\ 014m \doteq 17\ 925\ 484km \end{aligned} \quad (307)$$

Ložiska mají vyšší životnost než je požadovaná, tudíž vyhovují.

13.4. Ložiska kol

Dvojmontáž kol je uložena ve dvou kuželíkových ložiskách orientovaných do „O“ na mostu nápravy. Ložiska jsou namáhány tíhou vozidla a boční silou při jízdě zatáčkou. Tyto síly jsou navíc zesíleny rázy od vozovky.

Nejkritičtější zatížení ložisek pro zjednodušení uvažují při jízdě na mezi klopení. Tak je to řešeno v [2]. To uvažují jako statické namáhání.

Únavové namáhání ložisek uvažují složené z přímý jízdy a jízdy zatáčkou, kde je vnitřní dvojmontáž odlehčena a vnější přitížena. Použitá metoda nerozlišuje při základním výpočtu hnací a hnané kolo a neuvažuje ani vliv postavení kola vůči vozovce na zatížení ložisek a neuvažuje rychlost jízdy. Takto je to řešeno i v [4].

13.4.1. Návrh ložisek

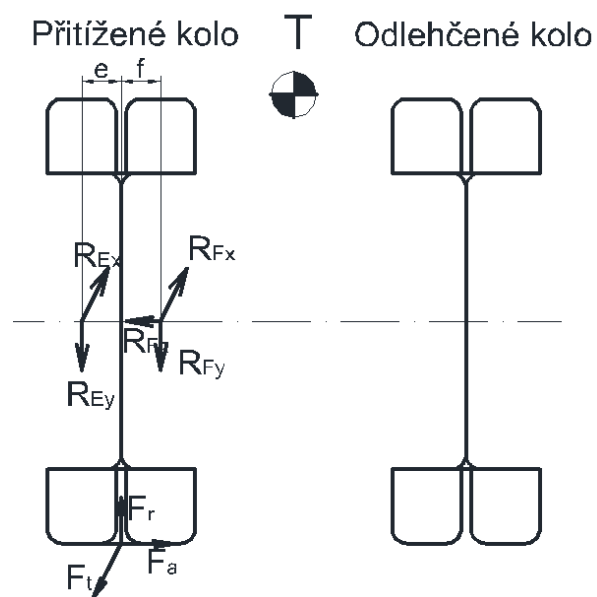
Ložiska kol musí být kvůli montáži větší než je evolventní drážkování mostu nápravy 98x3x9H/9G ČSN 01 4952. Zároveň ložisko F musí být větší než ložisko E.

Tabulka 41 - parametry ložisek kol

	Ložisko E	Ložisko F	
Označení	SKF 32320 J2	SKF 32321 J2	
d	100	105	[mm]
D	215	225	[mm]
T	77,5	81,5	[mm]
C	572	605	[kN]
C ₀	780	815	[kN]
e	0,35	0,35	[1]
Y	1,7	1,7	[1]
Y ₀	0,9	0,9	[1]

13.4.2. Statické zatížení

13.4.2.1. Výpočet reakcí ložisek



Obrázek 33 - statické zatížení ložisek kol

Schéma zatížení ložisek a dvojmontáže je na obrázku 33. Na ložiska působí od vozidla síly radiální, axiální a tečná. Radiální souvisí s tíhou vozidla, axiální je boční síla a tečná je hnací nebo brzdná síla. Maximální přenositelná síla je daná mezí adheze a dělí se na tečnou a axiální.

Největší zatížení ložisek určíme podle vztahu ekvivalentního zatížení ložisek (308), kde je $Y_{E_0}^{kolo} = Y_C^{kolo} = 0,9$. Z toho lze usoudit, že největší vliv na únosnost ložiska má axiální síla. Lze tedy předpokládat, že největší zatížení ložisek nastane v momentě, kdy axiální síla je maximální a tečná síla je nulová.

$$P_{E_0}^{kolo} = 0,5 * R_{E_r}^{kolo} + Y_{E_0}^{kolo} * R_{E_a}^{kolo} \quad (308)$$

$m^{náp} = 11\,330\text{kg}$	zatížení zadní nápravy
$m_{pře} = 2\,500\text{kg}$	přetížení zadní nápravy uživatelem
$g = 9,81\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$	gravitační zrychlení
$K_A = 1,25$	součinitel vnějších dynamických sil
$\mu = 0,8$	součinitel adheze
$r_{dyn} = 0,49\text{ m}$	dynamický poloměr pneumatiky
$e = 0,06\text{m}$	vzdálenost ložiska E ke středu dvojmontáže
$f = 0,1\text{m}$	vzdálenost ložiska F ke středu dvojmontáže

Radiální síla kola od zatížení zadní nápravy

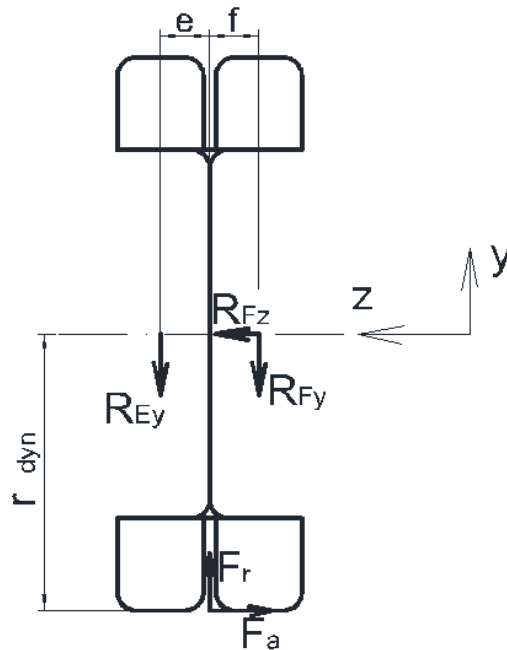
$$F_r^{kolo} = K_A * (m^{náp} + m_{pře}) * g = 1,25 * (11\,330 + 2\,500) * 9,81 = 169\,590,4\text{N} \quad (309)$$

Axiální síla kola zadní nápravy

$$F_a^{kolo} = F_r^{kolo} * \mu = 169\,590,4 * 0,8 = 135\,672,3\text{N} \quad (310)$$

Tečná síla kola zadní nápravy

$$F_t^{kolo} = 0\text{N} \quad (311)$$



Obrázek 34 - silové působení statického zatížení přetíženého kola v rovině yz

$$\Sigma F_y = 0; \quad -R_{Ey}^{kolo} - R_{Fy}^{kolo} + F_r^{kolo} = 0 \quad (312)$$

$$\Sigma F_z = 0; \quad R_{Fz}^{kolo} - F_a^{kolo} = 0 \quad (313)$$

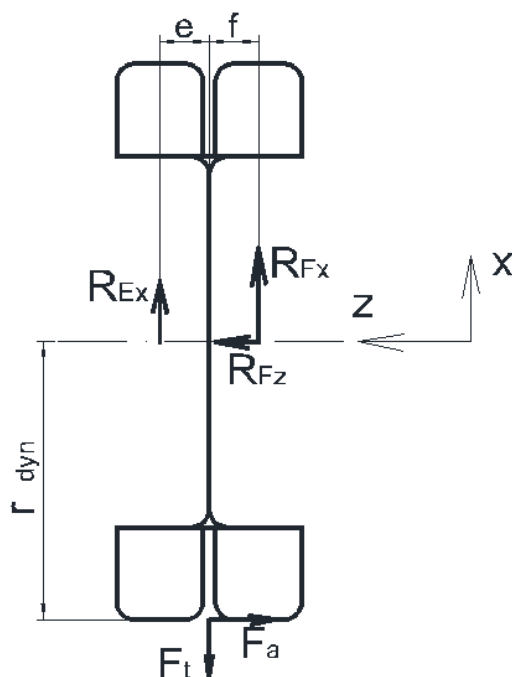
$$\Sigma M_A = 0; \quad R_{Ey}^{kolo}(e + f) - F_a^{kolo} * r_{dyn} - F_r^{kolo} * f = 0 \quad (314)$$

Z těchto podmínek rovnováhy lze vyjádřit následující vztahy.

$$R_{Fz}^{kolo} = F_a^{kolo} = 135\,672,3N \quad (315)$$

$$\begin{aligned} R_{Ey}^{kolo} &= \frac{F_r^{kolo} * f - F_a^{kolo} * r_{dyn}}{e + f} \\ &= \frac{169\,590,4 * 0,1 - 135\,672,3 * 0,49}{0,06 + 0,1} \\ &= -311\,019,2N \end{aligned} \quad (316)$$

$$R_{Fy}^{kolo} = F_r^{kolo} - R_{Ey}^{kolo} = 169\,590,4 - (-311\,019,2) = 480\,609,6N \quad (317)$$



Obrázek 35 - silové působení statického zatížení přetíženého kola v rovině xz

$$\Sigma F_x = 0; \quad R_{E_x}^{kolo} + R_{F_x}^{kolo} - F_t^{kolo} = 0 \quad (318)$$

$$\Sigma F_z = 0; \quad R_{F_z}^{kolo} - F_a^{kolo} = 0 \quad (319)$$

$$\Sigma M_F = 0; \quad -R_{E_x}^{kolo} * (e + f) + F_a^{kolo} * r_{dyn} + F_t^{kolo} * f = 0 \quad (320)$$

Z těchto podmínek rovnováhy mohu vyjádřit následující vztahy.

$$R_{E_x}^{kolo} = \frac{F_t^{kolo} * f + F_a^{kolo} * r_{dyn}}{e + f} = \frac{0 * 0,1 + 135\,672,3 * 0,49}{0,06 + 0,1} = 417\,013,2N \quad (321)$$

$$R_{F_x}^{kolo} = F_t^{kolo} - R_{E_x}^{kolo} = 0 - 417\,013,2 = -417\,013,2N \quad (322)$$

Radiální reakce se vypočtou následovně.

$$R_{E_r}^{kolo} = \sqrt{R_{E_x}^{kolo^2} + R_{E_y}^{kolo^2}} = \sqrt{417\,013,2^2 + (-311\,019,2)^2} = 520224N \quad (323)$$

$$R_{Fr}^{kolo} = \sqrt{R_{Fx}^{kolo^2} + R_{Fy}^{kolo^2}} = \sqrt{(-417\,013,2)^2 + 480\,609,6^2} \quad (324)$$

$$= 636\,306,2N$$

13.4.2.2. Určení axiálního zatížení ložisek

Ložiska jsou orientována do „O“ a axiální síla působí od ložiska F k ložisku E. Podle přílohy SKF tento způsob uložení a zatížení odpovídá zatěžovacímu případu 1.

$R_{Er}^{kolo} = 520\,224N$ celková radiální reakce ložiska E

$R_{Fr}^{kolo} = 636\,306,2N$ celková radiální reakce ložiska F

$Y_{E0}^{kolo} = 0,9$ faktor výpočtu ložiska E

$Y_{F0}^{kolo} = 0,9$ faktor výpočtu ložiska F

$$\frac{R_{Er}^{kolo}}{Y_{E0}^{kolo}} = \frac{520\,224}{0,9} = 578\,026,6N \quad (325)$$

$$\frac{R_{Fr}^{kolo}}{Y_{F0}^{kolo}} = \frac{636\,306,2}{0,9} = 707\,006,9N \quad (326)$$

Z výsledků rovnic (325) a (326) vyplývá následující.

$$\frac{R_{Er}^{kolo}}{Y_{E0}^{kolo}} = 578\,026,6N < \frac{R_{Fr}^{kolo}}{Y_{F0}^{kolo}} = 707\,006,9N \quad (327)$$

To znamená, že zatěžovací způsob je 1b nebo 1c. Pro přesné určení je ještě nutné vyřešit následující vztahy.

$$K_a^{kolo} = R_{Fz}^{kolo} = 135\,672,3N \quad (328)$$

$$0,5 * \left(\frac{R_{Fr}^{kolo}}{Y_{F0}^{kolo}} - \frac{R_{Er}^{kolo}}{Y_{E0}^{kolo}} \right) = 0,5 * (707\,006,9 - 578\,026,6) \quad (329)$$

$$= 64\,490,1N$$

Z výsledků rovnic (328) a (329) vyplývá následující.

$$K_a^{kolo} = 135\,672,3N > 0,5 * \left(\frac{R_{Fr}^{kolo}}{Y_{F0}^{kolo}} - \frac{R_{Er}^{kolo}}{Y_{E0}^{kolo}} \right) = 64\,490,1N \quad (330)$$

Zatěžující způsob je 1b. Z toho vyplývají následující vztahy pro výpočet axiálních reakcí ložisek.

$$R_{Ez}^{kolo} = 0,5 * \frac{R_{Er}^{kolo}}{Y_{E0}^{kolo}} = 0,5 * 578\,026,6 = 289\,013,3N \quad (331)$$

$$R_{Fz}^{kolo} = R_{Ez}^{kolo} + K_a^{kolo} = 289\,013,3 + 135\,672,3 = 424\,685,6N \quad (332)$$

Tabulka 42 - reakce ložisek kola při statickém namáhání

	Ložisko E	Ložisko F	
R_r^{kolo}	520 224	636 306,2	[N]
R_z^{kolo}	289 013,3	424 685,6	[N]

13.4.2.3. Statická bezpečnost

Statickou bezpečnost ložisek kola získám dosazením hodnot pro maximální namáhání. Předvedu výpočet pouze pro ložisko E.

$R_{Er}^{kolo} = 520\,224N$ celková radiální reakce ložiska E

$R_{Ez}^{kolo} = 289\,013,3$ axiální reakce ložiska E

$Y_{E0}^{kolo} = 0,9$ faktor výpočtu ložiska E

$C_{E0}^{kolo} = 780kN$ statická únosnost ložiska E

Ekvivalentní statické zatížení ložiska E

$$P_{E0}^{kolo} = 0,5 * R_{Er}^{kolo} + Y_{E0}^{kolo} * R_{Ez}^{kolo} = 0,5 * 520\,224 + 0,9 * 289\,013,3 = 520\,224N \quad (333)$$

Porovnáním ekvivalentního zatížení s radiální reakcí ložiska získám skutečné ekvivalentní statické zatížení.

$$P_{E0}^{kolo} = 520\,224N = R_{Er}^{kolo} = 520\,224N = P_{E0s}^{kolo} \quad (334)$$

Statická bezpečnost ložiska E

$$S_{E0}^{kolo} = \frac{C_{E0}^{kolo}}{P_{E0s}^{kolo}} = \frac{780 * 10^3}{520\,224} = 1,5 > 1 \quad (335)$$

Ložisko E z hlediska statického namáhání vyhovuje. V následující tabulce jsou zapsány hodnoty týkající se statického zatížení ložiska F, která jsou vypočítány analogicky.

Tabulka 43 - hodnoty statického zatížení ložisek kol

	Ložisko E	Ložisko F	
P_0^{roz}	520 224	700 370,2	[N]
s_0^{roz}	1,5	1,16	[1]

Ložiska kol z hlediska statického namáhání vyhovují.

13.4.3. Únavové namáhání

Únavové zatížení uvažuji složené z přímé jízdy (85% doby jízdy vozidla) a z pravotočivých i levotočivých zatáček (každá 7,5% doby provozu vozidla).

