

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Konstrukční návrh a výpočet standardních částí diferenciálu
Bakalářská práce

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2024/2025

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Petr Rabiňák**
Osobní číslo: **D22242**
Studijní program: **B0788A040001 Dopravní technika**
Specializace: **Stavba vozidel**
Téma práce: **Konstrukční návrh a výpočet standardních částí diferenciálu**
Zadávající katedra: **Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů**

Zásady pro vypracování

Práci zaměřte na návrh a výpočet pevnosti a únavy standardních částí diferenciálu zvoleného silničního vozidla. Proveďte vyhodnocení výsledků a navrhnete konstrukční provedení standardních konstrukčních uzlů diferenciálu včetně stálého převodu. Zpracujte potřebnou výkresovou dokumentaci. Pro kontrolu pevnosti a únavy použijte současné poznatky vědy a techniky.

Vypracovat:

- Úvod
- Popis stávajících konstrukčních řešení a funkce diferenciálů silničních vozidel
- Konstrukční návrh, stanovení hlavních parametrů a zatížení
- Výpočet pevnosti a únavy zvolených standardních částí diferenciálu a stálého převodu
- Vyhodnocení výsledků
- Závěr

Rozsah pracovní zprávy: **35 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] ČSN EN 1993-1 (dříve ČSN 731401). *Navrhování ocelových konstrukcí*. Česká technická norma. Český normalizační institut, 1998.
- [2] SHIGLEY, Joseph Edward et al. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4. Dostupné také z: <https://ndk.cz/uuid/uuid:5eba9000-39ef-11e5-a7b4-001018b5eb5c>.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Gajdoš**
Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání bakalářské práce: **7. února 2025**
Termín odevzdání bakalářské práce: **9. května 2025**

L.S.

doc. Ing. Ladislav Řoutil, Ph.D.
děkan

doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 7. února 2025

Prohlašuji:

Práci s názvem Konstrukční návrh a výpočet standardních částí diferenciálu jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

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

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne

Petr Rabiňák v. r.

Poděkování

Tímto chci poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce, panu Ing. Tomáši Gajdošovi. Jeho rady a připomínky mi při tvorbě této práce byly velice nápomocné a často mě navedly správným směrem. Rovněž bych chtěl poděkovat svým rodičům, díky nimž jsem mohl studovat na vysoké škole s vědomím, že mám jejich plnou podporu.

Anotace

Bakalářská práce se zabývá návrhem standardních částí diferenciálu silničního vozidla. Pro navržené části diferenciálu je provedena kontrola pevnosti a pro ozubená kola navíc kontrola únavy. Pro konstrukční návrh je v této práci zpracována výkresová dokumentace. Výsledky jsou vyhodnoceny dle současných poznatků vědy a techniky.

Klíčová slova

Diferenciál, konstrukce, pevnost, únava, ozubené převody, výpočet, návrh

Title

Vehicle differential standard parts design

Abstact

This work is focused on the design of the standard differential parts. Strength verification is included for the designed parts, additionally the fatigue verification for gears is included. Construction documentation for the designed differential part is part of this work. The results are evaluated on the basis of the current scientific and technological knowledge.

Keywords

Vehicle differential, construction, strength, fatigue, toothed gears, calculation, design

Obsah

Seznam použitých značek	10
1 Úvod	19
2 Popis stávajících konstrukčních řešení a funkce diferenciálů silničních vozidel	20
2.1 Účel a funkce stálého převodu.....	20
2.2 Konstrukční řešení stálých převodů	20
2.2.1 Jednoduchý stálý převod.....	20
2.2.2 Dvoustranný nesouosý stálý převod	24
2.2.3 Dvojnásobný stálý převod	25
2.3 Účel a funkce diferenciálu	28
2.4 Mezinápravový a nápravový diferenciál.....	31
2.5 Normální diferenciály	33
2.5.1 Kuželový diferenciál	33
2.5.2 Čelní diferenciál.....	33
2.6 Diferenciály se závěrem	34
2.7 Diferenciály se zvýšeným vnitřním třením	35
2.7.1 Diferenciál Borg-Warner.....	36
2.7.2 Vačkový diferenciál	36
2.7.3 Diferenciál Torsen	37
2.7.4 Lamelový diferenciál – systém Lok-O-Matic	38
2.7.5 Diferenciál s viskózní spojkou	39
2.7.6 Automaticky uzavíraný diferenciál	41
3 Konstrukční návrh, stanovení hlavních parametrů a zatížení.....	42
3.1 Přenos tečné síly mezi koly a vozovkou.....	43
3.2 Minimální celkový převod.....	44
3.3 Trakční diagram.....	45
4 Výpočet pevnosti a únavy zvolených standardních částí diferenciálu a stálého převodu	47
4.1 Čelní soukolí stálého převodu	47
4.1.1 Výpočet momentů na pastorku	47

4.1.1	Výpočet normálního modulu dle kontroly na únavu v ohybu	49
4.1.2	Výpočet sil v ozubení čelního soukolí	51
4.1.3	Kontrolní výpočet na únavu v ohybu pro pastorek	53
4.1.4	Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení na pastorek.....	54
4.1.5	Kontrolní výpočet na únavu v ohybu pro kolo	55
4.1.6	Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení na kolo	56
4.1.7	Výpočet součinitelů pro výpočet únavy v dotyku čelního soukolí.....	56
4.1.8	Kontrolní výpočet na únavu v dotyku pro pastorek.....	59
4.1.9	Kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na pastorek.....	60
4.1.10	Kontrolní výpočet na únavu v dotyku pro kolo.....	61
4.1.11	Kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na kolo	62
4.2	Kuželové soukolí diferenciálu.....	62
4.2.1	Výpočet momentů působící na kuželové soukolí	63
4.2.1	Výpočet středního normálního modulu dle kontroly na únavu v ohybu...	64
4.2.2	Výpočet sil v ozubení kuželového soukolí.....	67
4.2.1	Kontrolní výpočet na únavu v ohybu pro satelit.....	69
4.2.2	Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení na satelit	70
4.2.3	Kontrolní výpočet na únavu v ohybu pro centrální kolo	71
4.2.4	Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení na centrální kolo.....	71
4.2.5	Výpočet součinitelů pro výpočet únavy v dotyku kuželového soukolí.....	72
4.2.6	Kontrolní výpočet na únavu v dotyku pro satelit	75
4.2.7	Kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na satelit	76
4.2.8	Kontrolní výpočet na únavu v dotyku pro centrální kolo.....	77
4.2.9	Kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na centrální kolo.....	78

4.3	Nýty	78
4.3.1	Maximální smyková síla působící na nýty	78
4.3.2	Kontrola stříhu nýtů	79
4.3.3	Kontrola otlačení nýtů	79
4.4	Čep satelitů	80
4.4.1	Kontrola stříhu čepu	81
4.4.2	Kontrola otlačení čepu	81
4.4.3	Kontrola na ohyb čepu	82
4.4.4	Kontrola na kombinaci ohybu a stříhu čepu	83
4.5	Spojení hnacích hřídelů a centrálních kol	83
4.5.1	Kontrola stříhu hřídele	84
4.5.2	Kontrola stříhu zubu	84
4.5.3	Kontrola otlačení zubů	85
4.6	Ložiska	85
4.6.1	Výpočet sil působících na ložiska	86
4.6.2	Kontrola ložiska A	88
4.6.3	Kontrola ložiska B	90
5	Vyhodnocení výsledků	92
5.1	Ozubená kola	92
5.2	Nýty	93
5.3	Čep satelitů	93
5.4	Spojení centrálních kol s hnacími hřídeli	94
5.5	Ložiska	94
5.6	Celkové vyhodnocení konstrukčního návrhu	95
6	Závěr	96
	Literatura	97
	Seznam příloh	100

Seznam použitých značek

značka	jednotka	název
a	m	rozchod kol
B	mm	šířka zubů drážkování
b_w	mm	pracovní šířka ozubení
C	kN	dynamická únosnost ložiska
C_0	kN	statická únosnost ložiska
c_x	–	tvárový součinitel vozidla pro odpor vzduchu
D_h	mm	průměr hnacího hřídele vozidlového kola včetně zubů drážkování
$D_{stř}$	mm	střední průměr drážkovaného hřídele
$d_{\check{c}}$	mm	průměr čepu satelitů
d_h	mm	průměr hnacího hřídele vozidlového kola
d_{hmin}	mm	minimální průměr hnacího hřídele vozidlového kola
d_k	mm	průměr roztečné kružnice kola stálého převodu
d_{kn}	mm	průměr kružnice, na které jsou rozmístěny nýty
d_{m_c}	mm	střední roztečný průměr centrálního kola diferenciálu
d_{m_s}	mm	střední roztečný průměr satelitu diferenciálu
d_n	mm	průměr nýtů
d_p	mm	průměr roztečné kružnice pastorku stálého převodu
d_{v_c}	mm	průměr roztečné kružnice centrálního kola jako virtuálního kola
d_{v_s}	mm	průměr roztečné kružnice satelitu jako virtuálního kola
E	MPa	modul pružnosti v tahu
e	–	součinitel charakterizující vnitřní stavbu ložiska
F_{Kmax}	N	teoretická maximální tečná síla mezi hnacími koly a vozovkou
F_a	N	axiální síla v ozubení stálého převodu
F_f	N	celkový valivý odpor vozidla
F_{f_1}	N	valivý odpor předních kol vozidla
F_{f_2}	N	valivý odpor zadních kol vozidla
F_r	N	radiální síla v ozubení stálého převodu
F_t	N	tečná síla v ozubení stálého převodu
$F_{t10,8}$	N	tečná síla v ozubení při využití 80 % z maximálního momentu motoru při zařazeném 1. rychlostním stupni
F_{t1max}	N	maximální tečná síla v ozubení

značka	jednotka	název
$F_{t20,8}$	N	tečná síla v ozubení při využití 80 % z maximálního momentu motoru při zařazeném 2. rychlostním stupni
$F_{t30,8}$	N	tečná síla v ozubení při využití 80 % z maximálního momentu motoru při zařazeném 3. rychlostním stupni
$F_{t40,8}$	N	tečná síla v ozubení při využití 80 % z maximálního momentu motoru při zařazeném 4. rychlostním stupni
$F_{t50,8}$	N	tečná síla v ozubení při využití 80 % z maximálního momentu motoru při zařazeném 5. rychlostním stupni
F_{tFe}	N	ekvivalentní obvodová síla pro výpočet zubů na ohyb
F_{tHe}	N	ekvivalentní obvodová síla pro výpočet zubů na dotyk
F_{vzd}	N	vozidlový odpor vzduchu
f	–	součinitel odporu valení
f_d	–	součinitel od připojených strojů
f_k	–	součinitel od nepřesnosti ozubení
f_z	mm	zkosení zubu drážkování
g	$m \cdot s^{-2}$	tíhové zrychlení
g_{va}	mm	dráha záběru virtuálního soukolí
g_α	mm	dráha záběru
H'	mm	účinná plocha boků zubů drážkování
h_a	mm	výška hlavy zubu čelního soukolí
h_{am}	mm	výška hlavy zubu kuželového soukolí
h_a^*	–	součinitel výšky hlavy zubu
i_0	–	převodový poměr stálého převodu
i_{0min}	–	minimální převodový poměr stálého převodu
i_1	–	převodový poměr 1. rychlostního stupně
i_2	–	převodový poměr 2. rychlostního stupně
i_3	–	převodový poměr 3. rychlostního stupně
i_4	–	převodový poměr 4. rychlostního stupně
i_5	–	převodový poměr 5. rychlostního stupně
i_{cmin}	–	minimální celkový převod
i_k	–	převodový poměr kuželového soukolí
i_v	–	převodový poměr virtuálního soukolí
J_{HV}	HV	tvrdost jádra ozubeného kola
$j_{minotl.}$	–	minimální počet nýtů pro vyhovění kontroly na otláčení
$j_{minstřih}$	–	minimální počet nýtů pro vyhovění pevnostní kontroly na střih
K_A	–	součinitel vnějších dynamických sil
K_F	–	součinitel přídavných sil pro výpočet na ohyb
K_H	–	součinitel přídavných sil pro výpočet na dotyk

značka	jednotka	název
K_{Fv}	–	součinitel vnitřních dynamických sil
$K_{F\alpha}$	–	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{F\beta}$	–	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
k	–	součinitel počtu zabírajících zubů
k_1	–	dílčí součinitel pro zatížení nýtu
L_{hA}	h	životnost ložiska A v hodinách
L_{hB}	h	životnost ložiska B v hodinách
L_{min_s}	mm	minimální délka drážkovaného spoje pro vyhovění na otlačení
L_{min_s}	mm	minimální délka drážkovaného spoje pro vyhovění na stříh
l_1	mm	vzdálenost středu kola stálého převodu od středu ložiska A
l_2	mm	vzdálenost středu kola stálého převodu od středu ložiska B
M_D	Nm	moment přivedený na klec diferenciálu
$M_{D\check{c}}$	Nm	dovolený ohybový moment působící na čep satelitů
M_{Fe}	Nm	ekvivalentní moment pro výpočet na únavu v ohybu
M_L	Nm	moment přivedený na levé vozidlové kolo
M_P	Nm	moment přivedený na pravé vozidlové kolo
$M_{kd1_{0,8}}$	Nm	moment v kuželovém soukolí diferenciálu při využití 80 % z maximálního momentu motoru a při zařazeném 1. rychlostním stupni
$M_{kd1_{max}}$	Nm	maximální moment v kuželovém soukolí diferenciálu při zařazeném 1. rychlostním stupni
$M_{kd2_{0,8}}$	Nm	moment v kuželovém soukolí diferenciálu při využití 80 % z maximálního momentu motoru a při zařazeném 2. rychlostním stupni
$M_{kd3_{0,8}}$	Nm	moment v kuželovém soukolí diferenciálu při využití 80 % z maximálního momentu motoru a při zařazeném 3. rychlostním stupni
$M_{kd4_{0,8}}$	Nm	moment v kuželovém soukolí diferenciálu při využití 80 % z maximálního momentu motoru a při zařazeném 4. rychlostním stupni
$M_{kd5_{0,8}}$	Nm	moment v kuželovém soukolí diferenciálu při využití 80 % z maximálního momentu motoru a při zařazeném 5. rychlostním stupni
$M_{kh_{max}}$	Nm	maximální moment přenášený hnacím hřídelem vozidlového kola při zařazeném 1. rychlostním stupni
$M_{kk_{max}}$	Nm	maximální moment na kole stálého převodu při zařazeném 1. rychlostním stupni

značka	jednotka	název
M_{km1max}	Nm	moment motoru při přenosu teoretické maximální tečné síly mezi hnacími koly a vozovkou
$M_{kp1_{0,8}}$	Nm	moment na pastorku při využití 80 % z maximálního momentu motoru při zařazeném 1. rychlostním stupni
M_{kp1max}	Nm	maximální moment na pastorku při zařazeném 1. rychlostním stupni
$M_{kp2_{0,8}}$	Nm	moment na pastorku při využití 80 % z maximálního momentu motoru při zařazeném 2. rychlostním stupni
$M_{kp3_{0,8}}$	Nm	moment na pastorku při využití 80 % z maximálního momentu motoru při zařazeném 3. rychlostním stupni
$M_{kp4_{0,8}}$	Nm	moment na pastorku při využití 80 % z maximálního momentu motoru při zařazeném 4. rychlostním stupni
$M_{kp5_{0,8}}$	Nm	moment na pastorku při využití 80 % z maximálního momentu motoru při zařazeném 5. rychlostním stupni
$M_{m_{0,8}}$	Nm	80 % z maximálního momentu motoru
M_{mmax}	Nm	maximální moment motoru
M_{mv}	Nm	moment motoru při maximálních otáčkách
$M_{o_{max}}$	Nm	maximální ohybový moment působící na čep satelitů
m	kg	celková hmotnost vozidla
m_{et}	mm	vnější čelní modul kuželového ozubení
m_{etmin}	mm	minimální vnější čelní modul kuželového ozubení
m_{mn}	mm	střední normální modul kuželového ozubení
m_{mnmin}	mm	minimální střední normální modul kuželového ozubení
m_n	mm	normální modul čelního ozubení
m_{nmin}	mm	minimální normální modul čelního ozubení
n_D	min^{-1}	otáčky klece diferenciálu
n_L	min^{-1}	otáčky levého vozidlového kola
n_P	min^{-1}	otáčky pravého vozidlového kola
P_{0A}	N	ekvivalentní statické zatížení ložiska A
P_{0B}	N	ekvivalentní statické zatížení ložiska B
P_A	N	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A
P_B	N	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B
P_D	W	výkon na kleci diferenciálu
$P_{Dč_{klec}}$	N	dovolená síla na otažení čepu satelitů od klece diferenciálu
$P_{Dč_s}$	N	dovolená síla na otažení čepu satelitů od satelitu
P_{Dn_k}	N	dovolená síla na otažení nýtu od kola stálého převodu
$P_{Dn_{klec}}$	N	dovolená síla na otažení nýtu od klece diferenciálu

značka	jednotka	název
P_L	W	výkon na levém vozidlovém kole
$P_{m_{max}}$	kW	maximální výkon motoru
P_P	W	výkon na pravém vozidlovém kole
p_1	–	součinitel využití 1. rychlostního stupně
p_2	–	součinitel využití 2. rychlostního stupně
p_3	–	součinitel využití 3. rychlostního stupně
p_4	–	součinitel využití 4. rychlostního stupně
p_5	–	součinitel využití 5. rychlostního stupně
p_{bt}	mm	základní rozteč
p_D	MPa	dovolený tlak na boky zubů drážkování
p_{et}	mm	základní rozteč virtuálního soukolí
q_F	–	exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb
q_H	–	exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk
R	m	poloměr zatáčky
R_{Ay}	N	reakční síla ložiska A ve směru osy y
R_{Ayz}	N	radiální síla působící na ložisko A
R_{Ayz}^*	N	provozní radiální zatížení ložiska A
R_{Az}	N	reakční síla ložiska A ve směru osy z
R_{Bx}	N	reakční síla ložiska B ve směru osy x
R_{Bx}^*	N	provozní axiální zatížení ložiska B
R_{By}	N	reakční síla ložiska B ve směru osy y
R_{Byz}	N	radiální síla působící na ložisko B
R_{Byz}^*	N	provozní radiální zatížení ložiska B
R_{Bz}	N	reakční síla ložiska B ve směru osy z
$R_{e\check{c}}$	MPa	mez kluzu v tahu materiálu čepu satelitů
$R_{m\check{c}}$	MPa	mez pevnosti v tahu materiálu čepu satelitů
R_{m_k}	MPa	mez pevnosti v tahu materiálu kola stálého převodu
$R_{m_{klec}}$	MPa	mez pevnosti v tahu materiálu klece diferenciálu
R_{m_n}	MPa	mez pevnosti v tahu materiálu nýtů
r_p	mm	poloměr roztečné kružnice pastorku stálého převodu
r_k	mm	poloměr roztečné kružnice kola stálého převodu
r_{ap}	mm	poloměr hlavové kružnice pastorku stálého převodu
r_{ak}	mm	poloměr hlavové kružnice kola stálého převodu
r_{bp}	mm	poloměr základní kružnice pastorku stálého převodu
r_{bk}	mm	poloměr základní kružnice kola stálého převodu
r_d	mm	dynamický poloměr vozidlového kola
r_{vc}	mm	poloměr roztečné kružnice centrálního kola jako virtuálního soukolí

značka	jednotka	název
r_{v_s}	mm	poloměr roztečné kružnice satelitu jako virtuálního soukolí
r_{va_c}	mm	poloměr hlavové kružnice centrálního kola jako virtuálního soukolí
r_{va_s}	mm	poloměr hlavové kružnice satelitu jako virtuálního soukolí
r_{vb_c}	mm	poloměr základní kružnice centrálního kola jako virtuálního soukolí
r_{vb_s}	mm	poloměr základní kružnice satelitu jako virtuálního soukolí
S	mm ²	plocha průřezu čepu satelitů
S_0	–	součinitel statické bezpečnosti
$S_{\check{c}}$	m ²	čelní plocha vozidla
S_{FSmin}	–	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti při výpočtu s největším zatížením
S_{Flim}	–	součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v oblasti patního přechodu zubu
S_{Hlim}	–	nejmenší hodnota bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů
S_n	mm ²	plocha průřezu nýtu
s	mm	vzdálenost střižných ploch čepu satelitů
$T_{\check{c}max}$	N	maximální smyková síla zatěžující čep satelitů ve smykové ploše
$T_{\check{c}max_{klec}}$	N	maximální síla působící na čep v kontaktu s klecí diferenciálu
$T_{\check{c}max_s}$	N	maximální síla působící na čep v kontaktu se satelitem
$T_{D\check{c}}$	N	dovolená smyková síla působící na čep satelitů
T_{Dn}	N	dovolená smyková síla působící na jeden nýt
T_{nmax}	N	smyková síla zatěžující nýty
t_k	mm	tloušťka kola stálého převodu v místě spojení s klecí diferenciálu
t_{klec}	mm	tloušťka klece diferenciálu v místě spojení s kolem stálého převodu a s čepem satelitů
t_s	mm	tloušťka satelitu v místě spojení s čepem satelitů
V_{HV}	HV	tvrdost boku zubu
v_J	m · s ⁻¹	rychlost jízdy vozidla
v_{max}	km · h ⁻¹	maximální rychlost vozidla
v_L	m · s ⁻¹	obvodová rychlost levého vozidlového kola
v_P	m · s ⁻¹	obvodová rychlost pravého vozidlového kola
W_o	mm ³	modul kruhového průřezu čepu v ohybu

značka	jednotka	název
Y	–	součinitel pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska
Y_0	–	součinitel pro výpočet ekvivalentního statického zatížení ložiska
Y_{FS_c}	–	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí centrálního kola diferenciálu
Y_{FS_k}	–	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí kola stálého převodu
Y_{FS_p}	–	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí pastorku stálého převodu
Y_{FS_s}	–	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí satelitu diferenciálu
Y_N	–	součinitel životnosti
Y_X	–	součinitel velikosti
Y_β	–	součinitel sklonu zubu
Y_δ	–	součinitel vrubové citlivosti
$Y_{\delta St}$		součinitel vrubové citlivosti při největším zatížení
$Y_{\delta StT}$	–	součinitel vrubové citlivosti zkušebního kola při největším zatížení
Y_ε	–	součinitel vlivu záběru
Z_1	N	radiální reakce předních vozidlových kol
Z_2	N	radiální reakce zadních vozidlových kol
Z_E	$\sqrt{\text{MPa}}$	součinitel materiálu
Z_H	–	součinitel tvaru zubů
Z_L	–	součinitel maziva
Z_N	–	součinitel životnosti
Z_R	–	součinitel výchozí drsnosti boků zubů
Z_V	–	součinitel obvodové rychlosti
Z_ε	–	součinitel součtové délky dotykových křivek zubů
z	–	počet zubů drážkování
z_c	–	počet zubů centrálního kola diferenciálu
z_k	–	počet zubů kola stálého převodu
z_p	–	počet zubů pastorku stálého převodu
z_s	–	počet zubů satelitu diferenciálu
$z_{p\min}$	–	minimální počet zubů pastorku, při kterém nedochází k podřezání paty zubu
α_n	–	dílčí součinitel pro výpočet dovolené síly na otláčení nýtu
α_n	°	normální úhel profilu zubu

značka	jednotka	název
α_t	°	roztečný úhel profilu zubu v čelní rovině
α_{vt}	°	čelní úhel záběru virtuálního soukolí
β	°	sklon boční křivky zubu
β_b	°	základní úhel sklonu boční křivky zubu
γ_{M0}	–	dílčí součinitel spolehlivosti
γ_{M2}	–	dílčí součinitel spolehlivosti
δ_c	°	úhel roztečného kužele centrálního kola
δ_s	°	úhel roztečného kužele satelitu
$\varepsilon_{v\alpha}$	–	součinitel záběru profilu virtuálního soukolí
$\varepsilon_{v\beta}$	–	součinitel záběru kroku virtuálního soukolí
ε_α	–	součinitel záběru profilu
ε_β	–	součinitel záběru kroku
η_D	–	vnitřní účinnost diferenciálu
η_m	–	mechanická účinnost převodů
η_V	–	vnější účinnost diferenciálu
μ	–	Poissonovo číslo
ρ_{vzd}	kg · m ⁻³	hustota vzduchu
σ_{Fc}	MPa	místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu centrálního kola diferenciálu
σ_{Fk}	MPa	místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu kola stálého převodu
σ_{Fp}	MPa	místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pastorku stálého převodu
σ_{Fs}	MPa	místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu satelitu diferenciálu
σ_{FP}	MPa	přípustné napětí v ohybu
σ_{FPmax}	MPa	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení
σ_{Flim}	MPa	mez únavy v dotyku
σ_{Fmaxc}	MPa	maximální místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu centrálního kola diferenciálu
σ_{Fmaxk}	MPa	maximální místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu kola stálého převodu
σ_{Fmaxp}	MPa	maximální místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pastorku stálého převodu
σ_{Fmaxs}	MPa	maximální místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu satelitu diferenciálu
σ_{FSt}	MPa	mezní ohybové napětí v patě zubu při největším zatížení

značka	jednotka	název
σ_{HO_c}	MPa	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů centrálního kola diferenciálu
σ_{HO_k}	MPa	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů kola stálého převodu
σ_{HO_p}	MPa	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů pastorku stálého převodu
σ_{HO_s}	MPa	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů satelitu diferenciálu
σ_{HOmax_p}	MPa	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů pastorku stálého převodu při jednorázovém působení největšího zatížení
σ_{HOmax_s}	MPa	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů satelitu diferenciálu při jednorázovém působení největšího zatížení
σ_{HP}	MPa	přípustné napětí v dotyku
σ_{HPmax}	MPa	přípustné napětí v dotyku při největším zatížení
σ_{Hlim}	MPa	mez únavy v ohybu
σ_{Hmax_c}	MPa	výpočtové napětí v dotyku pro centrální kolo diferenciálu při jednorázovém působení největšího zatížení
σ_{Hmax_k}	MPa	výpočtové napětí v dotyku pro kolo stálého převodu při jednorázovém působení největšího zatížení
σ_{Hmax_p}	MPa	výpočtové napětí v dotyku pro pastorek stálého převodu při jednorázovém působení největšího zatížení
σ_{Hmax_s}	MPa	výpočtové napětí v dotyku pro satelit diferenciálu při jednorázovém působení největšího zatížení
σ_{Hk}	MPa	výpočtové napětí v dotyku pro kolo stálého převodu
σ_{Hp}	MPa	výpočtové napětí v dotyku pro pastorek stálého převodu
τ	MPa	napětí v krutu
τ_D	MPa	dovolené napětí v krutu
φ	-	součinitel adheze
ω_D	rad · s ⁻¹	úhlová rychlost klece diferenciálu
ω_L	rad · s ⁻¹	úhlová rychlost levého vozidlového kola
ω_P	rad · s ⁻¹	úhlová rychlost pravého vozidlového kola

1 Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá automobilovými diferenciály a jejich standardními částmi, včetně stálých převodů. Součástí této práce je konstrukční návrh kuželového diferenciálu, včetně stálého převodu tvořeného čelním soukolím. Diferenciál je navržený pro vozidlo Peugeot 307 se zážehovým motorem o zdvihovém objemu 1,6 l.

Druhá kapitola je rozdělena na dvě hlavní části. První část se zabývá účelem a funkcí stálých převodů a jejich konstrukčním řešením. Druhá, rozsáhlejší část této kapitoly, je věnována diferenciálům, jejich účelu, funkci a konstrukčním řešením. Dle konstrukčního řešení jsou diferenciály rozděleny na normální, se závěrem a se zvýšeným vnitřním třením.

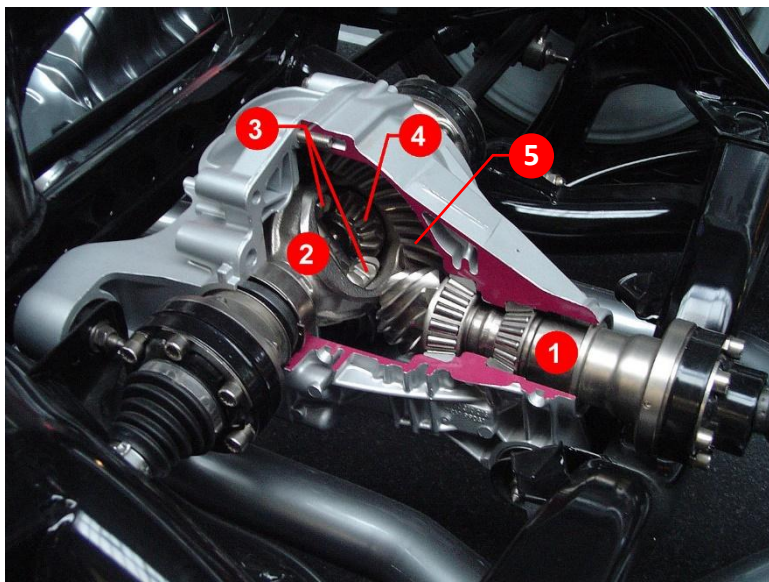
Třetí kapitola je věnována základnímu konstrukčnímu návrhu kuželového diferenciálu a stálého převodu tvořeného čelním soukolím pro zmíněné vozidlo Peugeot 307. Je vypočten minimální převodový poměr stálého převodu z jízdních odporů a momentu motoru vozidla. Součástí této kapitoly je také trakční diagram vozidla. Rovněž je vyšetřeno omezení hnací síly adhezí mezi hnacími koly a vozovkou na rovině.

Ve čtvrté kapitole jsou provedeny výpočty pro kontrolu pevnosti a únavy čelního soukolí stálého převodu a kuželového soukolí diferenciálu dle příslušné normy. Dále jsou provedeny pevnostní kontroly standardních součástí kuželového diferenciálu, taktéž dle náležité normy. V této kapitole je vypočtena také životnost ložisek, ve kterých je navržena konstrukce uložena. Životnost ložisek je vyhodnocena podle výrobce ložisek.

Pátá kapitola se zabývá vyhodnocením výsledků, získaných při výpočtech ve čtvrté kapitole. Výsledky z předchozí kapitoly jsou v této kapitole shrnuty a konstrukční návrh je tak posouzen jako celek, zda je pro zvolené vozidlo vyhovující.

2 Popis stávajících konstrukčních řešení a funkce diferenciálů silničních vozidel

Diferenciál a stálý převod hnací nápravy jsou součástí převodového ústrojí silničního vozidla. Zpravidla jsou obě ústrojí uložena ve skříni rozvodovky (obr. 1). U tuhých náprav je skříň součástí mostu hnací nápravy. V případě nezávislého zavěšení kol je rozvodovka většinou samostatná a je připevněna buď k rámu vozidla nebo k samonosné karoserii. [1]



Obr. 1: Řez rozvodovkou

1 - vstupní hřídel pastorku, 2 - klec diferenciálu, 3 - satelity, 4 - centrální kolo diferenciálu, 5 - talířové kolo stálého převodu (grafická úprava - přidán popisek) [2]

2.1 Účel a funkce stálého převodu

Stálý převod slouží ke zmenšení otáček a ke zvýšení momentu přivedeného z převodovky a k jeho rozvedení na hnací vozidlová kola. Převodový poměr stálého převodu se u osobních vozidel většinou volí tak, aby při zařazení nejvyššího rychlostního stupně v převodovce a při nejvyšších otáčkách motoru měla hnací kola potřebné otáčky a dostatečnou hnací sílu k dosažení největší rychlosti vozidla. [1]

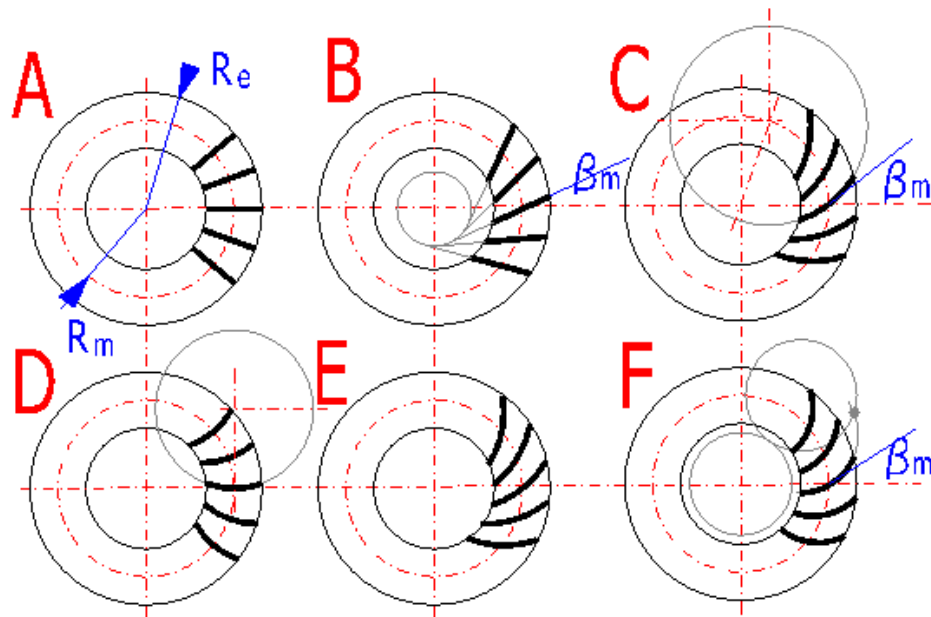
2.2 Konstrukční řešení stálých převodů

2.2.1 Jednoduchý stálý převod

Jednoduchý stálý převod je někdy též označován jako jednostupňová rozvodovka, jelikož je tvořen jen jedním párem ozubených kol. Tento druh stálého převodu bývá nejčastěji tvořen kuželovým soukolím, které se skládá z pastorku a talířového kola. U osobních automobilů se tento stálý převod volí s převodovým poměrem okolo hodnoty 4, u nákladních automobilů se volí převodový poměr vyšší než 6. [1]

Pro stálý převod se užívají různé druhy ozubení, které jsou uvedeny na obr. 2. Přímé zuby jsou méně únosné a poměrně hlučné. Výhodou přímých zubů jsou však malé axiální síly. Vzhledem k těmto vlastnostem se přímé zuby využívají často pouze pro soukolí kuželových diferenciálů. [1]

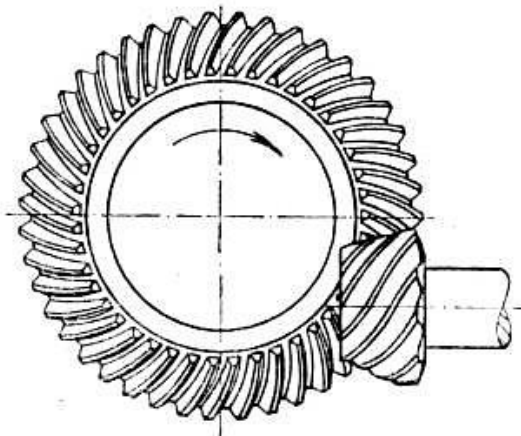
Dalším typem zubů, které lze použít u stálých převodů jsou zakřivené zuby. Jejich chod není hlučný, a navíc mají vysokou únosnost a lze pomocí tohoto ozubení dosáhnout větších převodových poměrů. Mají ale tu nevýhodu, že dochází ke vzniku větších axiálních sil. Jako podélná křivka zakřivených zubů může být volena kružnice (ozubení typu Gleason), evolventa (ozubení typu Klingelnberg), nebo prodloužená epicykloida (ozubení typu Spiromatic). [1]



Obr. 2: Tvary zubů kuželových kol

A – přímé zuby, B – šikmé zuby, C, D – kruhové zuby (Gleason), E – parabolické zuby (Klingelnberg), F – elipsoidní zuby (Spiromatic) [3]

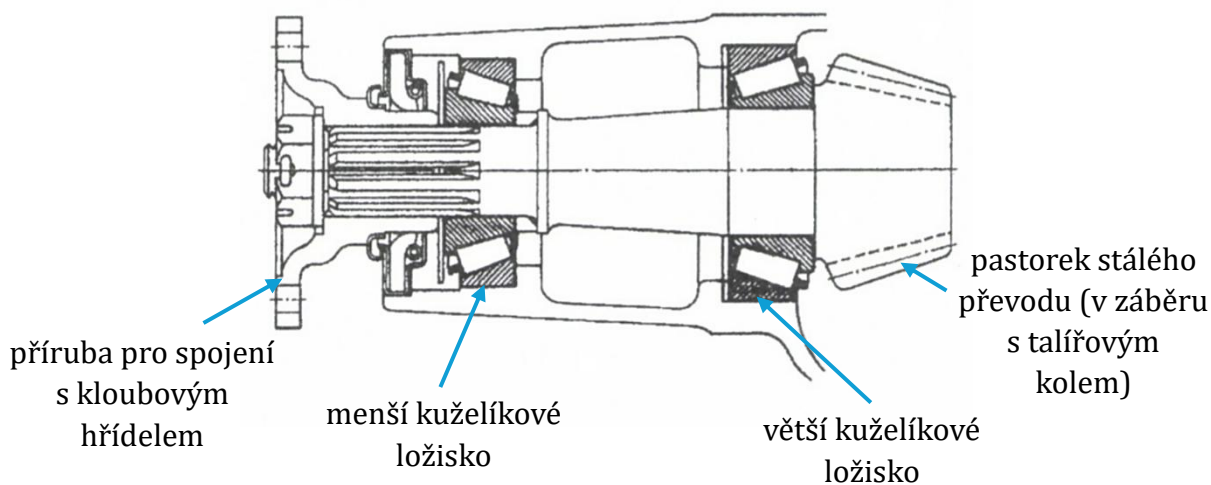
Zvláštním typem ozubení je hypoidní ozubení (obr. 3). Pro tento typ zubů je charakteristické to, že osa pastorku se nachází mimo osu talířového kola. Díky tomu, může být níže uložený i kloubový hřídel a jeho krycí tunel v karosérii. To je výhodné zejména pro klasickou koncepci pohonu, tj. motor vpředu, pohon zadních kol. Při výše uloženém kloubovém hřídeli pak lze dosáhnout vyšší světlé výšky. Hypoidní ozubení má vysokou únosnost a je málo hlučné, protože vzniká přídavný podélný skluz, na druhou stranu je ale z tohoto důvodu potřeba použít speciální mazací olej odolný na stlačení. S ohledem na tyto vlastnosti se hypoidní soukolí běžně používá pro osobní i nákladní automobily. [1]



Obr. 3: Hypoidní soukolí [4]

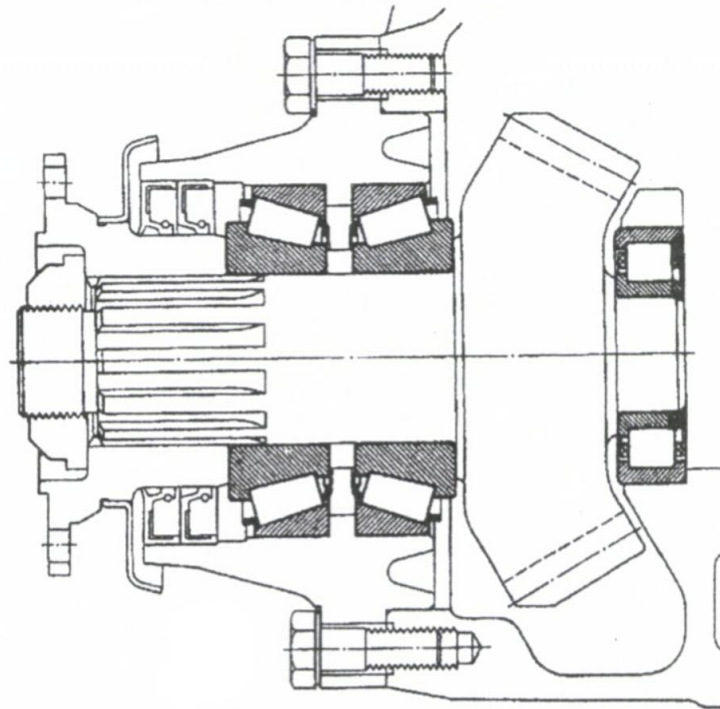
Ozubená kola v rozvodovce jsou tedy v běžném provozu pod stálým zatížením a musí být zajištěna jejich životnost. Přenáší jak vysoké točivé momenty při dolních převodových stupních, tak vysoké otáčky při horních převodových stupních. Kromě vhodného dimenzování ozubených kol je pro životnost a malou hlučnost chodu ozubení důležitá ještě tuhost celého systému. Tuhým uložením se zmenší průhyby pastorku a talířového kola. Vysoké tuhosti lze dosáhnout tuhým uložením, například oboustranným, obou zabírajících ozubených kol. Kvůli omezenému zástavbovému prostoru nelze jak pastorek, tak talířové kolo uložit oboustranně. [1]

U osobních a lehkých nákladních vozidel se nejčastěji používá letmé uložení pastorku (obr. 4). Při tomto uložení se pastorek nachází ve dvou různě velkých kuželíkových ložiskách. Větší ložisko zachycuje axiální síly při jízdě dopředu, zatímco menší ložisko při jízdě dozadu. Pastorek je spojen přírubou se zadním koncem kloubového hnacího hřídele a pohání talířové kolo stálého převodu. [1]



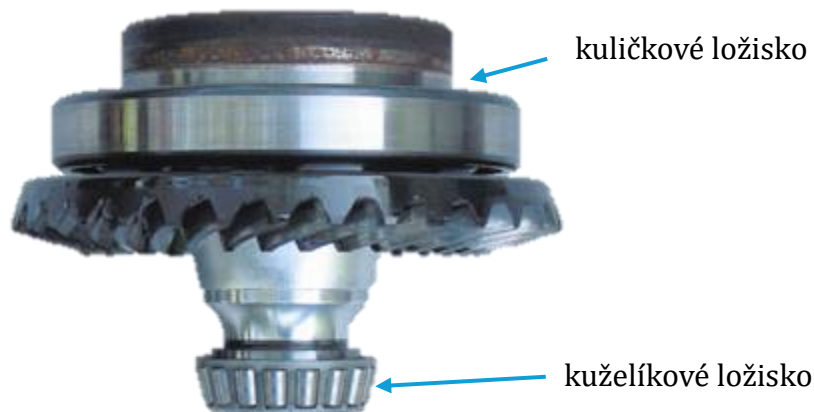
Obr. 4: Letmé uložení pastorku (grafická úprava – přidán popisek) [5]

Pro větší namáhání, například u těžkých nákladních automobilů se využívá zmíněný oboustranně uložený pastorek (obr. 5). Toto uložení se využívá zejména při přenosu velkých točivých momentů a u kuželového soukolí se zakřivenými zuby, u kterého vznikají vysoké axiální a radiální síly a ohybové namáhání. Dochází tak k velkému namáhání ložisek, a navíc je vytlačován pastorek ze záběru ozubení. Oboustranně uložený pastorek má sice větší zástavbový prostor, ale výhodou je, že tímto způsobem uložení se zvýší tuhost a zmenší se tak vytlačení pastorku ze záběru. Na hlavě pastorku je hřídel obvykle podepřen válečkovým ložiskem. Na druhém konci se nachází dvě pevná kuželíková ložiska. [1]



Obr. 5: Oboustranné uložení pastorku [5]

Talířové kolo je spojeno s klecí diferenciálu a je většinou uloženo ve dvou kuželíkových ložiskách (na obr. 6 je však talířové kolo uloženo v kuželíkovém a kuličkovém ložisku), které se nachází buď v ložiskovém víku, nebo přímo ve skříni rozvodovky. Horní část ložiskového víka i skříň rozvodovky je upravena tak, aby docházelo k dostatečnému rozstříku oleje od talířového kola k ložiskům pastorku. [1]



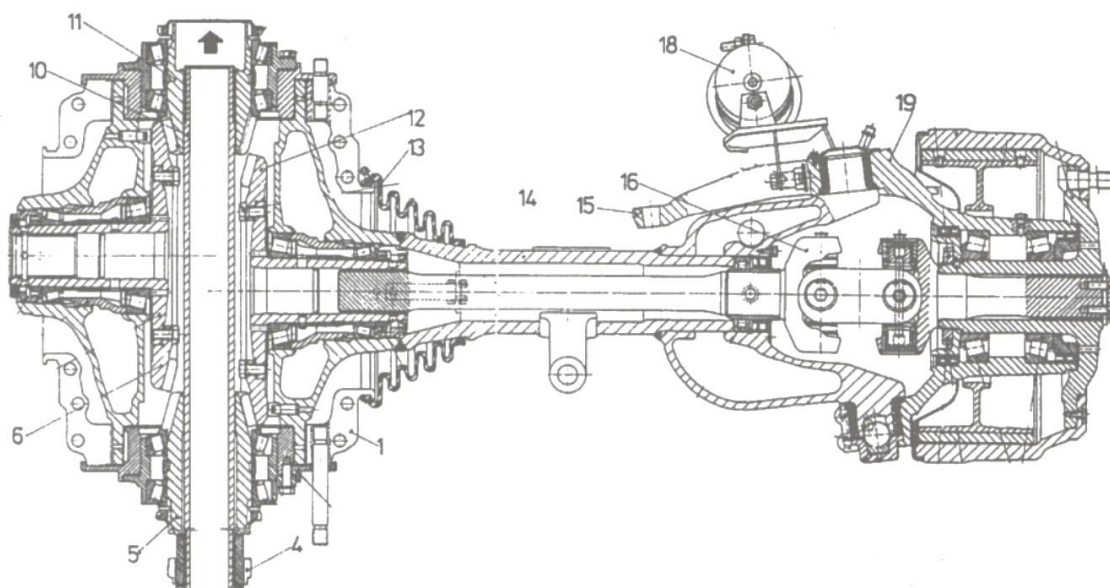
Obr. 6: Talířové kolo uložené ve dvou ložiskách (graficky upraveno) [6]

Pro zajištění přesného záběru zubů, aby byl chod bezhlučný a ozubení se co nejméně opotřebovávalo musí mít pastorek s talířovým kolem správnou vzájemnou polohu. Záběr soukolí se kontroluje zrcadlovými obtisky na záběrových plochách zubů. Talířové kolo se na několika místech proti sobě natře barvou a otočí se jím o jednu otáčku dopředu a dozadu. V místech záběrů zubů se barva vytlačí do spoluzabírajícího kola a na zubech tohoto kola zůstanou zrcadlové plošky záběru, jejichž správný tvar je udáván výrobcem. [1]

2.2.2 Dvoustranný nesouosý stálý převod

Zvláštním typem stálého převodu je dvoustranný nesouosý stálý převod (obr. 7), užívaný automobilkou Tatra pro přenos otáček a hnacího momentu na hnací hřídele kol u nezkrácených kyvadlových náprav. Tento stálý převod je zvláštní tím, že má dva pastorky a dvě talířová kola, jeden pár pro levý a druhý pro pravý hnací hřídel. Kuželová kola se po sobě mohou otáčet, ale při výkyvech hřídele kola také odvalovat, čímž nahrazují kloub, protože osa výkyvu nezkrácené kyvadlové nápravy je stejná jako osa pastorku a osa vozidla. [1]

Hnací moment a otáčky jsou nejdříve přivedeny do diferenciálu, odkud se teprve dostanou na stálý převod. Pastorky a talířová kola pro levé a pravé hnací kolo mají shodnou velikost i počet zubů. Aby do sebe obě strany stálého převodu navzájem nezabíraly, musí od sebe být hnací hřídele vozidlových kol o určitou vzdálenost posunuty v podélném směru vozidla. Dvoustranného nesouosého stálého převodu se užívá u vozidel s pohonem všech kol, takže je toto posunutí stejné u všech náprav. Celkový i dílčí rozvory náprav na levé i pravé straně jsou tak stejné a posunutí kol na jedné straně vůči druhé je zanedbatelné a zásadně neovlivňuje vedení vozidla či jeho stabilitu. [1]



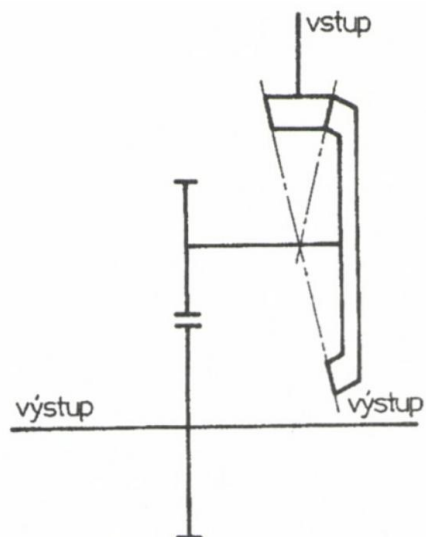
Obr. 7: Dvoustranný nesouosý stálý převod

1 – skříň rozvodovky, 4 – centrální kolo, 5 – volný pastorek v záběru s talířovým kolem 12 pohánějící pravé vozidlové kolo, 10 – hřídel pastorků, 11 – pevný pastorek v záběru s talířovým kolem 6 pohánějící levé vozidlové kolo [5]

2.2.3 Dvojnásobný stálý převod

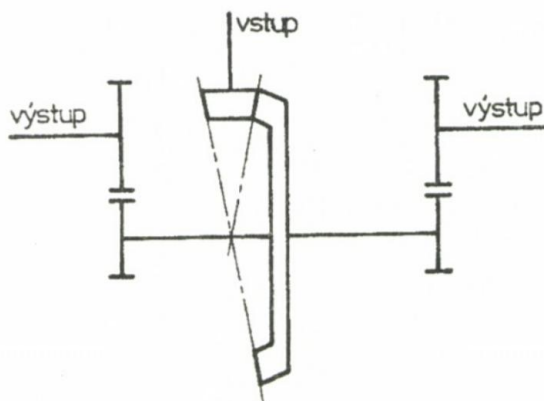
Dvojnásobný stálý převod se využívá tam, kde základní kuželové soukolí nestačí, například u těžkých nákladních automobilů. Právě tento druh vozidel potřebuje velký převod hnací nápravy. Jednoduchý stálý převod je tak nedostatečný, jelikož je omezen poměrně nízkým převodovým poměrem z důvodu omezeného zástavbového prostoru. Řešením je tedy k základnímu kuželovému soukolí přidat další převod a celkový převod nápravy tak rozdělit do dvou stupňů. Stálý převod je v tomto provedení tvořen dvěma páry ozubených kol řazených za sebou. [1]

Takovýmto typem je mimo jiné dvojnásobný sloučený stálý převod (obr. 8). Jeden převod je tvořen kuželovým soukolím a druhý čelním soukolím, oba převody se přitom nachází v rozvodovce. Celkový převodový poměr tohoto stálého převodu je pak součin hodnot převodových poměrů obou převodů. Při této konstrukci se tak dosáhne buď velkého převodového poměru, nebo větší světlé výšky. Větší světlé výšky lze dosáhnout díky nižší rozvodovce při běžných velikostech stálého převodu, a tedy použitím talířového kola s menším počtem zubů, respektive s menším průměrem. Nicméně zejména pro řešení s větší světlou výškou musí být přenášený točivý moment dostatečně velký. [1]



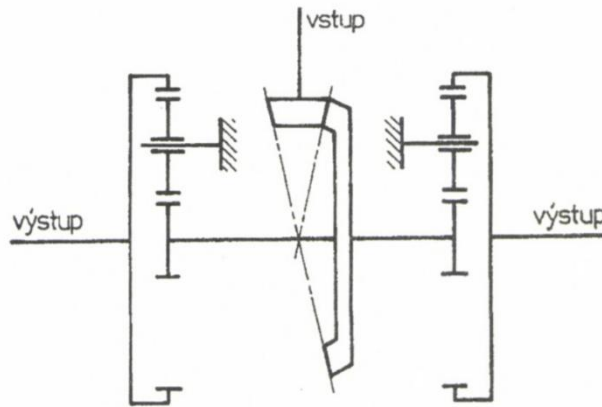
Obr. 8: Schéma dvojnásobného sloučeného stálého převodu [5]

Dalšími typy jsou vnější převody, kdy se jeden převod nachází v rozvodovce a druhý zpravidla u vozidlového kola. U dvojnásobného vnějšího pastorkového převodu (obr. 9) se u vozidlových kol nachází předloňové čelní soukolí. Točivý moment je přiváděn na stálý převod v rozvodovce, odkud se dostane přes diferenciál na výstupní hřídel rozvodovky a pohání pastorek čelního soukolí, který již zabírá do ozubeného kola nasazeného na drážkách náboje hnacího kola. Toto řešení umožňuje automobilu mít větší světlou výšku, takže je vhodné zejména pro terénní vozidla. [1]



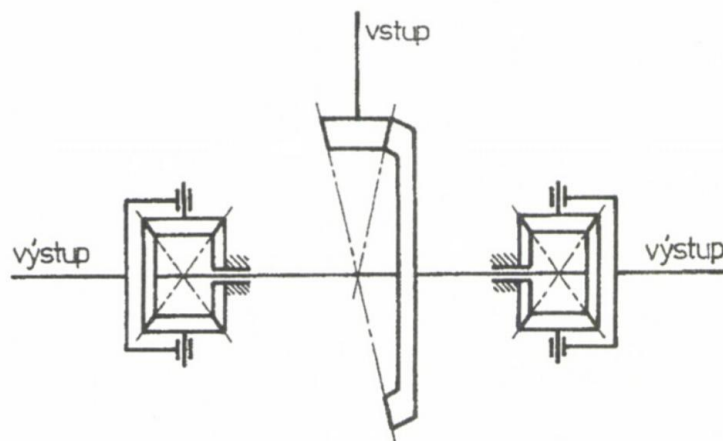
Obr. 9: Schéma dvojnásobného vnějšího pastorkového stálého převodu [5]

Místo předlohového čelního soukolí lze pro dvojnásobný vnější převod využít planetový převod dle obr. 10. Hnací moment je opět přiváděn na kuželový stálý převod a diferenciál v rozvodovce. Přes hnací hřídel se dostane k vozidlovým kolům, kde se nachází planetová převodovka. Hnací hřídel pohání centrální kolo, což má za důsledek to, že se začnou po neotáčivém korunovém kole odvalovat satelity. Unášec satelitů se tím začne otáčet a jelikož je pevně spojen s nábojem kola tak je vozidlové kolo poháněno. [1]



Obr. 10: Schéma dvojnásobného vnějšího planetového stálého převodu [5]

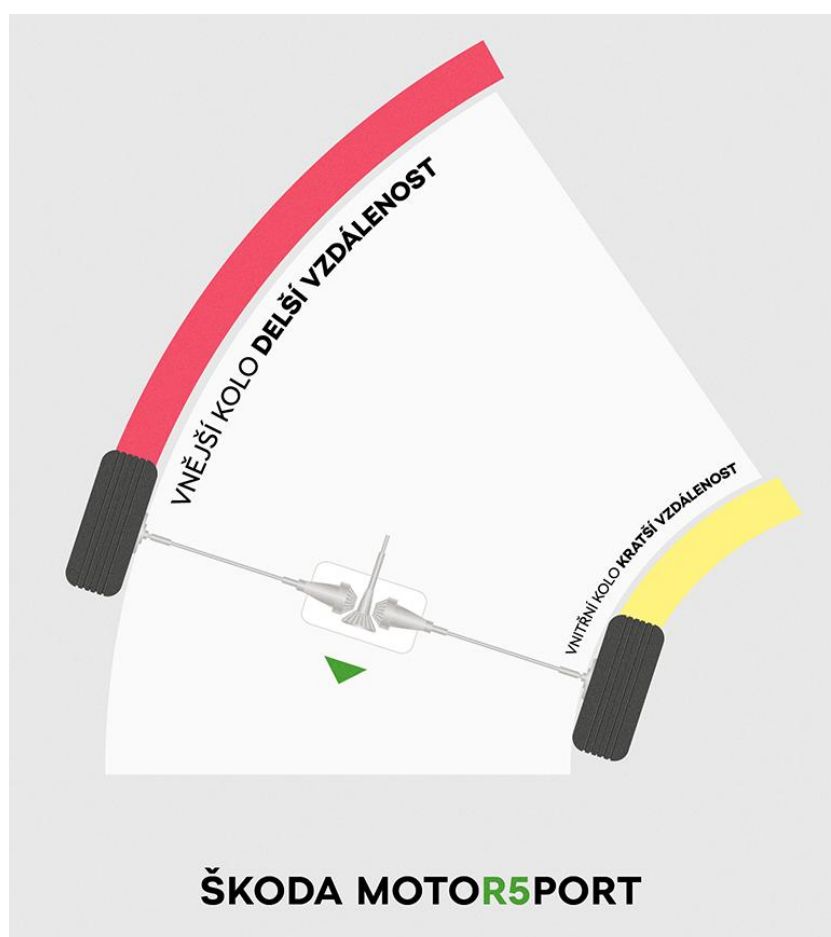
Dalším řešením je dvojnásobný vnější převod hnací nápravy s kuželovými diferenciály, jenž je vyobrazen na obr. 11. Točivý moment je opět přiveden na stálý převod v rozvodovce a diferenciál. Přes hnací hřídele se dostane k vozidlovým kolům. V náboji poháněných kol je umístěn ještě další kuželový diferenciál malého průměru, který snižuje otáčky na polovinu, ale dvojnásobně zvětšuje hnací moment. [1]



Obr. 11: Schéma dvojnásobného vnějšího stálého převodu s kuželovými diferenciály [5]

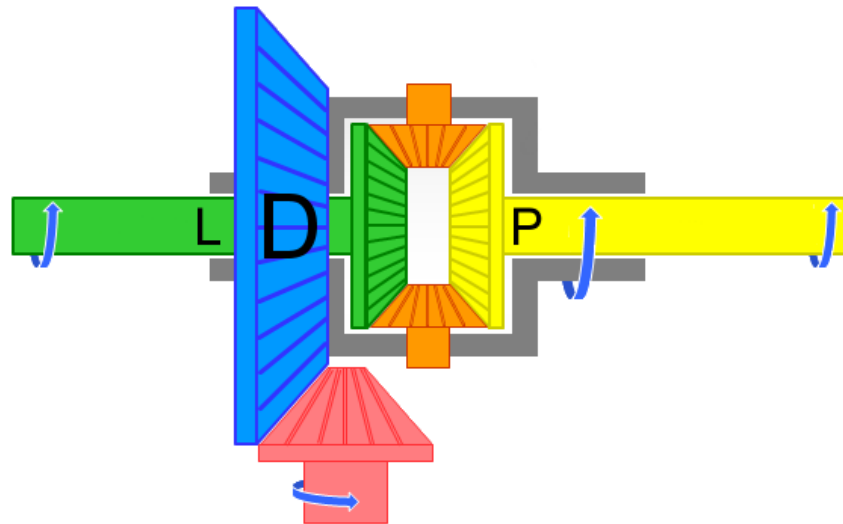
2.3 Účel a funkce diferenciálu

Automobilový diferenciál je převodové ústrojí, které umožňuje rozdílné otáčení hnacích kol při průjezdu zatáčkou a rozděljuje točivý moment na tato kola. Právě při jízdě v zatáčce dochází k tomu, že vnější kola se odvalují po větším poloměru než vnitřní kola, tudíž se vnější kola pohybují po delší dráze (viz obr. 12). U hnaných, tedy nepoháněných, kol se diferenciál nepoužívá, jelikož jsou tato kola volně otočná. [1]



Obr. 12: Jízda v zatáčce (grafická úprava – oříznuto) [7]

Díky diferenciálu nejsou hnací hřídele kol namáhány krutem od rozdílného natočení hnacích kol. V případě, že by byla kola na jednom hnacím hřídeli, by se navíc při průjezdu zatáčkou muselo jedno nebo obě kola prokluzovat. To by vedlo k nadměrnému opotřebení pneumatik, ale také ke špatné ovladatelnosti vozidla a větším ztrátám výkonu. Značně namáhané by bylo také převodové ústrojí. [1]



Obr. 13: Schéma diferenciálu s popisem

L – levé centrální kolo s hnacím hřídelem, P – pravé centrální kolo s hnacím hřídelem, D – talířové kolo spojené s klecí diferenciálu (graficky upraveno) [8]

V případě přímé jízdy dochází k blokování satelitů vůči kleci diferenciálu. Satelity slouží jako unášeče a vůči kleci diferenciálu se nepohybují. Obě centrální kola se otáčejí stejnou rychlostí, platí tedy rovnice pro úhlové rychlosti (1), respektive otáčky (2) levého (index L) a pravého kola (index P). [1]

$$\omega_L = \omega_P \quad (1)$$

$$n_L = n_P \quad (2)$$

Při jízdě zatáčkou u diferenciálů se shodným počtem zubů centrálních kol (tzv. symetrický diferenciál) platí, že o kolik otáček se jedno kolo zpomalí, o tolik otáček se druhé kolo zrychlí. Natáčení centrálních kol vůči sobě probíhá v opačném smyslu a je dáno vazbou centrálních kol na satelity, které se v tomto případě vůči kleci diferenciálu pohybují. Pro otáčky platí rovnice (3). Podobnou rovnici lze sepsat i pro úhlové rychlosti, jedná se o vztah (4). [1]

$$2 \cdot n_D = n_L + n_P \quad (3)$$

$$2 \cdot \omega_D = \omega_L + \omega_P \quad (4)$$

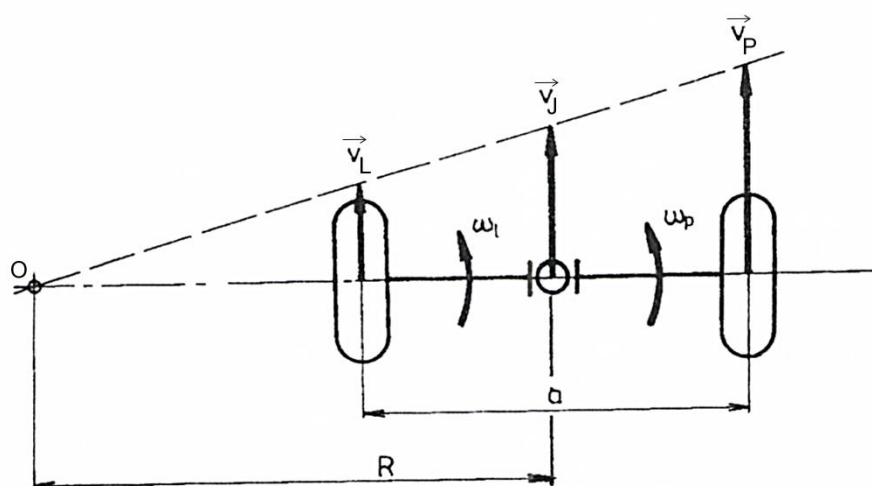
V případě, že se jedná o diferenciál bez svorného účinku, a diferenciál je zároveň symetrický, je točivý moment M_D přiveden na klec diferenciálu. Dále přes satelity, které slouží jako rovnoramenná páka, je moment rozdělen na obě centrální kola, a tedy i vozidlová kola, a to ve stejném poměru nezávisle na otáčkách dle vztahů (5) a (6). Liší se pouze přenášené výkony P vlivem různých otáček, respektive úhlových rychlostí levého a pravého kola dle rovnic (7) a (8). [1]

$$M_L = M_P = \frac{M_D}{2} \quad (5)$$

$$M_L + M_P = M_D \quad (6)$$

$$P_L = M_L \cdot \omega_L \quad (7)$$

$$P_P = M_P \cdot \omega_P \quad (8)$$



Obr. 14: Schéma hnací nápravy při průjezdu zatáčkou s vektory rychlostí (graficky upraveno) [1]

Vztahy pro obvodové kol při průjezdu zatáčkou lze vyjádřit z podobnosti trojúhelníku na obr. 14 pomocí rovnic (9) a (10). [1]

$$\frac{v_L}{v_J} = \frac{R - \frac{a}{2}}{R} \quad (9)$$

$$\frac{v_P}{v_J} = \frac{R + \frac{a}{2}}{R} \quad (10)$$

Pro úhlové rychlosti platí vztahy (11) a (12). [1]

$$\omega_L = \frac{v_L}{r_d} = v_J \cdot \frac{R - \frac{a}{2}}{r_d \cdot R} \quad (11)$$

$$\omega_P = \frac{v_P}{r_d} = v_J \cdot \frac{R + \frac{a}{2}}{r_d \cdot R} \quad (12)$$

V rovnicích (9), (10), (11) a (12) značí v obvodové rychlosti levého (index L) a pravého (index P) kola a rychlost jízdy vozidla (index J). Úhlové rychlosti jsou značeny symbolem ω se stejnými indexy pro levé a pravé kolo. Dále R znamená poloměr kružnice, kterou opisuje střed nápravy. Středem této kružnice je bod O , který je zároveň pól pohybu. r_d je dynamický poloměr kol a a je rozchod kol dle obr. 14. [1]

U automobilových diferenciálů se rozlišuje vnitřní a vnější účinnost. Vnitřní účinnost η_D se zjišťuje při zablokované kleci diferenciálu. Při přivedení momentu a otáček na jedno kolo se bude druhé kolo otáčet opačným směrem a zároveň bude na tomto kole působit také určitý moment. Pro určení vnitřní účinnosti platí rovnice (13). [9]

$$\eta_D = \frac{P_P}{P_L} = \frac{M_P \cdot \omega_P}{M_L \cdot \omega_L} \quad (13)$$

Vnější účinnost diferenciálu η_V vyjadřuje ztrátový výkon diferenciálu dle vztahu (14). Při dané vnitřní účinnosti je vnější účinnost diferenciálu závislá na poloměru zatáčky. Čím větší je poloměr zatáčky, tím větší je vnější účinnost diferenciálu podle upraveného vztahu (15). Vnější účinnost zůstává poměrně vysoká i při nízké vnitřní účinnosti. [9]

$$\eta_V = \frac{P_L + P_P}{P_D} = \frac{M_L \cdot \omega_L + M_P \cdot \omega_P}{M_D \cdot \omega_D} \quad (14)$$

$$\eta_V = 1 - \frac{1 - \eta_D}{1 + \eta_D} \cdot \frac{a}{2 \cdot R} \quad (15)$$

Existuje velké množství druhů diferenciálů, které lze dělit například podle jejich umístění na vozidle (mezinápravový a nápravový), podle rozdělování točivého momentu (symetrický a nesymetrický) nebo samotné konstrukce diferenciálu (normální, se závěrem, se zvýšeným vnitřním třením). [1] [9] [10]

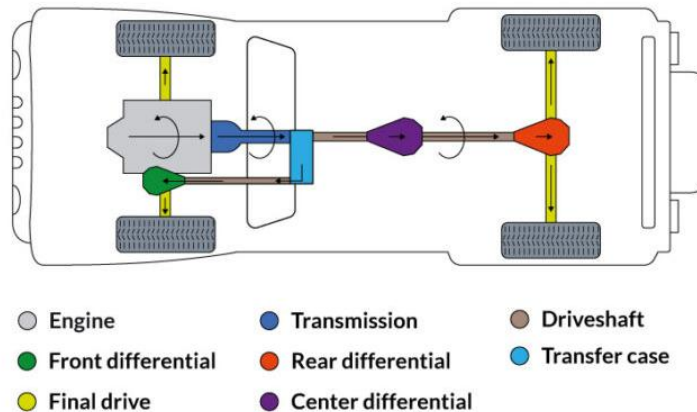
2.4 Mezinápravový a nápravový diferenciál

Diferenciály lze dle umístění na vozidle dělit na mezinápravové a nápravové. Mezinápravový diferenciál je u dvounápravového vozidla využíván v případě stálého pohonu obou náprav. Mezi tyto poháněné nápravy rozděluje mezinápravový diferenciál točivý moment motoru, často i v nesymetrickém poměru (tedy v jiném poměru než 50:50) dle zatížení náprav. To je dáno rozdílným počtem zubů centrálních kol. [11]

Mezi levé a pravé kolo jedné nápravy rozděluje točivý moment již nápravový diferenciál, který je nejčastěji symetrický. Z principu funkce při prokluzu kola na jedné straně se druhé kolo zpomalí (viz rovnice (3) a (4)). Obdobně tomu je i u mezinápravového diferenciálu. V případě proklouznutí kol jedné nápravy dojde ke zpomalení kol na druhé nápravě. [11]

Dnes se stálý pohon všech kol s mezinápravovým diferenciálem, například jako na obr. 15, využívá spíše pro specifické druhy vozidel, jako jsou pick-upy nebo off-roady. Mnohem častější je u dnešních běžných vozidel využití mezinápravové spojky (obr. 16), často nazývané Haldex podle jednoho z výrobců. Vozidlo s tímto systémem pohonu všech kol má poháněnou pouze jednu nápravu, nejčastěji přední, druhá náprava začne být poháněna až v případě potřeby, například při prokluzu kol první nápravy, respektive ještě s předstihem. Někteří výrobci v tomto případě umožňují řidiči přepínat mezi pohonem jedné nápravy, pohonem obou náprav a automatickým režimem řízeným elektronicky, například Nissan. Jiní výrobci, jako je Volkswagen, volí řešení, kdy je mezinápravová spojka ovládána pouze elektronickou řídicí jednotkou a řidič tak nemůže přepínání pohonu nijak ovlivnit. [13]