13.4.3.1. Přímá jízda

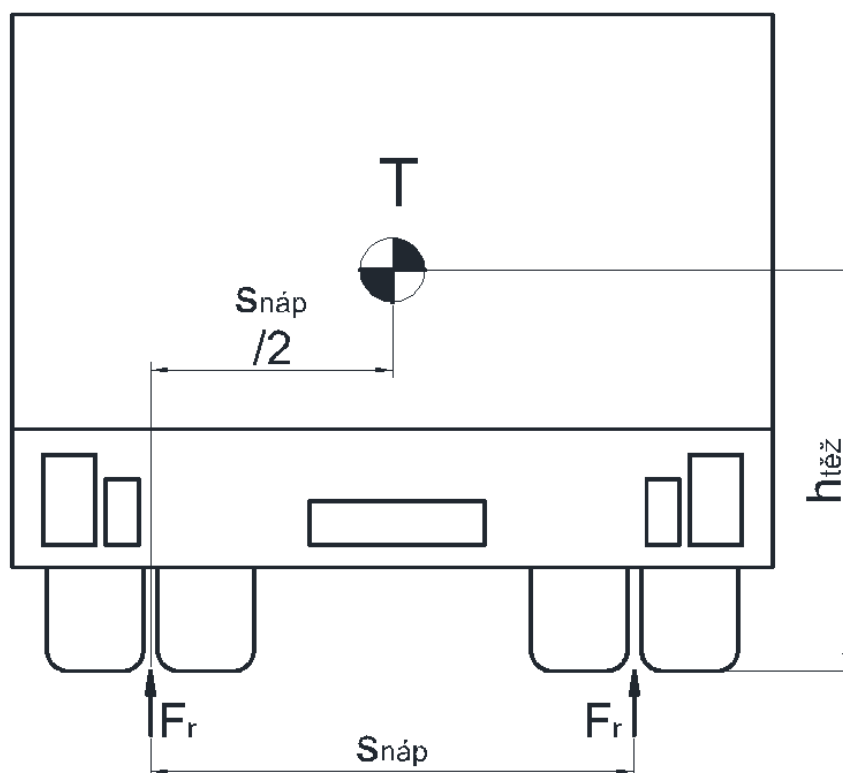
Na rozdíl od výpočtu kuželíkových ložisek pastorku a klece diferenciálu, je odlišné zatížení při statickém a únavovém namáhání (nemění se pouze zatěžující točivý moment), proto je potřeba znovu vypočítat reakce.

13.4.3.2. Výpočet reakcí – přímá jízda

Při dynamickém zatížení předpokládám, že obě dvojmontáže jsou zatížena stejně (náklad vozidla je rovnoměrně rozložen). Výpočet předvedu pouze pro ložisko E, pro ložisko F je analogický postup.

Následující výpočty se týkají únavového zatížení ložisek kol přímou jízdou.

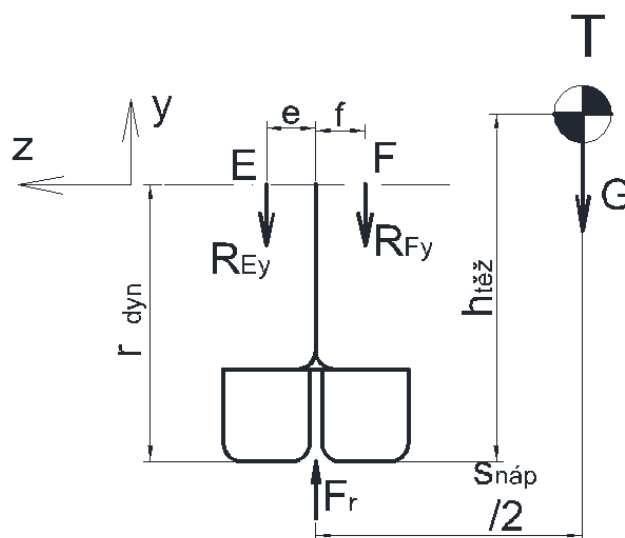
$m^{náp} = 11\,330\text{ kg}$	zatížení zadní nápravy
$m_{pře} = 2\,500\text{ kg}$	přetížení zadní nápravy uživatelem
$g = 9,81\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$	gravitační zrychlení



Obrázek 36 - rozložení sil při přímé jízdě

Velikost radiální reakce jedné dvojmontáže

$$F_{r \text{ úna při}}^{kolo} = \frac{(m^{náp} + m_{pře}) * g}{2} = \frac{(11\,330 + 2\,500) * 9,81}{2} = 67\,836,2N \quad (336)$$



Obrázek 37 - reakce v ložiskách kol při přímé jízdě

$$\Sigma F_y = 0; \quad F_{r \text{ úna při}}^{kolo} - R_{E r \text{ úna při}}^{kolo} - R_{F r \text{ úna při}}^{kolo} = 0 \quad (337)$$

$$\Sigma M_F = 0; \quad R_{E r \text{ úna při}}^{kolo} * (e + f) - F_{r \text{ úna při}}^{kolo} * e = 0 \quad (338)$$

e=0,06mm vzdálenost ložiska E ke středu dvojmontáže
f=0,1m vzdálenost ložiska F ke středu dvojmontáže

Radiální reakce ložiska E

$$R_{E r \text{ úna při}}^{kolo} = \frac{F_{r \text{ úna při}}^{kolo} * f}{e + f} = \frac{67\,836,2 * 0,1}{0,06 * 0,1} = 42\,397,6N \quad (339)$$

Radiální reakce ložiska F

$$R_{F r \text{ úna při}}^{kolo} = F_{r \text{ úna při}}^{kolo} - R_{E r \text{ úna při}}^{kolo} = 67\,836,2 - 42\,397,6 \\ = 25\,438,6N \quad (340)$$

13.4.3.3. Určení axiálního zatížení – přímá jízda

Při přímé jízdě nepůsobí na ložiska žádná vnější axiální síla.

Následující výpočty se týkají únavového zatížení ložisek kol přímou jízdou.

$R_{E r \text{ úna při}}^{kolo} = 42\,397,6N$ celková radiální reakce ložiska E

$R_{F r \text{ úna při}}^{kolo} = 25\,438,6N$ celková radiální reakce ložiska F

$Y_E^{kolo} = 1,7$ faktor výpočtu ložiska E

$Y_F^{kolo} = 1,7$ faktor výpočtu ložiska F

$$\frac{R_{E r \text{ úna při}}^{kolo}}{Y_E^{kolo}} = \frac{42\,397,6}{1,7} = 24\,939,8N \quad (341)$$

$$\frac{R_{F r \text{ úna při}}^{kolo}}{Y_F^{kolo}} = \frac{25\,438,6}{1,7} = 14\,963,9N \quad (342)$$

Z rovnic (341) a (342) vyplývá následující.

$$\frac{R_{E r \acute{u}na \acute{p}r\acute{i}}^{kolo}}{Y_E^{kolo}} = 24\,939,8N > \frac{R_{F r \acute{u}na \acute{p}r\acute{i}}^{kolo}}{Y_F^{kolo}} = 14\,963,9N \quad (343)$$

Vnitřní axiální síly ložisek E a F při únavovém namáhání se vypočtou následovně [4]

$$R_{E z \acute{p}r\acute{i}}^{kolo} = R_{F z \acute{p}r\acute{i}}^{kolo} = \frac{0,5 * R_{E r \acute{u}na \acute{p}r\acute{i}}^{kolo}}{Y_E^{kolo}} = \frac{0,5 * 42\,397,6}{1,7} = 12\,469,9N \quad (344)$$

Tabulka 44 - reakce ložisek kol při únavovém namáhání a přímé jízdě

	Ložisko E	Ložisko F	
$R_{r \acute{u}na \acute{p}r\acute{i}}^{kolo}$	42 397,6	25 438,6	[N]
$R_{z \acute{p}r\acute{i}}^{kolo}$	12 469,9	12 469,9	[N]

13.4.3.4. Dynamické zatížení ložisek – přímá jízda

Nejdříve je potřeba určit poměr axiální a radiální reakce ložiska. Výpočet je stejný jako kuželíkových ložisek pastorku a klece diferenciálu.

Následující výpočty se týkají únavového zatížení ložisek kol přímou jízdou.

$R_{E z \acute{p}r\acute{i}}^{kolo} = 12\,469,9N$	axiální reakce ložiska E
$R_{E r \acute{u}na \acute{p}r\acute{i}}^{kolo} = 42\,397,6$	celková radiální reakce ložiska E
$C_E^{kolo} = 572kN$	dynamická únosnost ložiska E
$e_E^{kolo} = 0,35$	faktor výpočtu ložiska E
$Y_E^{kolo} = 1,7$	faktor výpočtu ložiska E

$$\frac{R_{E z \acute{p}r\acute{i}}^{kolo}}{R_{E r \acute{u}na \acute{p}r\acute{i}}^{kolo}} \leq e_E^{kolo} \quad (345)$$

$$\frac{R_{E z \acute{p}r\acute{i}}^{kolo}}{R_{E r \acute{u}na \acute{p}r\acute{i}}^{kolo}} > e_E^{kolo} \quad (346)$$

Pokud platí vztah (345), poté se ekvivalentní dynamické namáhání vypočte následovně.

$$P_{E\text{ při}}^{kolo} = R_{Erc\text{ úna při}}^{kolo} \quad (347)$$

Pokud platí vztah (346), poté se ekvivalentní dynamické namáhání vypočte následovně.

$$P_{E\text{ při}}^{kolo} = 0,4 * R_{Erc\text{ úna při}}^{kolo} + Y_E^{kolo} * R_{Ez\text{ úna při}}^{kolo} \quad (348)$$

Výpočet aplikuji na ložisko E.

$$\frac{R_{Ez\text{ úna při}}^{kolo}}{R_{Erc\text{ úna při}}^{kolo}} = \frac{12\,469,9}{42\,397,6} = 0,29 < e_E^{kolo} = 0,35 \quad (349)$$

Poté se ekvivalentní dynamické namáhání ložiska E vypočte podle vztahu (347).

$$P_{E\text{ při}}^{kolo} = R_{Erc\text{ úna při}}^{kolo} = 42\,397,6N \quad (350)$$

Dílčí životnost ložiska v miliónech cyklů

$$L_{E\text{ při}}^{kolo} = \left(\frac{C_E^{kolo}}{P_{E\text{ při}}^{kolo}} \right)^p = \left(\frac{572 * 10^3}{42\,397,6} \right)^{\frac{10}{3}} = 5\,845,9 * 10^6 \text{ cyklů} \quad (351)$$

Stejným postupem se vypočte i ekvivalentní dynamické zatížení a dílčí životnost ložiska F. Výsledné hodnoty jsou v následující tabulce.

Tabulka 45 - ekvivalentní dynamické zatížení ložisek kol při únavovém zatížení a přímé jízdě

	Ložisko E	Ložisko F	
$P_{E\text{ při}}^{kolo}$	42 397,6	31 374,2N	[N]
$L_{E\text{ při}}^{kolo}$	5 845,9	19 228,3	[10 ⁶]

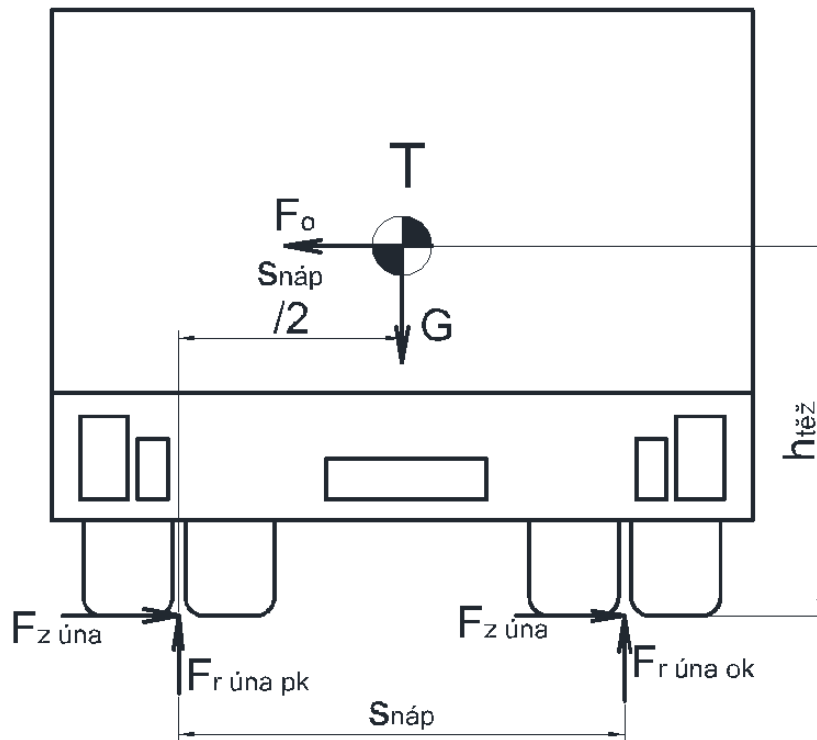
13.4.3.5. Jízda zatáčkou – přitížené kolo

Velikost odstředivé síly závisí na hmotnosti vozidla, poloměru zatáčky a rychlosti jízdy. Tyto parametry jsou velmi proměnlivé, proto je nahradím středním součinitelem využití adheze $a_a^{kolo} = 0,412$. Pomocí tohoto součinitele dopočítám velikost boční síly. Tento součinitel udává, jak velký díl součinitele adheze je při zachycení bočních sil průměrně využíván.

Poznámka - spodní index „pk“ znamená přitížené kolo, spodní index „ok“ znamená odlehčené kolo.

13.4.3.6. Výpočet reakcí – přitížené kolo

Následující výpočty se týkají únavového namáhání jízdy v zatáčce přitíženého kola.



Obrázek 38 - působení sil při průjezdu zatáčkou

$$\mu=0,8$$

součinitel adheze

$$F_{r \text{ úna}}^{\text{kolo}} = 67\,836,2\text{N}$$

radiální reakce při únavovém zatížení při přímé jízdě jedné dvojmontáže

$$s_{náp}=1,757\text{m}$$

rozchod nápravy [11]

$$h_{tež}=1,6\text{m}$$

výška těžiště

$$r_{dyn}=0,49\text{ m}$$

dynamický poloměr pneumatiky

$$e=0,06\text{mm}$$

vzdálenost ložiska E ke středu dvojmontáže

$$f=0,1\text{m}$$

vzdálenost ložiska F ke středu dvojmontáže

Velikost sníženého dílu součinitele adheze

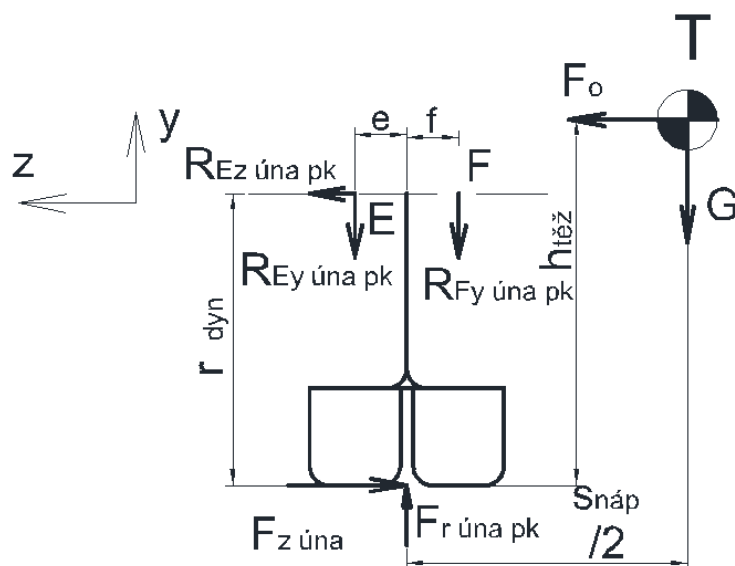
$$\mu_s^{kolo} = \mu * a_a^{kolo} = 0,8 * 0,412 = 0,35 \quad (352)$$

Boční síla dvojmontáže při únavovém namáhání jízdou v zatáčce (je na obě kola stejná)

$$F_{z \text{ úna}}^{kolo} = F_{r \text{ úna při}}^{kolo} * \mu_s^{kolo} = 67\,836,2 * 0,35 = 22\,358,8N \quad (353)$$