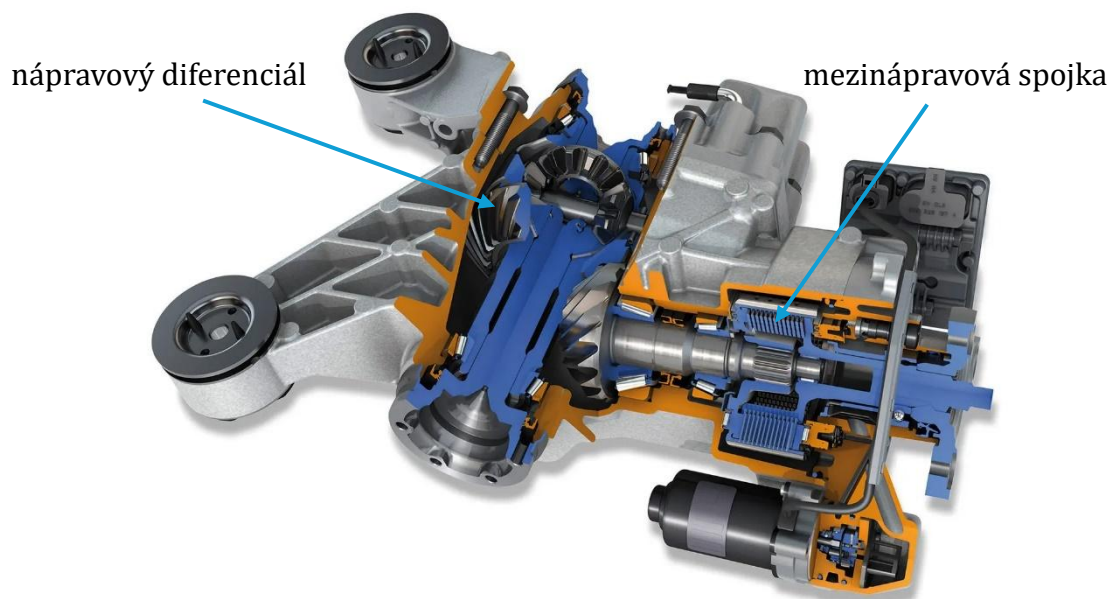
FULL-TIME 4X4



Obr. 15: Schéma stálého pohonu všech kol

Engine – motor, Transmission – převodovka, Driveshaft – hnací hřídel,
Front differential – nápravový diferenciál přední nápravy,
Rear differential – nápravový diferenciál zadní nápravy,
Transfer case – rozdělovací převodovka, Final drive – stálý převod (na obrázku hnací hřídele kol), Center differential – mezinápravový diferenciál [12]

Pohon všech kol pomocí mezinápravové spojky se dnes využívá výrazně více než pomocí mezinápravového diferenciálu kvůli přísným emisním limitům kladeným na současná vozidla. Při použití stálého pohonu všech kol se třemi diferenciály klesá mechanická účinnost, a navíc je výkon dodáván neustále na každé vozidlové kolo. Vozidlo s tímto řešením pohonu má tedy vyšší spotřebu paliva a s tím spojenou vyšší produkci emisí CO₂. V některých zemích se platí daně podle vyprodukovaných emisí CO₂, a právě použitím vozidla s pohonem všech kol s mezinápravovou spojkou se lze dostat do nižších daňových sazeb než použitím vozidla se stálým pohonem všech kol. [13]



Obr. 16: Řez nápravovým diferenciálem s mezinápravovou spojkou (grafická úprava – přidán popisek) [13]

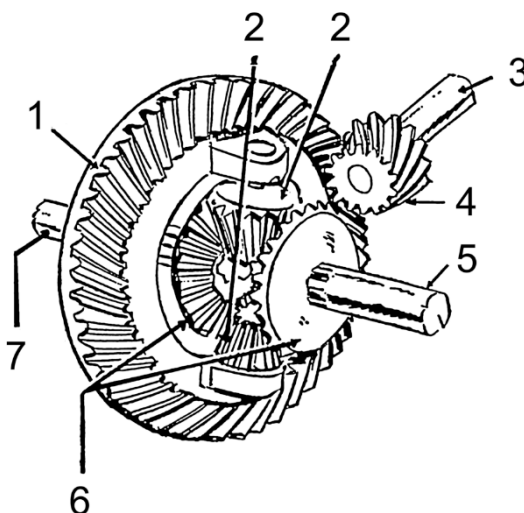
2.5 Normální diferenciály

Jako normální (otevřené) diferenciály jsou označovány diferenciály bez svorného účinku, tedy s malým vnitřním třením. Tyto diferenciály dovolují, aby se protilehlá hnací kola mohla otáčet různými otáčkami a také rozdělují rovnoměrně přiváděný točivý moment na obě hnací kola vozidla. [14]

2.5.1 Kuželový diferenciál

Značně rozšířen je díky své jednoduchosti kuželový diferenciál (obr. 17), který je tvořen kuželovým soukolím se satelity a centrálními koly. S talířovým kolem stálého převodu je pevně spojena klec diferenciálu, ve které je uložen čep satelitů, na němž jsou volně otočně uloženy satelity. Centrální kola jsou uložena na drážkách hřídelů hnacích kol. Mezi centrálními koly se nachází satelity. [1]

Otáčky a hnací moment jsou přivedeny na stálý převod, tvořený pastorkem a talířovým kolem. Moment je dále přiveden přes klec na čep satelitů a samotné satelity. Přes ozubení satelitů je již přenesen na centrální kola, a tedy i samotné hnací hřídele kol a kola vozidla. [1]



Obr. 17: Kuželový diferenciál

1 - talířové kolo, 2 - satelity, 3 - vstupní hřídel pastorku, 4 - pastorek, 5 a 7 - výstupní hřídele vozidlových kol, 6 - centrální kola [2]

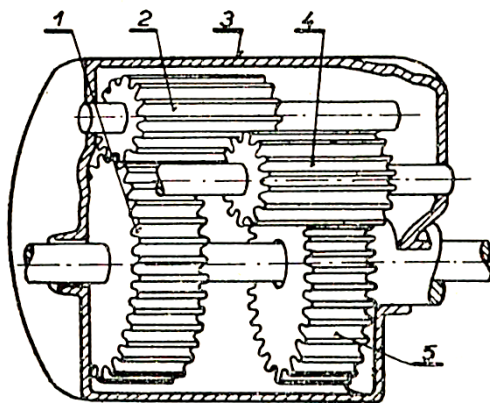
2.5.2 Čelní diferenciál

Druhý typ konstrukce diferenciálu je čelní diferenciál (obr. 18). Při této konstrukci mají satelity i centrální kola čelní ozubení. Stejně jako kuželový diferenciál, i čelní diferenciál rozděljuje točivý moment shodným dílem na hnací hřídele při stejném počtu zubů centrálních kol. Otáčky a hnací moment jsou přivedeny na klec diferenciálu, z ní na čepy satelitů a satelity až konečně na centrální kola a s nimi spojené hnací hřídele. Obvykle je tento typ diferenciálu použit v kombinaci s dvoustranným stálým převodem, přičemž diferenciál je umístěn před stálým převodem. [1] [9]

Čelní diferenciál obvykle mívá dva páry satelitů navzájem nastavené o 180°. Jeden ze satelitů v páru zabírá polovinou délky s jedním centrálním kolem, zatímco druhou polovinou zabírá teprve s druhým satelitem, jenž je již v záběru s druhým centrálním kolem. Díky této konstrukci je tak umožněno snižovat otáčky jednoho centrálního kola vůči otáčkám klece diferenciálu při současném zvyšování otáček druhého centrálního kola vůči otáčkám klece diferenciálu. Činnost čelního diferenciálu je tak stejná jako činnost kuželového diferenciálu. [1]

Čelní diferenciál má velkou mechanickou účinnost, což je však jeho značnou nevýhodou. Kvůli ní dochází ke snadnému protáčení hnacích kol vůči sobě. Nejvíce se tato nevýhoda projevuje při odskakování kol od vozovky, případně při nevhodných adhezních podmínkách. Z tohoto důvodu je čelní diferenciál zpravidla vybaven závěrem. Čelní diferenciál je dnes zřídka využíván, lze jej nalézt například na nákladních vozidlech Tatra. [1]

Dříve byl čelní diferenciál hojně využíván jako mezinápravový diferenciál, jelikož při rozdílném počtu zubů centrálních kol dokáže rozdělovat točivý moment nesymetricky. Vozidla s tímto řešením jsou například Jaguar X-Type (rozděloval točivý moment mezi přední a zadní nápravu v poměru 40:60) nebo Peugeot 405 Mi16x, který tento typ diferenciálu neměl pouze jako mezinápravový diferenciál (rozděloval točivý moment mezi přední a zadní nápravu v poměru 53:47), ale také jako nápravový diferenciál přední nápravy. Dnes se místo čelního diferenciálu jako mezinápravového diferenciálu používají aktivní lamelové spojky. [14]



Obr. 18: Čelní diferenciál

1 a 5 – centrální kola, 2 a 4 – satelity, 3 – klec diferenciálu [15]

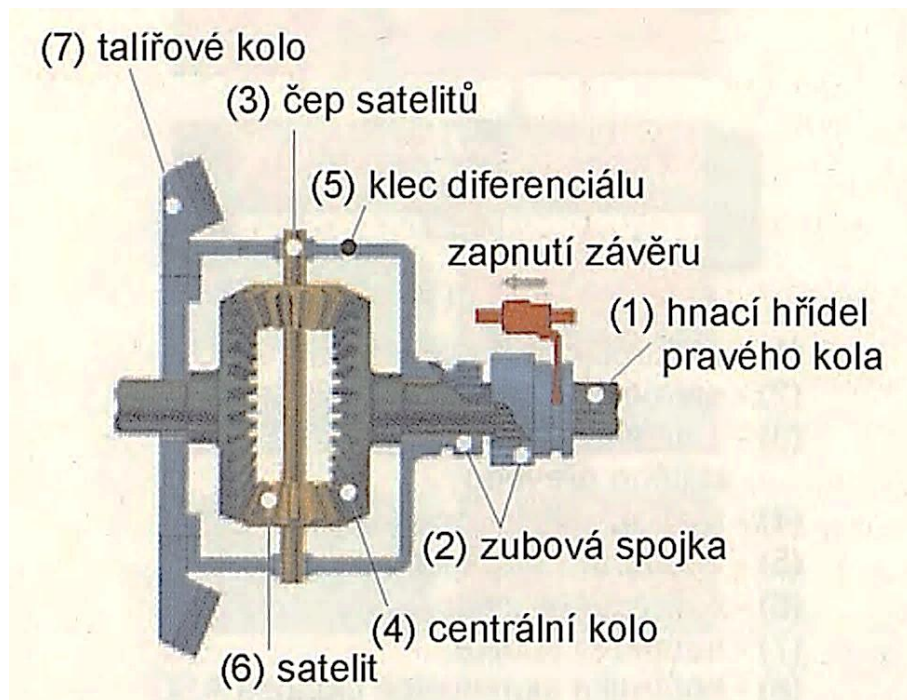
2.6 Diferenciály se závěrem

Závěr se využívá například pro případ, kdy jsou na levém a pravém kole rozdílné adhezní podmínky, ať už při jízdě v terénu, na ledu nebo na sněhu. Za předpokladu, že má vozidlo diferenciál bez svorného účinku a jedno hnací kolo začne prokluzovat se totiž točivý moment stále rozděluje stejnoměrně na obě kola, platí tedy rovnice (5). Za této situace je ale potřeba, aby se na neprokluzujícím kole vyvinula větší hnací síla než na kole protáčejším, a tudíž byl na toto kolo přiveden větší točivý moment. Vozidlu je tak mnohdy

znemožněn pohyb, protože velikost hnací síly není dostatečná pro pohyb vozidla a kolo, které prokluzuje klade proti otáčení malý odpor. Prokluzující kolo má otáčky dvojnásobně velké ve srovnání s klecí diferenciálu dle rovnice (3) a ve srovnání s otáčkami tohoto kola při přímé jízdě. [1]

Závěr diferenciálu slouží k zablokování centrálních kol, aby se vůči kleci nemohla otáčet, čímž se diferenciál vyřadí z činnosti a otáčí se jako celek, satelity se tedy vůči kleci také neotáčejí. Celý točivý moment se tak může přenášet na kolo, které je v kontaktu s vozovkou nebo má lepší adhezi. Toto vede k vytvoření větší hnací síly a vozidlu je tak umožněno dostat se z nepříznivé situace. Poté co se vozidlo vyprostí je však potřeba závěr ihned vyřadit, jelikož vozidlo se zapojeným závěrem diferenciálu má vlastnosti jako vozidlo bez diferenciálu a při jízdě zatáčkou hrozí jeho roztržení. [1]

Závěr diferenciálu je ovládán z místa řidiče mechanicky nebo elektropneumaticky. V samotném diferenciálu se závěr sepíná kupříkladu pomocí zubové spojky jako na obr. 19. Při tomto řešení dojde v okamžiku zapnutí závěru k pevnému spojení hnacího hřídele kola s klecí diferenciálu díky posuvné objímce s vnitřním ozubením a vnějšího ozubení jádra spojky. Satelity se tak nemohou odvalovat po centrálním kole a diferenciál se tak otáčí jako celek a je vyřazen z činnosti. Takto má diferenciál 100% svornost, tedy veškerý hnací moment je z prokluzujícího kola přiváděn na neprokluzující kolo a obě kola mají za všech okolností stejné otáčky. [10]



Obr. 19: Závěr diferenciálu se zubovou spojkou [10]

2.7 Diferenciály se zvýšeným vnitřním třením

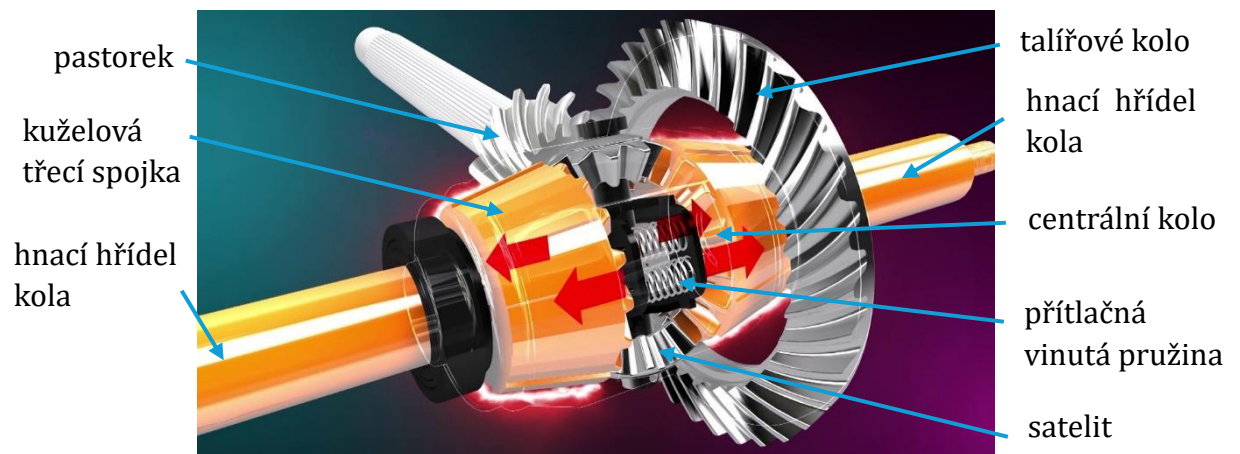
Diferenciál se zvýšeným vnitřním třením neboli diferenciál s omezeným prokluzem (též samosvorný diferenciál) má oproti normálnímu diferenciálu záměrně zvýšené vnitřní tření. To má sice za následek sníženou vnitřní účinnost diferenciálu, ale v případě, že se jedno hnací kolo vozidla pohybuje po povrchu s malou adhezí a druhé hnací kolo s vyšší

adhezí, je vozidlu s diferenciálem se zvýšeným vnitřním třením umožněno přenést větší točivý moment na kolo s vyšší adhezí a vyvodit na něm tak větší hnací sílu, než kdyby vozidlo mělo normální diferenciál. Řidič tak nemusí vypínat a zapínat uzávěrku diferenciálu. [1] [9] [14]

Tyto diferenciály mohou být blokovány pomocí třecího prvku nastaveného na konstantní třecí moment a umístěného mezi pohyblivé části. Nebo mohou být blokovány třecím momentem úměrným přenášenému momentu. Při tomto řešení jsou čepy satelitů volně uloženy v tvarových otvorech klece s klínovou drážkou a mezi centrální kola a klec diferenciálu jsou vloženy třecí kroužky nebo kotouče. Třecí moment je u této konstrukce vyvozen silami v záběru kuželového soukolí diferenciálu. [9]

2.7.1 Diferenciál Borg-Warner

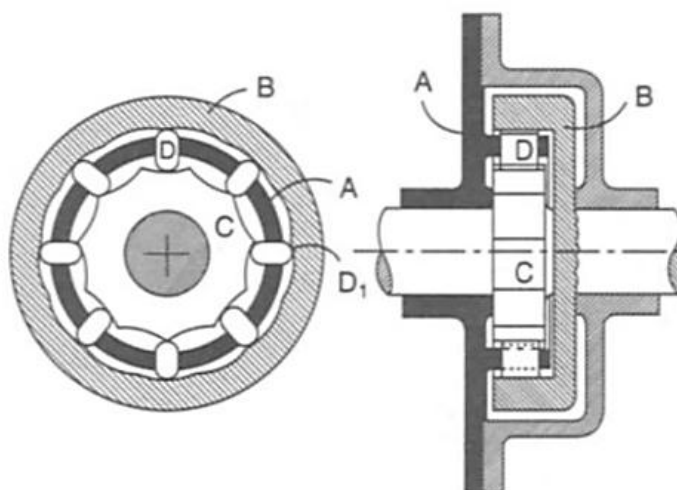
U diferenciálu Borg-Warner (systém Spin Resistant) (obr. 20) dochází ke zvýšení tření za pomoci kuželových třecích spojek. Ty se nachází mezi klecí diferenciálu a centrálními koly. Třecí moment je vyvozen díky axiálním silám v záběru zubů a také díky přitlačným vinutým pružinám. [1]



Obr. 20: Diferenciál Borg-Warner (systém Spin Resistant) (grafická úprava – přidán popisek) [16]

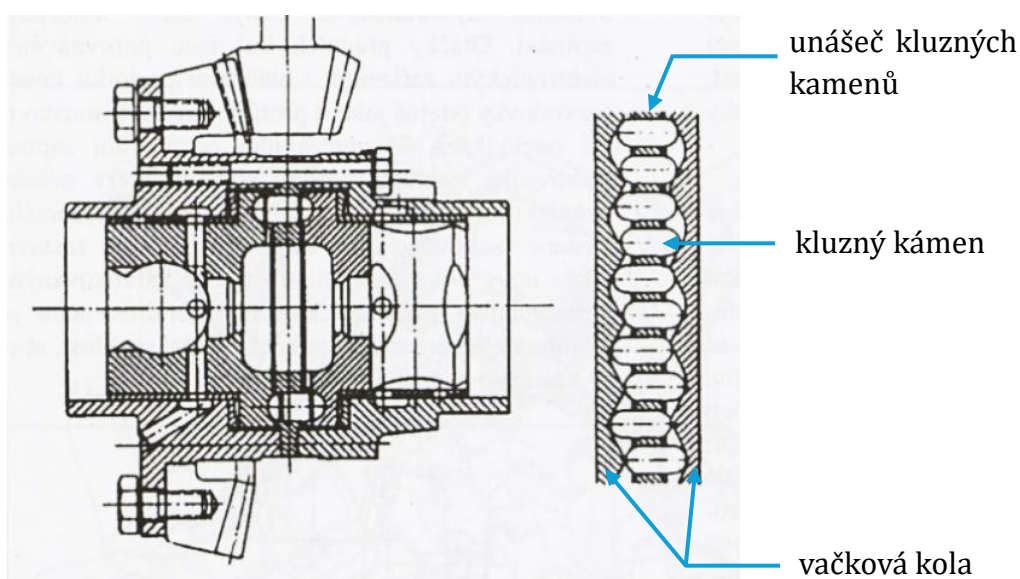
2.7.2 Vačkový diferenciál

Dalším druhem diferenciálu se zvýšeným vnitřním třením je vačkový diferenciál. Skládá se z unášeče, kluzných kamenů a vačkových kol s tvarovanými plochami (vačkami). Kluzné kameny se pohybují v unášeči a jejich vnitřní tření v jejich vedení a na stykových plochách je dáno tak, že při rozdílných otáčkách nebo rozdílné adhezí kol nápravy vznikne samosvornost. Podle uspořádání vaček lze vačkové diferenciály rozdělit na radiální (obr. 21) a axiální (obr. 22). [1]



Obr. 21: Radiální vačkový diferenciál

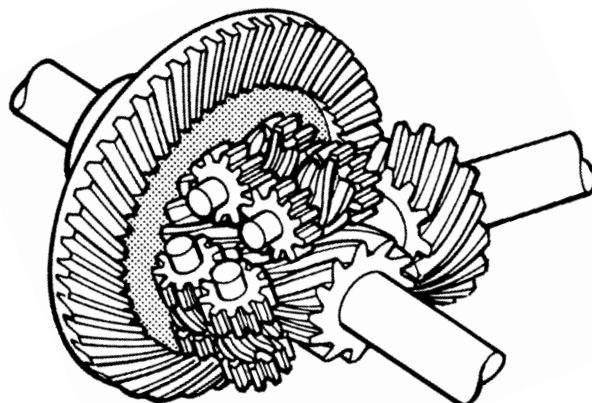
A – unášeč kluzných kamenů, který je součástí talířového kola,
 B, C – vačková kola spojená s hnacími hřídeli pomocí drážkování,
 D – kluzný kámen, D₁ – styk kluzného kamene s vačkou [17]



Obr. 22: Axiální vačkový diferenciál (grafická úprava – přidán popisek) [1]

2.7.3 Diferenciál Torsen

Nejrozšířenější samosvorný diferenciál současnosti je Torsen (akronym pro torque sensing, což lze přeložit jako citlivý na točivý moment), který je na obr. 23. Jedná se o kombinaci čelního diferenciálu, tedy diferenciálu bez svorného účinku, a dříve užívaného šnekového diferenciálu, který je samosvorný. Diferenciál Torsen tvoří centrální šroubová kola a rovnoměrně rozmístěné tři páry šroubových satelitů. Klec diferenciálu je opět připevněna k talířovému kolu, které je pastorkem poháněno. Centrální šroubová kola jsou drážkováním spojena s hnacími hřídeli kol. Centrální kola jsou v záběru se satelity, přičemž pár satelitů je navíc navzájem spojen čelním soukolím. [1] [14]



Obr. 23: Samosvorný diferenciál Torsen [18]

Dnes existují celkem tři varianty diferenciálu Torsen. Torsen typu A a B při běžné jízdě rozdělují točivý moment symetricky a jsou proto vhodné pro použití jako nápravový diferenciál. Třetí typ C rozděljuje točivý moment nesymetricky, a je tedy využíván jako mezinápravový diferenciál například u vozů Audi nebo u Toyoty Land Cruiser. [14]

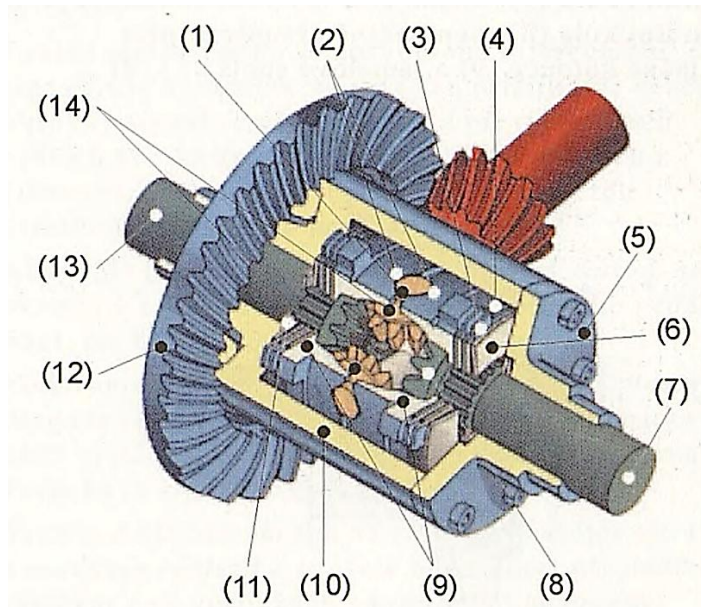
Během přímé jízdy se diferenciál otáčí jako celek, satelity se vůči kleci diferenciálu netočí a točivý moment je rozdělen na centrální kola rovnoměrně. Při průjezdu vozidla zatáčkou mají centrální šroubová kola rozdílné otáčky a s nimi se začnou otáčet také šroubové satelity a začnou se též odvalovat čelní ozubená kola, která šnekové satelity v páru spojují. Tím, že mají šroubové převody nižší účinnost, dochází v ozubení ke zvýšení tření a mechanických ztrát. Snižuje se sice vnitřní účinnost diferenciálu, ale s jejím snižováním úměrně narůstá svorný účinek a točivý moment se tak na centrální kola rozděljuje nerovnoměrně. Pokud se začne vozidlové kolo protáčet, funguje tento diferenciál obdobně. Ve šnekovém ozubení se zvýší tření, díky čemuž je prokluzujícímu kolu kladen odpor a dojde k jeho přibrzdění a větší točivý moment se tak dostane na kolo s lepší adhezí. [10] [14]

2.7.4 Lamelový diferenciál – systém Lok-O-Matic

Jako samosvorný diferenciál lze využít i kuželový diferenciál se systémem Lok-O-Matic (obr. 24), kde se používají lamelové spojky. Tento diferenciál má oproti klasickému kuželovému diferenciálu ještě navíc kromě lamelových spojek přítlačné kotouče a často také talířové pružiny tvořící předpětí v lamelách. Těmto kotoučům je umožněno se volně axiálně posouvat, jelikož jsou unášeny s klecí drážkováním na obvodu. Mezi kotouči je v klínových výřezech sevřen čep satelitů. [10] [5]

Točivý moment se tak přenáší z klece diferenciálu a jimi unášených přítlačných kotoučů na satelity, dále přes ozubení satelitů již na centrální kola a samotné hnací hřídele. Při přenosu točivého momentu na satelity a jejich čep dochází ke vzdalování přítlačných kotoučů od sebe, čímž se kotouče přitlačují na lamely. Díky tomu, že jsou lamely spojeny

s vnitřním drážkováním klece a s vnějším drážkováním centrálních kol, jež se nachází na hnacích hřídelích, dochází k brzdění hnacích hřídelů, a tedy i centrálních a vozidlových kol, při jejich protáčení. Intenzita brzdění je úměrná přenášenému momentu. Při přenosu točivého momentu navíc obvodová síla na kleci diferenciálu vytlačuje čep satelitu z klínového výřezu, což způsobí jeho pohyb v axiálním směru a je tak satelitem vyvozen větší tlak na centrální kolo. [5]

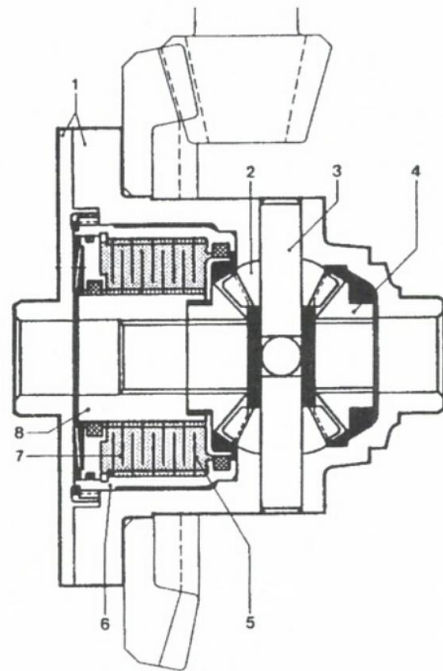


Obr. 24: Samosvorný lamelový diferenciál Lok-O-Matic

- (1) – čep satelitů, (2) – klínové výřezy, (3) – vnější lamely spojené s klecí diferenciálu, (4) – vnitřní lamely spojené s centrálním kolem, (5) – víko klece diferenciálu, (6) a (11) – talířové pružiny, (7), (13) – hnací hřídele kol, (8) – centrální kolo, (9) – přítlačné kotouče, (10) – klec diferenciálu, (12) – talířové kolo, (14) – satelity [10]

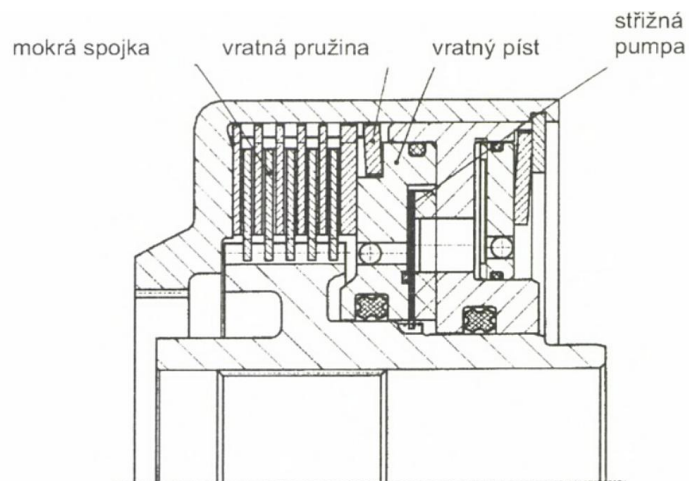
2.7.5 Diferenciál s viskózní spojkou

Pro vyvození svorného účinku lze též využít diferenciálu s viskózní spojkou (obr. 25). Při normálním zatáčení nenastává téměř žádný účinek pro přenos točivého momentu, jelikož u viskózní spojky (detail na obr. 26) tento účinek vzrůstá úměrně s rozdílem otáček kol. Proto v případě protáčení jednoho kola dojde k silnému uzavření spojky. Viskózní spojka se uzavírá díky smykové síle kapaliny, zpravidla oleje, mezi lamelami. Velikost uzavíracího momentu závisí na počtu lamel a druhu kapaliny. Viskózní spojku tak nelze z podstaty nikterak ovládat. Aby sepnula, musí prvně dojít k prokluzu kol, takže nereaguje s předstihem a může dojít k jejímu přehřátí. [1] [19]



Obr. 25: Viskózní diferenciál

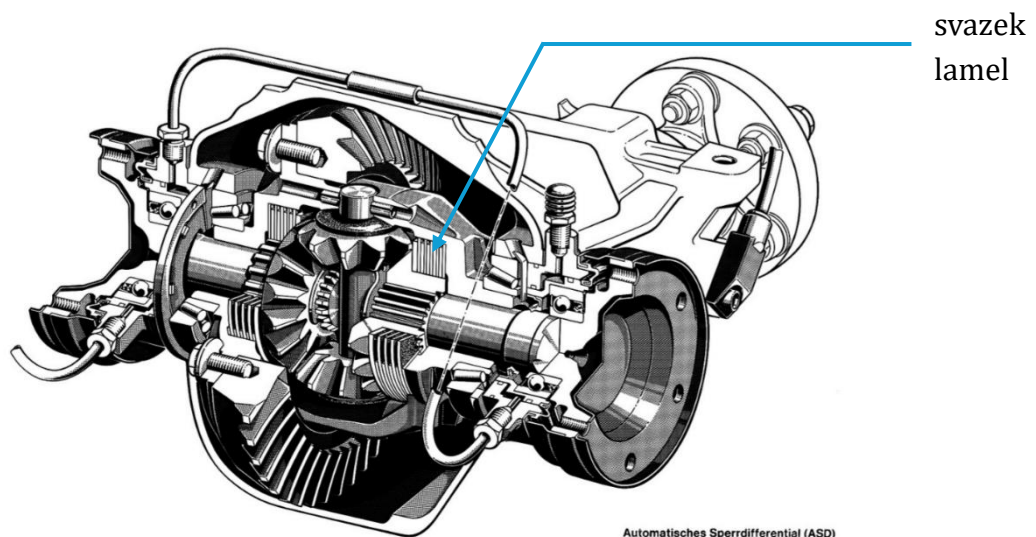
- 1 - klec diferenciálu, 2 - satelity, 3 - čep satelitů,
 4 - centrální kola, 5 - vnější lamely,
 6 - unášeč vnějších lamel spojený s klecí,
 7 - vnitřní lamely, 8 - unášeč vnitřních lamel
 spojený s centrálním kolem [1]



Obr. 26: Detail viskózní spojky Visco-Lok užívané v diferenciálu [5]

2.7.6 Automaticky uzavíraný diferenciál

Automatické uzavírání diferenciálu je řešeno například systémem ASD (Automatisches Sperr-Differential) u vozů Mercedes-Benz. V takovémto diferenciálu se nachází dva svazky lamel, sloužící k zapínání a vypínání uzávěrky diferenciálu, a jsou ovládány hydraulickými písty. Lamely se nachází mezi centrálními koly a klecí diferenciálu. Podobně jako u ABS jsou snímány otáčky vozidlových kol a porovnávány s otáčkami pastorku stálého převodu. V případě, že se otáčky kol výrazně liší a dochází k jejich prokluzu, otevře elektronika elektrohydraulický ventil, vlivem tlaku kapaliny se aktivují písty, které stlačí lamely, a dojde tak ke spojení centrálních kol s klecí, čímž se diferenciál zablokuje. Když automobil zastaví v situaci, kdy se vozidlová kola protáčela a zablokoval se diferenciál, tak i po zastavení zůstane diferenciál uzavřený až do nového rozjezdu. Automatický blokováný diferenciál je aktivní jen do určité střední jízdní rychlosti, aby si vozidlo udrželo dostatečnou ovladatelnost. Při brzdění se činnost automatické uzávěrky diferenciálu automaticky vypne, aby nedošlo k ovlivnění ABS. [1] [20]

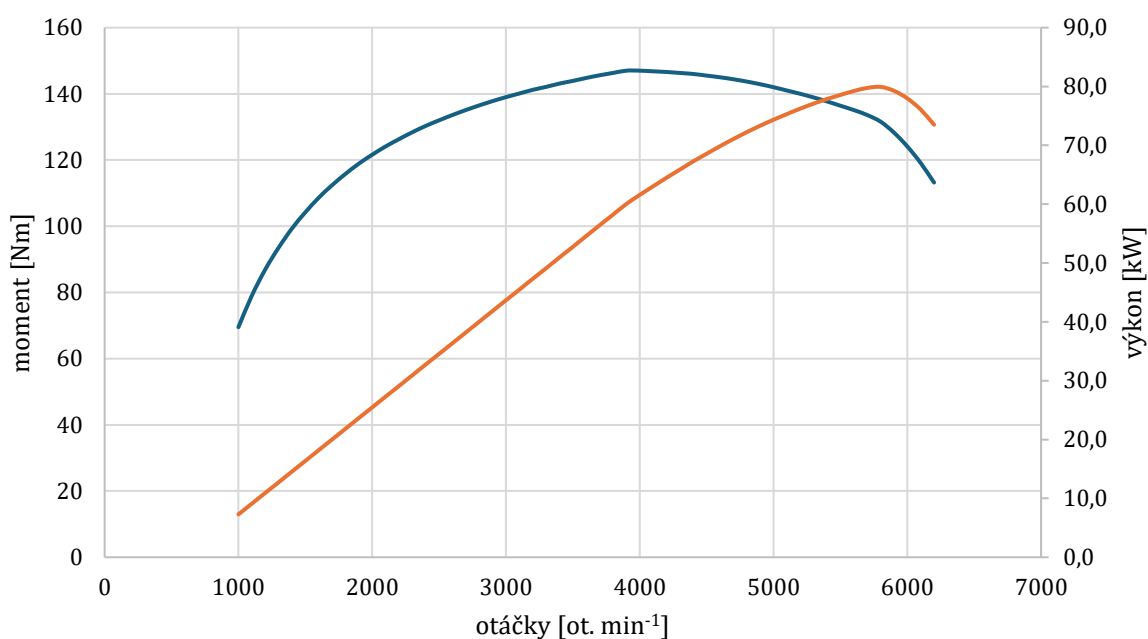


Obr. 27: Automatický blokovací diferenciál Mercedes-Benz ASD (grafická úprava – přidán popis a oříznuto) [21]