Radiální síla dvojmontáže

$$\begin{aligned} F_{r \text{ úna pk}}^{kolo} &= \frac{2 * F_{r \text{ úna při}}^{kolo} * (0,5 * S_{náp} + \mu_s^{kolo} * h_{těž})}{S_{náp}} \\ &= \frac{2 * 67\,836,2 * (0,5 * 1,757 + 0,35 * 1,6)}{1,757} \\ &= 108\,557,9N \end{aligned} \quad (354)$$



Obrázek 39 - zatížení ložisek přítěžovaného kola

$$\Sigma F_z = 0; \quad -R_{Ez \text{ úna zat pk}}^{kolo} + F_{z \text{ úna zat}}^{kolo} = 0 \quad (355)$$

$$\Sigma F_y = 0; \quad R_{Er \text{ úna zat pk}}^{kolo} - R_{Fr \text{ úna zat pk}}^{kolo} + F_{r \text{ úna zat pk}}^{kolo} = 0 \quad (356)$$

$$\Sigma M_F = 0; \quad R_{Er \text{ úna zat pk}}^{kolo} * (e + f) + F_{z \text{ úna zat}}^{kolo} * r_{dyn} - F_{r \text{ úna zat pk}}^{kolo} * f = 0 \quad (357)$$

Radiální reakce ložiska E

$$R_{E r \acute{u}na pk}^{kolo} = \frac{F_{r \acute{u}na pk}^{kolo} * f - F_{z \acute{u}na}^{kolo} * r_{dyn}}{e + f} \quad (358)$$

$$= \frac{108\,557,9 * 0,1 - 22\,358,8 * 0,49}{0,06 + 0,1} = 875,1N$$

Radiální reakce ložiska F

$$R_{F r \acute{u}na pk}^{kolo} = R_{E r \acute{u}na pk}^{kolo} + F_{r \acute{u}na pk}^{kolo} = 875,1 + 108\,557,9 \quad (359)$$

$$= 109\,433N$$

Axiální zatížení ložiska E

$$R_{E z \acute{u}na pk}^{kolo} = F_{z \acute{u}na zat}^{kolo} = 22\,358,8N \quad (360)$$

13.4.3.7. Určení axiálního zatížení - přitížené kolo

Axiální síla působí od ložiska E k ložisku F, která jsou orientována do „O“. Tento způsob zatížení odpovídá dle přílohy 1.2 zatěžovacímu způsobu 2.

Následující výpočty se týkají únavového namáhání jízdou v zatáčce přitíženého kola.

$$R_{E r \acute{u}na pk}^{kolo} = 875,1N \quad \text{radiální reakce ložiska E}$$

$$R_{F r \acute{u}na pk}^{kolo} = 109\,433N \quad \text{radiální reakce ložiska F}$$

$$Y_{E0}^{kolo} = 1,7 \quad \text{faktor výpočtu ložiska E}$$

$$Y_{F0}^{kolo} = 1,7 \quad \text{faktor výpočtu ložiska F}$$

$$\frac{R_{E r \acute{u}na pk}^{kolo}}{Y_E^{kolo}} = \frac{875,1}{1,7} = 514,8N \quad (361)$$

$$\frac{R_{F r \acute{u}na pk}^{kolo}}{Y_F^{kolo}} = \frac{109\,433}{1,7} = 64\,372,4N \quad (362)$$

Z rovnic (361) a (362) vyplývá následující

$$\frac{R_{E r \acute{u}na pk}^{kolo}}{Y_E^{kolo}} = 514,8N < \frac{R_{F r \acute{u}na pk}^{kolo}}{Y_F^{kolo}} = 64\,372,4N \quad (363)$$

To znamená, že zatěžovací způsob je 2a.

$$K_{a \text{ úna } pk}^{kolo} = R_{E \text{ z } úna }^{kolo} = 22\,358,8N \quad (364)$$

Axiální reakce ložiska F

$$R_{F \text{ z } úna }^{kolo} = 0,5 * \frac{R_{F \text{ r } úna }^{kolo}}{Y_{F0}^{kolo}} = 0,5 * \frac{109\,433}{1,7} = 32\,186,2N \quad (365)$$

Axiální reakce ložiska E

$$\begin{aligned} R_{E \text{ z } úna }^{kolo} &= R_{F \text{ z } úna }^{kolo} + K_{a \text{ úna } pk}^{kolo} = 32\,186,2 + 22\,358,8 \\ &= 54\,545N \end{aligned} \quad (366)$$

Tabulka 46 - reakce ložisek kol při únavovém namáhání jízdou v zatáčce, přitížené kolo

	Ložisko E	Ložisko F	
$R_{r \text{ úna } zat }^{kolo}$	875,1	109 433	[N]
$R_{z \text{ úna } zat }^{kolo}$	54 545	32 186,2	[N]

13.4.3.8. Dynamické zatížení ložisek – přitížené kolo

Výpočet je stejný, jako v předchozích případech dynamických zatížení kuželíkových ložisek.

Následující výpočty se týkají únavového namáhání jízdou v zatáčce přitíženého kola.

$$R_{E \text{ z } úna }^{kolo} = 54\,545N$$

axiální reakce ložiska E

$$R_{E \text{ r } úna }^{kolo} = 875,1N$$

radiální reakce ložiska E

$$C_E^{kolo} = 572kN$$

dynamická únosnost ložiska E

$$e_E^{kolo} = 0,35$$

faktor výpočtu ložiska E

$$Y_E^{kolo} = 1,7$$

faktor výpočtu ložiska E

$$\frac{R_{E \text{ z } úna }^{kolo}}{R_{E \text{ r } úna }^{kolo}} \leq e_E^{kolo} \quad (367)$$

$$\frac{R_{Ez\acute{u}na\ pk}^{kolo}}{R_{Er\acute{u}na\ pk}^{kolo}} > e_E^{kolo} \quad (368)$$

Pokud platí vztah (367), poté se ekvivalentní dynamické namáhání vypočte následovně.

$$P_{E\ pk}^{kolo} = R_{Er\acute{u}na\ pk}^{kolo} \quad (369)$$

Pokud platí vztah (368), poté se ekvivalentní dynamické namáhání vypočte následovně.

$$P_{E\ pk}^{kolo} = 0,4 * R_{Er\acute{u}na\ pk}^{kolo} + Y_E^{kolo} * R_{Ez\acute{u}na\ pk}^{kolo} \quad (370)$$

Výpočet aplikuji na ložisko E.

$$\frac{R_{Ez\acute{u}na\ pk}^{kolo}}{R_{Er\acute{u}na\ pk}^{kolo}} = \frac{54\ 545}{875,1} = 62,3 > e_E^{kolo} = 0,35 \quad (371)$$

Poté se ekvivalentní dynamické namáhání ložiska E vypočte následovně

$$\begin{aligned} P_{E\ pk}^{kolo} &= 0,4 * R_{Er\acute{u}na\ pk}^{kolo} + Y_E^{kolo} * R_{Ez\acute{u}na\ pk}^{kolo} \\ &= 0,4 * 875,1 + 1,7 * 54\ 545 = 93\ 076,5N \end{aligned} \quad (372)$$

Dílčí životnost ložiska E při ekvivalentním dynamickém namáhání v miliónech cyklů

$$L_{E\ pk}^{kolo} = \left(\frac{C_E^{kolo}}{P_{E\ pk}^{kolo}} \right)^p = \left(\frac{572 * 10^3}{93\ 076,5} \right)^{\frac{10}{3}} = 425,1 * 10^6 \text{ cyklů} \quad (373)$$

Stejným postupem se vypočte i ekvivalentní dynamické zatížení a dílčí životnost ložiska F. Výsledné hodnoty jsou v následující tabulce.

Tabulka 47 - ekvivalentní dynamické zatížení ložisek kol při únavovém namáhání jízdou v zatáčce přitíženého kola

	Ložisko E	Ložisko F	
P_{pk}^{kolo}	93 076,5	109 432	[N]
L_{pk}^{kolo}	425,1	298,8	[10 ⁶]

13.4.3.9. Jízda zatáčkou – odlehčené kolo

Tento výpočet je obdobný jako výpočet pro přitížené kolo. Rozdíl je v radiální síle zatěžující ložiska, další postup je totožný.

13.4.3.10. Výpočet reakcí – odlehčené kolo

$F_{r \text{ úna pří}}^{kolo} = 67\,836,2\text{N}$ radiální reakce při únavovém zatížení při přímé jízdě jedné dvojmontáže

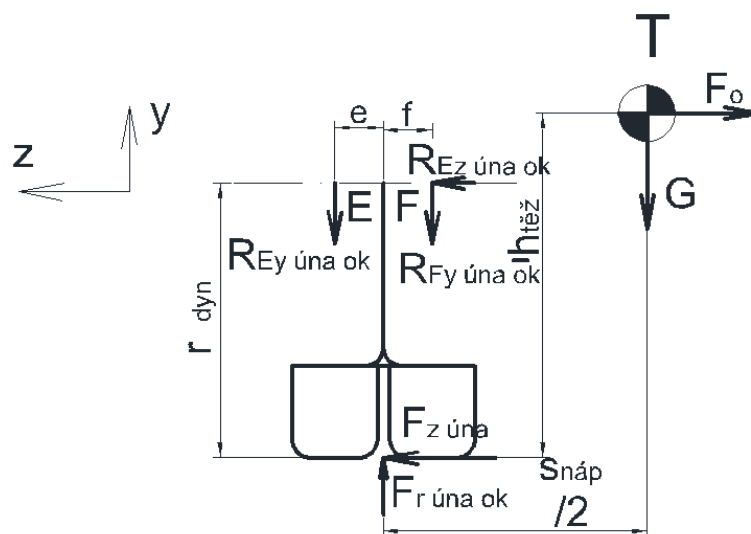
$F_{r \text{ úna pk}}^{kolo} = 108\,557,9\text{N}$ radiální síla dvojmontáže při únavovém namáhání jízdou v zatáčce přetíženého kola

Následující výpočty se týkají únavového namáhání jízdou v zatáčce odlehčeného kola.

Radiální síla dvojmontáže

$$F_{r \text{ úna ok}}^{kolo} = 2 * F_{r \text{ úna pří}}^{kolo} - F_{r \text{ úna pk}}^{kolo} = 2 * 67\,836,2 - 108\,557,9 = 271\,114,4\text{N} \quad (374)$$

$F_{z \text{ úna}}^{kolo} = 22358,8\text{N}$ boční síla dvojmontáže při únavovém namáhání jízdou v zatáčce



Obrázek 40 - zatížení ložisek odlehčovaného kola

$$\Sigma F_z = 0; \quad -R_{F z \text{ úna ok}}^{kolo} + F_{z \text{ úna}}^{kolo} = 0 \quad (375)$$

$$\Sigma F_y = 0; \quad -R_{E r \text{ úna ok}}^{kolo} + R_{F r \text{ úna ok}}^{kolo} + F_{r \text{ úna ok}}^{kolo} = 0 \quad (376)$$

$$\Sigma M_F = 0; \quad R_{E r \text{ úna ok}}^{kolo} * (e + f) - F_{z \text{ úna}}^{kolo} * r_{dyn} - F_{r \text{ úna ok}}^{kolo} * f = 0 \quad (377)$$

Radiální reakce ložiska E

$$R_{E r \acute{u}na ok}^{kolo} = \frac{F_{r \acute{u}na ok}^{kolo} * f + F_{z \acute{u}na}^{kolo} * r_{dyn}}{e + f} \quad (378)$$

$$= \frac{271\,14,4 * 0,1 + 22\,358,8 * 0,49}{0,06 + 0,1} = 85\,670,3N$$

Radiální reakce ložiska F

$$R_{F r \acute{u}na ok}^{kolo} = R_{E r \acute{u}na ok}^{kolo} - F_{r \acute{u}na ok}^{kolo} = 85\,670,3 - 27\,114,4 \quad (379)$$

$$= 58\,555,9N$$

Axiální reakce ložiska F

$$R_{F z \acute{u}na ok}^{kolo} = F_{z \acute{u}na}^{kolo} = 22\,358,8N \quad (380)$$

13.4.3.11. Určení axiálního zatížení

Axiální síla působí od ložiska F k ložisku E, která jsou orientována do „O“. Tento způsob zatížení odpovídá dle přílohy 1.2 zatěžovacímu způsobu 1.

Následující výpočty se týkají únavového namáhání jízdy v zatáčce odlehčeného kola.

$$R_{E r \acute{u}na ok}^{kolo} = 85\,670,3N \quad \text{radiální reakce ložiska E}$$

$$R_{F r \acute{u}na ok}^{kolo} = 58\,555,9N \quad \text{radiální reakce ložiska F}$$

$$Y_{E0}^{kolo} = 1,7 \quad \text{faktor výpočtu ložiska E}$$

$$Y_{F0}^{kolo} = 1,7 \quad \text{faktor výpočtu ložiska F}$$

$$\frac{R_{E r \acute{u}na ok}^{kolo}}{Y_E^{kolo}} = \frac{85\,670,3}{1,7} = 50\,394,3N \quad (381)$$

$$\frac{R_{F r \acute{u}na ok}^{kolo}}{Y_F^{kolo}} = \frac{58\,555,9}{1,7} = 34\,444,6N \quad (382)$$

Z rovnic (381) a (382) vyplývá následující

$$\frac{R_{E r \acute{u}na ok}^{kolo}}{Y_E^{kolo}} = 50\,394,3N > \frac{R_{F r \acute{u}na ok}^{kolo}}{Y_F^{kolo}} = 34\,444,6N \quad (383)$$

To znamená, že zatěžovací způsob je 1a.

$$K_{a \text{ úna ok}}^{kolo} = R_{F z \text{ úna ok}}^{kolo} = 22\,358,8N \quad (384)$$

Axiální reakce ložiska E

$$R_{E z \text{ úna ok}}^{kolo} = 0,5 * \frac{R_{E r \text{ úna ok}}^{kolo}}{Y_F^{kolo}} = 0,5 * \frac{85\,670,3}{1,7} = 25\,197,1N \quad (385)$$

Axiální reakce ložiska E

$$R_{F z \text{ úna ok}}^{kolo} = R_{E z \text{ úna ok}}^{kolo} + K_{a \text{ úna ok}}^{kolo} = 25\,197,1 + 22\,358,8 \\ = 47\,555,9N \quad (386)$$

Tabulka 48 – reakce ložisek kol při únavovém namáhání jízdou v zatáčce, odlehčené kolo

	Ložisko E	Ložisko F	
$R_{r \text{ úna ok}}^{kolo}$	85 670,3	58 555,9	[N]
$R_{z \text{ úna ok}}^{kolo}$	25 197,1	47 555,9	[N]

13.4.3.12. Dynamické zatížení ložisek

Výpočet je stejný, jako v předchozích případech.

Následující výpočty se týkají únavového namáhání jízdou v zatáčce odlehčeného kola.

$R_{E z \text{ úna ok}}^{kolo} = 25\,197,1N$	axiální reakce ložiska E
$R_{E r \text{ úna ok}}^{kolo} = 85\,670,3N$	radiální reakce ložiska E
$C_E^{kolo} = 572kN$	dynamická únosnost ložiska E
$e_E^{kolo} = 0,35$	faktor výpočtu ložiska E
$Y_E^{kolo} = 1,7$	faktor výpočtu ložiska E

$$\frac{R_{E z \text{ úna ok}}^{kolo}}{R_{E r \text{ úna ok}}^{kolo}} \leq e_E^{kolo} \quad (387)$$

$$\frac{R_{E z \text{ úna ok}}^{kolo}}{R_{E r \text{ úna ok}}^{kolo}} > e_E^{kolo} \quad (388)$$

Pokud platí vztah (387), poté se ekvivalentní dynamické namáhání ložiska E vypočte následovně.

$$P_{E\ ok}^{kolo} = R_{E\ r\ úna\ ok}^{kolo} \quad (389)$$

Pokud platí vztah (388), poté se ekvivalentní dynamické namáhání ložiska E vypočte následovně.

$$P_{E\ ok}^{kolo} = 0,4 * R_{E\ r\ úna\ ok}^{kolo} + Y_E^{kolo} * R_{E\ z\ úna\ ok}^{kolo} \quad (390)$$

Výpočet aplikuji na ložisko E

$$\frac{R_{E\ z\ úna\ ok}^{kolo}}{R_{E\ r\ úna\ ok}^{kolo}} = \frac{25\ 197,1}{85\ 670,3} = 0,29 < e_E^{kolo} = 0,35 \quad (391)$$

Poté se ekvivalentní dynamické namáhání ložiska E vypočte následovně.

$$P_{E\ ok}^{kolo} = R_{E\ r\ úna\ ok}^{kolo} = 85\ 670,3N \quad (392)$$

Dílčí životnost ložiska E při ekvivalentním dynamickém namáhání.

$$L_{E\ ok}^{kolo} = \left(\frac{C_E^{kolo} * 10^3}{P_{E\ ok}^{kolo}} \right)^p = \left(\frac{572 * 10^3}{85\ 670,3} \right)^{\frac{10}{3}} = 560,5 * 10^6 \text{ cyklů} \quad (393)$$

Stejným postupem se vypočte i ekvivalentní dynamické zatížení a dílčí životnost ložiska F. Výsledné hodnoty jsou v následující tabulce.

Tabulka 49 - ekvivalentní dynamická zatížení a dílčí životnosti ložisek kol při únavovém namáhání v zatáčce odlehčeného kola

	Ložisko E	Ložisko F	
P_{ok}^{kolo}	85670,3	104267,4	[N]
L_{ok}^{kolo}	560,5	351	[10 ⁶]

13.4.4. Výpočet životnosti

Jak jsem již psal, odhaduji využití přímé jízdy 85% z celkové doby jízdy a pro zatáčky 7,5% (pravotočivou u levotočivou). Předvedu výpočet pro ložisko E. Výpočet ložiska F je stejný.

$\lambda_{pří}^{kolo} = 0,85$	součinitel využití přímé jízdy
$\lambda_{zat}^{kolo} = 0,075$	součinitel využití jízdou v zatáčce
$L_{E\ pří}^{kolo} = 5\,845,9 \cdot 10^6$	dílčí životnost ložiska E při přímé jízdě
$L_{E\ pk}^{kolo} = 425,1 \cdot 10^6$	dílčí životnost ložiska E při jízdě zatáčkou přetíženého kola
$L_{E\ ok}^{kolo} = 560,5 \cdot 10^6$	dílčí životnost ložiska E při jízdě zatáčkou odlehčeného kola
$r_{dyn} = 0,49\text{ m}$	dynamický poloměr pneumatiky

Celková životnost ložiska E v miliónech otáček

$$\begin{aligned}
 L_E^{kolo} &= \frac{1}{\frac{\lambda_{pří}^{kolo}}{L_{E\ pří}^{kolo}} + \frac{\lambda_{zat}^{kolo}}{L_{E\ pk}^{kolo}} + \frac{\lambda_{zat}^{kolo}}{L_{E\ ok}^{kolo}}} \\
 &= \frac{1}{\frac{0,85}{5\,845,9 \cdot 10^6} + \frac{0,075}{425,1 \cdot 10^6} + \frac{0,075}{560,5 \cdot 10^6}} \\
 &= 2\,194,7 \cdot 10^6 \text{ cyklů}
 \end{aligned} \tag{394}$$

Celkové životnost ložiska E v kilometrech

$$\begin{aligned}
 L_{E\ km}^{kolo} &= L_E^{kolo} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{dyn}}{1000} = 2\,194,7 \cdot 10^6 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,49}{1000} \\
 &= 6\,781\,743,9 \text{ km}
 \end{aligned} \tag{395}$$

Hodnoty celkových životností ložiska F jsou dopočteny stejným postupem a jsou uvedeny v následující tabulce.

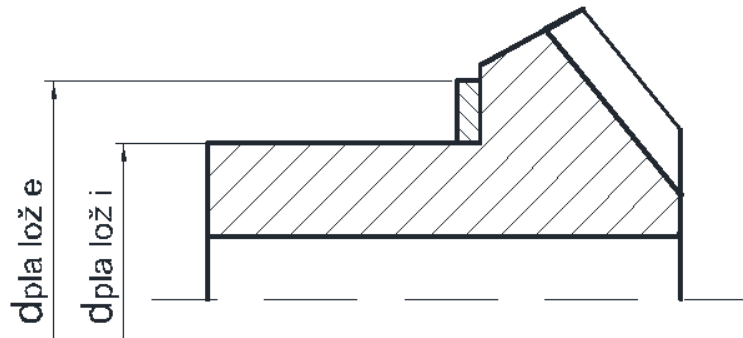
Tabulka 50 - tabulka celkových životností ložisek kol

	Ložisko E	Ložisko F	
L^{kolo}	2 194,7	1 965,1	[10^6]
$L_{E\ km}^{kolo}$	6 781 743,9	6 072 222	[km]

Navržená ložiska mají vyšší životnost než je požadovaná, a proto vyhovují.

13.5. Ložiska planety diferenciálu

Pro zlepšení třecích vlastností navrhuji pod planety diferenciálu bronzová kluzná ložiska umístěná mezi planetou a klecí diferenciálu. Materiál ložisek navrhuji 42 3018.41.



Obrázek 41 - rozměry ložiska planety diferenciálu

$p_{dov\ lož}^{dif} = 30\text{MPa}$	dovolený tlak na ložisko [8]
$F_{pla\ a}^{dif} = 17\ 536,1\text{N}$	axiální síla planety diferenciálu
$K_A = 1,25$	součinitel vnějších dynamických sil
$d_{pla\ loži}^{dif} = 80\text{mm}$	vnitřní průměr ložiska planety diferenciálu
$d_{pla\ lože}^{dif} = 105\text{mm}$	vnější průměr ložiska planety diferenciálu
$n_{sat}^{dif} = 4$	počet satelitů diferenciálu

Tlak v kontaktní ploše ložiska planety diferenciálu

$$p_{pla\ lož}^{dif} = \frac{K_A * F_{pla\ a}^{dif} * n_{sat}^{dif}}{\frac{\pi}{4} * (d_{pla\ lože}^{dif\ 2} - d_{pla\ loži}^{dif\ 2})} = \frac{1,25 * 17\ 536,1 * 4}{\frac{\pi}{4} * (105^2 - 80^2)} \quad (396)$$

$$= 24,1\text{MPa}$$

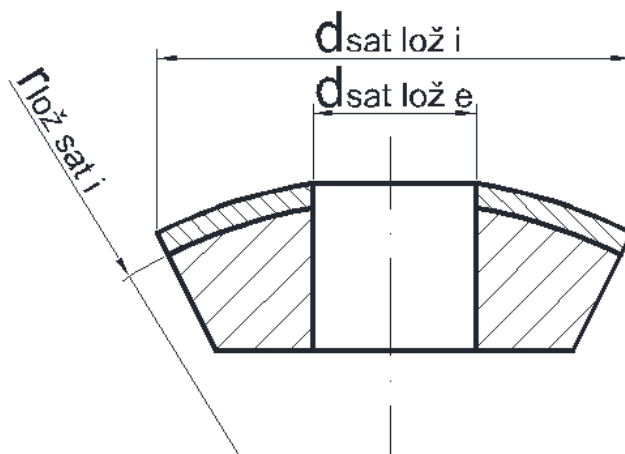
Součinitel bezpečnosti ložiska planety diferenciálu

$$s_{pla\ lož}^{dif} = \frac{p_{dov\ lož}^{dif}}{p_{pla\ lož}^{dif}} = \frac{30}{24,1} = 1,24 > 1 \quad (397)$$

Ložisko planet diferenciálu vyhovuje.

13.6. Ložiska satelitů diferenciálu

Stejně jako v případě planet diferenciálu je potřeba umístit kluzná ložiska mezi satelity a klec diferenciálu. V tomto případě se jedná ložisko, které je částí kulové plochy. Materiál volím stejný, jako v předchozím případě.



Obrázek 42 - rozměry ložiska satelitu diferenciálu

$p_{dov lož}^{dif}=30\text{MPa}$	dovolený tlak na ložisko
$F_{sat a}^{dif}=10\,521,6\text{N}$	axiální síla satelitu diferenciálu
$K_A=1,25$	součinitel vnějších dynamických sil
$d_{sat lož i}^{dif}=25\text{mm}$	vnitřní průměr ložiska satelitu diferenciálu
$d_{sat lož e}^{dif}=58,72\text{mm}$	vnější průměr ložiska satelitu diferenciálu
$v_{sat lož}^{dif}=3,82\text{mm}$	výška kulové plochy ložiska
$r_{lož sat i}^{dif}=95\text{mm}$	poloměr vnitřní kulové plochy ložiska satelitu
$n_{pla}^{dif}=2$	počet planet diferenciálu

Kontaktní plocha ložiska satelitu [5]

$$\begin{aligned}
S_{sat\ lož}^{dif} &= \pi * \left(\frac{d_{sat\ lož\ i}^{dif\ 2}}{4} + \frac{d_{sat\ lož\ e}^{dif\ 2}}{4} + 2 * r_{lož\ sat\ i}^{dif} * v_{sat\ lož}^{dif} \right) \\
&= \pi * \left(\frac{25^2}{4} + \frac{58,72^2}{4} + 2 * 95 * 3,82 \right) \\
&= 5\ 479,1\text{mm}^2
\end{aligned} \tag{398}$$

Tlak v kontaktní ploše ložiska satelitu diferenciálu

$$p_{sat\ lož}^{dif} = \frac{K_A * F_{sat\ a}^{dif} * n_{pla}^{dif}}{S_{sat\ lož}^{dif}} = \frac{1,25 * 10\ 521,6 * 2}{5\ 479,1} = 4,8\text{MPa} \tag{399}$$

Součinitel bezpečnosti ložiska satelitu diferenciálu

$$s_{sat\ lož}^{dif} = \frac{p_{dov\ lož}^{dif}}{p_{sat\ lož}^{dif}} = \frac{30}{4,8} = 6,25 > 1 \tag{400}$$

Ložiska satelitu diferenciálu vyhovují.

14. Konstrukční výpočty

V této kapitole se věnuji výpočtům v kritických místech konstrukce nápravy. Jedná se zejména o výpočty drážkových spojení a šroubových spojení.

14.1. Evolventní drážkování

Ve všech spojeních evolventních drážkování navrhuji drážkování středěné na boky zubů. Pevnostní výpočet provádím pouze pro zuby hřídele, protože zuby náboje mají větší tloušťku paty a tudíž mají vyšší únosnost.

Dále potřeba v každém spoji uvážit materiál hřídele i náboje a vybrat materiál s nižší mezí kluzu. Tím počítám s nejnepříznivějším namáháním. Zároveň ve výpočtech uvažuji součinitel vnějších dynamických sil $K_A=1,25$.

14.1.1. Návrh drážkování

14.1.1.1. Spojení pastorku s přípojovací přírubou

Točivý moment z převodovky vozidla se přivádí na pastorek pomocí přípojovací příruby, která je s pastorkem spojena evolventním drážkováním. Toto drážkování musí mít větší patní průměr než minimální průměr pastorku $d_{pas}^{roz} = 58\text{mm}$.

Navrhuji evolventní drážkování 65x2x9H/9g ČSN 01 4952

Materiál pastorku a přípojovací příruby je shodný - 14 223.4. Takže mají stejnou mez elasticity.

$R_{e\ pas}^{roz} = 590\text{ MPa}$ mez elasticity pastorku

14.1.1.2. Spojení hnacího hřídele s planetou diferenciálu

Planetové kolo je spojeno s hnacím hřídelem pomocí evolventního drážkování. Toto drážkování musí mít větší patní průměr než minimální průměr hnacího hřídele $d_{hma\ hří\ min} = 48,1\text{mm}$.

Navrhuji evolventní drážkování 58x2x9H/9g ČSN 01 4952.

Materiál hnacího hřídele je 15 230.7.

$R_{e\ hma\ hří} = 835\text{MPa}$ mez elasticity hnací hřídele

Materiál planety diferenciálu je 14 223.4.

$R_{e\ pla}^{dif} = 590\text{ MPa}$ mez elasticity planety diferenciálu

14.1.1.3. Spojení klece diferenciálu a zubové spojky uzávěrky

Navrhuji evolventní drážkování 78x2x9H/9g ČSN 01 4952, které má patní průměr $d_{kle\ drá\ p}^{roz} = 73,2\text{mm}$. S tímto průměrem jsem kontroloval namáhání klece diferenciálu na krut.

Materiál klece diferenciálu zubové spojky je shodný - 14 223.4. Takže mají stejnou mez elasticity.

$R_{e\ kle}^{dif} = 590\text{ MPa}$ mez elasticity klece diferenciálu

14.1.1.4. Spojení hnacího hřídele a zubové spojky uzávěrky diferenciálu

Toto drážkování musí mít větší patní průměr než je minimální průměr hnacího hřídele $d_{hna\ hří\ min}=48,1\text{mm}$ a zároveň menší hlavový průměr než je vnitřní průměr klece diferenciálu $d_{kle\ vni}^{roz}=60\text{mm}$ kvůli smontovatelnosti.

Navrhuji evolventní drážkování 58x2x9H/9g.

Materiál hnacího hřídele je 15 230.7.

$R_{e\ hna\ hří} = 835\text{MPa}$ mez elasticity hnací hřídele

Materiál zubové spojky uzávěrky diferenciálu je 14 223.4.

$R_{e\ spo}^{dif} = 590\text{ MPa}$ mez elasticity zubové spojky uzávěrky diferenciálu

14.1.1.5. Spojení mostu nápravy s unašečem korunového kola

Navrhuji evolventní drážkování 98x3x9H/9g ČSN 01 4952, které má patní průměr $d_{mos\ drá\ p}=90,8\text{mm}$, s kterým jsem kontroloval namáhání mostu nápravy na krut.

Materiál mostu nápravy je 42 2306

$R_{e\ mos} = 435\text{MPa}$ mez elasticity mostu nápravy

Materiál korunového kola je 14 223.4.

$R_{e\ kor}^{kol\ red} = 590\text{ MPa}$ mez elasticity korunového kola

14.1.1.6. Spojení hnacího hřídele s planetou kolové redukce

Toto drážkování musí mít větší patní průměr než minimální průměr hnacího hřídele $d_{hna\ hří\ min}=48,1\text{mm}$.

Navrhuji evolventní drážkování 58x2x9H/9g ČSN 01 4952.

Materiál hnacího hřídele je 15 230.7.

$R_{e\ hna\ hří} = 835\text{MPa}$ mez elasticity hnací hřídele

Materiál planety kolové redukce je 14 223.4.

$R_{e\ pla}^{kol\ red} = 590\text{ MPa}$ mez planety kolové redukce

14.1.2. Výpočet geometrie drážkování

Výpočet geometrie drážkování počítám pomocí rovnic se zdroje [6], které jsou stejné pro všechna drážkování. Uvedu zde výpočet pro spojení pastorku s přípojovací přírubou 65x2x9H/9g ČSN 01 4952. Geometrické rozměry zbylých drážkování jsou v tabulce 51.