Dalším typem automaticky uzavíraného diferenciálu je elektronicky uzavíraný diferenciál, například vozy koncernu Volkswagen využívají systém EDS. Obdobně jako u ASD i systém EDS zasahuje v nižších rychlostech do cca 40 km/h, a to v případě, když jedno kolo nápravy prokluzuje. Toto kolo je přibrzděno, čímž je přeneseno více točivého momentu na neprotáčející kolo s lepší trakcí. Nadstavbou systému EDS je systém XDS+, který je funkční i při vyšších rychlostech. XDS+ pomáhá tehdy, když jede vozidlo zatáčkou a dochází u něho k odlehčení vnitřního kola. Toto kolo je pomocí systému XDS+ přibrzděno, aby nedošlo k jeho protáčení a vozidlo tak v zatáčce lépe drží stopu. Tyto systémy mají ale na svědomí značné namáhání brzd. [22] [23]

3 Konstrukční návrh, stanovení hlavních parametrů a zatížení

Pro tuto bakalářskou práci byl zvolen návrh diferenciálu a stálého převodu pro vozidlo Peugeot 307 1.6 16V z roku 2002. Zvolený automobil má motor uložený vpředu napříč a má poháněna přední kola. Je tak vhodné zvolit stálý převod, který je tvořen čelním soukolím se šikmými zuby. Diferenciál bude tvořen kuželovým soukolím s přímými zuby. Toto vozidlo má zážehový motor a manuální pětistupňovou převodovku. Maximální moment motoru je $M_{m_{max}} = 147 \text{ Nm}$ při 3 900 otáčkách za minutu a maximální výkon $P_{m_{max}} = 80 \text{ kW}$ při 5 750 otáčkách za minutu. Maximální rychlost vozidla je 190 km/h. Charakteristika motoru je zobrazena níže na obr. 28 a převodové poměry rychlostních stupňů jsou zobrazeny v tab. 1. [24]



Obr. 28: Charakteristika motoru Peugeot 307 1.6 16V (hodnoty získány z [24])

Tab. 1: Převodové poměry i jednotlivých rychlostních stupňů [24]

	převodový poměr i
1. rychlostní stupeň	3,416
2. rychlostní stupeň	1,809
3. rychlostní stupeň	1,281
4. rychlostní stupeň	0,975
5. rychlostní stupeň	0,767

3.1 Přenos tečné síly mezi koly a vozovkou

Hmotnost vozidla je 1176 kg bez řidiče. Za předpokladu, že řidič má hmotnost 80 kg (celková hmotnost vozidla je tedy $m = 1\,256$ kg) a vozidlo má zatížení náprav v poměru 55:45 ve prospěch přední nápravy, mechanickou účinnost převodů $\eta_m = 0,93$ a jede po kvalitním suchém asfaltu se součinitelem adheze $\varphi = 0,9$ stálou rychlostí, tak lze určit maximální hnací sílu $F_{K_{max}}$ na hnacích předních kolech o dynamickém poloměru $r_d = 0,292$ m při jízdě na rovině. [24] [25]

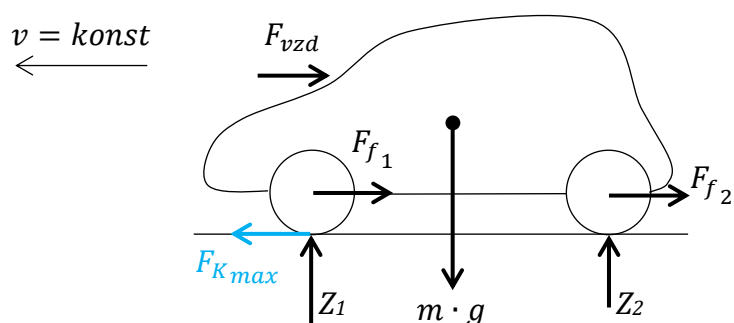
Jsou tedy dány uvedené hodnoty.

$$m = 1\,256 \text{ kg}$$

$$\varphi = 0,9$$

$$\eta_m = 0,93$$

$$r_d = 0,292 \text{ m}$$



Obr. 29: Silové zakreslení jízdních odporů

K největšímu zatížení předních hnacích kol na rovině radiální reakcí Z_1 dochází, když vozidlo stojí a jízdní odpory jsou nulové (větší zatížení předních kol by mohlo nastat pouze při zpomalení, například brzdění). Při jízdě již dochází vlivem jízdních odporů k poklesu radiální reakce hnacích kol Z_1 a k nárůstu radiální reakce nepoháněných kol Z_2 . Tečná síla $F_{K_{max}}$ mezi hnacími koly a vozovkou je přímo úměrná reakci hnacích kol Z_1 . Při zohlednění zatížení náprav 55:45 je radiální reakce předních hnacích kol Z_1 vypočtena dle rovnice (16). Teoretickou maximální tečnou sílu $F_{K_{max}}$ mezi hnacími koly a vozovkou lze vypočítat podle rovnice (17).

$$Z_1 = 0,55 \cdot m \cdot g \quad (16)$$

$$F_{K_{max}} = Z_1 \cdot \varphi \quad (17)$$

Po dosazení rovnice (16) do rovnice (17) je získán vztah pro výpočet teoretické maximální tečné síly $F_{K_{max}}$ mezi hnacími koly a vozovkou.

$$F_{K_{max}} = 0,55 \cdot m \cdot g \cdot \varphi$$

$$F_{K_{max}} = 0,55 \cdot 1\,256 \cdot 9,81 \cdot 0,9 \doteq 6099,1 \text{ N}$$

3.2 Minimální celkový převod

Minimální celkový převod i_{cmin} u vozidla lze stanovit ze tří požadavků. Může být stanoven na základě požadované rychlosti jízdy do mírného stoupání při nejrychlejších rychlostním stupni, nebo s požadavkem na tažnou sílu při jízdě s přívěsem danou rychlostí na nejrychlejší rychlostní stupeň. V této práci je však uvažována jízda po rovině, takže je vhodné určit minimální celkový převod z požadavku na maximální rychlost jízdy na rovině pomocí vztahu (18). [25]

$$i_{cmin} = \frac{(F_f + F_{vzd}) \cdot r_d}{M_{mv} \cdot \eta_m} \quad (18)$$

Kde F_f je odpor valení vypočítaný dle rovnice (19),

F_{vzd} je odpor vzduchu vypočítaný dle rovnice (20),

r_d je dynamický poloměr kola o velikosti $r_d = 0,292$ m,

M_{mv} je moment motoru při jeho maximálních otáčkách, hodnota je $M_{mv} = 113,2$ Nm (získáno z grafu na obr. 28)

a η_m je mechanická účinnost převodového ústrojí o hodnotě $\eta_m = 0,93$.

$$F_f = F_{f_1} + F_{f_2} = m \cdot g \cdot f \quad (19)$$

Kde f je součinitel odporu valení, jehož hodnota je pro kvalitní asfalt a dostatečně nahuštěné pneumatiky $f = 0,01$. [25]

$$F_f = 1256 \cdot 9,81 \cdot 0,01 \doteq 123,2 \text{ N}$$

$$F_{vzd} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd} \cdot c_x \cdot S_{\check{c}} \cdot v_{max}^2 \quad (20)$$

Kde ρ_{vzd} je hustota vzduchu, jejíž hodnota je uvažována $\rho_{vzd} = 1,24$ kg · m⁻³, [25]

c_x je tvarový součinitel vozidla pro odpor vzduchu s hodnotou $c_x = 0,31$, [24]

$S_{\check{c}}$ je čelní plocha vozidla s hodnotou $S_{\check{c}} = 2,17$ m² [24]

a v_{max} je maximální rychlost vozidla $v_{max} = 190$ km · h⁻¹. [24]

$$F_{vzd} = \frac{1}{2} \cdot 1,24 \cdot 0,31 \cdot 2,17 \cdot \left(\frac{190}{3,6}\right)^2 = 1\,161,8 \text{ N}$$

$$i_{cmin} = \frac{(123,2 + 1\,161,8) \cdot 0,292}{113,2 \cdot 0,93} \doteq 3,564$$

Minimální převodový poměr stálého převodu i_{0min} je poté vypočten pomocí rovnice (21).

$$i_{0min} = \frac{i_{cmin}}{i_5} \quad (21)$$

Kde i_5 je převodový poměr nejvyššího, tedy pátého, rychlostního stupně, z tab. 1 platí $i_5 = 0,767$.

$$i_{0min} = \frac{3,564}{0,767} \doteq 4,647$$

Minimální počet zubů pastorku stálého převodu $z_{p_{min}}$, při kterém nedojde k podřezání paty zubů je pro nekorigované soukolí vypočteno dle rovnice (22). [26]

$$z_{p_{min}} = \frac{2 \cdot h_a^* \cdot \cos \beta}{(1 + 2 \cdot i_{0_{min}}) \cdot \sin^2 \alpha_t} \cdot \left(i_{0_{min}} + \sqrt{i_{0_{min}}^2 + (1 + 2 \cdot i_{0_{min}}) \cdot \sin^2 \alpha_t} \right) \quad (22)$$

Kde h_a^* je součinitel výšky hlavy zubu, pro základní profil platí $h_a^* = 1$,
 β je úhel sklonu boční křivky zubu o hodnotě $\beta = 25^\circ$,
 $i_{0_{min}}$ je minimální převodový poměr stálého převodu
a α_t je roztečný úhel profilu zubu v čelní rovině vypočtený dle rovnice (23).

$$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right) \quad (23)$$

Kde α_n je normální úhel profilu zubu o hodnotě $\alpha_n = 20^\circ$.

$$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 25^\circ} \right) \doteq 21,880^\circ$$

$$z_{p_{min}} = \frac{2 \cdot 1 \cdot \cos 25^\circ}{(1 + 2 \cdot 4,647) \cdot \sin^2 21,880^\circ} \cdot \left(4,647 + \sqrt{4,647^2 + (1 + 2 \cdot 4,647) \cdot \sin^2 21,880^\circ} \right)$$

$$z_{p_{min}} = 11,976 \text{ zubů}$$

Při volbě pastorku s počtem zubů $z_p = 13$ zubů bude mít spoluzabírající kolo počet zubů z_k určený pomocí rovnice (21).

$$z_k = i_{0_{min}} \cdot z_p \quad (24)$$

$$z_k = 4,647 \cdot 13 \doteq 60,4 \text{ zubů}$$

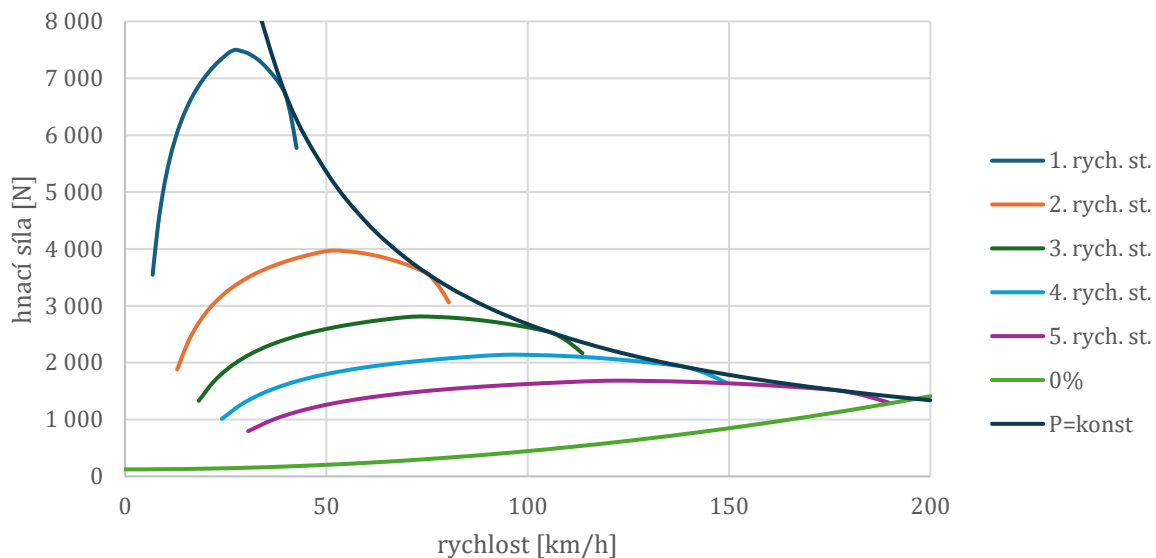
Počet zubů kola je zvolen $z_k = 61$ zubů.

Poté je převodový poměr stálého převodu dán jednoduchou úpravou výrazu (24).

$$i_0 = \frac{z_k}{z_p} = \frac{61}{13} \doteq 4,69$$

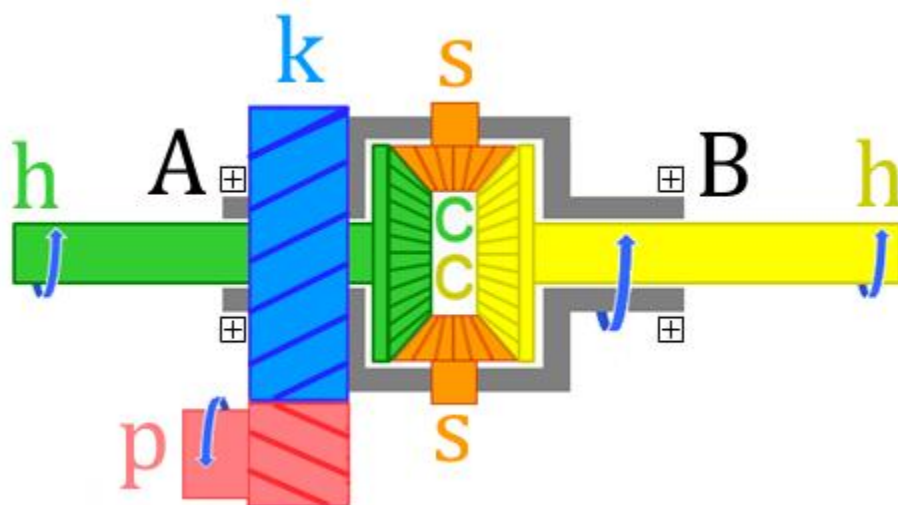
3.3 Trakční diagram

Z trakčního diagramu na obr. 30 je patrné, že při zařazeném prvním rychlostním stupni dosahuje hnací síla na kolech přední nápravy 7500,8 N. Při daných podmínkách nelze takto velkou sílu mezi hnacími koly a vozovkou přenést. Maximální hodnota hnací síly při zařazeném prvním rychlostním stupni je tak adhezí omezena na $F_{K_{max}} = 6099,1$ N. Při zařazení ostatních rychlostních stupňů již hnací síla dosahuje menších hodnot než $F_{K_{max}}$, takže není za daných podmínek omezena adhezí.



Obr. 30: Trakční diagram vozidla Peugeot 307 1.6 16V s jízdními odpory na rovině

Při běžné jízdě však není stále využít maximální krouticí moment motoru $M_{m_{max}} = 147 \text{ Nm}$. Ve výpočtech na kontrolu ozubení na únavu je uvažováno, že je vozidlo značně zatěžované a je využívání 80 % z maximálního krouticího momentu motoru $M_{m_{0,8}} = 117,6 \text{ Nm}$. Ve výpočtech je také zohledněno nestejně používání jednotlivých rychlostních stupňů.



Obr. 31: Schéma funkce navrženého diferenciálu a stálého převodu

p – pastorek stálého převodu, k – kolo stálého převodu, c – centrální kola, s – satelity, h – hřídele, A a B – ložiska (graficky upraveno) [8]

4 Výpočet pevnosti a únavy zvolených standardních částí diferenciálu a stálého převodu

4.1 Čelní soukolí stálého převodu

Výpočet čelního soukolí stálého převodu, tedy pastorku a spoluzabírajícího kola je proveden dle normy ČSN 01 4686. Z této normy jsou získány uvedené rovnice a hodnoty veličin na základě tabulek, grafů, vztahů a doporučení. [27]

Vzhledem k tomu, že bude potřeba do kola stálého převodu vyvrtat otvory pro následné uchycení klece diferenciálu, je pro kolo zvolen materiál ČSN 14 220, který je dle ČSN 01 4686 vhodný právě pro kola, do nichž se budou vrtat otvory. Tento materiál je konstrukční slitinová ocel k cementaci a bude využit i pro pastorek, přičemž v obou případech bude povrch ozubených kol cementován. [27]

Počet zubů navrženého pastorku je $z_p = 13$ zubů a počet zubů spoluzabírajícího kola je $z_k = 61$ zubů. Normální úhel profilu zubu je $\alpha_n = 20^\circ$ a roztečný úhel sklonu boční křivky zubu je $\beta = 25^\circ$. Pracovní šířka ozubení je pro vyhovění únavové a pevnostní kontroly zvolena $b_w = 45$ mm. Obě ozubená kola mají tvrdost jádra $J_{HV} = 300$ HV a tvrdost boku zubu $V_{HV} = 700$ HV. Mez únavy pro zvolený materiál je v dotyku $\sigma_{Hlim} = 1330$ MPa a mez únavy v ohybu $\sigma_{Flim} = 700$ MPa. Materiálem je ocel s modulem pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa a Poissonovým číslem $\mu = 0,3$. [27]

$$z_p = 13$$

$$V_{HV} = 700 \text{ HV}$$

$$z_k = 61$$

$$\sigma_{Hlim} = 1330 \text{ MPa}$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\sigma_{Flim} = 700 \text{ MPa}$$

$$\beta = 25^\circ$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$b_w = 45 \text{ mm}$$

$$\mu = 0,3$$

$$J_{HV} = 300 \text{ HV}$$

4.1.1 Výpočet momentů na pastorku

Maximální krouticí moment na pastorku při zařazení 1. rychlostního stupně je značen $M_{kp1,max}$. Moment $M_{kp1,max}$ je vypočten z teoretické maximální tečné síly $F_{K,max}$ mezi koly a vozovkou a při zařazeném 1. rychlostním stupni podle rovnice (25).

$$M_{kp1,max} = \frac{F_{K,max} \cdot r_d}{i_0 \cdot \eta_m} \quad (25)$$

Kde r_d je dynamický poloměr kola $r_d = 0,292$ m,

i_0 je převodový poměr stálého převodu $i_0 = 4,69$, jedná se o převod do pomala, krouticí moment na hnacích kolech je tedy větší než krouticí moment na pastorku $M_{kp1,max}$,

η_m je mechanická účinnost převodů $\eta_m = 0,93$.

$$M_{kp1,max} = \frac{6\,099,1 \cdot 0,292}{4,69 \cdot 0,93} \doteq 408,31 \text{ Nm}$$

Krouticí moment motoru M_{km1max} při přenosu teoretické maximální tečné síly $F_{Kmax} = 6\,099,1$ N mezi koly a vozovkou a při zařazeném 1. rychlostním stupni je vypočten podle rovnice (26).

$$M_{km1max} = \frac{F_{Kmax} \cdot r_d}{i_0 \cdot i_1 \cdot \eta_m} \quad (26)$$

$$M_{km1max} = \frac{6\,099,1 \cdot 0,292}{4,69 \cdot 3,416 \cdot 0,93} \doteq 119,53 \text{ Nm}$$

Krouticí momenty na pastorku $M_{kpn_{0,8}}$ při zařazeném n-tém rychlostním stupni a využití 80 % z maximálního krouticího momentu motoru $M_{m_{0,8}} = 117,6$ Nm jsou vypočteny níže a na další straně. Momenty $M_{kpn_{0,8}}$ dále slouží pro výpočet ekvivalentního momentu na ozubených kolech M_{Fe} , respektive pro výpočet ekvivalentních obvodových sil v čelním ozubení.

Krouticí moment na pastorku $M_{kp1_{0,8}}$ při využití 80 % dostupného momentu motoru $M_{m_{0,8}} = 117,6$ Nm a při zařazeném 1. rychlostním stupni je vypočten dle vztahu (27).

$$M_{kp1_{0,8}} = M_{m_{0,8}} \cdot i_1 \quad (27)$$

$$M_{kp1_{0,8}} = 117,6 \cdot 3,416 \doteq 401,72 \text{ Nm}$$

Krouticí moment na pastorku $M_{kp2_{0,8}}$ při využití 80 % dostupného momentu motoru $M_{m_{0,8}} = 117,6$ Nm a při zařazeném 2. rychlostním stupni je vypočten dle vztahu (28).

$$M_{kp2_{0,8}} = M_{m_{0,8}} \cdot i_2 \quad (28)$$

$$M_{kp2_{0,8}} = 117,6 \cdot 1,809 \doteq 212,74 \text{ Nm}$$

Krouticí moment na pastorku $M_{kp3_{0,8}}$ při využití 80 % dostupného momentu motoru $M_{m_{0,8}} = 117,6$ Nm a při zařazeném 3. rychlostním stupni je vypočten dle vztahu (29).

$$M_{kp3_{0,8}} = M_{m_{0,8}} \cdot i_3 \quad (29)$$

$$M_{kp3_{0,8}} = 117,6 \cdot 1,281 \doteq 150,65 \text{ Nm}$$

Krouticí moment na pastorku $M_{kp4_{0,8}}$ při využití 80 % dostupného momentu motoru $M_{m_{0,8}} = 117,6$ Nm a při zařazeném 4. rychlostním stupni je vypočten dle vztahu (30).

$$M_{kp4_{0,8}} = M_{m_{0,8}} \cdot i_4 \quad (30)$$

$$M_{kp4_{0,8}} = 117,6 \cdot 0,975 = 114,66 \text{ Nm}$$

Krouticí moment na pastorku $M_{kp5_{0,8}}$ při využití 80 % dostupného momentu motoru $M_{m_{0,8}} = 117,6$ Nm a při zařazeném 5. rychlostním stupni je vypočten dle vztahu (31).

$$M_{kp5_{0,8}} = M_{m_{0,8}} \cdot i_5 \quad (31)$$

$$M_{kp5_{0,8}} = 117,6 \cdot 0,767 \doteq 90,20 \text{ Nm}$$

4.1.1 Výpočet normálního modulu dle kontroly na únavu v ohybu

Kontrolní výpočet na ohyb z hlediska únavy se provádí dle vztahu (32) pro místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu σ_F dle ČSN 01 4686. [27]

$$\sigma_F = \frac{F_{tFe}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \quad (32)$$

Kde F_{tFe} je ekvivalentní obvodová síla pro výpočet zubů na ohyb,

b_w je pracovní šířka ozubení,

m_n je normální modul čelního ozubení,

Y_{FS} je součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí (jiný pro pastorek – index p a jiný pro spoluzabírající kolo – index k),

Y_β je součinitel sklonu zubu,

Y_ε je součinitel vlivu záběru

a K_F je součinitel přídatných sil a platí pro něj rovnice (33).

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (33)$$

Kde K_A je součinitel vnějších dynamických sil,

K_{Fv} je součinitel vnitřních dynamických sil

$K_{F\beta}$ je součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce

a $K_{F\alpha}$ je součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů.

Dle vstupních parametrů čelního soukolí jsou normou ČSN 01 4686 dány hodnoty uvedených součinitelů. [27]

$$K_A = 1,75$$

$$Y_{FSp} = 4,25$$

$$K_{Fv} = 1,1$$

$$Y_\beta = 0,78$$

$$K_{F\beta} = 1,28$$

$$Y_\varepsilon = 0,71$$

$$K_{F\alpha} = 1,1$$

Součinitel přídatných sil pro výpočet na ohyb K_F je tedy vypočítán následovně.

$$K_F = 1,75 \cdot 1,1 \cdot 1,28 \cdot 1,1 \doteq 2,71$$

Pro přípustné napětí v ohybu σ_{FP} platí dle ČSN 01 4686 rovnice (34). [27]

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{S_{Flim}} \quad (34)$$

Kde σ_{Flim} je mez únavy zubů v ohybu,

Y_N je součinitel životnosti,

Y_δ je součinitel vrubové citlivosti,

Y_X je součinitel velikosti

a S_{Flim} je součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v oblasti patního přechodu zubu.

Níže jsou uvedeny hodnoty součinitelů a meze únavy v ohybu pro toto čelní soukolí dle ČSN 01 4686. [27]

$$\begin{aligned}\sigma_{Flim} &= 700 \text{ MPa} & Y_X &= 1 \\ Y_N &= 1 \text{ (pro trvalou únavovou pevnost)} & S_{Flim} &= 1,2 \\ Y_\delta &= 1\end{aligned}$$

Minimální normální modul čelního ozubení m_{nmin} pak lze vyjádřit z podmínky, že ohybové napětí σ_F musí být menší nebo rovno přípustnému napětí v ohybu σ_{FP}

$$\begin{aligned}\sigma_F &\leq \sigma_{FP} \\ \frac{F_{tFe}}{b_w \cdot m_{nmin}} \cdot K_F \cdot Y_{FSp} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon &\leq \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{S_{Flim}} \\ \frac{2 \cdot M_{Fe} \cdot \cos \beta}{b_w \cdot m_{nmin}^2 \cdot z_p} \cdot K_F \cdot Y_{FSp} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon &\leq \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{S_{Flim}} \\ m_{nmin} &\geq \sqrt{\frac{2 \cdot M_{Fe} \cdot \cos \beta}{b_w \cdot z_p} \cdot \frac{K_F \cdot Y_{FSp} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon}{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X} \cdot S_{Flim}}\end{aligned}\quad (35)$$

Kde M_{Fe} je ekvivalentní moment vycházející z ekvivalentní obvodové síly pro výpočet na ohyb F_{tFe} podle ČSN 01 4686. Uvažuje se využití 80 % dostupného momentu motoru $M_{m0,8} = 117,6 \text{ Nm}$ a také uvedené využití jednotlivých rychlostních stupňů z tab. 2. Výpočet momentu M_{Fe} je proveden dle rovnice (36). [27]

Tab. 2: Využití rychlostních stupňů p

	p
1. rychlostní stupeň	5 %
2. rychlostní stupeň	10 %
3. rychlostní stupeň	20 %
4. rychlostní stupeň	30 %
5. rychlostní stupeň	35 %

$$\begin{aligned}M_{Fe} &= M_{kp1,0,8} \cdot \left[\left(\frac{M_{kp1,0,8}}{M_{kp1,0,8}} \right)^{q_F} \cdot p_1 + \left(\frac{M_{kp2,0,8}}{M_{kp1,0,8}} \right)^{q_F} \cdot p_2 + \right. \\ &\left. + \left(\frac{M_{kp3,0,8}}{M_{kp1,0,8}} \right)^{q_F} \cdot p_3 + \left(\frac{M_{kp4,0,8}}{M_{kp1,0,8}} \right)^{q_F} \cdot p_4 + \left(\frac{M_{kp5,0,8}}{M_{kp1,0,8}} \right)^{q_F} \cdot p_5 \right]^{\frac{1}{q_F}}\end{aligned}\quad (36)$$

Kde q_F je exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb a p_n je součinitel využití n -tého rychlostního stupně.

Hodnota exponentu pro zuby ze zvoleného materiálu a s uvedenými tvrdostmi je podle ČSN 01 4686 následující. [27]

$$q_F = 9$$

Dílčí výpočty a samotný výpočet ekvivalentního momentu pro výpočet zubů na ohyb M_{Fe} jsou provedeny níže.

$$\begin{aligned} \left(\frac{M_{kp1,0,8}}{M_{kp1,0,8}}\right)^{q_F} \cdot p_1 &= \left(\frac{401,72}{401,72}\right)^9 \cdot 0,05 = 0,05 \\ \left(\frac{M_{kp2,0,8}}{M_{kp1,0,8}}\right)^{q_F} \cdot p_2 &= \left(\frac{212,74}{401,72}\right)^9 \cdot 0,1 \doteq 3,276 \cdot 10^{-4} \\ \left(\frac{M_{kp3,0,8}}{M_{kp1,0,8}}\right)^{q_F} \cdot p_3 &= \left(\frac{150,65}{401,72}\right)^9 \cdot 0,2 \doteq 2,934 \cdot 10^{-5} \\ \left(\frac{M_{kp4,0,8}}{M_{kp1,0,8}}\right)^{q_F} \cdot p_4 &= \left(\frac{114,66}{401,72}\right)^9 \cdot 0,3 \doteq 3,772 \cdot 10^{-6} \\ \left(\frac{M_{kp5,0,8}}{M_{kp1,0,8}}\right)^{q_F} \cdot p_5 &= \left(\frac{90,20}{401,72}\right)^9 \cdot 0,35 \doteq 5,077 \cdot 10^{-7} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{Fe} &= 401,72 \cdot [0,05 + 3,276 \cdot 10^{-4} + 2,934 \cdot 10^{-5} + 3,772 \cdot 10^{-6} + 5,077 \cdot 10^{-7}]^{\frac{1}{9}} \\ M_{Fe} &\doteq 288,21 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Po dosazení všech hodnot do vztahu (35) je získán minimální normální modul čelního ozubení stálého převodu.

$$m_{n,min} \geq \sqrt{\frac{2 \cdot 288,21 \cdot \cos 25^\circ}{0,045 \cdot 13} \cdot \frac{2,71 \cdot 4,25 \cdot 0,78 \cdot 0,71}{700 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}} \cdot 1,2 \doteq 3,125 \text{ mm}$$

Vzhledem ke značnému namáhání na dotyk a pro zajištění dostatečného prostoru pro namontování klece diferenciálu (průměr kola je přímo úměrný modulu) je zvolen normální modul čelního soukolí $m_n = 4 \text{ mm}$.

4.1.2 Výpočet sil v ozubení čelního soukolí

Když je známý normální modul, lze nyní určit tečné síly v ozubení F_t pomocí vztahu (37).

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{kp}}{d_p} \quad (37)$$

d_p je průměr roztečné kružnice pastorku lze jej vypočítat dle rovnice (38).

$$\begin{aligned} d_p &= \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_p \\ d_p &= \frac{4}{\cos 25^\circ} \cdot 13 \doteq 57,376 \text{ mm} \end{aligned} \quad (38)$$

Maximální tečná síla $F_{t1,max}$ a tečné síly v ozubení pastorku stálého převodu $F_{tn,0,8}$ při zařazení jednotlivých rychlostních stupňů a při využití 80 % dostupného momentu motoru $M_{m,0,8} = 117,6 \text{ Nm}$ jsou poté vypočteny na další straně dle rovnice (37).

$$\begin{aligned}
F_{t1_{max}} &= \frac{2 \cdot 408,31}{0,057376} \doteq 14\,232,8 \text{ N} \\
F_{t1_{0,8}} &= \frac{2 \cdot 401,72}{0,057376} \doteq 14\,003,1 \text{ N} \\
F_{t2_{0,8}} &= \frac{2 \cdot 212,74}{0,057376} \doteq 7\,415,6 \text{ N} \\
F_{t3_{0,8}} &= \frac{2 \cdot 150,65}{0,057376} \doteq 5\,251,3 \text{ N} \\
F_{t4_{0,8}} &= \frac{2 \cdot 114,66}{0,057376} \doteq 3\,996,8 \text{ N} \\
F_{t5_{0,8}} &= \frac{2 \cdot 90,20}{0,057376} \doteq 3\,144,2 \text{ N}
\end{aligned}$$

Ekvivalentní obvodové síly pro výpočet zubů na dotyk F_{tHe} a ohyb F_{tFe} jsou spočteny dle rovnic (39) a (40), které jsou převzaty z normy ČSN 01 4686. Ekvivalentní obvodová síla je taková síla konstantní velikosti, jejímž působení vznikne na ozubeném kole stejné poškození, jako působením souboru různě velkých sil. [27]

$$\begin{aligned}
F_{tHe} = F_{t1_{0,8}} \cdot \left[\left(\frac{F_{t1_{0,8}}}{F_{t1_{0,8}}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_1 + \left(\frac{F_{t2_{0,8}}}{F_{t1_{0,8}}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_2 + \right. \\
\left. + \left(\frac{F_{t3_{0,8}}}{F_{t1_{0,8}}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_3 + \left(\frac{F_{t4_{0,8}}}{F_{t1_{0,8}}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_4 + \left(\frac{F_{t5_{0,8}}}{F_{t1_{0,8}}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_5 \right]^{\frac{2}{q_H}} \quad (39)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F_{tFe} = F_{t1_{0,8}} \cdot \left[\left(\frac{F_{t1_{0,8}}}{F_{t1_{0,8}}} \right)^{q_F} \cdot p_1 + \left(\frac{F_{t2_{0,8}}}{F_{t1_{0,8}}} \right)^{q_F} \cdot p_2 + \right. \\
\left. + \left(\frac{F_{t3_{0,8}}}{F_{t1_{0,8}}} \right)^{q_F} \cdot p_3 + \left(\frac{F_{t4_{0,8}}}{F_{t1_{0,8}}} \right)^{q_F} \cdot p_4 + \left(\frac{F_{t5_{0,8}}}{F_{t1_{0,8}}} \right)^{q_F} \cdot p_5 \right]^{\frac{1}{q_F}} \quad (40)
\end{aligned}$$

Kde q_H je exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk,
 q_F je exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb
a p_n je součinitel využití n-tého rychlostního stupně.