$D_d=65\text{mm}$ průměr evolventního drážkování

$m_d=2\text{mm}$ modul drážkování

$z_d=31$ počet zubů drážkování

Roztečný průměr drážkování

$$D = m_d * z_d = 2 * 31 = 62\text{mm} \quad (401)$$

Posunutí základního profilu drážkování

$$x_{m d} = 0,5 * (D_d * m_d(z_d + 1)) = 0,5 * (65 - 2 * (31 + 1)) = 0,5\text{mm} \quad (402)$$

Jednotkové posunutí základního profilu drážkování

$$x_d = \frac{x_{m d}}{m_d} = \frac{0,5}{2} = 0,25 \quad (403)$$

Výška svršku zubu hřídele

$$v_1 = 0,4 * m_d - 0,05 = 0,4 * 2 - 0,05 = 0,795\text{mm} \quad (404)$$

Výška svršku zubu náboje

$$v_2 = 0,5 * m_d = 0,5 * 2 = 1\text{mm} \quad (405)$$

Hlavový průměr hřídele

$$\begin{aligned} D_{a 1} &= m_d * (z_d + 2 * x_d) + 2 * v_1 \\ &= 2 * (31 + 2 * 0,25) + 2 * 0,795 = 64,59\text{mm} \end{aligned} \quad (406)$$

Hlavový průměr náboje

$$\begin{aligned} D_{a 2} &= m_d * (z_d + 2 * x_d) - 2 * v_2 \\ &= 2 * (31 + 2 * 0,25) - 2 * 0,795 = 61\text{mm} \end{aligned} \quad (407)$$

Výška spodku zubu hřídele

$$o_1 = 0,7 * m_d = 0,7 * 2 = 1,4\text{mm} \quad (408)$$

Výška spodku zubu náboje

$$o_2 = 0,5 * m_d = 0,5 * 2 = 1mm \quad (409)$$

Patní průměr hřídele

$$D_{f1} = m_d * (z_d + 2 * x_d) - 2 * o_1 = 2 * (31 + 2 * 0,25) - 2 * 1,4 = 60,2mm \quad (410)$$

Patní průměr náboje

$$D_{f2} = m_d * (z_d + 2 * x_d) + 2 * o_2 = 2 * (31 + 2 * 0,25) + 2 * 1 = 65mm \quad (411)$$

Výška zubu hřídele

$$h_1 = 0,5 * (D_{a1} - D_{f1}) = 0,5 * (64,59 - 60,2) = 2,195mm \quad (412)$$

Výška zubu náboje

$$h_2 = 0,5 * (D_{f2} - D_{a2}) = 0,5 * (65 - 61) = 2mm \quad (413)$$

Výška hlavy zubu hřídele

$$h_{a1} = 0,5 * (D_{a1} - D) = 0,5 * (64,59 - 62) = 1,295mm \quad (414)$$

Výška hlavy zubu náboje

$$h_{a2} = 0,5 * (D - D_{a2}) = 0,5 * (62 - 61) = 0,5mm \quad (415)$$

Radiální složka sražení hran drážkování

$$a_d = 0,1 * m_d + 0,05 = 0,1 * 2 + 0,05 = 0,25mm \quad (416)$$

Nosná výška drážkování

$$h_n = h_{a1} + h_{a2} - a_d = 1,295 + 0,5 - 0,25 = 1,545mm \quad (417)$$

Geometrie zbylých drážkování jsem spočítal stejně. Výsledné hodnoty jsou v následující tabulce.

Tabulka 51 - geometrické parametry evolventních drážkování

Hřídel	Hnací hřídel	Klec diferenciálu	Hnací hřídel	Most nápravy	Hnací hřídel	
Náboj	Planeta diferenciálu	Zubová spojka	Zubová spojka	Unašeč kor. kola	Planeta kol. redukce	
D_d	58	78	58	98	58	[mm]
m_d	2	2	2	3	2	[mm]
z_d	28	38	28	32	28	[mm]
D	56	76	56	96	56	[mm]
$x_{m d}$	0	0	0	-0,5	0	[mm]
x_d	0	0	0	-0,167	0	[1]
v_1	0,795	0,795	0,795	1,195	0,795	[mm]
v_2	1	1	1	1,5	1	[mm]
$D_{a 1}$	57,59	77,59	57,59	97,39	57,59	[mm]
$D_{a 2}$	54	74	54	92	54	[mm]
o_1	1,4	1,4	1,4	2,1	1,4	[mm]
o_2	1	1	1	1,5	1	[mm]
$D_{f 1}$	53,2	73,2	53,2	90,8	53,2	[mm]
$D_{f 2}$	58	78	58	98	58	[mm]
h_1	2,195	2,195	2,195	3,295	2,195	[mm]
h_2	2	2	2	3	2	[mm]

h_{a1}	0,795	0,795	0,795	0,695	0,795	[mm]
h_{a2}	1	1	1	2	1	[mm]
a_d	0,25	0,25	0,25	0,35	0,25	[mm]
h_n	1,545	1,545	1,545	2,345	1,545	[mm]

14.1.3. Kontrola drážkování

Nejnepříznivější namáhání evolventního drážkování je na dotyk. Postup výpočtu předvedu pouze pro spojení pastorku s přípojovací přírubou, zbylé výpočty se provádějí stejně, mění se pouze zatěžující točivý moment, materiály a s nimi spojené meze elasticity a velikosti drážkování. Vypočtené hodnoty jsou v tabulce 52.

14.1.3.1. Spojení pastorku s přípojovací přírubou

Materiál pastorku a přípojovací příruby je shodný - 14 223.4. Takže mají stejnou mez elasticity.

$R_e^{roz} = 590 \text{ MPa}$ mez elasticity pastorku

Dovolený tlak na bok zubu pastorku

$$p_{pas\ dov\ d}^{roz} = 0,6 * R_e^{roz} = 0,6 * 590 = 354 \text{ MPa} \quad (418)$$

$M_{pas}^{roz} = 10\,437,22 \text{ Nm}$ točivý moment pastorku rozvodovky

$K_A = 1,25$ součinitel vnějších dynamických sil

$\varphi_{dot} = 0,8$ součinitel styku boku zubů [12]

$m_{pas\ d}^{roz} = 2 \text{ mm}$ modul drážkování pastorku

$L_{pas\ d}^{roz} = 35 \text{ mm}$ délka drážkování pastorku

$h_{pas\ d\ n}^{roz} = 1,545 \text{ mm}$ nosná výška drážkování pastorku

$z_{pas\ d}^{roz} = 31$ počet zubů drážkování pastorku

Tlak na boku zubu drážkování pastorku

$$p_{pas\ d}^{roz} = \frac{2 * K_A * M_{pas}^{roz}}{\varphi_{dot} * m_{pas\ d}^{roz} * L_{pas}^{roz} * h_{pas\ d\ n}^{roz} * z_{pas\ d}^{roz\ 2}} \quad (419)$$

$$= \frac{2 * 1,25 * 10\ 437,22 * 10^3}{0,8 * 2 * 35 * 1,545 * 31^2} = 313,8\text{MPa}$$

Součinitel bezpečnosti na otláčení boku zubu drážkování

$$s_{pas\ d}^{roz} = \frac{p_{pas\ dov\ d}^{roz}}{p_{pas\ d}^{roz}} = \frac{354}{313,8} = 1,13 > 1 \quad (420)$$

Spojení pastorku a připojovací přírubou evolventním drážkováním vyhovuje. Výsledků zbylých drážkování jsou v následující tabulce.

Tabulka 52 - vstupní a výstupní hodnoty do pevnostní kontroly evolventních drážkování

Hřídel	Hnací hřídel	Klec diferenciálu	Hnací hřídel	Most nápravy	Hnací hřídel	
Náboj	Planeta diferenciálu	Zubová spojka	Zubová spojka	Unašeč kor. kola	Planeta kol. redukce	
R_e	590	590	590	435	590	[MPa]
$p_{dov\ d}$	354	354	354	261	354	[MPa]
M	8 428,1	8 428,1	8 428,1	19 665,5	8 428,1	[Nm]
m_d	2	2	2	3	2	[mm]
L_d	58	20	40	42	82,1	[mm]
$h_{d\ n}$	1,545	1,545	1,545	2,345	1,545	[mm]
z_d	28	38	28	32	28	[1]
p_d	187,4	295,1	271,8	203,1	132,4	[MPa]
s_d	1,89	1,2	1,3	1,28	2,67	[1]

Navržená evolventní drážkování vyhovují.

14.2. Spojení unašeče korunového kola a korunového kola

Toto drážkování není normalizované kvůli snížení výrobních nákladů, ale je využito evolventního ozubení korunového kola. Díky tomu nelze provést stejný výpočet, jako v předchozích případech.

Materiál unašeče korunového kola a korunového kola samotného je shodný - 14 223.4. Takže mají stejnou mez elasticity.

$R_{e\ kor}^{kol\ red}$	=590 MPa	mez elasticity korunového kola
$M_{kor}^{kol\ red}$	=19 665,5Nm	točivý moment korunového kola
$d_{kor}^{kol\ red}$	=-252,98mm	roztečný průměr korunového kola kolové redukce
K_A	=1,25	součinitel vnějších dynamických sil
φ_{dot}	=0,8	součinitel styku boku zubů [12]
$z_{kor}^{kol\ red}$	=-77	počet zubů koruny kolové redukce
$l_{una}^{kol\ red}$	=20mm	šířka unašeče korunového kola
$h_{kor\ sni}^{kol\ red}$	=3mm	snížená výška zubu korunového kola (odečteno z modelu)

Dovolený tlak na bok zubu korunového kola

$$p_{kor\ dov\ d}^{kol\ red} = 0,6 * R_{e\ kor}^{kol\ red} = 0,6 * 590 = 354\text{MPa} \quad (421)$$

Tlak na boku zubu drážkování korunového kola

$$p_{kor\ d}^{kol\ red} = \frac{2 * K_A * M_{kor}^{kol\ red}}{d_{kor}^{kol\ red} * \varphi_{dot} * |z_{kor}^{kol\ red}| * l_{una}^{kol\ red} * h_{kor\ sni}^{kol\ red}} \quad (422)$$

$$= \frac{2 * 1,25 * 19\ 665,5}{|-252,98| * 0,8 * |z_{kor}^{kol\ red}| * 20 * 3} = 52,6\text{MPa}$$

Součinitel bezpečnosti na otláčení boku zubu drážkování korunového kola

$$s_{kor\ d}^{kol\ red} = \frac{p_{kor\ dov\ d}^{kol\ red}}{p_{kor\ d}^{kol\ red}} = \frac{354}{52,6} = 6,73 > 1 \quad (423)$$

Drážkování vyhovuje.

14.3. Návrh a kontrola šroubových spojení

V této kapitole se věnuji návrh a kontrole šroubových spojení použitých v převodovém ústrojí nápravy. Šrouby kontroluji, zda mohou přenést tahovou sílu k vyvození dostatečného třecího momentu mezi spojovanými součástmi, aniž by v nich vznikalo příliš vysoké tahové napětí. Konkrétně budu kontrolovat šroubová spojení talířového kola a klece diferenciálu, sešroubování obou částí klece diferenciálu. Dále vypočtu utahovací moment pro vyvození dostatečného předpětí. Výpočty se řídí zdrojem [8].

14.3.1. Spojení talířového kola a klece diferenciálu

Talířové kolo je v rámci úspor přišroubováno ke kleci diferenciálu. Šroubové spojení tedy musí zajistit dostatečný třecí moment mezi klecí diferenciálu a talířovým kolem k přenesení točivého momentu talířového kola.

Následující výpočty se týkají šroubového spojení talířového kola k kleci diferenciálu.

$M_{tal}^{roz} = 16\,856,11 \text{ Nm}$ točivý moment talířového kola rozvodovky

$K_A = 1,25$ součinitel vnějších dynamických sil

Navrhuji 8 šroubů M14x1x35 pevnostní třídy 10.9.

$n_{\xi\ tal} = 8$ počet šroubů

$D_{i\ tal} = 0,225 \text{ m}$ vnitřní průměr stykové plochy

$D_{e\ tal} = 0,304 \text{ m}$ vnější průměr stykové plochy

$p_{tal} = 0,001 \text{ m}$ stoupání závitu šroubů

$\beta_M = 30^\circ$ úhel boku zubu metrického závitu

$d_{2\ tal} = 0,01335 \text{ m}$ střední průměr závitu šroubů

$d_{3\ tal} = 0,012773 \text{ m}$ průměr dříku šroubů

$f_{\xi} = 0,13$ součinitel tření v závitu šroubu [8]

$f = 0,18$ součinitel tření mezi talířovým kolem a klecí diferenciálu [12]

$d_{w\ tal} = 0,01937 \text{ m}$ vnější průměr kontaktních ploch šroubů

$d_{\xi\ tal} = 0,014 \text{ m}$ vnitřní průměr kontaktních ploch šroubů

$R_{e\ tal} = 940 \text{ MPa}$ mez elasticity šroubů

Střední poloměr kontaktních ploch šroubů

$$\rho_{tal} = \frac{d_{w\ tal} + d_{š\ tal}}{4} = \frac{0,01937 + 0,014}{4} = 0,008342m \quad (424)$$

Třecí moment šroubů

$$M_{tř\ tal} = K_A * M_{tal}^{roz} = 1,25 * 16\ 856,11 = 21\ 070,1Nm \quad (425)$$

Střední poloměr působíště síly šroubů

$$R_{tal} = \frac{D_{i\ tal} + D_{e\ tal}}{4} = \frac{0,225 + 0,304}{4} = 0,13225m \quad (426)$$

Potřebná normálová třecí síla mezi talířovým kolem a klecí diferenciálu

$$F_{n\ tal} = \frac{M_{tř\ tal}}{f * R_{tal}} = \frac{21070,1}{0,18 * 0,13225} = 885114,1N \quad (427)$$

Tahové napětí v jádru šroubu

$$\sigma_{tah\ tal} = \frac{F_{n\ tal}}{n_{š\ tal} * \frac{\pi * d_{3\ tal}^2}{4}} = \frac{885\ 114,1}{8 * \frac{\pi * 0,012773^2}{4}} = 863,4MPa \quad (428)$$

Součinitel bezpečnosti šroubů v tahu

$$s_{tah\ tal} = \frac{R_{e\ tal}}{\sigma_{tah\ tal}} = \frac{940}{863,4} = 1,09 > 1 \quad (429)$$

Navržené šrouby spojení talířového kola a klece diferenciálu vyhovují. Nyní určím potřebný utahovací moment.

Tahová síla předpětí šroubu

$$Q_{tal} = \frac{F_{n\ tal}}{n_{š\ tal}} = \frac{885\ 114,1}{8} = 110\ 639,3N \quad (430)$$

Třecí moment pod hlavou šroubu

$$M_{tř\ hla\ tal} = Q_{tal} * f * \rho_{tal} = 110\ 639,3 * 0,18 * 0,008342 = 166,1Nm \quad (431)$$

Úhel stoupání závitu šroubu

$$\gamma_{tal} = \arctan\left(\frac{p_{tal}}{\pi * d_{2\ tal}}\right) = \arctan\left(\frac{0,001}{\pi * 0,01335}\right) = 1,366^\circ \quad (432)$$

Poloviční úhel profilu závitu v normálovém řezu šroubu

$$\beta_{n\ tal} = \arctan(\tan \beta_M * \cos \gamma_{tal}) = \arctan(\tan 30 * \cos 1,366) = 29,993^\circ \quad (433)$$

Třecí úhel závitu šroubu

$$\varphi'_{tal} = \arctan\left(\frac{f_s}{\cos \beta_{n\ tal}}\right) = \arctan\left(\frac{0,13}{\cos 29,993}\right) = 8,537^\circ \quad (434)$$

Třecí moment v závitu šroubu

$$\begin{aligned} M_{tř\ záv\ tal} &= Q_{tal} * \frac{d_{2\ tal}}{2} * \tan(\gamma_{tal} + \varphi'_{tal}) \\ &= 110\ 639,3 * \frac{0,01335}{2} * \tan(1,366 + 8,537) \\ &= 128,9Nm \end{aligned} \quad (435)$$

Utahovací moment šroubu

$$M_{klíč\ tal} = M_{tř\ hla\ tal} + M_{tř\ záv\ tal} = 166,1 + 128,9 = 295Nm \quad (436)$$

14.3.2. Spojení dílů klece diferenciálu

Kvůli smontovatelnosti diferenciálu je klec rozdělena na 2 části. Ty unášejí přes křížový čep satelity diferenciálu. Šroubové spojení musí zajistit dostatečný třecí moment mezi částmi klece diferenciálu k přenesení točivého momentu talířového kola.

Následující výpočty se týkají šroubového spojení částí klece diferenciálu.

$$\begin{aligned} M_{tal}^{roz} &= 16\ 856,11Nm && \text{točivý moment talířového kola rozvodovky} \\ K_A &= 1,25 && \text{součinitel vnějších dynamických sil} \end{aligned}$$

Navrhuji 12 šroubů M12x1,5x100 z materiálu 16 532.4.

$$\begin{aligned} n_{š\ kle} &= 12 && \text{počet šroubů} \\ D_{i\ kle} &= 0,181m && \text{vnitřní průměr stykové plochy} \\ D_{e\ kle} &= 0,225m && \text{vnější průměr stykové plochy} \end{aligned}$$

$p_{kle}=0,0015m$	stoupání závitu šroubů
$\beta_M=30^\circ$	úhel boku zubu metrického závitu
$d_{2kle}=0,011026m$	střední průměr závitu šroubů
$d_{3kle}=0,01016m$	minimální průměr dříku šroubů
$f_{\xi}=0,13$	součinitel tření v závitu šroubu [8]
$f=0,18$	součinitel tření mezi částmi klece diferenciálu [8]
$d_{wkle}=0,01663m$	vnější průměr kontaktních ploch šroubů
$d_{\xi kle}=0,012m$	vnitřní průměr kontaktních ploch šroubů
$R_{e kle}=1370MPa$	mez elasticity šroubů

Střední poloměr kontaktních ploch šroubů

$$\rho_{kle} = \frac{d_{wkle} + d_{\xi kle}}{4} = \frac{0,01663 + 0,012}{4} = 0,07158m \quad (437)$$

Třecí moment šroubů

$$M_{tř kle} = K_A * M_{tal}^{roz} = 1,25 * 16\,856,11 = 21\,070,1Nm \quad (438)$$

Střední poloměr působišťe síly šroubů

$$R_{kle} = \frac{D_{ikle} + D_{ekle}}{4} = \frac{0,181 + 0,225}{4} = 0,105m \quad (439)$$

Potřebná normálová třecí síla mezi částmi klece diferenciálu

$$F_{nkle} = \frac{M_{tř kle}}{f * R_{kle}} = \frac{21\,070,1}{0,18 * 0,105} = 1\,153\,264N \quad (440)$$

Tahové napětí v jádru šroubu

$$\sigma_{tah kle} = \frac{F_{nkle}}{n_{\xi kle} * \frac{\pi * d_{3kle}^2}{4}} = \frac{1\,153\,264}{12 * \frac{\pi * 0,01016^2}{4}} = 1\,185,4MPa \quad (441)$$

Součinitel bezpečnosti šroubu

$$s_{tah kle} = \frac{R_{e kle}}{\sigma_{tah kle}} = \frac{1\,370}{1\,185,4} = 1,16 > 1 \quad (442)$$

Navržené šrouby částí klece diferenciálu vyhovují. Nyní určím potřebný utahovací moment.

Tahová síla předpětí šroubu

$$Q_{kle} = \frac{F_{n\ kle}}{n_{\xi\ kle}} = \frac{1\ 153\ 264}{12} = 96\ 105,4N \quad (443)$$

Třecí moment pod hlavou

$$M_{tř\ hla\ kle} = Q_{kle} * f * \rho_{kle} = 96\ 105,4 * 0,18 * 0,0015 \\ = 123,8Nm \quad (444)$$

Úhel stoupání závitu šroubu

$$\gamma_{kle} = \arctan\left(\frac{p_{kle}}{\pi * d_{2\ kle}}\right) = \arctan\left(\frac{0,0015}{\pi * 0,011026}\right) = 2,48^\circ \quad (445)$$

Poloviční úhel profilu závitu v normálovém řezu šroubu

$$\beta_{n\ kle} = \arctan(\tan \beta_M * \cos \gamma_{kle}) = \arctan(\tan 30 * \cos 2,48) \\ = 29,977^\circ \quad (446)$$

Třecí úhel závitu šroubu

$$\varphi'_{kle} = \arctan\left(\frac{f_{\xi}}{\cos \beta_{n\ kle}}\right) = \arctan\left(\frac{0,13}{\cos 29,977}\right) = 8,537^\circ \quad (447)$$

Třecí moment v závitu šroubu

$$M_{tř\ záv\ kle} = Q_{kle} * \frac{d_{2\ kle}}{2} * \tan(\gamma_{kle} + \varphi'_{kle}) \\ = 96\ 105,4 * \frac{0,011026}{2} * \tan(2,48 + 8,537) \\ = 103,1Nm \quad (448)$$

Utahovací moment šroubu

$$M_{klíč\ kle} = M_{tř\ hla\ kle} + M_{tř\ záv\ kle} = 123,8 + 103,1 = 227Nm \quad (449)$$

14.4. Spojení částí uzávěrky diferenciálu

Uzávěrka diferenciálu je provedena pomocí čelního ozubce. Ten kontroluji na otláčení a stříh. Čelní ozubec je možné vidět na obrázku 16.

Materiál zubové spojky 14 223.4

$R_{e\ spo} = 590\ MPa$ mez elasticity zubové spojky

$K_A=1,25$	součinitel vnějších dynamických sil
$M_{hna\ hří}=8\ 428,1\text{Nm}$	točivý moment hnacího hřídele
$n_{z\ spo}=10$	počet zubů zubové spojky
$D_{i\ spo}=100\text{mm}$	vnitřní průměr zubové spojky
$D_{e\ spo}=150\text{mm}$	vnější průměr zubové spojky
$b_{spo}=8\text{mm}$	šířka zubové spojky
$\alpha_{spo}18^\circ$	úhel styčných ploch spojky

14.4.1. Kontrola na ostřih

Dovolené smykové napětí zubové spojky podle HMH

$$\tau_{spo\ dov} = \frac{R_{e\ spo}^{roz}}{\sqrt{3}} = \frac{590}{\sqrt{3}} = 340,6\text{MPa} \quad (450)$$

Střížná plocha zubové spojky

$$\begin{aligned} S_{spo\ s} &= n_{z\ spo} * \frac{\alpha_{spo} * \pi}{360} * \frac{\left(\frac{D_{e\ spo}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{i\ spo}}{2}\right)^2}{4} \\ &= 10 * \frac{18 * \pi}{360} * \frac{\left(\frac{150}{2}\right)^2 - \left(\frac{100}{2}\right)^2}{4} = 1\ 227,2\text{mm}^2 \end{aligned} \quad (451)$$

Síla působící na zubovou spojku

$$F_{spo} = \frac{K_A * M_{hna\ hří}}{\frac{D_{e\ spo}}{2} + \frac{D_{i\ spo}}{2}} = \frac{1,25 * 8\ 428,1 * 10^3}{\frac{150}{2} + \frac{100}{2}} = 168\ 561,1\text{N} \quad (452)$$

Působící smykové napětí v zubové spojce

$$\tau_{spo} = \frac{F_{spo}}{S_{spo\ s}} = \frac{168\ 561,1}{1\ 227,2} = 137,4\text{MPa} \quad (453)$$

Součinitel bezpečnosti zubové spojky na střih

$$S_{spo\ s} = \frac{\tau_{spo\ dov}}{\tau_{spo}} = \frac{340,6}{137,4} = 2,48 > 1 \quad (454)$$

14.4.2. Kontrola na otláčení

Dovolené tlakové namáhání spojky

$$p_{spo\ dov} = 0,6 * R_{spo\ e}^{roz} = 0,6 * 590 = 354\text{MPa} \quad (455)$$

Styčná plocha zubů spojky

$$\begin{aligned} S_{spo\ p} &= n_{z\ spo} * b_{spo} * \frac{D_{e\ spo} - D_{i\ spo}}{2} = 10 * 8 * \frac{150 - 100}{2} \\ &= 2000\text{mm}^2 \end{aligned} \quad (456)$$

Působící tlakové namáhání spojky

$$p_{spo} = \frac{F_{spo}}{S_{spo\ p}} = \frac{168\ 561,1}{2\ 000} = 84,3\text{MPa} \quad (457)$$

Součinitel bezpečnosti zubové spojky na otláčení

$$S_{spo\ p} = \frac{p_{spo\ dov}}{p_{spo}} = \frac{354}{84,3} = 4,2 > 1 \quad (458)$$

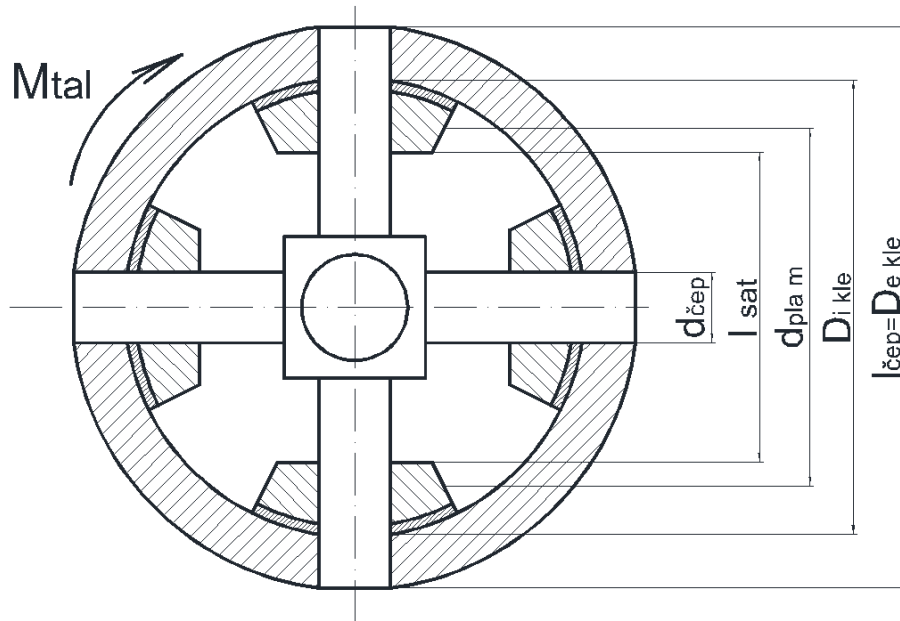
Navržená spojka vyhovuje na stříh i otláčení.

14.5. Kontrola křížového čepu satelitů diferenciálu

Křížový čep přenáší točivý moment talířového kola z klece diferenciálu na jeho satelity. Je tedy namáhán na stříh mezi satelitem a klecí diferenciálu a na otláčení v kleci diferenciálu a satelitu.

Materiál křížového čepu diferenciálu je 14 223.4

$$R_{e\ \check{c}ep}^{dif} = 590\text{ MPa} \quad \text{mez elasticity křížového čepu}$$



Obrázek 43 - rozměry v uložení satelitů kolové redukce

$M_{tal}^{roz} = 16\,856,11 \text{ Nm}$	točivý moment talířového kola rozvodovky
$K_A = 1,25$	součinitel vnějších dynamických sil
$D_{i\,kle} = 0,181 \text{ m}$	vnitřní průměr stykové plochy klece diferenciálu
$D_{e\,kle} = 0,225 \text{ m}$	vnější průměr stykové plochy klece diferenciálu
$n_{sat}^{dif} = 4$	počet satelitů diferenciálu
$n_{pla}^{dif} = 2$	počet planet diferenciálu
$d_{\check{c}ep}^{dif} = 25 \text{ mm}$	průměr čepu satelitu diferenciálu

14.5.1. Kontrola na střiř

Dovolené smykové napětí čepu satelitu diferenciálu

$$\tau_{\check{c}ep\,dov}^{dif} = \frac{R_{\check{c}ep\,e}^{dif}}{\sqrt{3}} = \frac{590}{\sqrt{3}} = 340,6 \text{ MPa} \quad (459)$$

Zatěžující střiřová síla čepu satelitu diferenciálu

$$F_{\check{c}ep}^{dif} = \frac{2 * K_A * M_{tal}^{roz}}{D_{i\,kle} * n_{sat}^{dif}} = \frac{2 * 1,25 * 16\,856,11}{0,181 * 4} = 58\,204,8 \text{ N} \quad (460)$$

Smykové napětí v čepu diferenciálu

$$\tau_{\check{c}ep}^{dif} = \frac{F_{\check{c}ep}^{dif}}{\frac{\pi * d_{\check{c}ep}^{dif2}}{4}} = \frac{58\,204,8}{\frac{\pi * 25^2}{4}} = 118,6MPa \quad (461)$$

Součinitel bezpečnosti na stříh čepu diferenciálu

$$S_{\check{c}ep}^{dif} = \frac{\tau_{\check{c}ep\,dov}^{dif}}{\tau_{\check{c}ep}^{dif}} = \frac{340,6}{118,6} = 2,87 > 1 \quad (462)$$

14.5.2. Kontrola na otláčení ve styku s klecí diferenciálu

Dovolené tlakové namáhání čepu satelitu diferenciálu

$$p_{\check{c}ep\,dov}^{dif} = 0,6 * R_{\check{c}ep\,e}^{dif} = 0,6 * 590 = 354MPa \quad (463)$$

Délka styčné plochy čepu satelitu diferenciálu a klece diferenciálu

$$l_{\check{c}ep}^{dif} = \frac{D_{e\,kle} - D_{i\,kle}}{2} = \frac{0,225 - 0,181}{2} = 0,022m \quad (464)$$

Rameno působíště síly čepu satelitu ve styku s klecí diferenciálu

$$R_{\check{c}ep}^{dif} = \frac{D_{i\,kle}}{2} + \frac{l_{\check{c}ep}^{dif}}{2} = \frac{0,181}{2} + \frac{0,022}{2} = 0,1015m \quad (465)$$

Působící tlaková síla na čep diferenciálu ve styku s klecí diferenciálu

$$F_{\check{c}ep}^{dif} = \frac{K_A * M_{tal}^{roz}}{n_{sat}^{dif} * R_{sat}^{dif}} = \frac{1,25 * 16\,856,11}{4 * 0,1015} = 51\,896,9N \quad (466)$$

Působící tlakové namáhání čepu satelitu diferenciálu ve styku s klecí diferenciálu

$$p_{\check{c}ep}^{dif} = \frac{F_{\check{c}ep}^{dif}}{d_{\check{c}ep}^{dif} * l_{\check{c}ep}^{dif}} = \frac{51\,896,9}{25 * 0,022 * 10^{-3}} = 94,4MPa \quad (467)$$

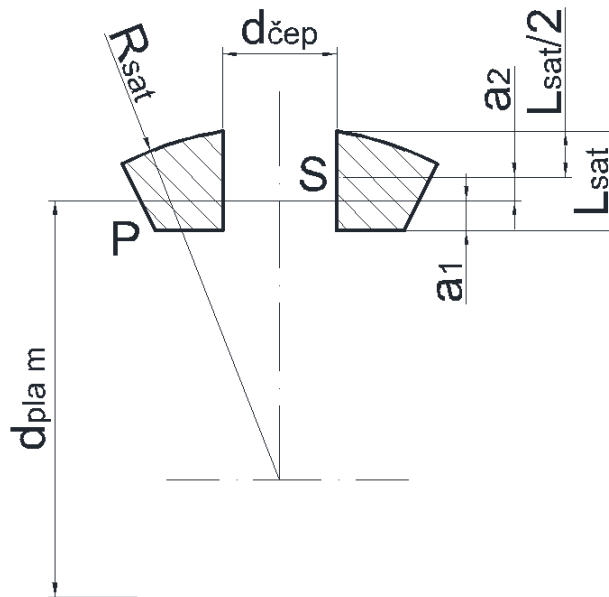
Součinitel bezpečnosti na otláčení čepu satelitu diferenciálu ve styku s klecí diferenciálu

$$S_{\check{c}ep\,o}^{dif} = \frac{p_{\check{c}ep\,dov}^{dif}}{p_{\check{c}ep}^{dif}} = \frac{354}{94,4} = 3,75 \quad (468)$$

14.5.3. Kontrola na otláčení v místě uložení satelitu

Satelit diferenciálu může být uložen přímo na čepu satelitu, nebo na kluzném ložisku nebo na jehličkovém ložisku. Kvůli menší ceně volím uložení satelitu přímo na čep.