Hodnoty exponentů pro zuby ze zvoleného materiálu a s uvedenými tvrdostmi jsou dle ČSN 01 4686 následující. [27]

$$\begin{aligned}
q_H &= 10 \\
q_F &= 9
\end{aligned}$$

Dílčí výpočty a samotné výpočty ekvivalentních sil pro výpočet zubů na dotyk F_{tHe} a ohyb F_{tFe} jsou provedeny níže a na další straně.

$$\left(\frac{F_{t1_{0,8}}}{F_{t1_{0,8}}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_1 = \left(\frac{14\,003,1}{14\,003,1} \right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,05 = 0,05$$

$$\left(\frac{F_{t20,8}}{F_{t10,8}}\right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_2 = \left(\frac{7\,415,6}{14\,003,1}\right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,1 \doteq 4,165 \cdot 10^{-3}$$

$$\left(\frac{F_{t30,8}}{F_{t10,8}}\right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_3 = \left(\frac{5\,251,3}{14\,003,1}\right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,2 \doteq 1,483 \cdot 10^{-3}$$

$$\left(\frac{F_{t40,8}}{F_{t10,8}}\right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_4 = \left(\frac{3\,996,8}{14\,003,1}\right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,3 \doteq 5,683 \cdot 10^{-4}$$

$$\left(\frac{F_{t50,8}}{F_{t10,8}}\right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_5 = \left(\frac{3\,144,2}{14\,003,1}\right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,35 \doteq 1,998 \cdot 10^{-4}$$

$$F_{tHe} = 14\,003,1 \cdot [0,05 + 4,165 \cdot 10^{-3} + 1,483 \cdot 10^{-3} + 5,683 \cdot 10^{-4} + 1,998 \cdot 10^{-4}]^{\frac{2}{10}}$$

$$F_{tHe} \doteq 7\,879,6 \text{ N}$$

$$\left(\frac{F_{t10,8}}{F_{t10,8}}\right)^{q_F} \cdot p_1 = \left(\frac{14\,003,2}{14\,003,1}\right)^9 \cdot 0,05 = 0,05$$

$$\left(\frac{F_{t20,8}}{F_{t10,8}}\right)^{q_F} \cdot p_2 = \left(\frac{7\,415,6}{14\,003,1}\right)^9 \cdot 0,1 \doteq 3,276 \cdot 10^{-4}$$

$$\left(\frac{F_{t30,8}}{F_{t10,8}}\right)^{q_F} \cdot p_3 = \left(\frac{5\,251,3}{14\,003,1}\right)^9 \cdot 0,2 \doteq 2,934 \cdot 10^{-5}$$

$$\left(\frac{F_{t40,8}}{F_{t10,8}}\right)^{q_F} \cdot p_4 = \left(\frac{3\,996,8}{14\,003,1}\right)^9 \cdot 0,3 \doteq 3,772 \cdot 10^{-6}$$

$$\left(\frac{F_{t50,8}}{F_{t10,8}}\right)^{q_F} \cdot p_5 = \left(\frac{3\,144,2}{14\,003,1}\right)^9 \cdot 0,35 \doteq 5,077 \cdot 10^{-7}$$

$$F_{tFe} = 14\,003,1 \cdot [0,05 + 3,276 \cdot 10^{-4} + 2,934 \cdot 10^{-5} + 3,772 \cdot 10^{-6} + 5,077 \cdot 10^{-7}]^{\frac{1}{9}}$$

$$F_{tFe} \doteq 10\,046,5 \text{ N}$$

4.1.3 Kontrolní výpočet na únavu v ohybu pro pastorek

Nyní lze provést samotný kontrolní výpočet na ohyb pro pastorek. Pro místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pastorku σ_{Fp} při působení ekvivalentní obvodové síly pro výpočet zubů na ohyb F_{tFe} platí rovnice (41).

$$\sigma_{Fp} = \frac{F_{tFe}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSp} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \quad (41)$$

$$\sigma_{Fp} = \frac{10\,046,5}{0,045 \cdot 0,004} \cdot 2,71 \cdot 4,25 \cdot 0,78 \cdot 0,71 \doteq 356,0 \text{ MPa}$$

Nyní je potřeba porovnat hodnotu místního ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu σ_{Fp} s hodnotou přípustného napětí v ohybu σ_{FP} , která se určí z rovnice (34).

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{S_{Flim}}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{700 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,2} \doteq 583,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fp} = 356,0 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP} = 583,3 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pro pastorek σ_{Fp} je menší než přípustného napětí v ohybu σ_{FP} .

4.1.4 Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení na pastorek

Ještě je nutné provést kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení na pastorek, aby nedošlo k trvalé deformaci zubu, popřípadě ke vzniku počátečních trhlin nebo ke křehkému lomu v patě zubu. Výpočet je proveden dle ČSN 01 4686 pomocí rovnice (42). [27]

$$\sigma_{Fmaxp} = \frac{F_{t1max}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSp} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \quad (42)$$

$$\sigma_{Fmaxp} = \frac{14\,232,8}{0,045 \cdot 0,004} \cdot 2,71 \cdot 4,25 \cdot 0,78 \cdot 0,71 \doteq 504,3 \text{ MPa}$$

Hodnota maximálního místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pro pastorek σ_{Fmaxp} musí být srovnána s hodnotou přípustného ohybového napětí v patě zubu při největším zatížení σ_{FPmax} , která se dle ČSN 01 4686 vypočte ze vztahu (43). [27]

$$\sigma_{FPmax} = \frac{\sigma_{FSt} \cdot Y_{\delta St} \cdot Y_X}{S_{FSmin} \cdot Y_{\delta StT}} \quad (43)$$

Kde σ_{FSt} je mezní ohybové napětí v patě zubu při největším zatížení,

$Y_{\delta St}$ je součinitel vrubové citlivosti při největším zatížení,

Y_X je součinitel velikosti,

S_{FSmin} je nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti při výpočtu s největším zatížením

a $Y_{\delta StT}$ je součinitel vrubové citlivosti zkušební kola při největším zatížení.

Pro cementované oceli lze pro výpočet mezního ohybového napětí v patě zubu při největším zatížení σ_{FSt} využít rovnici (44), převzatou z ČSN 01 4686. [27]

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flim} \quad (44)$$

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot 700 = 1750 \text{ MPa}$$

Hodnoty součinitelů jsou pro toto soukolí dle ČSN 01 4686 následující. [27]

$$Y_{\delta St} = 1,37$$

$$Y_X = 1$$

$$S_{FSmin} = 1,3$$

$$Y_{\delta StT} = 1,6$$

$$\sigma_{FPmax} = \frac{1\,750 \cdot 1,37 \cdot 1}{1,3 \cdot 1,6} = 1\,152,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax_p} = 504,3 \text{ MPa} \leq \sigma_{FPmax} = 1\,152,6 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Největší místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pro pastorek σ_{Fmax_p} je menší než přípustného napětí v ohybu při největším zatížení σ_{FPmax} .

4.1.5 Kontrolní výpočet na únavu v ohybu pro kolo

Větší ozubené kolo není tak kritické z hlediska pevnosti a únavy jako pastorek, jelikož má mnohem větší průměr. Nicméně je proveden kontrolní výpočet na únavu v ohybu i pro toto kolo.

Průměr roztečné kružnice kola d_k lze určit pomocí rovnice (45).

$$d_k = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_k \quad (45)$$

$$d_k = \frac{4}{\cos 25^\circ} \cdot 61 \doteq 269,224 \text{ mm}$$

Pro kolo jsou platné stejné hodnoty součinitelů jako pro pastorek až na součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí, jehož hodnota je $Y_{FSk} = 3,68$.

Ekvivalentní obvodová síla pro výpočet zubů na ohyb F_{tFe} v ozubení je stejná i pro kolo. Kontrolní výpočet pro místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pro kolo σ_{Fk} se tak provede obdobným způsobem jako u pastorku.

Místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu kola σ_{Fk} při působení ekvivalentní obvodové síly pro výpočet zubů na ohyb F_{tFe} je spočteno dle vztahu (46).

$$\sigma_{Fk} = \frac{F_{tFe}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSk} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \quad (46)$$

$$\sigma_{Fk} = \frac{10\,046,5}{0,045 \cdot 0,004} \cdot 2,71 \cdot 3,68 \cdot 0,78 \cdot 0,71 \doteq 308,3 \text{ MPa}$$

Nyní je potřeba porovnat hodnotu místního ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu kola σ_{Fk} s hodnotou přípustného napětí v ohybu $\sigma_{FP} = 583,3 \text{ MPa}$, které bylo spočteno již při kontrole pastorku.

$$\sigma_{Fk} = 308,3 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP} = 583,3 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pro kolo σ_{Fk} je menší než přípustného napětí v ohybu σ_{FP} .

4.1.6 Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení na kolo

Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení na kolo je proveden výpočtem největšího ohybového napětí v patě zubu kola σ_{Fmax_k} dle ČSN 01 4686 pomocí rovnice (47). [27]

$$\sigma_{Fmax_k} = \frac{F_{t1max}}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FSk} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \quad (47)$$

$$\sigma_{Fmax_k} = \frac{14\,232,8}{0,045 \cdot 0,004} \cdot 2,71 \cdot 3,68 \cdot 0,78 \cdot 0,71 \doteq 436,7 \text{ MPa}$$

Hodnota maximálního místního ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pro kolo σ_{Fmax_k} musí být srovnána s hodnotou přípustného ohybového napětí v patě zubu při největším zatížení σ_{FPmax} , která byla spočtena při kontrole pastorku a má hodnotu $\sigma_{FPmax} = 1\,152,6 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{Fmax_k} = 436,7 \text{ MPa} \leq \sigma_{FPmax} = 1\,152,6 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Největší místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu kola σ_{Fmax_k} je menší než přípustného napětí v ohybu při největším zatížení σ_{FPmax} .

4.1.7 Výpočet součinitelů pro výpočet únavy v dotyku čelního soukolí

Únosnost zubů v dotyku se vyhodnotí pomocí Hertzova tlaku σ_H . Nejdříve je ale dle rovnice (48) z ČSN 01 4686 získáno napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů σ_{HO} . [27]

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tHe}}{b_w \cdot d} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad (48)$$

Součinitel materiálu Z_E

Vzhledem k tomu, že je pro pastorek i kolo použit stejný materiál se stejným modulem pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ a stejným Poissonovým číslem $\mu = 0,3$, lze podle ČSN 01 4686 pro výpočet součinitele materiálu použít rovnici (49). [27]

$$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E} \quad (49)$$

$$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \doteq 191,7 \sqrt{\text{MPa}}$$

Součinitel tvaru zubů Z_H

Součinitel tvaru zubů Z_H je dle ČSN 01 4686 dán výrazem (50). [27]

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\text{tg } \alpha_{tw}}} \quad (50)$$

Kde α_t je roztečný úhel profilu zubu v čelním řezu a platí pro něj vztah (51).

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right) \quad (51)$$

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 25^\circ} \right) \doteq 21,880^\circ$$

Úhel β_b je základní úhel sklonu boční křivky zubu a lze jej vypočítat pomocí rovnice (52).

$$\beta_b = \arcsin (\sin \beta \cdot \cos \alpha_n) \quad (52)$$

$$\beta_b = \arcsin (\sin 25^\circ \cdot \cos 20^\circ) \doteq 23,399^\circ$$

Úhel α_{tw} je úhel záběru a pro nekorigované soukolí platí $\alpha_{tw} = \alpha_t = 21,880^\circ$.

$$Z_H = \frac{1}{\cos 21,880^\circ} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 23,399^\circ}{\operatorname{tg} 21,880^\circ}} \doteq 2,30$$

Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů Z_ε

Pro součinitel záběru kroku $\varepsilon_\beta < 1$ platí podle ČSN 01 4686 pro výpočet součinitele součtové délky dotykových křivek boků zubů Z_ε rovnice (53). [27]

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha) \cdot (1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (53)$$

Pro součinitel záběru kroku $\varepsilon_\beta \geq 1$ platí podle ČSN 01 4686 pro součinitele součtové délky dotykových křivek boků zubů Z_ε jednodušší rovnice (54). [27]

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (54)$$

Pro součinitele záběru kroku ε_β platí vztah (55).

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} \quad (55)$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{45 \cdot \sin 25^\circ}{\pi \cdot 4} \doteq 1,513$$

Pro výpočet součinitele součtové délky dotykových křivek boků zubů Z_ε platí tedy rovnice (54), jelikož součinitel záběru kroku ε_β je větší než 1.

ε_α je součinitel záběru profilu a lze jej určit pomocí rovnice (56).

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_{bt}} \quad (56)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{r_{a_p}^2 - r_{b_p}^2} + \sqrt{r_{a_k}^2 - r_{b_k}^2} - (r_p + r_k) \cdot \sin \alpha_t}{\frac{\pi \cdot m_n}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t}$$

Kde g_{α} je dráha záběru,
 p_{bt} je základní rozteč,
 r_a jsou poloměry hlavových kružnic,
 r_b jsou poloměry základních kružnic
a r jsou poloměry roztečných kružnic.

Pro poloměry roztečných kružnic pastorku (index p) a kola (index k) platí rovnice (57) a (58).

$$r_p = \frac{d_p}{2} = \frac{z_p \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta} \quad (57)$$

$$r_p = \frac{13 \cdot 4}{2 \cdot \cos 25^{\circ}} \doteq 28,6878 \text{ mm}$$

$$r_k = \frac{d_k}{2} = \frac{z_k \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta} \quad (58)$$

$$r_k = \frac{61 \cdot 4}{2 \cdot \cos 25^{\circ}} \doteq 134,6121 \text{ mm}$$

Poloměry hlavových kružnic pastorku a kola lze vypočítat pomocí vztahů (59) a (60). Kde h_a je výška hlavy zubu a platí $h_a = m_n = 4 \text{ mm}$.

$$r_{a_p} = r_p + h_a \quad (59)$$

$$r_{a_p} = 28,6878 + 4 \doteq 32,6878 \text{ mm}$$

$$r_{a_k} = r_k + h_a \quad (60)$$

$$r_{a_k} = 134,6121 + 4 \doteq 138,6121 \text{ mm}$$

Pro poloměry základních kružnic pastorku a kola platí rovnice (61) a (62).

$$r_{b_p} = r_p \cdot \cos \alpha_t \quad (61)$$

$$r_{b_p} = 28,6878 \cdot \cos 21,880^{\circ} \doteq 26,6213 \text{ mm}$$

$$r_{b_k} = r_k \cdot \cos \alpha_t \quad (62)$$

$$r_{b_k} = 134,6121 \cdot \cos 21,880^{\circ} \doteq 124,9155 \text{ mm}$$

Dílčí výpočty pro výpočet součinitele záběru profilu a samotný výpočet součinitele záběru ε_{α} jsou provedeny na další straně.

$$\begin{aligned} \sqrt{r_{a_p}^2 - r_{b_p}^2} &= \sqrt{32,6878^2 - 26,6213^2} = 18,9684 \text{ mm} \\ \sqrt{r_{a_k}^2 - r_{b_k}^2} &= \sqrt{138,6121^2 - 124,9155^2} = 60,0785 \text{ mm} \\ \varepsilon_\alpha &= \frac{18,9684 + 60,0785 - (28,6878 + 134,6121) \cdot \sin 21,880^\circ}{\frac{\pi \cdot 4}{\cos 25^\circ} \cdot \cos 21,880^\circ} \doteq 1,414 \end{aligned}$$

Po dosazení hodnoty součinitele záběru profilu ε_α do rovnice (54) je získána hodnota součinitele součtové délky dotykových křivek boků zubů Z_ε .

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,414}} \doteq 0,84$$

4.1.8 Kontrolní výpočet na únavu v dotyku pro pastorek

Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů pastorku σ_{HO_p} a při působení ekvivalentní obvodové síly pro výpočet zubů na dotyk F_{tHe} se určí pomocí vztahu (63).

$$\begin{aligned} \sigma_{HO_p} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tHe}}{b_w \cdot d_p} \cdot \frac{i_0 + 1}{i_0}} \quad (63) \\ \sigma_{HO_p} &= 191,7 \cdot 2,30 \cdot 0,84 \cdot \sqrt{\frac{7\,879,6}{45 \cdot 57,376} \cdot \frac{4,69 + 1}{4,69}} \doteq 712,7 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Výpočtové napětí v dotyku (Hertzův tlak) v rozhodujícím bodě záběru σ_H se poté podle ČSN 01 4686 určí pomocí vztahu (64). [27]

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \quad (64)$$

Kde K_H je součinitel přídatných sil pro výpočet na dotyk a je uvažováno, že hodnota součinitele přídatných sil pro výpočet na dotyk je rovna hodnotě součinitele přídatných sil pro výpočet na ohyb K_F .

$$K_H = K_F = 2,71$$

Po dosazení hodnot do rovnice (64) lze získat hodnotu výpočtového napětí v dotyku v rozhodujícím bodě záběru pro pastorek σ_{Hp} .

$$\sigma_{Hp} = 712,7 \cdot \sqrt{2,71} = 1\,173,3 \text{ MPa}$$

Získaná hodnota σ_{H_p} musí být srovnána s přípustným napětím v dotyku σ_{HP} , které podle ČSN 01 4686 lze vypočítat dle vztahu (65). [27]

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{S_{Hlim}} \cdot (Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V) \quad (65)$$

Kde σ_{Hlim} je mez únavy v dotyku,

Z_N je součinitel životnosti,

Z_L je součinitel maziva,

Z_R je součinitel výchozí drsnosti boků zubů,

Z_V je součinitel obvodové rychlosti,

a S_{Hmin} je nejmenší hodnota bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů.

Hodnoty součinitelů a meze únavy v dotyku jsou dle ČSN 01 4686 uvedeny níže. [27]

$$\sigma_{Hlim} = 1\,330 \text{ MPa}$$

$$Z_N = 1 \text{ (pro trvalou únavovou pevnost)}$$

$$S_{Hmin} = 1,1$$

$$(Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V) = 1 \text{ (hodnota pro ozubená kola s broušenými boky zubů)}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{1330 \cdot 1}{1,1} \cdot 1 = 1\,209,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H_p} = 1\,173,3 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} = 1\,209,1 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Výpočtové napětí v dotyku (Hertzův tlak) v rozhodujícím bodě záběru pastorku σ_{H_p} je menší než přípustného napětí v dotyku σ_{HP} .

4.1.9 Kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na pastorek

Ještě je nutné provést kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na pastorek dle rovnice (66). Rovnice byla převzata z ČSN 01 4686. [27]

$$\sigma_{Hmax_p} = \sigma_{H0max_p} \cdot \sqrt{K_H} \quad (66)$$

Kde σ_{H0max_p} je napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů pastorku při zařazeném 1. rychlostním stupni a přenosu teoretické největší tečné síly mezi hnacími vozidlovými koly a vozovkou F_{Kmax} . V ozubení stálého převodu tak působí obvodová síla F_{t1max} , která namáhá pastorek a spoluzabírající kolo. Největší napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů lze vypočítat podle ČSN 01 4686 pomocí rovnice (67). [27]

$$\sigma_{H0max_p} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1max}}{b_w \cdot d_p} \cdot \frac{i_0 + 1}{i_0}} \quad (67)$$

Po dosazení rovnice (67) do rovnice (66) je získán vztah pro výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení pro pastorek.

$$\sigma_{Hmax_p} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1,max}}{b_w \cdot d_p} \cdot \frac{i_0 + 1}{i_0} \cdot K_H}$$

$$\sigma_{Hmax_p} = 191,7 \cdot 2,30 \cdot 0,84 \cdot \sqrt{\frac{14\,232,8}{45 \cdot 57,376} \cdot \frac{4,69 + 1}{4,69} \cdot 2,71} \doteq 1\,576,7 \text{ MPa}$$

Hodnota největšího napětí v dotyku pro pastorek σ_{Hmax_p} musí být srovnána s hodnotou přípustného napětí v dotyku při největším zatížení σ_{HPmax} , která se pro cementovaná ozubená kola vypočte dle ČSN 014686 ze vztahu (68). [27]

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} \quad (68)$$

Kde V_{HV} je tvrdost boku zubů a má hodnotu $V_{HV} = 700 \text{ HV}$.

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot 700 = 2\,800 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hmax_p} = 1\,576,7 \text{ MPa} \leq \sigma_{HPmax} = 2\,800 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Největší napětí v dotyku pro pastorek σ_{Hmax_p} je menší než přípustného napětí v dotyku při největším zatížení σ_{HPmax} .

4.1.10 Kontrolní výpočet na únavu v dotyku pro kolo

Stejně jako u kontrolního výpočtu na únavu v ohybu i při kontrolním výpočtu na únavu v dotyku je kolo namáháno výrazně méně než pastorek díky většímu průměru. Přesto je provedena kontrola na únavu v dotyku také pro kolo.

Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů σ_{HO_k} a při působení ekvivalentní obvodové síly pro výpočet zubů na dotyk F_{tHe} je vypočteno dle ČSN 01 4686 pomocí rovnice (69). [27]

$$\sigma_{HO_k} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tHe}}{b_w \cdot d_k} \cdot \frac{i_0 + 1}{i_0}} \quad (69)$$

$$\sigma_{HO_k} = 191,7 \cdot 2,30 \cdot 0,84 \cdot \sqrt{\frac{7\,879,6}{45 \cdot 269,224} \cdot \frac{4,69 + 1}{4,69}} \doteq 329,0 \text{ MPa}$$

Výpočtové napětí v dotyku v rozhodujícím bodě záběru kola σ_{H_k} se poté určí pomocí vztahu (64).

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$$

$$\sigma_{H_k} = 329,0 \cdot \sqrt{2,71} \doteq 541,6 \text{ MPa}$$

Získaná hodnota σ_{H_k} musí být srovnána s přípustným napětím v dotyku $\sigma_{HP} = 1\,209,1$ MPa, které bylo vypočteno při kontrole na únavu v dotyku pastorku.

$$\sigma_{H_k} = 541,6 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} = 1\,209,1 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Výpočtové napětí v dotyku (Hertzův tlak) v rozhodujícím bodě záběru kola σ_{H_k} je menší než přípustného napětí v dotyku σ_{HP} .

4.1.11 Kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na kolo

Kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na kolo se provede dle ČSN 01 4686 pomocí rovnice (70). [27]

$$\sigma_{Hmax_k} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1max}}{b_w \cdot d_k} \cdot \frac{i_0 + 1}{i_0} \cdot K_H} \quad (70)$$

$$\sigma_{Hmax_k} = 191,7 \cdot 2,30 \cdot 0,84 \cdot \sqrt{\frac{14\,232,8}{45 \cdot 269,224} \cdot \frac{4,69 + 1}{4,69} \cdot 2,71} = 727,9 \text{ MPa}$$

Hodnota největšího napětí v dotyku pro kolo σ_{Hmax_k} musí být srovnána s hodnotou přípustného napětí v dotyku při největším zatížení σ_{HPmax} , které bylo spočteno při výpočtu na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na pastorek.

$$\sigma_{Hmax_k} = 727,9 \text{ MPa} \leq \sigma_{HPmax} = 2\,800 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Největší napětí v dotyku pro kolo σ_{Hmax_k} je menší než přípustného napětí v dotyku při největším zatížení σ_{HPmax} .

4.2 Kuželové soukolí diferenciálu

Zvolený typ diferenciálu, tedy kuželový, je tvořen párem satelitních a párem centrálních kuželových ozubených kol s přímými zuby. Pro satelity i centrální kola je zvolen materiál ČSN 16 220, který má podobné vlastnosti jako ČSN 14 220. ČSN 16 220 je také konstrukční slitinová ocel k cementaci, přičemž povrch satelitů i centrálních kol je cementován. Výpočet obou párů kuželových ozubených kol je opět proveden dle normy ČSN 01 4686. [27]

Počet zubů satelitu je $z_s = 10$ a počet zubů centrálního kola je $z_c = 11$. Úhel profilu zubu je $\alpha_t = 20^\circ$ (normalizovaný pro kuželová soukolí s přímými zuby) a jelikož mají kuželová kola přímé zuby, je úhel sklonu boční křivky zubu $\beta = 0^\circ$. Pracovní šířka ozubení je pro vyhovění pevnostní a únavové kontroly zvolena $b_w = 35$ mm. Obě ozubená kola mají stejnou tvrdost jádra $J_{HV} = 300$ HV a stejnou tvrdost boku zubu $V_{HV} = 700$ HV jako tomu bylo u ozubených kol stálého převodu. Mez únavy v dotyku má též stejnou hodnotu, a to $\sigma_{Hlim} = 1330$ MPa, stejně tak mez únavy v ohybu $\sigma_{Flim} = 700$ MPa. Materiálem je ocel s modulem pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa a Poissonovým číslem $\mu = 0,3$.

$$\begin{aligned}
z_s &= 10 \\
z_c &= 11 \\
\alpha_t &= 20^\circ \\
\beta &= 0^\circ \\
b_w &= 35 \text{ mm} \\
J_{HV} &= 300 \text{ HV}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
V_{HV} &= 700 \text{ HV} \\
\sigma_{Hlim} &= 1330 \text{ MPa} \\
\sigma_{Flim} &= 700 \text{ MPa} \\
E &= 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \\
\mu &= 0,3
\end{aligned}$$

4.2.1 Výpočet momentů působící na kuželové soukolí

Maximální krouticí moment v kuželovém soukolí diferenciálu je značen M_{kd1max} . Moment M_{kd1max} je vypočten z teoretické maximální tečné síly F_{Kmax} mezi koly a vozovkou při zařazeném 1. rychlostním stupni. Ve jmenovateli výrazů pro výpočet momentů je číslo 2, jelikož se jedná o normální diferenciál, který rozděluje moment přivedený na klec diferenciálu na levé a pravé kolo ve stejném poměru, moment je tedy poloviční.

$$\begin{aligned}
M_{kd1max} &= \frac{F_{Kmax} \cdot r_d}{2 \cdot \eta_m} \\
M_{kd1max} &= \frac{6\,099,1 \cdot 0,292}{2 \cdot 0,93} \doteq 957,49 \text{ Nm}
\end{aligned} \tag{71}$$

Stejně jako u čelního soukolí i u kuželového soukolí jsou vypočítány momenty $M_{kdn0,8}$ v kuželovém soukolí pro jednotlivé rychlostní stupně při využití 80 % dostupného momentu motoru $M_{m0,8} = 117,6 \text{ Nm}$. Z momentů $M_{kdn0,8}$ bude opět vypočten ekvivalentní moment M_{Fe} , respektive ekvivalentní síly v ozubení kuželového soukolí.

Krouticí moment v kuželovém soukolí diferenciálu $M_{kd10,8}$ při využití 80 % dostupného momentu motoru $M_{m0,8} = 117,6 \text{ Nm}$ a při zařazeném 1. rychlostním stupni je vypočten dle rovnice (72).

$$\begin{aligned}
M_{kd10,8} &= \frac{M_{m0,8} \cdot i_1 \cdot i_0}{2} \\
M_{kd10,8} &= \frac{117,6 \cdot 3,416 \cdot 4,69}{2} \doteq 942,04 \text{ Nm}
\end{aligned} \tag{72}$$

Krouticí moment v kuželovém soukolí diferenciálu $M_{kd20,8}$ při využití 80 % dostupného momentu motoru $M_{m0,8} = 117,6 \text{ Nm}$ a při zařazeném 2. rychlostním stupni je vypočten dle rovnice (73).

$$\begin{aligned}
M_{kd20,8} &= \frac{M_{m0,8} \cdot i_2 \cdot i_0}{2} \\
M_{kd20,8} &= \frac{117,6 \cdot 1,809 \cdot 4,69}{2} \doteq 498,87 \text{ Nm}
\end{aligned} \tag{73}$$

Krouticí moment v kuželovém soukolí diferenciálu $M_{kd30,8}$ při využití 80 % dostupného momentu motoru $M_{m0,8} = 117,6$ Nm a při zařazeném 3. rychlostním stupni je vypočten dle rovnice (74).

$$M_{kd30,8} = \frac{M_{m0,8} \cdot i_3 \cdot i_0}{2} \quad (74)$$

$$M_{kd30,8} = \frac{117,6 \cdot 1,281 \cdot 4,69}{2} \doteq 353,26 \text{ Nm}$$

Krouticí moment v kuželovém soukolí diferenciálu $M_{kd40,8}$ při využití 80 % dostupného momentu motoru $M_{m0,8} = 117,6$ Nm a při zařazeném 4. rychlostním stupni je vypočten dle rovnice (75).

$$M_{kd40,8} = \frac{M_{m0,8} \cdot i_4 \cdot i_0}{2} \quad (75)$$

$$M_{kd40,8} = \frac{117,6 \cdot 0,975 \cdot 4,69}{2} \doteq 268,88 \text{ Nm}$$

Krouticí moment v kuželovém soukolí diferenciálu $M_{kd50,8}$ při využití 80 % dostupného momentu motoru $M_{m0,8} = 117,6$ Nm a při zařazeném 5. rychlostním stupni je vypočten dle rovnice (76).

$$M_{kd50,8} = \frac{M_{m0,8} \cdot i_5 \cdot i_0}{2} \quad (76)$$

$$M_{kd50,8} = \frac{117,6 \cdot 0,767 \cdot 4,69}{2} \doteq 211,52 \text{ Nm}$$

4.2.1 Výpočet středního normálního modulu dle kontroly na únavu v ohybu

Kontrolní výpočet na ohyb z hlediska únavy se provádí dle ČSN 01 4686 pomocí vztahu (77) pro místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu σ_F . [27]

$$\sigma_F = \frac{F_{tFe}}{b_w \cdot m_{mn}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \quad (77)$$

Kde F_{tFe} je ekvivalentní obvodová síla pro výpočet zubů na ohyb,

b_w je pracovní šířka ozubení,

m_{mn} je střední normální modul kuželového ozubení,

Y_{FS} je součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí (jiný pro satelit – index s a jiný pro centrální kolo – index c),

Y_β je součinitel sklonu zubu,

Y_ε je součinitel vlivu záběru

a K_F je součinitel přídatných sil a lze jej určit pomocí rovnice (78).

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (78)$$

Dle vstupních parametrů jsou normou ČSN 01 4686 dány hodnoty uvedených součinitelů. [27]

$$\begin{aligned} K_A &= 1,75 & Y_{FS_S} &= 4,5 \\ K_{Fv} &= 1,1 & Y_\beta &= 1 \\ K_{F\beta} &= 1,1 & Y_\varepsilon &= 1 \\ K_{F\alpha} &= 1 \end{aligned}$$

$$K_F = 1,75 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1 \doteq 2,12$$

Pro přípustné napětí v ohybu σ_{FP} platí dle ČSN 01 4686 rovnice (79). [27]

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{S_{Flim}} \quad (79)$$

Kde σ_{Flim} je mez únavy zubů v ohybu,

Y_N je součinitel životnosti,

Y_δ je součinitel vrubové citlivosti,

Y_X je součinitel velikosti

a S_{Flim} je součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v oblasti patního přechodu zubu.

Níže jsou uvedeny hodnoty součinitelů a meze únavy v ohybu pro toto kuželové soukolí dle ČSN 01 4686. [27]

$$\begin{aligned} \sigma_{Flim} &= 700 \text{ MPa} & Y_X &= 0,95 \\ Y_N &= 1 \text{ (pro trvalou únavovou pevnost)} & S_{Flim} &= 1,2 \\ Y_\delta &= 1 \end{aligned}$$

Střední normální modul kuželového ozubení $m_{mn_{min}}$ pak lze vyjádřit z podmínky, že ohybové napětí σ_F musí být menší nebo rovno přípustnému napětí v ohybu σ_{FP}

$$\begin{aligned} \sigma_F &\leq \sigma_{FP} \\ \frac{F_{tFe}}{b_w \cdot m_{mn_{min}}} \cdot K_F \cdot Y_{FS_S} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon &\leq \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{S_{Flim}} \\ \frac{2 \cdot M_{Fe}}{b_w \cdot m_{mn_{min}}^2 \cdot z_s} \cdot K_F \cdot Y_{FS_S} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon &\leq \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{S_{Flim}} \\ m_{mn_{min}} &\geq \sqrt{\frac{2 \cdot M_{Fe}}{b_w \cdot z_s} \cdot \frac{K_F \cdot Y_{FS_S} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon}{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X} \cdot S_{Flim}} \end{aligned} \quad (80)$$

Kde M_{Fe} je ekvivalentní moment vycházející z ekvivalentní obvodové síly pro výpočet na ohyb F_{tFe} , kterou lze vypočíst z rovnice (87) dle normy ČSN 01 4686. Uvažuje se využití 80 % dostupného momentu motoru $M_{m_{0,8}} = 117,6 \text{ Nm}$ a také uvedené využití jednotlivých rychlostních stupňů z tab. 2, jedná se o stejné využití stupňů jako při výpočtu stálého převodu. Moment M_{Fe} je vypočten pomocí rovnice (81). [27]

$$M_{Fe} = M_{kd10,8} \cdot \left[\left(\frac{M_{kd10,8}}{M_{kd10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_1 + \left(\frac{M_{kd20,8}}{M_{kd10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_2 + \right. \\ \left. + \left(\frac{M_{kd30,8}}{M_{kd10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_3 + \left(\frac{M_{kd40,8}}{M_{kd10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_4 + \left(\frac{M_{kd50,8}}{M_{kd10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_5 \right]^{\frac{1}{q_F}} \quad (81)$$

Kde q_F je exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb
a p_n je součinitel využití n-tého rychlostního stupně.

Hodnota exponentu pro zuby ze zvoleného materiálu a s uvedenými tvrdostmi je podle ČSN 01 4686 následující. [27]

$$q_F = 9$$

Dílčí výpočty a samotné určení ekvivalentního momentu pro výpočet zubů na ohyb M_{Fe} jsou provedeny níže.

$$\left(\frac{M_{kd10,8}}{M_{kd10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_1 = \left(\frac{942,04}{942,04} \right)^9 \cdot 0,05 = 0,05$$

$$\left(\frac{M_{kd20,8}}{M_{kd10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_2 = \left(\frac{498,87}{942,04} \right)^9 \cdot 0,1 \doteq 3,275 \cdot 10^{-4}$$

$$\left(\frac{M_{kd30,8}}{M_{kd10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_3 = \left(\frac{353,26}{942,04} \right)^9 \cdot 0,2 \doteq 2,933 \cdot 10^{-5}$$

$$\left(\frac{M_{kd40,8}}{M_{kd10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_4 = \left(\frac{268,88}{942,04} \right)^9 \cdot 0,3 \doteq 3,772 \cdot 10^{-6}$$

$$\left(\frac{M_{kd50,8}}{M_{kd10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_5 = \left(\frac{211,52}{942,04} \right)^9 \cdot 0,35 \doteq 5,077 \cdot 10^{-7}$$

$$M_{Fe} = 942,04 \cdot [0,05 + 3,275 \cdot 10^{-4} + 2,933 \cdot 10^{-5} + 3,772 \cdot 10^{-6} + 5,077 \cdot 10^{-7}]^{\frac{1}{9}}$$

$$M_{Fe} \doteq 675,86 \text{ Nm}$$

Po dosazení všech potřebných hodnot do vztahu (80) je získán minimální střední normální modul kuželového ozubení satelitů a centrálního kola.

$$m_{mn_{min}} \geq \sqrt{\frac{2 \cdot 675,86}{0,035 \cdot 10} \cdot \frac{2,12 \cdot 4,5 \cdot 1 \cdot 1}{700 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,95}} \cdot 1,2 \doteq 8,154 \text{ mm}$$

Pro kuželová soukolí s přímými zuby je však normalizovaný vnější čelní modul m_{et} . Vztah mezi normalizovaným vnějším čelním modulem m_{et} a pro výpočty významným středním normálním modulem m_{mn} je pro přímé zuby dán rovnicí (82).

$$m_{et_{min}} = m_{mn_{min}} + \frac{b_w \cdot \sin \delta_s}{z_s} \quad (82)$$

Kde b_w je pracovní šířka ozubení,
 δ_s je úhel roztečného kužele satelitu, který lze pro pravoúhlé kuželové soukolí vypočítat
vzorcem (83),
a z_s je počet zubů satelitu.

$$\delta_s = \operatorname{arctg} \frac{1}{i_k} \quad (83)$$

Kde i_k je převodový poměr kuželového soukolí.