Namáhání čepu v místě styku se satelitem má dvě složky. Jedna složka je tečná síla v ozubení a druhá je klopný moment, který vzniká, protože tečná síla není uprostřed uložení. Postup výpočtu je stejný s výpočtem v [2].



Obrázek 44 - pomocné rozměry satelitu diferenciálu

$l_{\text{čep}}^{\text{dif}} = 0,225\text{m}$	délka čepu satelitu diferenciálu
$l_{\text{sat}}^{\text{dif}} = 0,09318\text{m}$	vzdálenost čel satelitů
$L_{\text{sat}}^{\text{dif}} = 0,0329\text{m}$	délka styčné plochy čepu a satelitu
$d_{\text{sat m}}^{\text{dif}} = 0,075\text{m}$	střední průměr roztečné kružnice satelitu diferenciálu
$d_{\text{pla m}}^{\text{dif}} = 0,125\text{m}$	střední průměr roztečné kružnice planety diferenciálu
$R_{\text{sat}}^{\text{dif}} = 0,095\text{m}$	poloměr vnější kulové plochy satelitu

Tečná síla na planetě v 1 zubu

$$F_{t1}^{dif} = \frac{M_{tal}^{roz}}{n_{sat}^{dif} * n_{pla}^{dif} * \frac{d_{plam}^{dif}}{2}} = \frac{16\,856,11}{4 * 2 * \frac{125}{2}} = 56\,187N \quad (469)$$

Vertikální vzdálenost bodu P od vnitřní strany satelitu

$$a_1 = \frac{d_{plam}^{dif} - l_{sat}^{dif}}{2} = \frac{125 - 0,09318 * 10^3}{2} = 15,91mm \quad (470)$$

Vertikální vzdálenost bodu P od středu uložení satelitu

$$a_2 = \frac{l_{sat}^{dif}}{2} - a_1 = \frac{0,0329 * 10^3}{2} - 15,91 = 0,54mm \quad (471)$$

Klopný moment satelitu

$$M_{sat\,kl}^{dif} = n_{pla}^{dif} * a_2 * F_{t1}^{dif} = 2 * 0,54 * 10^{-3} * 56\,187 = 60,5Nm \quad (472)$$

Tlak od tečných sil satelitu

$$p_{sat\,Ft}^{dif} = \frac{n_{pla}^{dif} * K_A * F_{t1}^{dif}}{L_{sat}^{dif} * d_{čep}^{dif}} = \frac{2 * 1,25 * 56\,187}{0,0329 * 10^3 * 25} = 170,8MPa \quad (473)$$

Tlak od klopného momentu

$$p_{M\,kl}^{dif} = \frac{M_{sat\,kl}^{dif} * K_A}{\frac{1}{6} * L_{sat}^{dif2} * d_{čep}^{dif}} = \frac{60,5 * 1,25}{\frac{1}{6} * (0,0329 * 10^3)^2 * 25} = 16,8MPa \quad (474)$$

Výsledný tlak na čep satelitu diferenciálu

$$p_{sat}^{dif} = p_{sat\,Ft}^{dif} + p_{M\,kl}^{dif} = 170,8 + 16,8 = 187,6MPa \quad (475)$$

Součinitel bezpečnosti otláčení čepu satelitu v místě styku se satelitem

$$S_{čep\,o\,sat}^{dif} = \frac{p_{čep\,dov}^{dif}}{p_{sat}^{dif}} = \frac{354}{187,6} = 1,89 > 1 \quad (476)$$

Navržený čep satelitu diferenciálu vyhovuje.

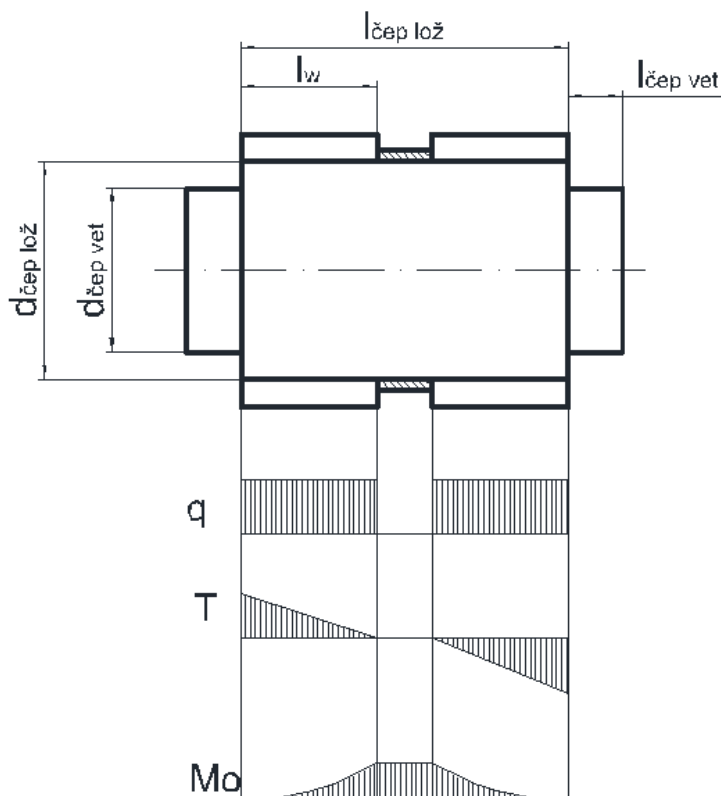
14.6. Kontrola čepu satelitu kolové redukce

Na čepy satelitů působí spojitě zatížení od jehlových ložisek, které odpovídá radiální síle na satelitu. Mezi ložiska satelitu je umístěn rozpěrný kroužek. Spojité zatížení působí pouze v místě styku ložisek a čepu satelitu. Čep kontrolují na ohyb, stříh a otláčení.

Materiál čepu satelitu i jejich unašeče je 14.223.4. Důležitá je povrchová úprava pod jehličkami ložisek.

$$R_{e \text{ čep}}^{kol \text{ red}} = 590 \text{ MPa}$$

mez elasticity čepu satelitu kolové redukce



Obrázek 45 - rozměry satelitu kolové redukce

$$F_{sat \ r}^{kol \text{ red}} = 77\ 735,5 \text{ N}$$

radiální síla jednoho satelitu

$$d_{\text{čep lož}}^{kol \text{ red}} = 28 \text{ mm}$$

průměr čepu pod ložisky

$$d_{\text{čep vet}}^{kol \text{ red}} = 20 \text{ mm}$$

průměr čepu ve vetknutí

$$l_{\text{čep lož}}^{kol \text{ red}} = 70 \text{ mm}$$

délka čepu pod ložisky

$$l_{\text{čep vet}}^{kol \text{ red}} = 10 \text{ mm}$$

délka čepu ve vetknutí

$$l_w^{kol \text{ red}} = 26,8 \text{ mm}$$

délka jehliček

$$n_{jeh}^{kol \text{ red}} = 2$$

počet jehličkových ložisek na satelit

(Poznámka – součinitel vnějších dynamických sil byl již započítán při výpočtu radiální síly jednoho satelitu, proto se v těchto výpočtech neobjeví)

14.6.1. Kontrola na ohyb

Průběh ohybového momentu je znázorněn na obrázku 45.

Spojitě zatížení čepu satelitu kolové redukce

$$q_{\text{čep}}^{\text{kol red}} = \frac{F_{\text{sat r}}^{\text{kol red}}}{n_{\text{jeh}}^{\text{kol red}} * l_w^{\text{kol red}}} = \frac{77\,735,5}{2 * 26,8} = 1\,450,3 \text{ N/mm} \quad (477)$$

Maximální ohybový moment čepu satelitu kolové redukce

$$M_{\text{čep o}}^{\text{kol red}} = \frac{q_{\text{čep}}^{\text{kol red}} * l_w^{\text{kol red}^2}}{2} = \frac{1\,450,3 * 26,8^2}{2} = 520\,828,1 \text{ Nmm} \quad (478)$$

Ohybové namáhání čepu satelitu kolové redukce

$$\sigma_{\text{čep o}}^{\text{kol red}} = \frac{M_{\text{čep o}}^{\text{kol red}}}{\frac{\pi * d_{\text{čep lož}}^{\text{kol red}^2}}{32}} = \frac{520\,828,1}{\frac{\pi * 28^2}{32}} = 241,7 \text{ MPa} \quad (479)$$

Dovolené namáhání čepu satelitu kolové redukce v ohybu

$$\sigma_{\text{čep o dov}}^{\text{kol red}} = 0,8 * R_{\text{čep e}}^{\text{kol red}} = 0,8 * 590 = 472 \text{ MPa} \quad (480)$$

Součinitel bezpečnosti čepu satelitu kolové redukce na namáhání ohybem

$$s_{\text{čep o}}^{\text{kol red}} = \frac{\sigma_{\text{čep o dov}}^{\text{kol red}}}{\sigma_{\text{čep o}}^{\text{kol red}}} = \frac{472}{241,7} = 1,95 \quad (481)$$

14.6.2. Kontrola na stříh

Maximální namáhání na stříh je v místě vetknutí satelitu do unašeče.

Smykové napětí čepu satelitu kolové redukce

$$\tau_{\check{c}ep}^{kol\ red} = \frac{q_{\check{c}ep}^{kol\ red} * l_w^{kol\ red}}{\frac{\pi * d_{\check{c}ep\ vet}^{kol\ red^2}}{4}} = \frac{1\ 450,3 * 26,8}{\frac{\pi * 20^2}{4}} = 123,7\text{MPa} \quad (482)$$

Dovolené smykové napětí čepu kolové redukce

$$\tau_{\check{c}ep}^{kol\ red} = \frac{R_{\check{c}ep\ e}^{kol\ red}}{\sqrt{3}} = \frac{590}{\sqrt{3}} = 340,6\text{MPa} \quad (483)$$

Součinitel bezpečnosti čepu satelitu kolové redukce

$$S_{\check{c}ep}^{kol\ red} = \frac{\tau_{\check{c}ep}^{kol\ red}}{\tau_{\check{c}ep}^{kol\ red}} = \frac{340,6}{123,7} = 2,75 > 1 \quad (484)$$

14.6.3. Kontrola na otláčení

K maximálnímu otláčení dochází v místě uložení čepu satelitu.

Tlakové namáhání čepu satelitu kolové redukce

$$p_{\check{c}ep}^{kol\ red} = \frac{\frac{F_{sat\ r}^{kol\ red}}{2}}{d_{\check{c}ep\ vet}^{kol\ red} * l_{\check{c}ep\ vet}^{kol\ red}} = \frac{77\ 735,5}{20 * 10} = 194,3\text{MPa} \quad (485)$$

Dovolené tlakové namáhání čepu satelitu kolové redukce

$$p_{\check{c}ep\ dov}^{kol\ red} = 0,6 * R_{\check{c}ep\ e}^{kol\ red} = 0,6 * 590 = 354\text{MPa} \quad (486)$$

Součinitel bezpečnosti tlakového namáhání čepu satelitu kolové redukce

$$S_{\check{c}ep\ p}^{kol\ red} = \frac{p_{\check{c}ep\ dov}^{kol\ red}}{p_{\check{c}ep}^{kol\ red}} = \frac{354}{194,3} = 1,82 > 1 \quad (487)$$

Navržený čep satelitu vyhovuje.

15. Závěr

Náplní této práce byl návrh zadní hnací nápravy užitkového vozidla do smíšeného provozu. Podle oblasti použití vozidla jsem navrhl celkový převodový poměr, který jsem rozdělil mezi kuželové soukolí rozvodovky a planetovou kolovou redukcí.

Ozubená kola a ložiska jsem porobil maximálnímu a životnostnímu namáhání. Provedl jsem návrh a kontrolu důležitých součástí nápravy (hřídele, šroubová spojení, drážkování a čepy satelitů). Vytvořil jsem výkresovou dokumentaci pro všechna ozubená kola.

Všechny vytyčené cíle se v rámci této práce podařilo splnit.

Tématem další práce by mohla být optimalizace navržených dílů z hlediska životností a zároveň optimalizace z hlediska nízké výrobní ceny součástí. Dále by bylo vhodné podrobit některé součásti MKP analýze.

16. Seznam zdrojů

- [1] Doc. Ing. Miroslav Bureš, Csc *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*; Technická univerzita v Liberci: Liberec, 2006.
- [2] Vávra T. *Komplexní návrh zadní hnací nápravy užitkového automobilu pro smíšený provoz*; FS ČVUT: Praha, 2008.
- [3] doc. Ing. Ludvík Prášil, CSc *Kuželová kola se šikmými a zakřivenými zuby*; Technická univerzita v Liberci: Liberec, 2010.
- [4] Bc. Jan Jirát *Převodové ústrojí zadní nápravy nákladního automobilu kategorie N2*; FS ČVUT: Praha, 2007.
- [5] Jan Leinveber; Jaroslav Řasa; Pavel Vávra *Strojnické tabulky*, 3rd ed.; Scientia, spol. s. r. o.: Praha, 1999.
- [6] Řezníček, J *Výběr z norem pro konstrukční cvičení*; ČVUT: Praha, 1970.
- [7] Werkzeugmaschinenfabrik Oerlikon Bühle & Co *Spiromatic Berechnung*; Oerlikon, 1966.
- [8] Zápisky z přednášek Částí a mechanismů strojů; FS ČVUT
- [9] www.mantruckandbus.cz
- [10] www.man.com
- [11] www.zf.com
- [12] www.skf.com
- [13] www.man-bodybuilder.co.uk

17. Seznam příloh

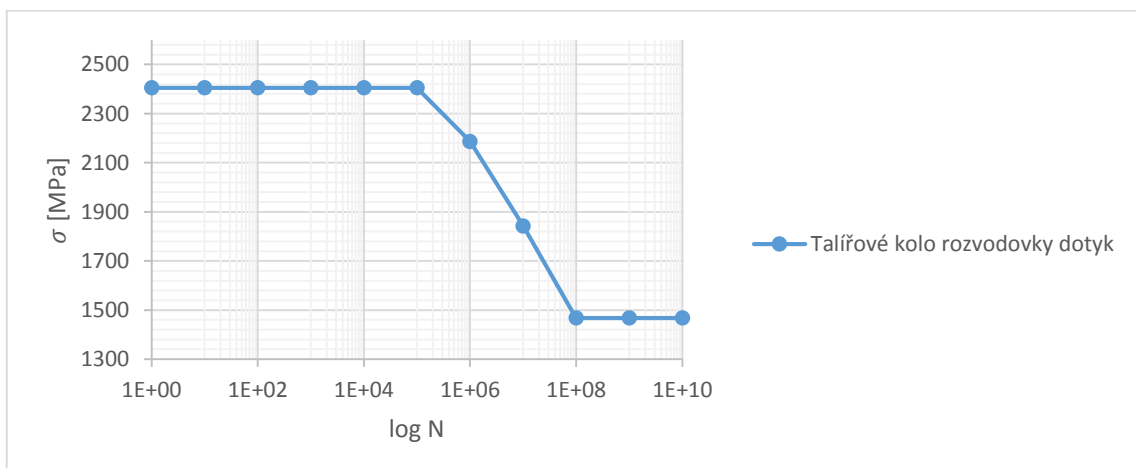
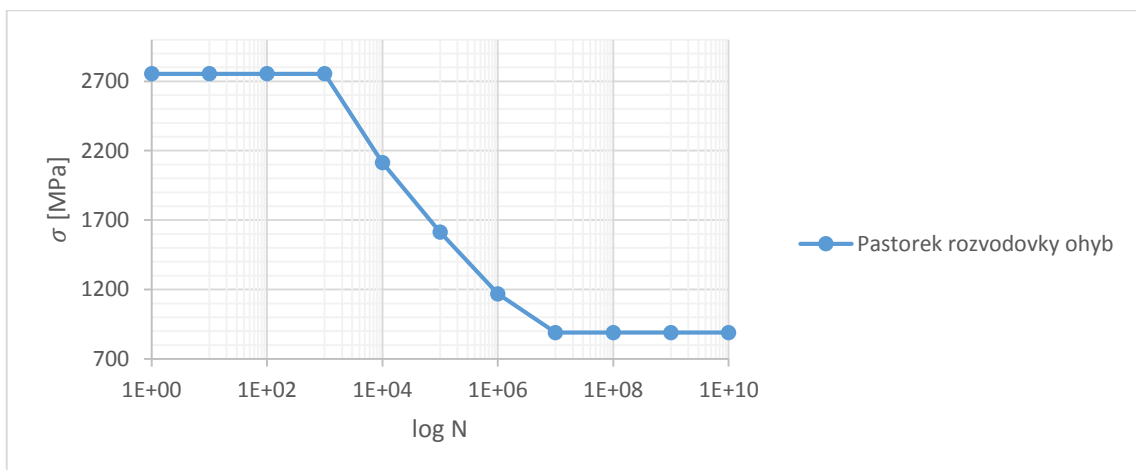
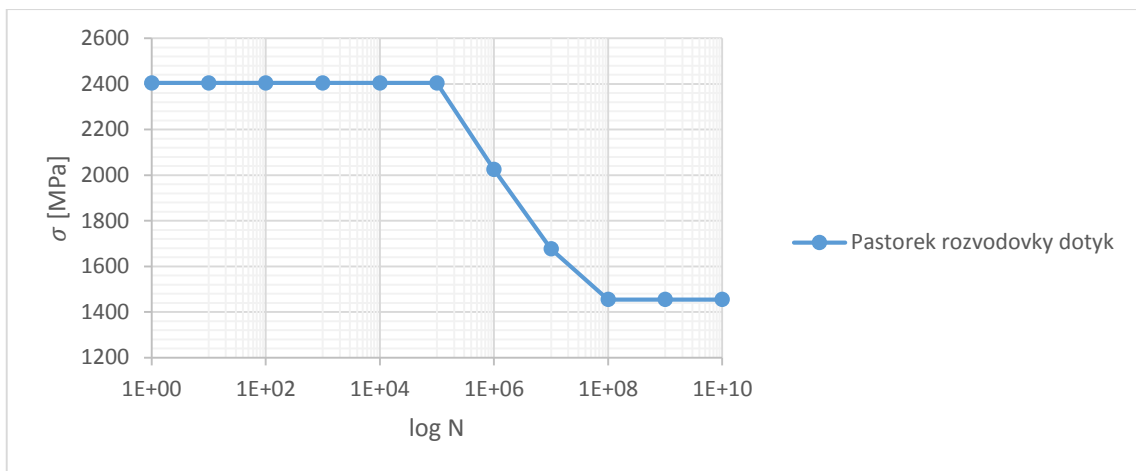
1. Tištěné přílohy
 - 1.1 Wöhlerovy křivky
 - 1.2 Pokyny k výpočtu ložisek SKF

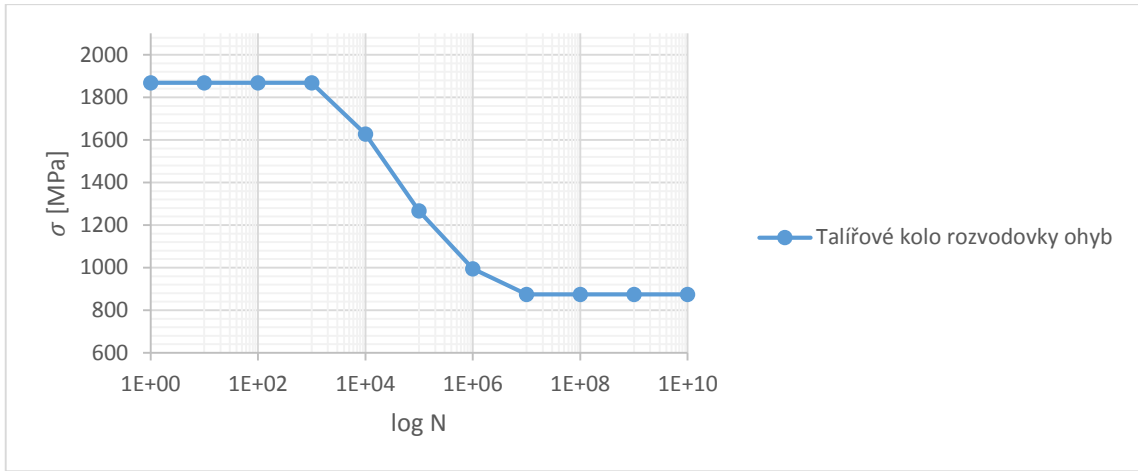
2. Nesvázané tištěné přílohy
 - 2.1 Sestava nápravy
 - 2.2 Pastorek rozvodovky
 - 2.3 Talířové kolo rozvodovky
 - 2.4 Satelit diferenciálu
 - 2.5 Planeta diferenciálu
 - 2.6 Planeta kolové redukce
 - 2.7 Satelit kolové redukce
 - 2.8 Korunové kolo kolové redukce

3. Elektronické přílohy
 - 3.1 Výpočty.xls (výpočtový program)
 - 3.2 Wöhlerovy křivky.xls (výpočtový program)
 - 3.2 CZ (zadání do programu CZ)
 - 3.3 Creo (3d model nápravy)

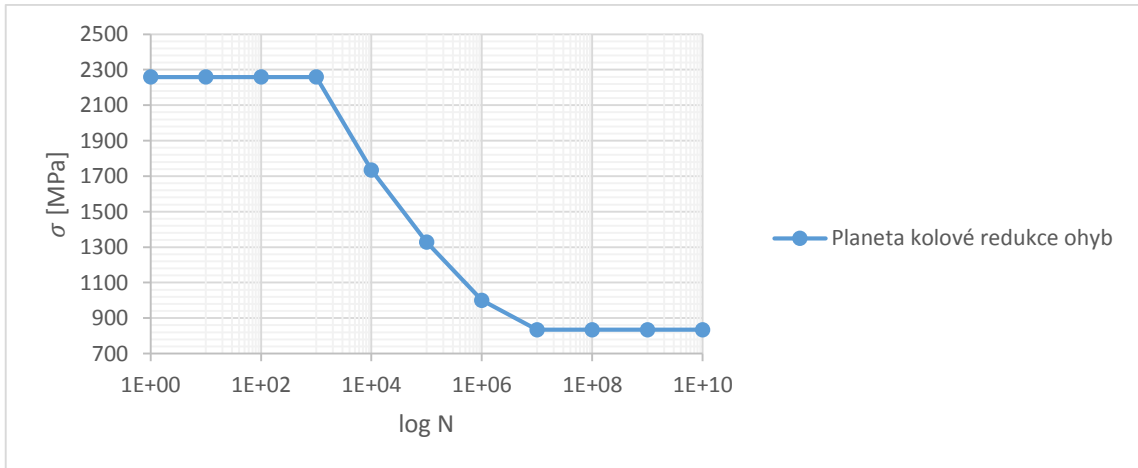
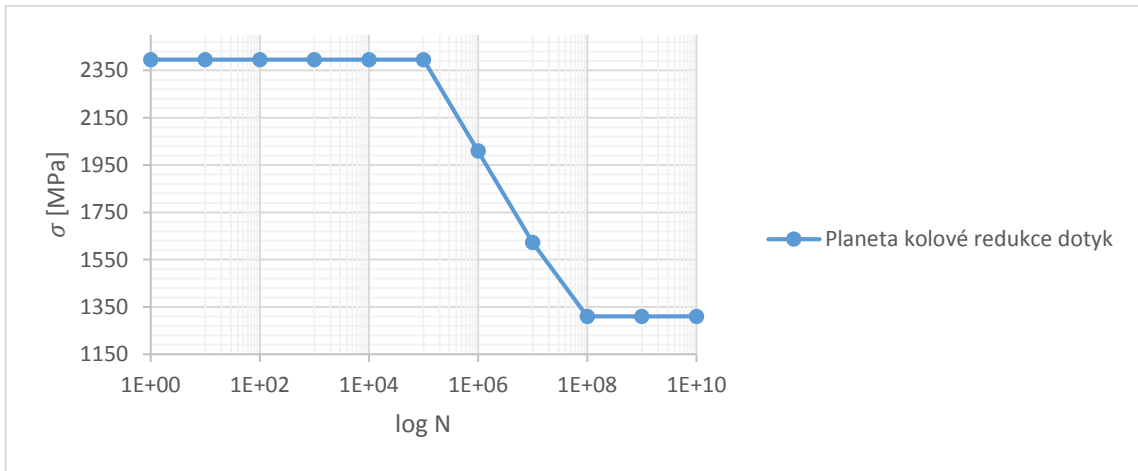
Příloha 1.1 - Wöhlerovy křivky

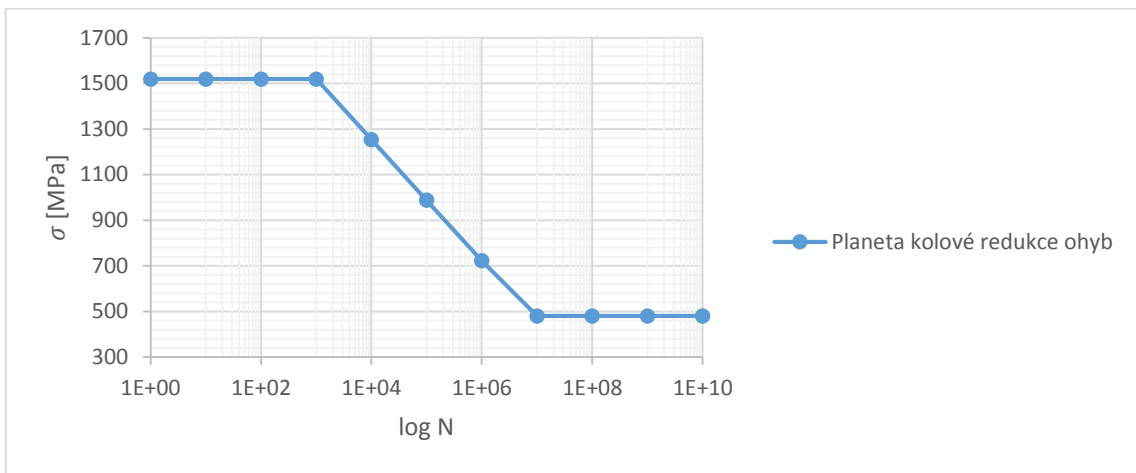
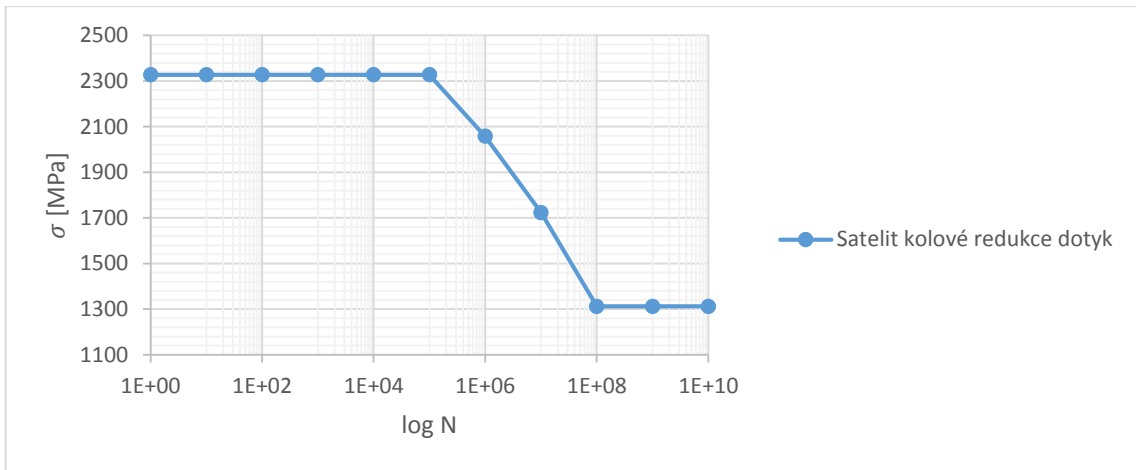
Stálý převod rozvodovky



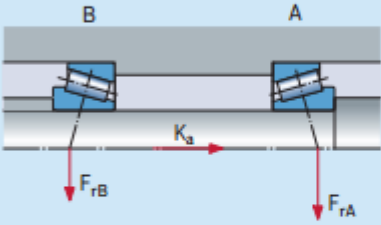
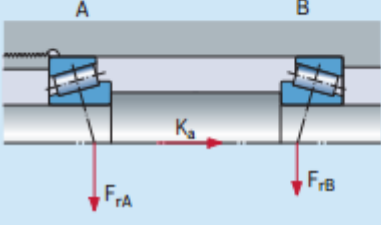
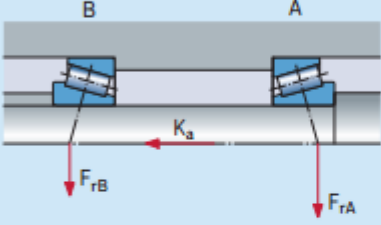
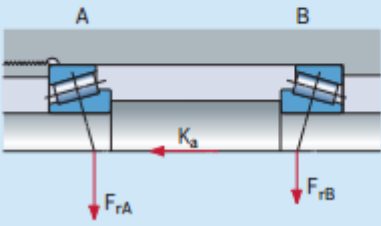
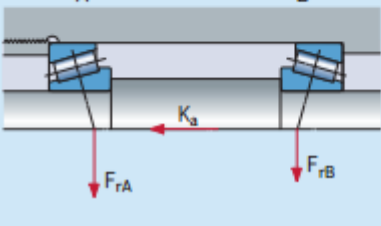
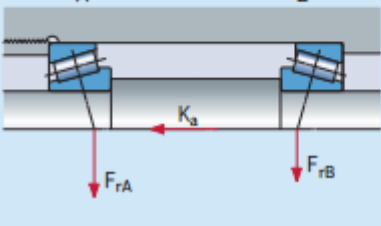


Kolová redukce





1.2 Pokyny k výpočtu ložisek SKF

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