Po dosazení rovnice (83) do rovnice (82) je získán vztah pro výpočet normalizovaného
minimálního vnějšího čelního modulu.

$$m_{et_{min}} = m_{mn_{min}} + \frac{b_w \cdot \sin\left(\operatorname{arctg} \frac{1}{i_k}\right)}{z_s}$$

$$m_{et_{min}} = 7,368 + \frac{35 \cdot \sin\left(\operatorname{arctg} \frac{10}{11}\right)}{10} = 9,722 \text{ mm}$$

Vzhledem k velkému namáhání na dotyk je zvolen vnější čelní modul $m_{et} = 14$ mm.
Střední normální modul m_{mn} je poté vypočten úpravou vztahu (82).

$$m_{mn} = m_{et} - \frac{b_w \cdot \sin \delta_s}{z_s}$$

$$m_{mn} = 14 - \frac{35 \cdot \sin\left(\operatorname{arctg} \frac{10}{11}\right)}{10} = 11,646 \text{ mm}$$

4.2.2 Výpočet sil v ozubení kuželového soukolí

Když je znám střední normální modul m_{mn} , lze nyní určit tečné síly F_t v ozubení satelitů
a centrálních kol pomocí následujícího vztahu (84).

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{kd}}{d_{m_s}} \quad (84)$$

d_{m_s} je střední roztečný průměr satelitu, a pro přímé zuby jej lze vypočítat dle rovnice (85).

$$d_{m_s} = m_{mn} \cdot z_s \quad (85)$$

$$d_{m_s} = 11,646 \cdot 10 = 116,46 \text{ mm}$$

Maximální tečná síla $F_{t1_{max}}$ a tečné síly v ozubení satelitů a centrálních kol $F_{t_{n0,8}}$ při
zařazení jednotlivých rychlostních stupňů a při využití 80 % dostupného momentu
motoru $M_{m_{0,8}} = 117,6$ Nm jsou poté vypočteny níže a na další straně dosazením hodnot
do rovnice (84).

$$F_{t1_{max}} = \frac{2 \cdot 957,49}{0,11646} \doteq 16\,443,2 \text{ N}$$

$$F_{t_{10,8}} = \frac{2 \cdot 942,04}{0,11646} \doteq 16\,177,9 \text{ N}$$

$$F_{t20,8} = \frac{2 \cdot 498,87}{0,11646} \doteq 8\,567,2 \text{ N}$$

$$F_{t30,8} = \frac{2 \cdot 353,26}{0,11646} \doteq 6\,066,6 \text{ N}$$

$$F_{t40,8} = \frac{2 \cdot 268,88}{0,11646} \doteq 4\,617,6 \text{ N}$$

$$F_{t50,8} = \frac{2 \cdot 211,52}{0,11646} \doteq 3\,632,5 \text{ N}$$

Ekvivalentní obvodové síly pro výpočet zubů na dotyk F_{tHe} a ohyb F_{tFe} jsou dle ČSN 01 4686 spočteny pomocí rovnic (86) a (87). [27]

$$F_{tHe} = F_{t10,8} \cdot \left[\left(\frac{F_{t10,8}}{F_{t10,8}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_1 + \left(\frac{F_{t20,8}}{F_{t10,8}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_2 + \right. \\ \left. + \left(\frac{F_{t30,8}}{F_{t10,8}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_3 + \left(\frac{F_{t40,8}}{F_{t10,8}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_4 + \left(\frac{F_{t50,8}}{F_{t10,8}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_5 \right]^{\frac{2}{q_H}} \quad (86)$$

$$F_{tFe} = F_{t10,8} \cdot \left[\left(\frac{F_{t10,8}}{F_{t10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_1 + \left(\frac{F_{t20,8}}{F_{t10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_2 + \right. \\ \left. + \left(\frac{F_{t30,8}}{F_{t10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_3 + \left(\frac{F_{t40,8}}{F_{t10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_4 + \left(\frac{F_{t50,8}}{F_{t10,8}} \right)^{q_F} \cdot p_5 \right]^{\frac{1}{q_F}} \quad (87)$$

Kde q_H je exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk,
 q_F je exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb
a p_n je součinitel využití n-tého rychlostního stupně.

Hodnoty exponentů pro zuby ze zvoleného materiálu a s uvedenými tvrdostmi jsou podle ČSN 01 4686 následující. [27]

$$q_H = 10$$

$$q_F = 9$$

Dílčí výpočty a samotné výpočty ekvivalentních sil pro výpočet zubů na dotyk F_{tHe} a ohyb F_{tFe} jsou provedeny níže a na další straně.

$$\left(\frac{F_{t10,8}}{F_{t10,8}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_1 = \left(\frac{16\,177,9}{16\,177,9} \right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,05 = 0,05$$

$$\left(\frac{F_{t20,8}}{F_{t10,8}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_2 = \left(\frac{8\,567,2}{16\,177,9} \right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,1 \doteq 4,165 \cdot 10^{-3}$$

$$\left(\frac{F_{t30,8}}{F_{t10,8}} \right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_3 = \left(\frac{6\,066,6}{16\,177,9} \right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,2 \doteq 1,483 \cdot 10^{-3}$$

$$\left(\frac{F_{t4,0,8}}{F_{t1,0,8}}\right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_4 = \left(\frac{4\,617,6}{16\,177,9}\right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,3 \doteq 5,683 \cdot 10^{-4}$$

$$\left(\frac{F_{t5,0,8}}{F_{t1,0,8}}\right)^{\frac{q_H}{2}} \cdot p_5 = \left(\frac{3\,632,5}{16\,177,9}\right)^{\frac{10}{2}} \cdot 0,35 \doteq 1,997 \cdot 10^{-4}$$

$$F_{tHe} = 16\,177,9 \cdot [0,05 + 4,165 \cdot 10^{-3} + 1,483 \cdot 10^{-3} + 5,683 \cdot 10^{-4} + 1,997 \cdot 10^{-4}]^{10}$$

$$F_{tHe} \doteq 9\,103,4 \text{ N}$$

$$\left(\frac{F_{t1,0,8}}{F_{t1,0,8}}\right)^{q_F} \cdot p_1 = \left(\frac{16\,177,9}{16\,177,9}\right)^9 \cdot 0,05 = 0,05$$

$$\left(\frac{F_{t2,0,8}}{F_{t1,0,8}}\right)^{q_F} \cdot p_2 = \left(\frac{8\,567,2}{16\,177,9}\right)^9 \cdot 0,1 \doteq 3,275 \cdot 10^{-4}$$

$$\left(\frac{F_{t3,0,8}}{F_{t1,0,8}}\right)^{q_F} \cdot p_3 = \left(\frac{6\,066,6}{16\,177,9}\right)^9 \cdot 0,2 \doteq 2,933 \cdot 10^{-5}$$

$$\left(\frac{F_{t4,0,8}}{F_{t1,0,8}}\right)^{q_F} \cdot p_4 = \left(\frac{4\,617,6}{16\,177,9}\right)^9 \cdot 0,3 \doteq 3,772 \cdot 10^{-6}$$

$$\left(\frac{F_{t5,0,8}}{F_{t1,0,8}}\right)^{q_F} \cdot p_5 = \left(\frac{3\,632,5}{16\,177,9}\right)^9 \cdot 0,35 \doteq 5,077 \cdot 10^{-7}$$

$$F_{tFe} = 16\,177,9 \cdot [0,05 + 3,275 \cdot 10^{-4} + 2,933 \cdot 10^{-5} + 3,772 \cdot 10^{-6} + 5,077 \cdot 10^{-7}]^9$$

$$F_{tFe} \doteq 11\,606,7 \text{ N}$$

4.2.1 Kontrolní výpočet na únavu v ohybu pro satelit

Nyní lze provést samotný kontrolní výpočet na ohyb pro satelit. Pro místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu satelitu při působení ekvivalentní obvodové síly pro výpočet zubů na ohyb F_{tFe} platí dle ČSN 01 4686 rovnice (88). [27]

$$\sigma_{F_s} = \frac{F_{tFe}}{b_w \cdot m_{mn}} \cdot K_F \cdot Y_{FS_s} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \quad (88)$$

$$\sigma_{F_s} = \frac{11\,606,7}{0,035 \cdot 0,011646} \cdot 2,12 \cdot 4,5 \cdot 1 \cdot 1 \doteq 271,7 \text{ MPa}$$

Nyní je potřeba porovnat hodnotu místního ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu satelitu σ_{F_s} s hodnotou přípustného napětí v ohybu σ_{FP} , které je vypočteno dle ČSN 01 4686 pomocí vztahu (79). [27]

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{S_{Flim}}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{700 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,95}{1,2} \doteq 554,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F_S} = 271,7 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP} = 554,2 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu satelitu σ_{F_S} je menší než přípustného napětí v ohybu σ_{FP} .

4.2.2 Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení na satelit

Ještě je nutné provést kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení na satelit, aby nedošlo k trvalé deformaci zubu, popřípadě ke vzniku počátečních trhlin nebo ke křehkému lomu v patě zubu. Výpočet je proveden dle rovnice (89).

$$\sigma_{Fmax_s} = \frac{F_{t1max}}{b_w \cdot m_{mn}} \cdot K_F \cdot Y_{FS_S} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \quad (89)$$

$$\sigma_{Fmax_s} = \frac{16\,443,2}{0,035 \cdot 0,011646} \cdot 2,12 \cdot 4,5 \cdot 1 \cdot 1 \doteq 384,8 \text{ MPa}$$

Hodnota maximálního místního ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pro satelit σ_{Fmax_s} musí být srovnána s hodnotou přípustného ohybového napětí v patě zubu při největším zatížení σ_{FPmax} , která se podle ČSN 01 4686 vypočte ze vztahu (90). [27]

$$\sigma_{FPmax} = \frac{\sigma_{FSt} \cdot Y_{\delta St} \cdot Y_X}{S_{FSmin} \cdot Y_{\delta StT}} \quad (90)$$

Kde σ_{FSt} je mezní ohybové napětí v patě zubu při největším zatížení,

$Y_{\delta St}$ je součinitel vrubové citlivosti při největším zatížení,

S_{FSmin} je nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti při výpočtu s největším zatížením

a $Y_{\delta StT}$ je součinitel vrubové citlivosti zkušební kola při největším zatížení.

Pro cementované oceli lze pro výpočet mezního ohybového napětí v patě zubu při největším zatížení σ_{FSt} využít podle ČSN 01 4686 rovnici (91). [27]

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flim} \quad (91)$$

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot 700 = 1750 \text{ MPa}$$

Hodnoty součinitelů jsou dle ČSN 01 4686 uvedeny níže. [27]

$$Y_{\delta St} = 1,41$$

$$Y_X = 0,95$$

$$S_{FSmin} = 1,3$$

$$Y_{\delta StT} = 1,6$$

$$\sigma_{FPmax} = \frac{1\,750 \cdot 1,41 \cdot 0,95}{1,3 \cdot 1,6} \doteq 1\,127,0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax_s} = 384,8 \text{ MPa} \leq \sigma_{FPmax} = 1\,127,0 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Největší místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pro satelit σ_{Fmax_s} je menší než přípustného napětí v ohybu při největším zatížení σ_{FPmax} .

4.2.3 Kontrolní výpočet na únavu v ohybu pro centrální kolo

Podobně jako u většího kola stálého převodu není centrální kolo tak kritické z hlediska pevnosti a únavy jako satelit, jelikož má větší průměr. Nicméně je proveden kontrolní výpočet na únavu v ohybu i pro centrální kolo.

Ekvivalentní obvodová síla pro výpočet zubů na ohyb F_{tFe} v ozubení je stejná i pro centrální kolo. Jsou platné také stejné hodnoty součinitelů jako pro satelit až na součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí, jehož hodnota je pro centrální kolo $Y_{FS_c} = 4,45$. Kontrolní výpočet pro místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu pro centrální kolo σ_{F_c} se tak provede obdobným způsobem jako u satelitu.

Místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu centrálního kola σ_{F_c} při působení ekvivalentní obvodové síly pro výpočet zubů na ohyb F_{tFe} je spočteno dle vztahu (92).

$$\sigma_{F_c} = \frac{F_{tFe}}{b_w \cdot m_{mn}} \cdot K_F \cdot Y_{FS_c} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \quad (92)$$
$$\sigma_{F_c} = \frac{11\,606,7}{0,035 \cdot 0,011646} \cdot 2,12 \cdot 4,45 \cdot 1 \cdot 1 \doteq 268,6 \text{ MPa}$$

Nyní je potřeba porovnat hodnotu místního ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu centrálního kola σ_{F_c} s hodnotou přípustného napětí v ohybu σ_{FP} , které má rovněž stejnou hodnotu jako při kontrole satelitu.

$$\sigma_{F_c} = 268,6 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP} = 554,2 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu centrálního kola σ_{F_c} je menší než přípustného napětí v ohybu σ_{FP} .

4.2.4 Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení na centrální kolo

Kontrolní výpočet na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení na centrální kolo je proveden výpočtem největšího ohybového napětí v patě zubu centrálního kola $\sigma_{F_{max_c}}$ podle ČSN 01 4686 pomocí rovnice (93). [27]

$$\sigma_{F_{max_c}} = \frac{F_{t1_{max}}}{b_w \cdot m_{mn}} \cdot K_F \cdot Y_{FS_c} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \quad (93)$$
$$\sigma_{F_{max_c}} = \frac{16\,443,2}{0,035 \cdot 0,011646} \cdot 2,12 \cdot 4,45 \cdot 1 \cdot 1 \doteq 380,6 \text{ MPa}$$

Hodnota maximálního místního ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu centrálního kola $\sigma_{F_{max_c}}$ musí být srovnána s hodnotou přípustného ohybového napětí v patě zubu při největším zatížení $\sigma_{FP_{max}}$, která byla spočtena při kontrole satelitu a má hodnotu $\sigma_{FP_{max}} = 1\,127,0 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{Fmax_c} = 380,6 \text{ MPa} \leq \sigma_{FPmax} = 1\,127,0 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Největší místní ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu centrálního kola σ_{Fmax_c} je menší než přípustné napětí v ohybu při největším zatížení σ_{FPmax} .

4.2.5 Výpočet součinitelů pro výpočet únavy v dotyku kuželového soukolí

Únosnost zubů v dotyku se opět vyhodnotí pomocí Hertzova tlaku. Nejprve je ale dle rovnice (94) z ČSN 01 4686 získáno napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů. [27]

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tHe}}{b_w \cdot d_v} \cdot \frac{i_v + 1}{i_v}} \quad (94)$$

Součinitel materiálu Z_E

Vzhledem k tomu, že je na satelit i centrální kolo použit stejný materiál se stejným modulem pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ a stejným Poissonovým číslem $\mu = 0,3$, lze podle ČSN 01 4686 pro výpočet součinitele materiálu použít rovnici (95). [27]

$$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E} \quad (95)$$

$$Z_E = \sqrt{0,175 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \doteq 191,7 \sqrt{\text{MPa}}$$

Součinitel tvaru zubů Z_H

Součinitel tvaru zubů Z_H je podle ČSN 01 4686 dán výrazem (96). [27]

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\text{tg } \alpha_{tw}}} \quad (96)$$

Úhel β_b je základní úhel sklonu boční křivky zubu a lze jej vypočítat pomocí rovnice (97).

$$\beta_b = \arcsin (\sin \beta \cdot \cos \alpha_t) \quad (97)$$

$$\beta = 0^\circ \Rightarrow \beta_b = 0$$

Úhel α_{tw} je úhel záběru a pro nekorigované soukolí platí $\alpha_{tw} = \alpha_t = 20^\circ$.

$$Z_H = \frac{1}{\cos 20^\circ} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 0^\circ}{\text{tg } 20^\circ}} \doteq 2,49$$

Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů Z_ε

Pro výpočet součinitele součtové délky dotykových křivek boků zubů Z_ε je nutné kuželové soukolí převést na virtuální soukolí. Převedení na virtuální soukolí je provedeno dle vztahů uvedených v Konstruování strojních součástí od J. E. Shigleyho. [26]

Pro součinitel záběru kroku virtuálního soukolí $\varepsilon_{v\beta} < 1$ platí podle ČSN 01 4686 pro výpočet součinitele součtové délky dotykových křivek boků zubů Z_ε rovnice (98). [27]

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_{v\alpha}) \cdot (1 - \varepsilon_{v\beta})}{3} + \frac{\varepsilon_{v\beta}}{\varepsilon_{v\alpha}}} \quad (98)$$

Pro součinitel záběru kroku virtuálního soukolí $\varepsilon_{v\beta} \geq 1$ platí pro součinitele součtové délky dotykových křivek boků zubů Z_ε jednodušší rovnice (99).

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{v\alpha}}} \quad (99)$$

Pro součinitele záběru kroku virtuálního soukolí $\varepsilon_{v\beta}$ platí vztah (100).

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_{mn}} \quad (100)$$

$$\beta = 0^\circ \Rightarrow \varepsilon_{v\beta} = 0$$

Pro výpočet součinitele součtové délky dotykových křivek boků zubů Z_ε platí tedy rovnice (98), jelikož součinitel záběru kroku virtuálního soukolí $\varepsilon_{v\beta}$ je menší než 1.

$\varepsilon_{v\alpha}$ je součinitel záběru profilu virtuálního soukolí a lze jej určit pomocí rovnice (101).

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{g_{v\alpha}}{p_{et}} \quad (101)$$

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{\sqrt{r_{va_s}^2 - r_{vb_s}^2} + \sqrt{r_{va_c}^2 - r_{vb_c}^2} - (r_{v_s} + r_{v_c}) \cdot \sin \alpha_{vt}}{\pi \cdot m_{mn} \cdot \cos \alpha_{vt}}$$

Kde $g_{v\alpha}$ je dráha záběru virtuálního soukolí,

p_{et} je základní rozteč virtuálního soukolí,

r_{va} jsou poloměry hlavových kružnic virtuálního soukolí,

r_{vb} jsou poloměry základních kružnic virtuálního soukolí

r_v jsou poloměry roztečných kružnic virtuálního soukolí

α_{vt} je čelní úhel záběru virtuálního soukolí, přičemž pro přímé zuby platí $\alpha_{vt} = \alpha_t = 20^\circ$

a m_{mn} je střední normální modul kuželového ozubení.

Je potřeba znát úhel roztečného kužele satelitu δ_s . Jelikož tvoří satelit a centrální kolo pravoúhlé soukolí, lze úhel δ_s spočítat pomocí rovnice (102).

$$\delta_s = \operatorname{arctg} \frac{1}{i_k} \quad (102)$$

$$\delta_s = \operatorname{arctg} \frac{z_s}{z_c} = \operatorname{arctg} \frac{10}{11} \doteq 42,2737^\circ$$

Úhel roztečného kužele centrálního kola δ_c je poté jednoduše spočten jako doplněk do 90° dle vztahu (103).

$$\delta_c = 90 - \delta_s \quad (103)$$

$$\delta_c = 90 - 42,2737 = 47,7263^\circ$$

Pro poloměry roztečných kružnic satelitu (index s) a centrálního kola (index c) jako virtuálních kol platí rovnice (104) a (105).

$$r_{v_s} = \frac{d_{m_s}}{2 \cdot \cos \delta_s} = \frac{m_{mn} \cdot z_s}{2 \cdot \cos \delta_s} \quad (104)$$

$$r_{v_s} = \frac{11,646 \cdot 10}{2 \cdot \cos 42,2737^\circ} \doteq 78,6956 \text{ mm}$$

$$r_{v_c} = \frac{d_{m_c}}{2 \cdot \cos \delta_p} = \frac{m_{mn} \cdot z_c}{2 \cdot \cos \delta_c} \quad (105)$$

$$r_{v_c} = \frac{11,646 \cdot 11}{2 \cdot \cos 47,7263^\circ} \doteq 95,2216 \text{ mm}$$

Poloměry hlavových kružnic satelitu a centrálního kola jako virtuálních kol lze vypočítat díky vztahům (106) a (107). Kde h_{am} je výška hlavy zubu a vzhledem k tomu, že má soukolí přímé zuby, tak platí, že výška hlavy zubu má stejnou velikost jako je velikosti středního normálního modulu, tedy $h_{am} = m_{mn} = 11,646 \text{ mm}$.

$$r_{va_s} = r_{v_s} + h_{am} \quad (106)$$

$$r_{va_s} = 78,6956 + 11,646 = 90,3416 \text{ mm}$$

$$r_{va_c} = r_{v_c} + h_{am} \quad (107)$$

$$r_{va_c} = 95,2216 + 11,646 = 106,8676 \text{ mm}$$

Pro poloměry základních kružnic satelitu a centrálního kola jako virtuálních kol platí rovnice (108) a (109).

$$r_{vb_s} = r_{v_s} \cdot \cos \alpha_{vt} \quad (108)$$

$$r_{vb_s} = 78,6956 \cdot \cos 20^\circ \doteq 73,9497 \text{ mm}$$

$$r_{vb_c} = r_{v_c} \cdot \cos \alpha_{vt} \quad (109)$$

$$r_{vb_c} = 95,2216 \cdot \cos 20^\circ \doteq 89,4790 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{\sqrt{90,3416^2 - 73,9497^2} + \sqrt{106,8676^2 - 89,4790^2} - (78,6956 + 95,2216) \cdot \sin 20^\circ}{\pi \cdot 11,646 \cdot \cos 20^\circ}$$

$$\varepsilon_{v\alpha} \doteq 1,479$$

Po dosažení hodnot získaných součinitelů, tedy součinitele záběru profilu virtuálního soukolí $\varepsilon_{v\alpha}$ a součinitele záběru kroku virtuálního soukolí $\varepsilon_{v\beta}$ do rovnice (98) je získána hodnota součinitele součtové délky dotkových křivek boků zubů Z_ε .

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - 1,479) \cdot (1 - 0)}{3} + \frac{0}{1,479}} \doteq 0,92$$

4.2.6 Kontrolní výpočet na únavu v dotyku pro satelit

Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů satelitu σ_{HO_s} a při působení ekvivalentní obvodové síly pro výpočet zubů na dotyk $F_{tHe} = 9\,103,4\text{ N}$ se dle ČSN 01 4686 určí pomocí vztahu (110). [27]

$$\sigma_{HO_s} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tHe}}{b_w \cdot d_{v_s}} \cdot \frac{i_v + 1}{i_v}} \quad (110)$$

Kde d_{v_s} je průměr roztečné kružnice satelitu jako virtuálního kola, který se určí pomocí vztahu (111).

$$d_{v_s} = \frac{d_{m_s}}{\cos \delta_s} = \frac{m_{mn} \cdot z_s}{\cos \delta_s} \quad (111)$$

$$d_{v_s} = \frac{11,646 \cdot 10}{\cos 42,2737^\circ} \doteq 157,4\text{ mm}$$

i_v je převodový poměr virtuálního soukolí a pro pravoúhlé soukolí jej lze určit pomocí rovnice (112).

$$i_v = \left(\frac{z_c}{z_s}\right)^2 \quad (112)$$

$$i_v = \left(\frac{11}{10}\right)^2 = 1,21$$

$$\sigma_{HO_s} = 191,7 \cdot 2,49 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{\frac{9\,103,4}{35 \cdot 157,4} \cdot \frac{1,21 + 1}{1,21}} \doteq 762,9\text{ MPa}$$

Výpočtové napětí v dotyku (Hertzův tlak) v rozhodujícím bodě záběru σ_H se poté podle ČSN 01 4686 určí pomocí vztahu (113). [27]

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \quad (113)$$

Kde K_H je součinitel přídatných sil pro výpočet na dotyk a je uvažováno, že hodnota součinitele přídatných sil pro výpočet na dotyk je rovna hodnotě součinitele přídatných sil pro výpočet na ohyb K_F .

$$K_H = K_F = 2,12$$

Po dosazení hodnot do rovnice (113) lze získat hodnotu výpočtového napětí v dotyku (Hertzův tlak) v rozhodujícím bodě záběru pro satelit σ_{H_S} .

$$\sigma_{H_S} = 762,9 \cdot \sqrt{2,12} \doteq 1\,110,8 \text{ MPa}$$

Získaná hodnota σ_{H_S} musí být srovnána s přípustným napětím v dotyku σ_{HP} , které má stejnou hodnotu jako při kontrole na únavu stálého převodu, a to $\sigma_{HP} = 1\,209,1 \text{ MPa}$. Stejná hodnota přípustného napětí v dotyku σ_{HP} pro kuželové soukolí jako pro čelní soukolí je dána použitím materiálu se stejnými vlastnostmi.

$$\sigma_{H_S} = 1\,110,8 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} = 1\,209,1 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Výpočtové napětí v dotyku (Hertzův tlak) v rozhodujícím bodě záběru satelitu σ_{H_S} je menší než přípustného napětí v dotyku σ_{HP} .

4.2.7 Kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na satelit

Ještě je nutné provést kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na satelit dle rovnice (114) převzaté z ČSN 01 4686. [27]

$$\sigma_{Hmax_S} = \sigma_{H0max_S} \cdot \sqrt{K_H} \quad (114)$$

Kde σ_{H0max_S} je napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů satelitu při zařazeném 1. rychlostním stupni a přenosu teoretické největší tečné síly mezi hnacími vozidlovými koly a vozovkou F_{Kmax} . V ozubení kuželového soukolí tak působí obvodová síla F_{t1max} , která namáhá satelit a centrální kolo. Největší napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů lze vypočítat dle ČSN 01 4686 pomocí rovnice (115). [27]

$$\sigma_{H0max_S} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1max}}{b_w \cdot d_{v_S}} \cdot \frac{i_v + 1}{i_v}} \quad (115)$$

Po dosazení rovnice (115) do rovnice (114) je získán vztah pro výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na satelit.

$$\sigma_{Hmax_S} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1max}}{b_w \cdot d_{v_S}} \cdot \frac{i_v + 1}{i_v} \cdot K_H}$$

$$\sigma_{Hmax_S} = 191,7 \cdot 2,49 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{\frac{16\,443,2}{35 \cdot 157,4} \cdot \frac{1,21 + 1}{1,21} \cdot 2,12} \doteq 1\,492,9 \text{ MPa}$$

Hodnota největšího napětí v dotyku pro satelit σ_{Hmax_S} musí být srovnána s hodnotou přípustného napětí v dotyku při největším zatížení σ_{HPmax} , která má stejně jako u stálého převodu hodnotu $\sigma_{HPmax} = 2\,800 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{Hmax_s} = 1\,492,9 \text{ MPa} \leq \sigma_{HPmax} = 2\,800 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Největší napětí v dotyku pro satelit σ_{Hmax_s} je menší než přípustného napětí v dotyku při největším zatížení σ_{HPmax} .

4.2.8 Kontrolní výpočet na únavu v dotyku pro centrální kolo

Stejně jako u kontrolního výpočtu na únavu v ohybu i při kontrolním výpočtu na únavu v dotyku je centrální kolo namáháno méně než satelit díky svému většímu průměru. Přesto je provedena kontrola na únavu v dotyku také pro centrální kolo.

Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů σ_{HO_c} a při působení ekvivalentní obvodové síly pro výpočet zubů na dotyk F_{tHe} je vypočteno dle ČSN 01 4686 pomocí rovnice (116). [27]

$$\sigma_{HO_c} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tHe}}{b_w \cdot d_{vc}} \cdot \frac{i_v + 1}{i_v}} \quad (116)$$

Kde d_{vc} je průměr roztečné kružnice centrálního kola jako virtuálního kola, který se určí pomocí vztahu (117).

$$d_{vc} = \frac{d_{mc}}{\cos \delta_c} = \frac{m_{mn} \cdot z_c}{\cos \delta_c} \quad (117)$$

$$d_{vc} = \frac{11,646 \cdot 11}{\cos 47,7263^\circ} \doteq 190,4 \text{ mm}$$

$$\sigma_{HO_c} = 191,7 \cdot 2,49 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{\frac{9\,103,4}{35 \cdot 190,4} \cdot \frac{1,21 + 1}{1,21}} \doteq 693,7 \text{ MPa}$$

Výpočtové napětí v dotyku (Hertzův tlak) v rozhodujícím bodě záběru centrálního kola σ_{H_c} se poté určí dle ČSN 01 4686 pomocí vztahu (113). [27]

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$$

$$\sigma_{H_c} = 693,7 \cdot \sqrt{2,12} = 1\,010,0 \text{ MPa}$$

Získaná hodnota σ_{H_c} musí být srovnána s přípustným napětím v dotyku $\sigma_{HP} = 1\,209,1 \text{ MPa}$, které bylo vypočteno při kontrole na únavu v dotyku stálého převodu.

$$\sigma_{H_c} = 1\,010,0 \leq \sigma_{HP} = 1\,209,1 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Výpočtové napětí v dotyku (Hertzův tlak) v rozhodujícím bodě záběru centrálního kola σ_{H_c} je menší než přípustného napětí v dotyku σ_{HP} .

4.2.9 Kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na centrální kolo

Kontrolní výpočet na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na centrální kolo se provede dle ČSN 01 4686 pomocí rovnice (118). [27]

$$\sigma_{Hmax_c} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1max}}{b_w \cdot d_{vc}} \cdot \frac{i_v + 1}{i_v} \cdot K_H} \quad (118)$$
$$\sigma_{Hmax_c} = 191,7 \cdot 2,49 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{\frac{16\,443,2}{35 \cdot 190,4} \cdot \frac{1,21 + 1}{1,21} \cdot 2,12} = 1\,357,4 \text{ MPa}$$

Hodnota největšího napětí v dotyku pro centrální kolo σ_{Hmax_c} musí být srovnána s hodnotou přípustného napětí v dotyku při největším zatížení $\sigma_{HPmax} = 2\,800 \text{ MPa}$, které bylo spočteno při výpočtu na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení na stálý převod.

$$\sigma_{Hmax_c} = 1\,357,4 \text{ MPa} \leq \sigma_{HPmax} = 2\,800 \text{ MPa}$$

Podmínka je splněna. Největší napětí v dotyku pro centrální kolo σ_{Hmax_c} je menší než přípustného napětí v dotyku při největším zatížení σ_{HPmax} .

4.3 Nýty

Pro spojení klece diferenciálu s kolem stálého převodu jsou použity nýty z materiálu ČSN 41 1343. Jedná se o ocel 11 343 s mezí pevnosti v tahu $R_{m_n} = 310 \text{ MPa}$. Pro klec je využit materiál ČSN 42 2670, což je uhlíková ocel na odlitky s mezí pevnosti v tahu $R_{m_{klec}} = 690 \text{ MPa}$. Mez pevnosti v tahu materiálu kola s cementovaným povrchem je dle ČSN 01 4686 $R_{m_k} = 932 \text{ MPa}$. Výpočet je proveden dle normy ČSN EN 1993-1-8, odkud jsou získány vztahy pro dovolená zatížení a hodnoty součinitelů spolehlivosti. [27] [28] [29] [30]

Nýty o průměru $d_n = 5 \text{ mm}$ jsou rozmístěny na kole stálého převodu na kružnici o průměru $d_{kn} = 200 \text{ mm}$.

4.3.1 Maximální smyková síla působící na nýty

Na kole stálého převodu, ke kterému má být klec diferenciálu připevněna, působí při přenosu maximální tečné síly F_{Kmax} mezi koly a vozovkou při zařazeném 1. rychlostním stupni krouticí moment M_{kkmax} vypočtený dle rovnice (119).

$$M_{kkmax} = \frac{F_{Kmax} \cdot r_d}{\eta_m} \quad (119)$$
$$M_{kkmax} = \frac{6\,099,1 \cdot 0,292}{0,93} \doteq 1\,914,99 \text{ Nm}$$

Smyková síla $T_{n_{max}}$, která zatěžuje nýty při přenosu maximální tečné síly $F_{K_{max}}$ mezi koly a vozovkou se určí z momentu $M_{kk_{max}}$ dle vztahu (120).

$$T_{n_{max}} = \frac{2 \cdot M_{kk_{max}}}{d_{kn}} \quad (120)$$

$$T_{n_{max}} = \frac{2 \cdot 1\,914,99}{0,2} \doteq 19\,149,9 \text{ N}$$

4.3.2 Kontrola stříhu nýtů

Dovolená smyková síla T_{Dn} působící na jeden nýt se dle ČSN EN 1993-1-8 získá pomocí rovnice (121). [30]

$$T_{Dn} = \frac{0,6 \cdot R_{m_n} \cdot S_n}{\gamma_{M2}} \quad (121)$$

Kde R_{m_n} je mez pevnosti materiálu nýtu,

S_n je plocha průřezu nýtu

a γ_{M2} je dílčí součinitel spolehlivosti a jeho hodnota je $\gamma_{M2} = 1,25$.

$$T_{Dn} = \frac{0,6 \cdot 310 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,005^2}{1,25 \cdot 4} \doteq 2\,921,7 \text{ N}$$

Minimální počet nýtů $j_{min_{střih}}$ z kontroly pro stříh se určí z rovnice (122).

$$j_{min_{střih}} = \frac{T_{n_{max}}}{T_{Dn}} \quad (122)$$

$$j_{min_{střih}} = \frac{19\,149,9}{2\,921,7} \doteq 6,55 \text{ nýtů}$$

4.3.3 Kontrola otláčení nýtů

Dovolená síla P_{Dn} na otláčení nýtu je dle ČSN EN 1993-1-8 vypočtena pomocí vztahu (123). [30]

$$P_{Dn} = \frac{k_1 \cdot \alpha_b \cdot R_m \cdot d_n \cdot t}{\gamma_{M2}} \quad (123)$$

Kde k_1 je součinitel s hodnotou pro kolmé zatížení na osu nýtu $k_1 = 2,5$,

α_b je nejmenší z hodnot $\frac{R_{m_{klec}}}{R_{m_n}}$, $\frac{R_{m_k}}{R_{m_n}}$ nebo 1,

R_m je mez pevnosti v tahu spojované části,

d_n je průměr nýtu,

t je tloušťka spojované součásti, pro kolo je $t_k = 20 \text{ mm}$, pro klec diferenciálu je

$t_{klec} = 10 \text{ mm}$

a γ_{M2} je dílčí součinitel spolehlivosti a jeho hodnota je $\gamma_{M2} = 1,25$.

$$a_b = \min \left\{ \frac{R_{m_{klec}}}{R_{m_n}} = \frac{690}{310}, \frac{R_{m_k}}{R_{m_n}} = \frac{932}{310}, 1 \right\} \Rightarrow a_b = 1$$

Pro otláčení nýtu od kola je dovolená síla P_{Dn_k} .

$$P_{Dn_k} = \frac{2,5 \cdot 1 \cdot 932 \cdot 10^6 \cdot 0,005 \cdot 0,02}{1,25} = 186\,400 \text{ N}$$

Minimální počet nýtů $j_{min_{otl.}}$ z kontroly pro otláčení se určí z rovnice (124).

$$j_{min_{otl.}} = \frac{T_{n_{max}}}{P_{Dn}} \quad (124)$$

$$j_{min_{otl.}} = \frac{19\,149,9}{186\,400} \doteq 0,103 \text{ nýtů}$$

Pro otláčení nýtu od klece diferenciálu je dovolená síla $P_{Dn_{klec}}$.

$$P_{Dn_{klec}} = \frac{2,5 \cdot 1 \cdot 690 \cdot 10^6 \cdot 0,005 \cdot 0,01}{1,25} = 69\,000 \text{ N}$$

$$j_{min_{otl.klec}} = \frac{19\,149,9}{69\,000} \doteq 0,278 \text{ nýtů}$$

Pro připevnění klece diferenciálu ke kolu stálého převodu je zvoleno 8 nýtů z materiálu ČSN 41 1343 o průměru nýtů $d_n = 5 \text{ mm}$ rovnoměrně rozmístěných na kružnici o průměru $d_{kn} = 200 \text{ mm}$.

4.4 Čep satelitů

Čep satelitů je zhotoven z materiálu ČSN 41 1600 (11 600) s mezí pevnosti v tahu $R_{m\check{c}} = 570 \text{ MPa}$ a mezí kluzu $R_{e\check{c}} = 325 \text{ MPa}$. Průměr čepu je $d_{\check{c}} = 20 \text{ mm}$. Výpočet je stejně jako u nýtů proveden dle normy ČSN EN 1993-1-8, odkud jsou získány vztahy pro dovolená zatížení a hodnoty součinitelů spolehlivosti. [30] [31]

Čep satelitu je uložen v kleci diferenciálu, která je připevněna ke kolu stálého převodu, na němž při přenosu maximální tečné síly $F_{K_{max}}$ mezi koly a vozovkou při zařazeném 1. rychlostním stupni působí krouticí moment $M_{kk_{max}} = 1\,914,99 \text{ Nm}$. Vzdálenost střižných ploch je pro konstrukční návrh uvažována $s = 185 \text{ mm}$.

Smyková síla $T_{\check{c}_{max}}$, která zatěžuje čep ve střižné ploše při přenosu maximální tečné síly $F_{K_{max}}$ mezi koly a vozovkou se určí z momentu $M_{kk_{max}}$ dle vztahu (125). Ve jmenovateli tohoto vztahu je před úpravou číslo 2, jelikož má čep 2 střižné roviny, kvůli 2 satelitům.

$$T_{\check{c}_{max}} = \frac{2 \cdot M_{kk_{max}}}{2 \cdot s} = \frac{M_{kk_{max}}}{s} \quad (125)$$

$$T_{\check{c}_{max}} = \frac{1\,914,99}{0,185} \doteq 10\,351,3 \text{ N}$$

4.4.1 Kontrola stříhu čepu

Dovolená smyková síla $T_{D\check{c}}$ působící na čep se dle ČSN EN 1993-1-8 vypočítá pomocí rovnice (126). [30]

$$T_{D\check{c}} = \frac{0,6 \cdot R_{m\check{c}} \cdot S}{\gamma_{M2}} \quad (126)$$

Kde $R_{m\check{c}}$ je mez pevnosti v tahu materiálu čepu,

S je plocha průřezu čepu

a γ_{M2} je dílčí součinitel spolehlivosti a jeho hodnota je $\gamma_{M2} = 1,25$.

$$T_{D\check{c}} = \frac{0,6 \cdot 570 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,02^2}{1,25 \cdot 4} \doteq 85\,954,0 \text{ N}$$
$$T_{\check{c}max} = 10\,351,3 \text{ N} \leq T_{D\check{c}} = 85\,954,0 \text{ N}$$

Podmínka je splněna. Maximální smyková síla $T_{\check{c}max}$ zatěžující čep je menší než dovolená smyková síla působící na čep $T_{D\check{c}}$.

4.4.2 Kontrola otláčení čepu

Dovolená síla $P_{D\check{c}}$ na otláčení čepu je dle ČSN EN 1993-1-8 vypočtena dle vztahu (127). [30]

$$P_{D\check{c}} = \frac{1,5 \cdot t \cdot d_{\check{c}} \cdot R_{m\check{c}}}{\gamma_{M0}} \quad (127)$$

Kde t je tloušťka spojované součásti, pro klec diferenciálu uvažována návrhová tloušťka

$t_{klec} = 20 \text{ mm}$, pro satelit $t_s = 35 \text{ mm}$,

$d_{\check{c}}$ je průměr čepu,

$R_{m\check{c}}$ je mez pevnosti čepu v tahu

a γ_{M0} je dílčí součinitel spolehlivosti, jehož hodnota je $\gamma_{M0} = 1$.

Pro otláčení čepu od klece diferenciálu je dovolená síla $P_{D\check{c}k}$.

$$P_{D\check{c}klec} = \frac{1,5 \cdot 0,02 \cdot 0,02 \cdot 570 \cdot 10^6}{1} = 342\,000 \text{ N}$$

Maximální síla $T_{\check{c}maxklec}$ v kontaktu čepu a klece diferenciálu je vypočtena dle rovnice (128).

$$T_{\check{c}maxklec} = \frac{M_{kkmax}}{s + \frac{t_{klec}}{2}} \quad (128)$$
$$T_{\check{c}maxklec} = \frac{1\,914,99}{0,185 + \frac{0,020}{2}} \doteq 9\,820,5 \text{ N}$$

$$T_{\check{c}max_{klec}} = 9\,820,5 \text{ N} \leq P_{D\check{c}klec} = 342\,000 \text{ N}$$

Podmínka je splněna. Maximální smyková síla $T_{\check{c}max_{klec}}$ působící na čep v kontaktu s klecí diferenciálu je menší než dovolená síla pro otláčení čepu od klece diferenciálu $P_{D\check{c}klec}$.

Pro otláčení čepu od satelitu je dovolená síla $P_{D\check{c}s}$.

$$P_{D\check{c}s} = \frac{1,5 \cdot 0,035 \cdot 0,02 \cdot 570 \cdot 10^6}{1} = 598\,500 \text{ N}$$

Maximální síla $T_{\check{c}max_s}$ v kontaktu čepu a satelitu je vypočtena dle rovnice (129).

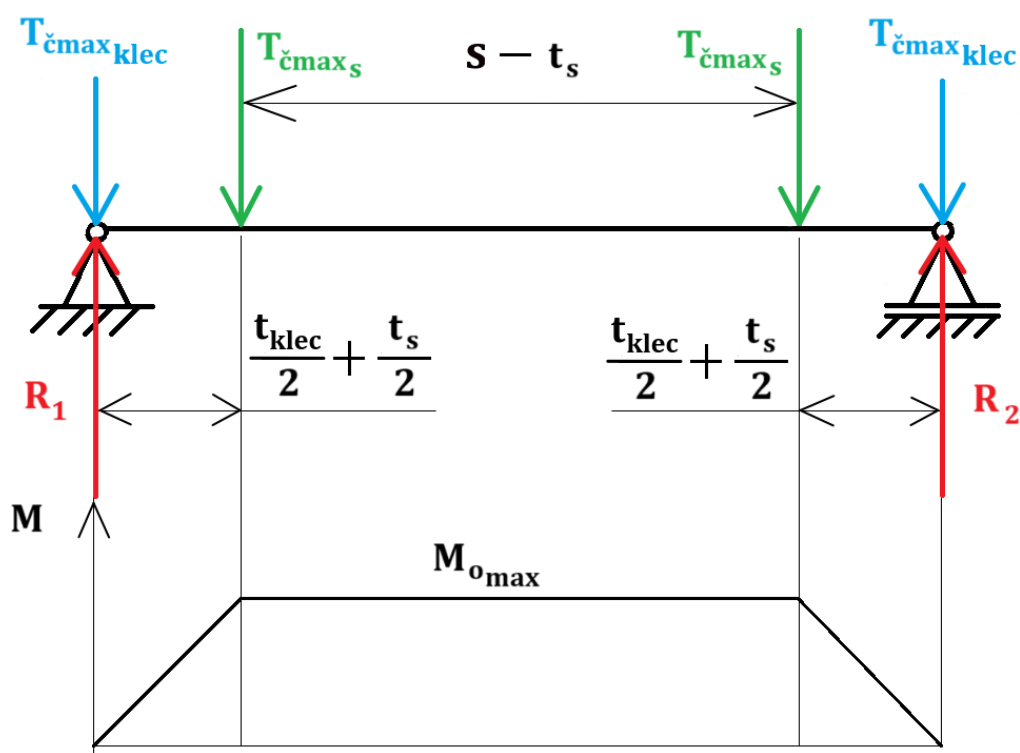
$$T_{\check{c}max_s} = \frac{M_{kk_{max}}}{s - \frac{t_s}{2}} \quad (129)$$

$$T_{\check{c}max_s} = \frac{1\,914,99}{0,185 - \frac{0,035}{2}} \doteq 11\,432,8 \text{ N}$$

$$T_{\check{c}max_s} = 11\,432,8 \text{ N} \leq P_{D\check{c}s} = 598\,500 \text{ N}$$

Podmínka je splněna. Maximální smyková síla $T_{\check{c}max_s}$ působící na čep v kontaktu se satelitem je menší než dovolená síla pro otláčení čepu od satelitu $P_{D\check{c}s}$.

4.4.3 Kontrola na ohyb čepu



Obr. 32: Schéma uložení a silového působení na čep

Podle obr. 32 je uvažováno uložení čepu v polovině kontaktní plochy čepu a klece diferenciálu, kde také působí smyková síla $T_{\check{c}maxklec}$.

Maximální ohybový moment $M_{o_{max}}$ působící na čep lze vypočítat pomocí vztahu (130).

$$M_{o_{max}} = T_{\check{c}max_s} \cdot \left(\frac{t_{klec}}{2} + \frac{t_s}{2} \right) \quad (130)$$

$$M_{o_{max}} = 11\,432,8 \cdot \left(\frac{0,02}{2} + \frac{0,035}{2} \right) \doteq 314,4 \text{ Nm}$$

Dovolený moment $M_{D\check{c}}$ na ohyb čepu lze dle ČSN EN 1993-1-8 získat pomocí rovnice (131). [30]

$$M_{D\check{c}} = \frac{1,5 \cdot W_o \cdot R_{e\check{c}}}{\gamma_{M0}} \quad (131)$$

Kde W_o je modul kruhového průřezu čepu v ohybu,

$R_{e\check{c}}$ je mez kluzu materiálu čepu

a γ_{M0} je dílčí součinitel spolehlivosti, jehož hodnota je $\gamma_{M0} = 1$.

$$M_{D\check{c}} = \frac{1,5 \cdot \pi \cdot 0,02^3 \cdot 325 \cdot 10^6}{32 \cdot 1} \doteq 382,9 \text{ Nm}$$

$$M_{o_{max}} = 314,4 \text{ Nm} \leq M_{D\check{c}} = 382,9 \text{ Nm}$$

Podmínka je splněna. Maximální ohybový moment $M_{o_{max}}$ je menší než dovolený ohybový moment pro čep $M_{D\check{c}}$.

4.4.4 Kontrola na kombinaci ohybu a stříhu čepu

Při kombinaci namáhání čepu na ohyb a stříh je ještě nezbytné provést kontrolu na kombinaci tohoto zatížení. Kontrola je dle ČSN EN 1993-1-8 provedena pomocí vztahu (132). [30]

$$\left(\frac{M_{o_{max}}}{M_{D\check{c}}} \right)^2 + \left(\frac{T_{\check{c}max}}{T_{D\check{c}}} \right)^2 \leq 1 \quad (132)$$

$$\left(\frac{314,4}{382,9} \right)^2 + \left(\frac{10\,351,3}{85\,954} \right)^2 \leq 1$$

$$0,689 \leq 1$$

Podmínka je splněna. Navržený čep satelitů vyhovuje pro kombinaci zatížení na ohyb a stříh.

4.5 Spojení hnacích hřídelů a centrálních kol

Pro spojení hnacích hřídelů kol s centrálními koly je zvoleno rovnoboké drážkování. Drážkování je navrženo podle normy ČSN ISO 14. [32]

Hnací hřídele jsou vyrobeny z materiálu ČSN 41 1600 (11 600). Dovolené napětí v krutu tohoto materiálu je $\tau_D = 65$ MPa a dovolený tlak na boky zubů je $p_D = 80$ MPa. Jeden hnací hřídel přenáší maximální krouticí moment $M_{kh_{max}}$. Díky činnosti diferenciálu je tento moment poloviční oproti maximálnímu krouticímu momentu $M_{kk_{max}} = 1914,99$ Nm, který je na kole stálého převodu. [31] [33]

$$M_{kh_{max}} = \frac{M_{kk_{max}}}{2} \quad (133)$$

$$M_{kh_{max}} = \frac{1\,914,99}{2} \doteq 957,50 \text{ Nm}$$

4.5.1 Kontrola stříhu hřídele

Z pevnostní podmínky (134) pro namáhání hřídele krutem lze úpravou získat vztah (135) pro výpočet minimálního průměru hnacího hřídele $d_{h_{min}}$.

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{kh_{max}}}{\pi \cdot d_{h_{min}}^3} \leq \tau_D \quad (134)$$

$$d_{h_{min}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kh_{max}}}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (135)$$

$$d_{h_{min}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 957,50}{\pi \cdot 65 \cdot 10^6}} \doteq 42,18 \text{ mm}$$

Je zvoleno drážkování $8 \times 46 \times 50$ ($z \times d_h \times D_h$) s šířkou zubů $B = 9$ mm a zkosením zubu $f_z = 0,4$ mm.

4.5.2 Kontrola stříhu zubu

Z pevnostní podmínky (136) pro stříh zubu lze úpravou získat vztah (137) pro výpočet minimální délky drážkovaného spoje L_{min_s} .

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kh_{max}}}{z \cdot B \cdot L \cdot k \cdot D_{stř}} \leq \tau_D \quad (136)$$

$$L_{min_s} \geq \frac{2 \cdot M_{kh_{max}}}{z \cdot B \cdot k \cdot D_{stř} \cdot \tau_D} \quad (137)$$

Kde z je počet zubů rovnobokého drážkování,

B je šířka zubu,

k je součinitel počtu zabírajících zubů, jehož hodnota je $k = 0,75$

a $D_{stř}$ je střední průměr, určený dle rovnice (138).

$$D_{stř} = \frac{D_h + d_h}{2} \quad (138)$$

$$D_{stř} = \frac{50 + 46}{2} = 48 \text{ mm}$$

$$L_{min_s} \geq \frac{2 \cdot 957,50}{8 \cdot 0,009 \cdot 0,75 \cdot 0,048 \cdot 65 \cdot 10^6} \doteq 11,37 \text{ mm}$$

4.5.3 Kontrola otláčení zubů

Z podmínky (139) pro otláčení zubů lze úpravou získat vztah (140) pro výpočet minimální délky drážkovaného spoje L_{min_o} .

$$\sigma = \frac{2 \cdot M_{kh_{max}}}{z \cdot L \cdot k \cdot H' \cdot D_{stř}} \leq p_D \quad (139)$$

$$L_{min_o} \geq \frac{2 \cdot M_{kh_{max}}}{z \cdot k \cdot H' \cdot D_{stř} \cdot p_D} \quad (140)$$

Kde z je počet zubů rovnobokého drážkování,

k je součinitel počtu zabírajících zubů, jehož hodnota je $k = 0,75$,

$D_{stř}$ je střední průměr, jehož hodnota je $D_{stř} = 48 \text{ mm}$

a H' je účinná plocha boků zubů vypočtena dle rovnice (141).

$$H' = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f_z \quad (141)$$

$$H' = \frac{50 - 46}{2} - 2 \cdot 0,4 = 1,2 \text{ mm}$$

$$L_{min_o} \geq \frac{2 \cdot 957,50}{8 \cdot 0,75 \cdot 0,0012 \cdot 0,048 \cdot 80 \cdot 10^6} = 69,26 \text{ mm}$$

Délka drážkovaného spoje je zvolena $L = 70 \text{ mm}$.

4.6 Ložiska

Pro uložení klece diferenciálu s navrženými součástmi je zvoleno uložení do dvou jednořadých kuželíkových ložisek SKF o vnitřním průměru 70 mm s označením 32014 X. Výpočet trvanlivosti ložisek je proveden podle SKF. [34]

Tab. 3: Parametry ložiska SKF 32014 X [34]

C [kN]	C_0 [kN]	e	Y	Y_0
125	153	0,43	1,4	0,8

Pro podíl $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ platí dle SKF ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P podle rovnice (142). [34]

$$P = F_r \quad (142)$$

Pro podíl $\frac{F_a}{F_r} > e$ platí dle SKF ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P podle rovnice (143). [34]

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (143)$$

Pro ekvivalentní statické zatížení ložiska P_0 platí dle SKF vztah (144). [34]

$$P_0 = \max \{0,5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a; F_r\} \quad (144)$$

4.6.1 Výpočet sil působících na ložiska

Nejprve je nutné vypočítat síly v čelním ozubení stálého převodu. Při uvažování přenosu maximální tečné síly $F_{K_{max}}$ mezi koly a vozovkou lze určit tečnou sílu v čelním ozubení ze vztahu (145).

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{kk_{max}}}{d_k} \quad (145)$$

Kde $M_{kk_{max}}$ je moment na kole stálého převodu při přenosu maximální tečné síly $F_{K_{max}}$ mezi koly a vozovkou
a d_k je průměr kola stálého převodu.

$$F_t = \frac{2 \cdot 1\,914,99}{0,269224} \doteq 14\,226,0 \text{ N}$$

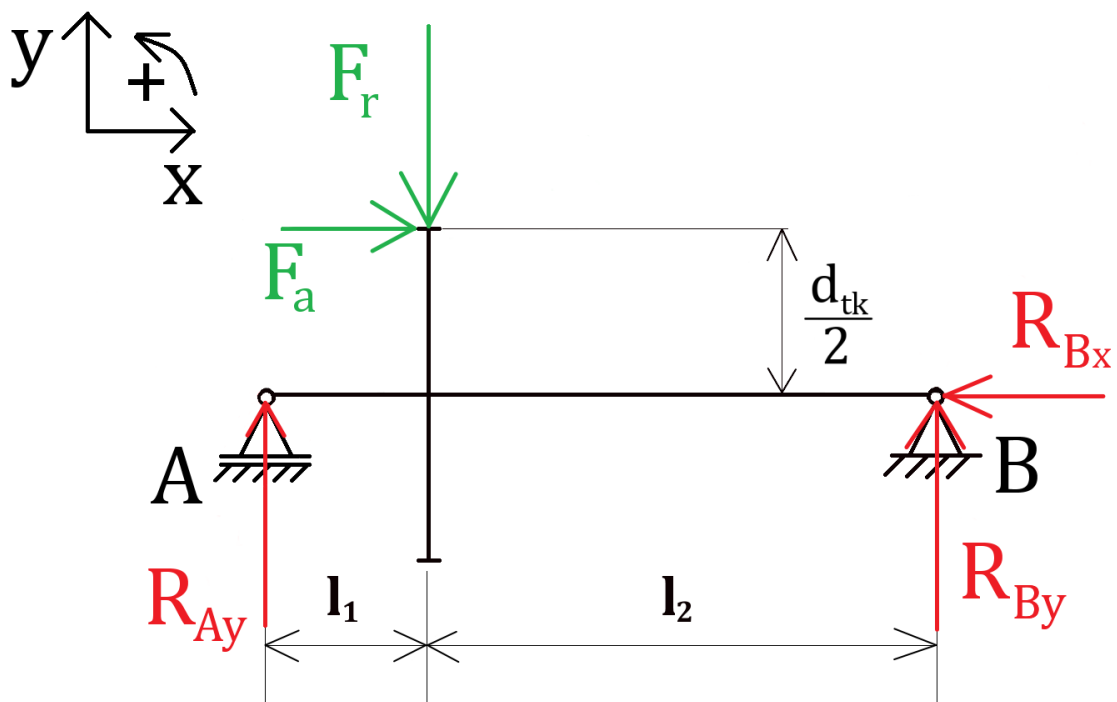
Ze získané tečné síly v ozubení čelního soukolí lze vypočítat axiální sílu pomocí rovnice (146) a radiální sílu podle rovnice (147).

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (146)$$

$$F_a = 14\,226,0 \cdot \operatorname{tg} 25^\circ \doteq 6\,633,7 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (147)$$

$$F_r = 14\,226,0 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 25^\circ} \doteq 5\,713,1 \text{ N}$$



Obr. 33: Síly v čelním ozubení stálého převodu a v ložiskách v rovině xy

Podle obr. 33 lze sestavit rovnice rovnováhy (148), (149) a (150) a vypočíst síly působící na ložiska. Hodnoty rozměrů l_1 a l_2 jsou pro konstrukční návrh uvažovány $l_1 = 50$ mm a $l_2 = 300$ mm.

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (148)$$

$$F_a - R_{Bx} = 0$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (149)$$

$$R_{Ay} - F_r + R_{By} = 0$$

$$\sum M_{iB} = 0 \quad (150)$$

$$F_r \cdot l_2 - F_a \cdot \frac{d_k}{2} - R_{Ay} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

Z rovnice (148) lze vyjádřit sílu R_{Bx} .

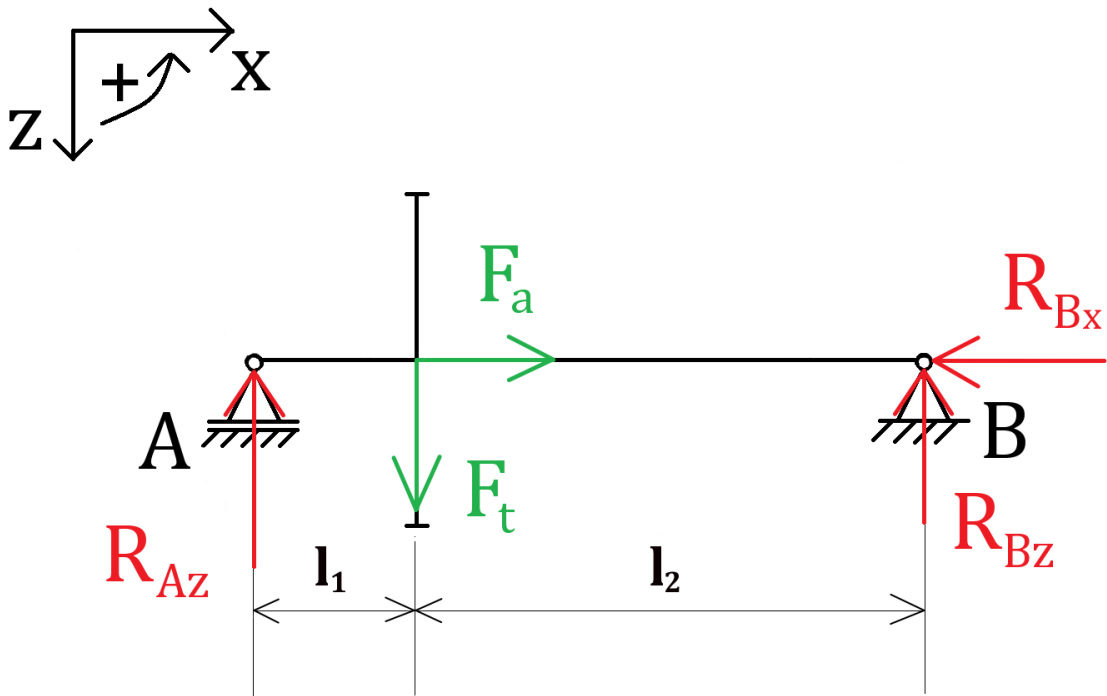
$$R_{Bx} = F_a = 6\,633,7 \text{ N}$$

Z rovnice (150) lze vypočíst sílu R_{Ay} .

$$R_{Ay} = \frac{F_r \cdot l_2 - F_a \cdot \frac{d_k}{2}}{l_1 + l_2} = \frac{5\,713,1 \cdot 0,3 - 6\,633,7 \cdot \frac{0,269224}{2}}{0,05 + 0,3} \doteq 2\,345,6 \text{ N}$$

Z rovnice (149) lze vypočíst sílu R_{By} .

$$R_{By} = F_r - R_{Ay} = 5\,713,1 - 2\,345,6 = 3\,367,5 \text{ N}$$



Obr. 34: Síly v čelním ozubení stálého převodu a v ložiskách v rovině xz

Podle obr. 34 lze sestavit rovnice rovnováhy (151) a (152) a vypočítat síly působící na ložiska.

$$\sum F_{iz} = 0 \quad (151)$$

$$R_{Az} - F_t + R_{Bz} = 0$$

$$\sum M_{iB} = 0 \quad (152)$$

$$F_t \cdot l_2 - R_{Az} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

Z rovnice (152) lze vyjádřit sílu R_{Az} .

$$R_{Az} = \frac{F_t \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{14\,226,0 \cdot 0,3}{0,05 + 0,3} \doteq 12\,193,7 \text{ N}$$

Z rovnice (151) lze vyjádřit sílu R_{Bz} .

$$R_{Bz} = F_t - R_{Az} = 14\,226,0 - 12\,193,7 = 2\,032,3 \text{ N}$$

4.6.2 Kontrola ložiska A

Ložisko A není namáháno v axiálním směru, protože velikost axiální síly (v ose x) je $R_{Ax} = 0 \text{ N}$.

Radiální síla působící na ložisko A je dána vztahem (153).

$$R_{Ayz} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} \quad (153)$$

$$R_{Ayz} = \sqrt{2\,345,6^2 + 12\,193,7^2} \doteq 12\,417,3 \text{ N}$$

Při zohlednění přídavných sil součinitelem od nepřesnosti ozubení $f_k = 1,2$ a součinitelem od připojených strojů $f_d = 1,7$ je dle rovnice (154) získáno provozní zatížení ložiska A.

$$R_{Ayz}^* = R_{Ayz} \cdot f_k \cdot f_d \quad (154)$$

$$R_{Ayz}^* = 12\,417,3 \cdot 1,2 \cdot 1,7 \doteq 25\,331,3 \text{ N}$$

Je nutné porovnat podíl axiální R_{Ax}^* a radiální síly R_{Ayz}^* působící na ložisko se součinitelem charakterizujícím vnitřní stavbu ložiska e .

$$\frac{R_{Ax}^*}{R_{Ayz}^*} = \frac{0}{25\,331,3} = 0 < e = 0,43$$

Jelikož je axiální síla působící na ložisko A nulová, tedy $R_{Ax}^* = 0 \text{ N}$, je podíl axiální síly R_{Ax}^* a radiální síly R_{Ayz}^* působící na ložisko roven nule. Hodnota podílu zmíněných sil je proto menší než hodnota součinitele charakterizující vnitřní stavbu ložiska e . Pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska P_A je tedy využita rovnice (142).

$$P_A = R_{Ayz}^*$$

$$P_A = 25\,331,3 \text{ N}$$

Životnost ložiska v hodinách L_h lze dle SKF vypočítat podle vztahu (155). [34]

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_D} \quad (155)$$

Kde C je dynamická únosnost ložiska,

P je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska,

a je exponent rovnice trvanlivosti, jehož hodnota je pro čárový styk $a = \frac{10}{3}$

n_D je počet otáček klece diferenciálu za minutu.

Při přenosu maximální tečné síly $F_{K_{max}}$ mezi koly a vozovkou jede vozidlo dle trakčního diagramu na obr. 30 rychlostí $v_j = 27,5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Otáčky kol a klece diferenciálu n_D lze vypočítat pomocí vztahu (156).

$$n_D = \frac{v_j}{2 \cdot \pi \cdot r_d} \quad (156)$$

$$n_D = \frac{\frac{27,5}{3,6}}{2 \cdot \pi \cdot 0,292} \doteq 4,164 \text{ ot. s}^{-1} \doteq 249,8 \text{ ot. min}^{-1}$$

$$L_{h_A} = \left(\frac{125\,000}{25\,331,3}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 249,8} \doteq 13\,648,9 \text{ h}$$

Při stálé rychlosti jízdy vozidla $v_j = 27,5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a při přenosu maximální tečné síly $F_{K_{max}}$ mezi koly a vozovkou vydrží ložisko A 375 344,75 km. Jedná se životnosti při teoretickém největším zatížení ložiska A.

Kontrola statické únosnosti ložiska je dle SKF provedena dle vztahu (157). [34]

$$\frac{C_0}{P_0} \geq S_0 \quad (157)$$

Kde C_0 je statická únosnost ložiska,

P_0 je ekvivalentní statické zatížení ložiska

a S_0 je součinitel statické bezpečnosti, jehož hodnota je dle SKF $S_0 = 3$. [34]

Ekvivalentní statické zatížení ložiska P_{0A} je větší z hodnot výrazu (158) a hodnoty $P_{01A} = R_{A_{yz}}^* = 25\,331,3 \text{ N}$

$$P_{02A} = 0,5 \cdot R_{A_{yz}}^* + Y_0 \cdot R_{Ax}^* \quad (158)$$

$$P_{02A} = 0,5 \cdot 25\,331,3 + 0,8 \cdot 0 \doteq 12\,665,7 \text{ N}$$

P_{0A} je tedy uvažováno $P_{01A} = 25\,331,3 \text{ N}$.

$$\frac{C_0}{P_{0A}} = \frac{153\,000}{25\,331,3} \doteq 6,04 \geq S_0 = 3$$

Podmínka pro statickou únosnost ložiska je splněna. Ložisko A vyhovuje jak z hlediska dynamické, tak z hlediska statické únosnosti.

4.6.3 Kontrola ložiska B

Axiální síla působící na ložisko B je $R_{Bx} = 6\,633,7\text{ N}$

Radiální síla působící na ložisko B je dána vztahem (159).

$$R_{Byz} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} \quad (159)$$
$$R_{Byz} = \sqrt{3\,367,5^2 + 2\,032,3^2} = 3\,933,2\text{ N}$$

Při zohlednění přídavných sil součinitelem od nepřesnosti ozubení $f_k = 1,2$ a součinitelem od připojených strojů $f_d = 1,7$ je dle rovnic (160) a (161) získáno provozní zatížení ložiska B.

$$R_{Bx}^* = R_{Bx} \cdot f_k \cdot f_d \quad (160)$$
$$R_{Bx}^* = 6\,633,7 \cdot 1,2 \cdot 1,7 \doteq 13\,532,7\text{ N}$$

$$R_{Byz}^* = R_{Byz} \cdot f_k \cdot f_d \quad (161)$$
$$R_{Byz}^* = 3\,933,2 \cdot 1,2 \cdot 1,7 \doteq 8\,023,7\text{ N}$$

Je nutné porovnat podíl axiální síly R_{Bx}^* a radiální síly R_{Byz}^* působící na ložisko B se součinitelem charakterizující vnitřní stavbu ložiska e .

$$\frac{R_{Bx}^*}{R_{Byz}^*} = \frac{13\,532,7}{8\,023,7} \doteq 1,69 < e = 0,43$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P_B je tedy vypočteno podle rovnice (143).

$$P_B = 0,4 \cdot R_{Byz}^* + Y \cdot R_{Bx}^*$$
$$P_B = 0,4 \cdot 8\,023,7 + 1,4 \cdot 13\,532,7 \doteq 22\,155,3\text{ N}$$

Životnost ložiska B v hodinách L_{h_B} lze vypočítat podle stejného vztahu (155), který platí i pro ložisko A.

$$L_{h_B} = \left(\frac{C}{P_B}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_D}$$
$$L_{h_B} = \left(\frac{125\,000}{22\,155,3}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 249,8} \doteq 21\,332,0\text{ h}$$

Při stálé rychlosti jízdy vozidla $v_j = 27,5\text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a při přenosu maximální tečné síly $F_{K_{max}}$ mezi koly a vozovkou vydrží ložisko B 586 630 km. Jedná se o životnost při teoretickém největším zatížení ložiska B.

Ekvivalentní statické zatížení ložiska P_{0B} je větší z hodnot výrazu (162) a hodnoty $P_{01B} = R_{Byz}^* = 8\,023,7\text{ N}$

$$P_{02B} = 0,5 \cdot R_{Byz}^* + Y_0 \cdot R_{Bx}^* \quad (162)$$
$$P_{02B} = 0,5 \cdot 8\,023,7 + 0,8 \cdot 13\,532,7 \doteq 14\,838,0\text{ N}$$

P_{0B} je tedy uvažováno $P_{02B} = 14\,838,0$ N.

$$\frac{C_0}{P_{0B}} = \frac{153\,000}{14\,838,0} \doteq 10,31 \geq S_0 = 3$$

Podmínka pro statickou únosnost ložiska je splněna. Ložisko B vyhovuje jak z hlediska dynamické, tak z hlediska statické únosnosti.

5 Vyhodnocení výsledků

5.1 Ozubená kola

Pro čelní soukolí stálého převodu i pro kuželové soukolí diferenciálu byla provedena nejen kontrola pevnosti, ale také únavy v ohybu a dotyku pro trvalou únavovou pevnost. Napětí v ohybu σ_F a napětí v dotyku σ_H byla vypočtena dle vztahů (163) a (164) z normy ČSN 01 4686. [27]

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \quad (163)$$

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_H} \quad (164)$$

Kontrola únavy byla provedena porovnáním hodnot napětí v ohybu σ_F a dotyku σ_H při působení ekvivalentní obvodové síly F_{tFe} a F_{tHe} pro jednotlivá ozubená kola s hodnotami přípustného napětí v ohybu σ_{FP} a v dotyku σ_{HP} vypočtených dle rovnic (165) a (166) podle normy ČSN 01 4686. [27]

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{S_{Flim}} \quad (165)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{S_{Hlim}} \cdot (Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V) \quad (166)$$

Kontrola pevnosti ozubených kol byla provedena srovnáním hodnot napětí v ohybu σ_{Fmax} a napětí v dotyku σ_{Hmax} při největším zatížení s hodnotami přípustného napětí při největším zatížení v ohybu σ_{FPmax} a dotyku σ_{HPmax} . Napětí σ_{Fmax} a σ_{Hmax} byla vypočtena dle vztahů (163) a (164) při působení maximální tečné síly v ozubení F_{t1max} . Pro přípustná napětí při největším zatížení v ohybu σ_{FPmax} a dotyku σ_{HPmax} platí dle ČSN 01 4686 rovnice (167) a (168). [27]

$$\sigma_{FPmax} = \frac{\sigma_{FSt} \cdot Y_{\delta St} \cdot Y_X}{S_{FSmin} \cdot Y_{\delta St}} \quad (167)$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} \quad (168)$$

Pro čelní soukolí stálého převodu byl zvolen pastorek se $z_p = 13$ zuby a spoluzabírající kolo se $z_k = 61$ zuby s normálním modulem $m_n = 4$ mm. Roztečný úhel sklonu boční křivky zubu tohoto soukolí je $\beta = 25^\circ$. Z hlediska únavy a pevnosti je vyhovující pracovní šířka čelního soukolí $b_w = 45$ mm.

U kuželového soukolí má satelit $z_s = 10$ zubů a centrální kolo $z_c = 11$ zubů. Vnější čelní modul kuželového ozubení byl po výpočtu zvolen $m_{et} = 14$ mm. Kuželové soukolí má přímé zuby ($\beta = 0^\circ$) a vyhovující pracovní šířka ozubení z hlediska únavy a pevnosti je $b_w = 35$ mm. Obě soukolí jsou znatelně více namáhána na dotyk než na ohyb.

5.2 Nýty

Nýty spojující klec diferenciálu s kolem čelního soukolí stálého převodu byly zkontrolovány z hlediska pevnosti na stříh a otláčení. Maximální síla zatěžující nýty je $T_{n_{max}}$, pro niž platí rovnice (169).

$$T_{n_{max}} = \frac{2 \cdot M_{kk_{max}}}{d_{kn}} \quad (169)$$

Dovolená smyková síla T_{Dn} působící na jeden nýt se získá dle ČSN EN 1993-1-8 pomocí rovnice (170). [30]

$$T_{Dn} = \frac{0,6 \cdot R_{m_n} \cdot S}{\gamma_{M2}} \quad (170)$$

Dovolená síla P_{Dn} na otláčení nýtu je dle ČSN EN 1993-1-8 vypočtena pomocí vztahu (171). [30]

$$P_{Dn} = \frac{k_1 \cdot \alpha_b \cdot R_m \cdot d_n \cdot t}{\gamma_{M2}} \quad (171)$$

Minimální počet nýtů j_{min} potřebný pro spojení klece diferenciálu s talířovým kolem je dán vztahem (172).

$$j_{min} = \max \left\{ \frac{T_{n_{max}}}{T_{Dn}}; \frac{T_{n_{max}}}{P_{Dn}} \right\} \quad (172)$$

Pro vyhovění pevnostní kontroly nýtů bylo zvoleno 8 nýtů z materiálu ČSN 41 1343 o průměru $d_n = 5$ mm rovnoměrně rozmístěných na kole stálého převodu na kružnici o poloměru $d_{kn} = 200$ mm.

5.3 Čep satelitů

Kontrola čepu satelitů byla provedena z hlediska pevnosti na stříh, otláčení, ohyb a kombinaci ohybu a stříhu dle ČSN EN 1993-1-8. Maximální síla působící na čep $T_{\check{c}_{max}}$ je vypočtena dle rovnice (173). [30]

$$T_{\check{c}_{max}} = \frac{M_{kk_{max}}}{s} \quad (173)$$

Tato maximální síla $T_{\check{c}_{max}}$ je poté srovnána s dovolenou smykovou silou $T_{D\check{c}}$ působící na čep, která se dle ČSN EN 1993-1-8 vypočítá pomocí rovnice (174). [30]

$$T_{D\check{c}} = \frac{0,6 \cdot R_{m_{\check{c}}} \cdot S}{\gamma_{M2}} \quad (174)$$

Pro kontrolu čepu na otláčení musí být maximální síla $T_{\check{c}max}$ menší než dovolená síla $P_{D\check{c}}$ na otláčení čepu, která je dle ČSN EN 1993-1-8 vypočtena dle vztahu (175). [30]

$$P_{D\check{c}} = \frac{1,5 \cdot t \cdot d_{\check{c}} \cdot R_{m\check{c}}}{\gamma_{M0}} \quad (175)$$

Maximální ohybový moment $M_{o\max}$ způsobený silou $T_{\check{c}max}$ musí být pro splnění pevnostní kontroly čepu na ohyb menší než dovolený moment na ohyb $M_{D\check{c}}$. Moment $M_{D\check{c}}$ lze dle ČSN EN 1993-1-8 získat pomocí rovnice (176). [30]

$$M_{D\check{c}} = \frac{1,5 \cdot W_o \cdot R_{e\check{c}}}{\gamma_{M0}} \quad (176)$$

Čep je namáhán na ohyb a střih. Pro kontrolu čepu na kombinaci tohoto zatížení musí být dle ČSN EN 1993-1-8 splněna podmínka daná vztahem (177). [30]

$$\left(\frac{M_{o\max}}{M_{D\check{c}}}\right)^2 + \left(\frac{T_{\check{c}max}}{T_{D\check{c}}}\right)^2 \leq 1 \quad (177)$$

Pro vyhovění pevnostní kontroly čepu byl zvolen čep z materiálu ČSN 41 1600 o průměru $d_{\check{c}} = 20$ mm.

5.4 Spojení centrálních kol s hnacími hřídeli

Pro spojení centrálních kol s hnacími hřídeli bylo zvoleno rovnoboké drážkování. Průměr hnacího hřídele byl vypočítán z podmínky, že napětí v krutu τ musí být menší než dovolené napětí v krutu τ_D .

$$d_{hmin} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{khmax}}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (178)$$

Podle normy ČSN ISO 14 bylo zvoleno drážkování 8×46×50. Minimální délka spoje byla vypočtena z pevnostní kontroly střihu zubu pomocí rovnice (179), respektive z kontroly na otláčení zubů dle rovnice (180). [32]

$$L_{min} \geq \frac{2 \cdot M_{khmax}}{z \cdot B \cdot k \cdot D_{stř} \cdot \tau_D} \quad (179)$$

$$L_{min} \geq \frac{2 \cdot M_{khmax}}{z \cdot k \cdot H' \cdot D_{stř} \cdot p_D} \quad (180)$$

Vyhovující délka spoje centrálních kol a hnacích hřídelů je $L = 70$ mm.

5.5 Ložiska

Bylo zvoleno uložení diferenciálu do dvou jednořadých kuželíkových ložisek SKF o vnitřním průměru 70 mm s označením 32014 X. Radiální a axiální síly zatěžující ložiska byly v návrhu vypočteny pomocí rovnic rovnováhy při působení maximálních sil v čelním ozubení stálého převodu. [34]

Podle podílu axiální a radiální síly, zatěžující ložiska bylo pro ložiska vypočteno ekvivalentní dynamické zatížení P . Pro ložisko A byl podíl $\frac{F_a}{F_r} \leq e$, a tedy ekvivalentní dynamické zatížení kuželkového ložiska A je dle SKF dáno rovnicí (181). [34]

$$P_A = F_r \quad (181)$$

Pro ložisko B byl podíl axiální a radiální $\frac{F_a}{F_r} > e$. Ekvivalentní dynamické zatížení kuželkového ložiska B lze dle SKF vypočíst pomocí vztahu (182). [34]

$$P_B = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (182)$$

Životnost ložisek v hodinách L_h byla dle SKF určena podle vztahu (183). [34]

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_D} \quad (183)$$

Ve výpočtu životnosti ložisek byla uvažována maximální síla v čelním ozubení stálého převodu, která v čelním ozubení působí při zařazeném 1. rychlostním stupni a rychlosti jízdy $v_j = 27,5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, čemuž odpovídají otáčky diferenciálu uloženého do ložisek $n_D = 249,8 \text{ ot. min}^{-1}$.

Životnost ložiska A je 13 648,9 h, což při největším zatížení, tedy při přenosu maximální tečné síly mezi koly a vozovkou $F_{K_{max}} = 6 099,1 \text{ N}$ (rychlosti jízdy $v_j = 27,5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$) odpovídá 375 344,75 najetým km, což je zcela dostačující životnost.

Životnost ložiska B, rovněž při maximálním zatížení, je 21 332 h, což odpovídá 586 630 najetým km. Ložisko B má taktéž naprosto dostačující životnost.

Pro vyhodnocení statické únosnosti ložisek bylo nejdříve určeno ekvivalentní statické zatížení P_0 , pro které platí dle SKF vztah (184). [34]

$$P_0 = \max \{0,5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a; F_r\} \quad (184)$$

Samotná kontrola statické únosnosti ložisek byla dle SKF vyhodnocena pomocí vztahu (185). [34]

$$\frac{C_0}{P_0} \geq S_0 \quad (185)$$

Podíl $\frac{C_0}{P_0}$ byl pro obě ložiska větší, než je součinitel statické bezpečnosti $S_0 = 3$. Obě ložiska jsou tedy i z hlediska statické únosnosti vyhovující. [34]

5.6 Celkové vyhodnocení konstrukčního návrhu

Všechny navržené součásti diferenciálu jsou z hlediska pevnosti vyhovující. U čelního soukolí stálého převodu a u kuželového soukolí diferenciálu je navíc provedena kontrola na únavu. Obě tato soukolí jsou jak z hlediska pevnosti, tak z hlediska únavy vyhovující.

6 Závěr

Automobilový diferenciál a stálý převod jsou nedílnou součástí převodového ústrojí nejen konvenčních automobilů se spalovacím motorem, ale také moderních elektromobilů, které pro pohon nápravy používají pouze jeden elektromotor. V této práci jsou zmíněny možná konstrukční řešení stálých převodů a diferenciálů. Taktéž je v práci zmíněn účel a funkce obou těchto částí převodového ústrojí vozidla.

Součástí práce je návrh kuželového diferenciálu a jeho standardních částí včetně stálého převodu pro vozidlo Peugeot 307. Zatížení navržených součástí vychází z momentu motoru. Krouticí moment motoru je u tohoto vozidla na stálý převod a diferenciál přiveden skrze manuální pětistupňovou převodovku. Pro všechny navržené součásti byla provedena kontrola pevnosti dle příslušných norem. Kontrola pevnosti nýtů a čepu satelitů při působení maximálního zatížení byla provedena dle normy ČSN EN 1993-1-8. Životnost ložisek při nejvyšším zatížení byla vypočtena dle výrobce SKF. Pro spojení centrálních kol diferenciálu hnacích hřídelů vozidlových kol bylo zvoleno rovnoboké drážkování navržené pro přenos maximálního možného momentu podle normy ČSN ISO 14.

Pro ozubená kola čelního soukolí stálého převodu a kuželová kola soukolí diferenciálu byla provedena kontrola pevnosti při působení maximálního zatížení podle normy ČSN 01 4686. Podle této normy byla navíc pro obě soukolí provedena kontrola na únavu při využití 80 % maximálního točivého momentu motoru a se zohledněním nestejného používání rychlostních stupňů.

Všechny navržené součásti jsou z hlediska pevnosti vyhovující. Ozubená kola stálého převodu i diferenciálu jsou navíc vyhovující i z hlediska únavy. Pro tyto vyhovující navržené součásti byla vypracována technická dokumentace.

Literatura

- [1] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4. Dostupné také z: <https://ndk.cz/uuid/uuid:5eba9000-39ef-11e5-a7b4-001018b5eb5c>
- [2] *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Diferenciál (mechanika)* [online]. c2025 [citováno 31. 01. 2025]. Dostupný z WWW: [https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Diferenci%C3%A1l_\(mechanika\)&oldid=24572192](https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Diferenci%C3%A1l_(mechanika)&oldid=24572192)
- [3] MITcalc – Kuželové ozubení (přímé, šikmé, zakřivené). *MITcalc – Strojírenské, průmyslové a technické výpočty* [online]. [cit. 2025-03-05]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/gear2/help/cz/gear2.htm>
- [4] *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Ozubené kolo* [online]. c2024 [citováno 13. 04. 2025]. Dostupný z WWW: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Ozuben%C3%A9_kolo&oldid=24049348
- [5] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky : převodovky : rozvodovky : diferenciály : hnací hřídele : klouby*. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5275-2. Dostupné také z: <https://ndk.cz/uuid/uuid:4772d030-52c1-11e4-bc71-005056827e52>
- [6] Final drives. *largiader.com* [online]. [cit. 2025-04-09]. Dostupné z: <https://largiader.com/articles/finaldrive/early.html>
- [7] Diferenciál: Proč mohou auta zatáčet? | Automobilová technika – Škoda Motorsport. *Škoda Motorsport – sportovní tým mladoboleslavské automobilky ŠKODA* [online]. [cit. 2025-02-01]. Dostupné z: <https://www.skoda-motorsport.com/cs/diferencial-proc-mohou-auta-zatacet-automobilova-technika/>
- [8] Ot. 21. *Vítejte na www.schroter.cz* [online]. [cit. 2025-04-13]. Dostupné z: <https://www.schroter.cz/ouv2/ouv-c-ot21-jbct.htm>
- [9] VALA, Miroslav, TESAŘ, Miroslav. *Diferenciály*. PowerPoint prezentace PPT. Katedra dopravních prostředků a diagnostiky – Dopravní fakulta Jana Pernera – Univerzita Pardubice– Pardubice 2009.
- [10] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Aleš VÉMOLA. *Automobily, I: Podvozek a převodná ústrojí*. Brno: CERM, 2003. ISBN 80-7204-262-9. Dostupné také z: <https://ndk.cz/uuid/uuid:c0b1a8d0-1cf5-11e2-a61d-005056827e52>
- [11] Mezinápravový diferenciál Subaru DCCD (Jak to funguje?) | *Auto.cz. Auto.cz – nejlepší jízda na webu: recenze, videa, testy* [online]. [cit. 2025-02-12]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/mezinapravovy-diferencial-subaru-dccd-jak-to-funguje-14780>
- [12] 4x4 drive, 4WD, AWD – Differences. Which is Best for Off-Roading?. *Offroad-Express Blog – Your Guide to the offroad world!* [online]. [cit. 2025-02-17]. Dostupné z: <https://blog.offroad-express.com/en/technics/4x4-drive-in-off-road>

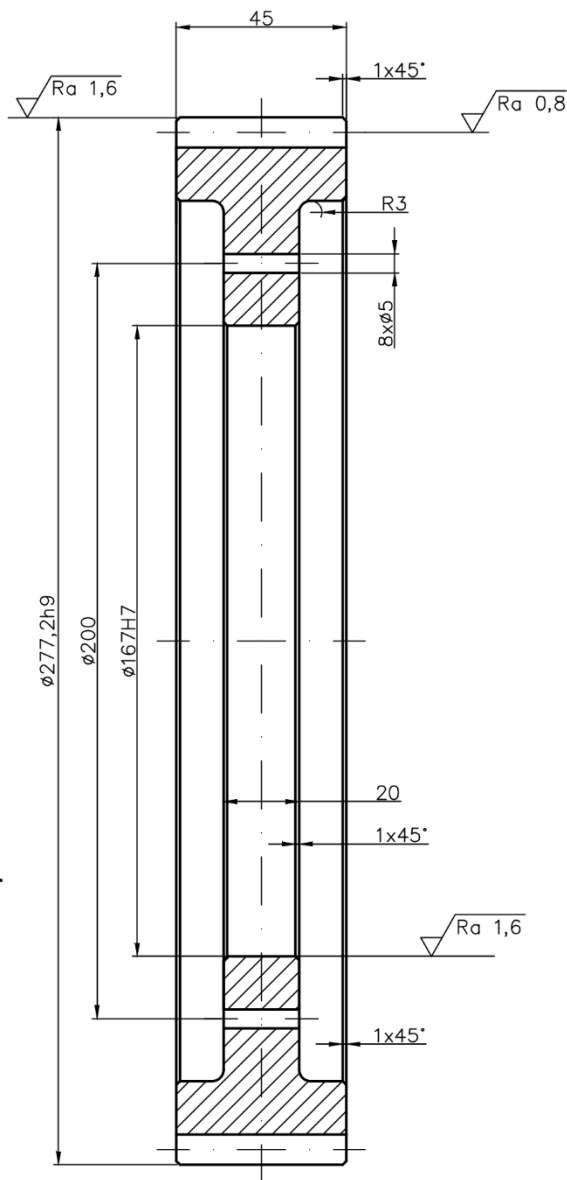
- [13] Klasické pohony všech kol ustupují mezinápravovým spojkám. *Garáž.cz* [online]. [cit. 2025-02-12]. Dostupné z: <https://www.garaz.cz/clanek/jake-pohony-4x4-najdete-v-dnesnich-suv-a-proc-zrovna-tyto-21001114>
- [14] Technika: Samosvorné diferenciály – Stejný účel, různý princip | *Auto.cz*. *Auto.cz – nejlepší jízda na webu: recenze, videa, testy* [online]. [cit. 2025-02-18]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/technika-samosvorne-diferencialy-stejny-ucel-ruzny-princip-92755>
- [15] SIEGL, Miroslav. *Automobily: motory - převodná ústrojí : učební text pro 4. ročník studijního odboru 10-2-04*. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1972. Dostupné také z: <https://ndk.cz/uuid/uuid:04889c80-5a0c-11e9-b2a9-005056825209>
- [16] Limited Slip Differentials Training Module Trailer – Youtube. *YouTube* [online]. [cit. 2025-02-24]. Dostupné z: <https://youtu.be/jp5KR-ftf0Ic?si=r8VL15E7OgFsqqQk>
- [17] GARRETT, T. K.; NEWTON, K. a STEEDS, W. *The motor vehicle*. 13th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001. ISBN 0-7506-4449-4. Dostupné z: <https://books.google.cz/books?id=gS0-f5Ba2IAC&lpg=PP1&hl=cs&pg=PP1#v=onepage&q&f=false>
- [18] Differential Wheels | gearcraft. *gearcraft | Let's learn about technologies used in Automobile Industry* [online]. [cit. 2025-02-25]. Dostupné z: <https://gearcraft.wordpress.com/2019/06/26/differential-wheels/>
- [19] 4x4 Jak funguje pohon všech kol (2025) | *Cebia.cz*. *Cebia.cz – Jednička v prověřování a zabezpečení aut | Cebia.cz* [online]. [cit. 2025-02-26]. Dostupné z: <https://www.cebia.cz/novinky/rady-a-tipy/4x4-aneb-jak-funguje-pohon-vsech-kol>
- [20] Stručný přehled zkratk používaných v automobilovém průmyslu | STK Praha 6 – Řepy. *STK Praha 6 – Řepy* [online]. [cit. 2025-03-04]. Dostupné z: <https://www.stk-repy.cz/strucny-prehled-zkratk-pouzivanych-v-automobilovem-prumyslu-s35>
- [21] ASR und ASD. *Welcome to Classic M@RS* [online]. [cit. 2025-03-04]. Dostupné z: <https://mercedes-benz-publicarchive.com/marsClassic/en/instance/picture/ASR-und-ASD.xhtml?oid=184043899>
- [22] EDS – Elektronicky řízený diferenciál | Blog | Autocentrum Šmucler. *Autocentrum Šmucler* [online]. [cit. 2025-02-19]. Dostupné z: <https://www.smucler.cz/blog/eds-elektronicky-rizeny-diferencial-505.html>
- [23] Škola jízdy na sněhu a ledu – Škoda Storyboard. *Škoda Storyboard* [online]. [cit. 2025-02-19]. Dostupné z: <https://www.skoda-storyboard.com/cs/modely-cs/skola-jizdy-na-snehu-a-ledu/>
- [24] 2002 Peugeot 307 1.6 16V 110 (80 kW / 109 PS / 107 hp) (for Europe) specs review. *Automobile-Catalog the Catalog of Cars, Car Specs Database* [online]. [cit. 2025-03-18]. Dostupné z: https://www.automobile-catalog.com/car/2002/2617220/peugeot_307_1_6_16v_110.html
- [25] VALA, Miroslav, Miroslav TESAŘ a Univerzita Pardubice. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-X.

- Dostupné také z: <https://ndk.cz/uuid/uuid:ffaca7e0-accb-11e2-8b87-005056827e51>
- [26] SHIGLEY, Joseph Edward et al. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [27] ČSN 01 4686. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Praha: Vydavatelství norem, 1989.
- [28] ČSN 41 1343. *Ocel 11 343*. Československá norma. Praha: Vydavatelství norem, 1992.
- [29] ČSN 42 2670. *Ocel na odlitky 42 2670 uhlíková*. Praha: Český normalizační institut, 1977.
- [30] ČSN EN 1993-1-8. *Navrhování ocelových konstrukcí*. Navrhování styčnic. Česká technická norma. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [31] ČSN 41 1600. *Ocel 11 600*. Československá norma. Praha: Vydavatelství norem, 1992.
- [32] ČSN ISO 14. *Rovnoboké drážkování válcovaných hřídelů s vnitřním středěním – Rozměry, tolerance a zkoušení*. Česká technická norma. Praha: Český normalizační institut, 1997.
- [33] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1989. sv. 1. Dostupné také z: <https://ndk.cz/uuid/uuid:08db4b20-2ab4-11e9-b81e-005056827e52>
- [34] SKF. *Valivá ložiska*. Katalog PDF. SKF Group 2019. Dostupné z: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf_preview_medium/0901d1968096351e_pdf_preview_medium.pdf#cid-121486

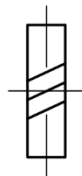
Seznam příloh

Výkresová dokumentace

číslo výkresu	název
01	Kolo stálého převodu
02	Satelit
03	Centrální kolo
04	Čep satelitů
05	Sestava diferenciálu



Modul	m_n	4	
Počet zubů	z	61	
Norm. zákl. profil	–	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boč. křiv.	β	25°	
Smysl stoup. boč. křiv.	–	PRAVÝ	
Jednotkové posunutí	x	–	
Stupeň přesnosti	–	ČSN 01 4682	
Spoluzabí- rající kolo	Číslo výkresu	–	
	Počet zubů	z	13
	Vzdálenost os	a_w	163,30
Modul	m_t	4,4135	
Počet zubů hřebene seg.	z	–	
Průměr zákl. kružnice	d_b	249,83	
Průměr roztečné kruž.	d	269,22	
Průměr patní kružnice	d_f	277,22	
Úhel sklonu boč. křiv. zubu na zákl. válci	β_b	23,4°	
Úhel os	Σ	–	



ZUBY CEMENTOVÁNY

$\sqrt{Ra\ 3,2}$ ($\sqrt{Ra\ 1,6}$, $\sqrt{Ra\ 0,8}$)

MATERIÁL	ČSN 14 220	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR					
TOLEROVÁNÍ	ISO 8015				
PŘESNOST	ISO 2768–mK				
PROMÍTÁNÍ					MĚŘITKO
KONSTR.	RABIŇÁK P.	SCHVÁLIL		HMOTNOST	1:2
KONTR.		DATUM	3.5.2025	SESTAVA	KUSOVNÍK
			STARÝ V.		
		NÁZEV	KOLO STÁLÉHO PŘEVODU		
		ČÍSLO VÝKRESU	01		

1

2

3

4

A

Modul		m_{et}	10
Počet zubů		z	11
Norm. zákl. profil		—	ČSN ISO 677
Úhel sklonu boč. křiv.		β	0°
Smysl stoup. boč. křiv.		—	—
Jednotkové posunutí		x	—
Stupeň přesnosti		—	ČSN 01 4682
Spoluzabí- rající kolo	Číslo výkresu	—	02
	Počet zubů	z	10
	Vzdálenost os	a_w	—
Modul		m_{mn}	11,646
Počet zubů hřebene seg.		z	—
Úhel hlavové. kružnice		δ_b	$49,9^\circ$
Úhel roztečné kružnice		δ	$42,3^\circ$
Úhel patní kružnice		δ_f	$34,6^\circ$
Úhel sklonu boč. křiv. zubu na zákl. válci		β_b	0°
Úhel os		Σ	90°

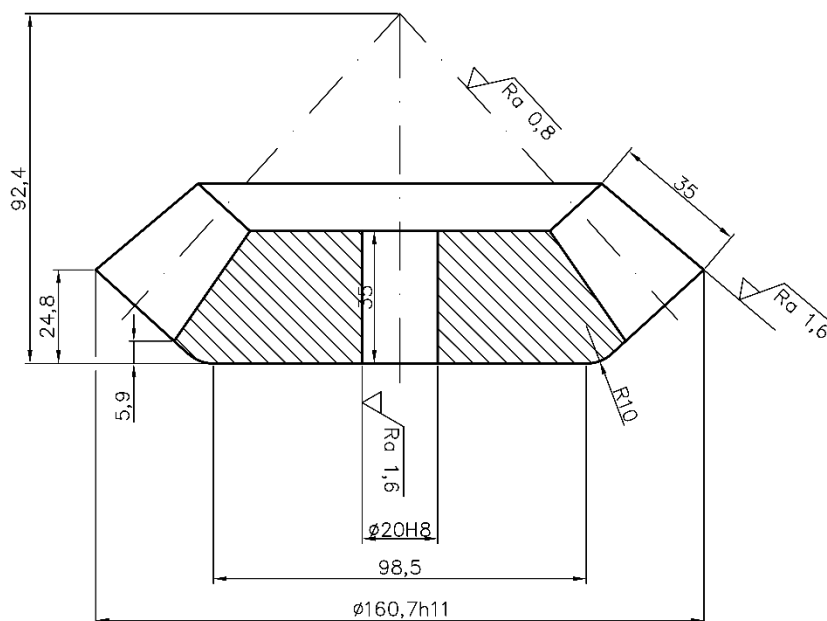
A

B

B

C

C



D

D

ZUBY CEMENTOVÁNY

$$\sqrt{Ra\ 3,2} \left(\sqrt{Ra\ 1,6}, \sqrt{Ra\ 0,8} \right)$$

E

E

MATERIÁL	ČSN 16 220	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR					
TOLEROVÁNÍ	ISO 8015				
PŘESNOST	ISO 2768-mK				
PROMÍTÁNÍ				HMOTNOST	MĚŘÍTKO
KONSTR.	RABIŇÁK P.	SCHVÁLIL			1:2
KONTR.		DATUM	3.5.2025	STARÝ V.	KUSOVNÍK
		NÁZEV			
		SATELIT			
		ČÍSLO VÝKRESU			
		02			

F

F

LIST 06 LIST 2

1

2

3

4

1

2

3

4

A

A

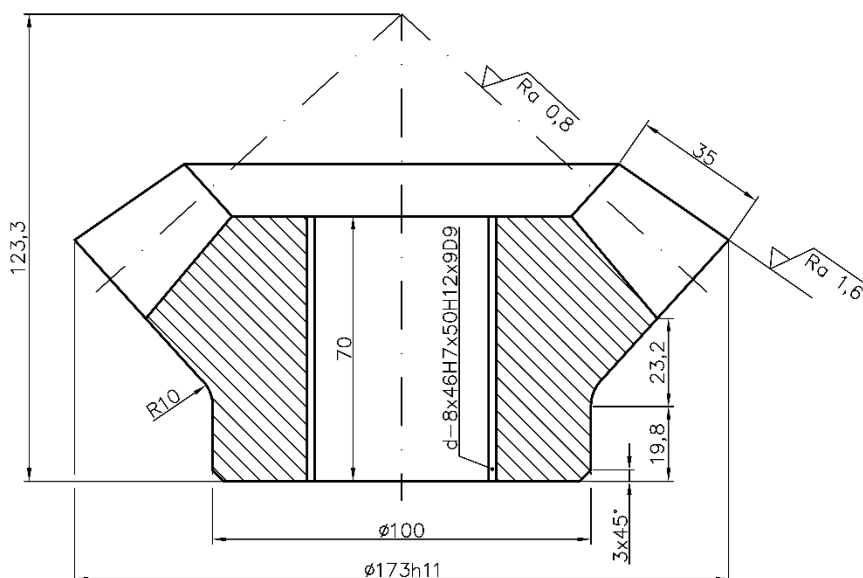
Modul		m_{et}	10
Počet zubů		z	11
Norm. zákl. profil		—	ČSN ISO 677
Úhel sklonu boč. křiv.		β	0°
Smysl stoup. boč. křiv.		—	—
Jednotkové posunutí		x	—
Stupeň přesnosti		—	ČSN 01 4682
Spoluzabí- rající kolo	Číslo výkresu	—	02
	Počet zubů	z	10
	Vzdálenost os	a_w	—
Modul		m_{mn}	11,646
Počet zubů hřebene seg.		z	—
Úhel hlavové. kružnice		δ_b	$55,4^\circ$
Úhel roztečné kružnice		δ	$47,7^\circ$
Úhel patní kružnice		δ_f	$40,1^\circ$
Úhel sklonu boč. křiv. zubu na zákl. válci		β_b	0°
Úhel os		Σ	90°

B

B

C

C



D

D

ZUBY CEMENTOVÁNY

 $\sqrt{Ra\ 3,2} \left(\sqrt{Ra\ 1,6}, \sqrt{Ra\ 0,8} \right)$

E

E

MATERIÁL	ČSN 16 220	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR					
TOLEROVÁNÍ	ISO 8015				
PŘESNOST	ISO 2768-mK				
PROMÍTÁNÍ				HMOTNOST	MĚŘÍTKO
KONSTR.	RABIŇÁK P.	SCHVÁLIL		SESTAVA	1:2
KONTR.		DATUM	3.5.2025	STARÝ V.	KUSOVNÍK

F

F

NÁZEV
CENTRÁLNÍ KOLOČÍSLO VÝKRESU
03

LIST 06

LIST 3

1

2

3

4

1

2

3

4

A

A

B

B

C

C

D

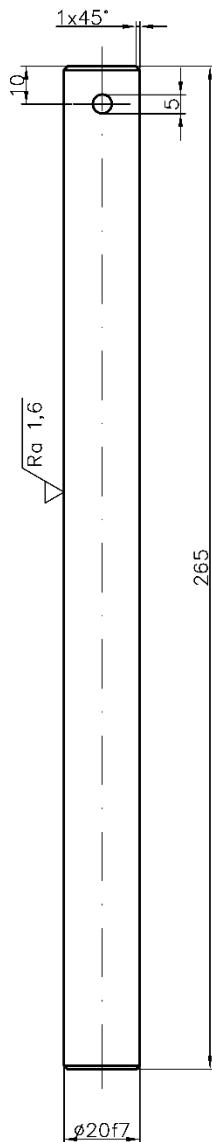
D

E

E

F

F



$\sqrt{Ra 3,2}$ ($\sqrt{Ra 1,6}$)

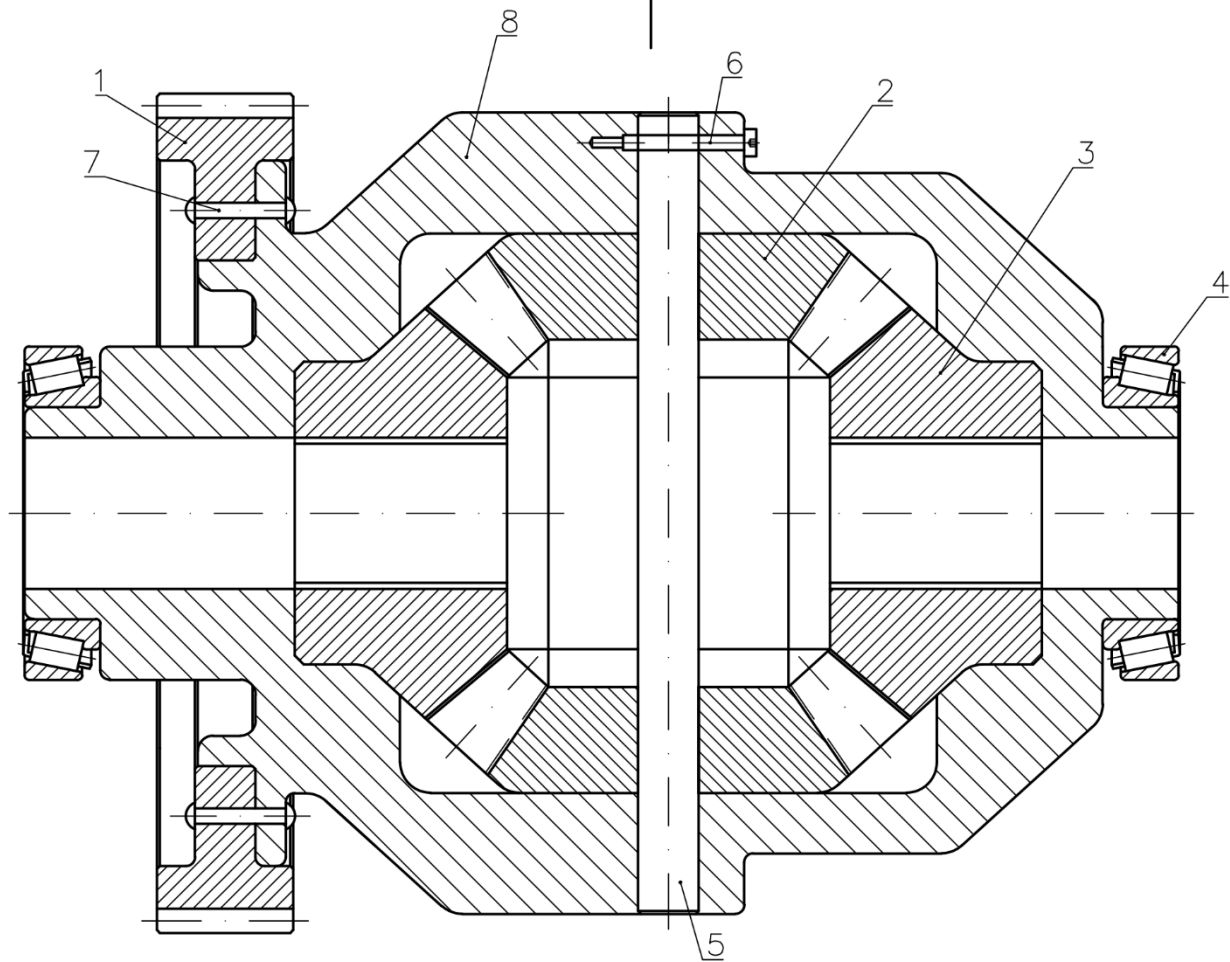
MATERIÁL	ČSN 41 1600	INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR					
TOLEROVÁNÍ	ISO 8015				
PŘESNOST	ISO 2768-mK				
PROMÍTÁNÍ				HMOTNOST	MĚŘÍTKO
KONSTR.	RABIŇÁK P.	SCHVÁLIL		SESTAVA	KUSOVNÍK
KONTR.		DATUM	3.5.2025	STARÝ V.	
		NÁZEV			
		ČEP SATELITŮ			
		ČÍSLO VÝKRESU			
		04			
		LISTŮ 6		LIST 4	

1

2

3

4



MATERIÁL		INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR					
TOLEROVÁNÍ		ISO 8015			
PŘESNOST		ISO 2768-mK			
PROMÍTÁNÍ					MĚŘÍTKO
				HMOTNOST	1:2,5
KONSTR.	RABIŇÁK P.	SCHVÁLIL		SESTAVA	KUSOVNÍK
KONTR.		DATUM	3. 5. 2025	STARÝ V.	
		NÁZEV			
		SESTAVA DIFERENCIÁLU			
		ČÍSLO VÝKRESU			
		05			

1

2

3

4

5

6

A

A

POZ.	NÁZEV	VÝKRES	MNOŽ.
	POLOTOVAR	MATERIÁL	
1	ČELNÍ KOLO STÁLÉHO PŘEVODU	01	1
		ČSN 14 220	
2	SATELIT	02	2
		ČSN 16 220	
3	CENTRÁLNÍ KOLO	03	2
		ČSN 16 220	
4	LOŽISKO SKF 32014 X	SKF	2
5	ČEP SATELITŮ	04	1
		ČSN 41 1600	
6	LÍCOVANÝ ŠROUB M4x40	ČSN ISO 7379	1
7	NÝT ČSN 02 2301 - 5x30 - 1	ČSN 02 2301	8
		ČSN 41 1343	
8	KLEC DIFERENCIÁLU		1
		ČSN 42 2670	

B


B

C

C

D

D

MATERIÁL		INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS
POLOTOVAR					
TOLEROVÁNÍ	ISO 8015				
PŘESNOST	ISO 2768-mK				
PROMÍTÁNÍ					MĚŘITKO 1:2,5
KONSTR.	RABIŇÁK P.	SCHVÁLIL		HMOTNOST	
KONTR.		DATUM	3.5.2025	SESTAVA	KUSOVNÍK
				STARÝ V.	



NÁZEV
SESTAVA DIFERENCIÁLU

ČÍSLO VÝKRESU
05

1

2

3

4

5

6