

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ

Fakulta strojní

12120 - Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Rozvodovka osobního vozu 4 x 2 s hnacím agregátem vpředu

napříč

Final drive unit for a car with assembly positioned across the

front

Diplomová práce

Studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Václav Tajzich CSc.

Michal Vrátil

Praha 2017

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá návrhem přední rozvodovky osobního automobilu ve variantě 4 x 2 s hnacím agregátem umístěným v předu napříč.

Klíčová slova

rozvodovka, ozubená kola, diferenciál, ložiska

Abstract

This diploma thesis deals with desing the Final drive unit for a car in variant 4 x 2 with assembly positioned across the front.

Keywords

final drive unit, gears, differential, bearings

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pouze za odborného vedení vedoucího diplomové práce Ing. Václava Tajzicha Csc. .

Dále prohlašuji, že veškeré podklady, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Praze dne 26. 6 2017

.....

Podpis

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Václavu Tajzichovi Csc. za rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a při vypracovávání diplomové práce.

Obsah

Seznam použitých symbolů	8
Úvod	13
1. Koncepce pohonu vpředu napříč	14
2. Rozvodovka	14
2. 1 Stálý převod	16
2. 2 Diferenciál	18
2. 2. 1 Diferenciál bez tření	19
2. 2. 2 Samosvorný diferenciál	19
2. 2. 3 Diferenciál s uzávěrkou	20
3. Návrh rozvodovky	21
3. 1 Zvolení zástupce	21
3. 2 Zátěžné stavy	23
3. 2. 1 Prokluz na rovině	23
3. 2. 2 Prokluz do stoupání	24
3. 2. 3 Zátěžný stav pro únavový výpočet	25
3. 3 Návrh a kontrola ozubení stálého převodu	28
3. 3. 1 Volba počtu zubů stálých převodů	29
3. 3. 2 Kontrola ozubení na životnost	29
3. 3. 3 Kontrola ozubení na prokluz	36
3. 3. 4 Kontrola ozubení na zadírání	36
3. 4 Návrh a kontrola ozubení diferenciálu	37
3. 5 Koncepční návrh rozvodovky	40
3. 6 Kontrola ložisek	41
3. 6. 1 Vstupní data výpočtu	43
3. 6. 1 Určení celkových reakcí ložisek	44
3. 6. 2 Stanovení statické bezpečnosti ložisek	48
3. 6. 3 Stanovení životnosti ložisek	48
3. 6 Kontrola kluzných ložisek diferenciálu	53
3. 6. 1 Kluzné ložisko satelitu	54

3. 6. 2 Kluzné ložisko planety.....	56
3. 7 Kontrola hlavních konstrukčních uzlů rozvodovky	57
3. 7. 1 Kontrola šroubu mezi kolem stálého převodu a klecí diferenciálu.....	58
3. 7. 2 Kontrola evolventního drážkování mezi planetou a výstupní hřídelem	59
3. 7. 3 Kontrola čepu satelitů.....	62
3. 7. 4 Kontrola na otláčení v místě uložení satelitu.....	65
Závěr.....	68
Seznam použité literatury	69
Seznam příloh.....	70
Seznam obrázků	70
Seznam tabulek	71

Seznam použitých symbolů

Název veličiny	Značka	Jednotka
Maximální výkon motoru	P_{\max_mot}	[kW]
Maximální točivý moment motoru	M_{\max_motoru}	[N·m]
Celková hmotnost vozidla	m_c	[kg]
Pohotovostní hmotnost vozidla	m_p	[kg]
Dynamický poloměr kola	r_{dyn}	[m]
Výška vozidla	h	[m]
Výška těžiště	h_t	[m]
Převodový stupeň	j	[-]
Převod j-tého převodového stupně	i_j	[-]
Celkový převod j-tého převodového stupně	$i_{c,j}$	[-]
Převod stálého převodu 1	i_{st1}	[-]
Převod stálého převodu 2	i_{st2}	[-]
Součinitel adheze	η_{ad}	[-]
Účinnost čelního ozubení	$\eta_{\check{c}_ozub}$	[-]
Rozvor automobilu	L	[m]
Vzdálenost zadní nápravy do těžiště	L_z	[m]
Zatížení přední nápravy	A_p	[N]
Úhel sklonu vozovky	α	[°]
Adhezní moment na kole automobilu	M_{ad_kolo}	[N·m]
Adhezní moment na motoru	M_{ad_motor}	[N·m]
Prokluzový moment na rovině	M_{prok_rovina}	[N·m]
Prokluzový moment na rovině na pastorku stálého převodu 1	$M_{prok_rovina_pas_st1}$	[N·m]
Prokluzový moment do stoupání na pastorku stálého převodu 2	$M_{prok_stoupání_pas_st2}$	[N·m]
Wöhlerův koeficient	p	[-]
Faktor momentu j-tého převodového stupně pro ložiska	$m_{lož_j}$	[-]
Faktor momentu j-tého převodového stupně pro ohyb	m_{ohyb_j}	[-]
Faktor momentu j-tého převodového stupně pro dotyk	m_{dotyk_j}	[-]
Faktor dráhy j-tého převodového stupně	s_j	[-]

Název veličiny	Značka	Jednotka
Faktor otáček j-tého převodového stupně	N_j	[-]
Rázový součinitel j-tého převodového stupně	K_{a_j}	[-]
Požadovaná životnost v km	L_{pkm}	[km]
Požadovaná životnost stálého převodu 1 v km	L_{pkm_st1}	[km]
Otáčky kola na j-tém převodovém stupni	n_{kola_j}	[1/min]
Obvod kola	O_{kola}	[m]
Požadovaná životnost stálého převodu 1 v hodinách	L_{ph_st1}	[h]
Požadovaná životnost stálého převodu 2 v km	L_{pkm_st2}	[km]
Požadovaná životnost stálého převodu 2 v hodinách	L_{ph_st2}	[h]
Moment j-tého převodového stupně stálého převodu 1 nebo 2 pro ložiska	$M_{lož_j_st1,2}$	[N·m]
Moment j-tého převodového stupně stálého převodu 1 nebo 2 pro ohyb	$M_{ohyb_j_st1,2}$	[N·m]
Moment j-tého převodového stupně stálého převodu 1 nebo 2 pro dotyk	$M_{dotyk_j_st1,2}$	[N·m]
Faktor dráhového využití j-tého převodového stupně stálého převodu 1	S_{j_st1}	[%]
Faktor dráhového využití j-tého převodového stupně stálého převodu 2	S_{j_st2}	[%]
Otáčkové využití j-tého převodového stupně stálého převodu 1	n_{j_st1}	[1/min]
Otáčkové využití j-tého převodového stupně stálého převodu 2	n_{j_st2}	[1/min]
Normální modul	m_n	[mm]
Počet zubů	z	[-]
Normální úhel záběru	α_n	[°]
Úhel sklonu zubů	β	[°]
Šířka ozubení	b	[mm]
Osová vzdálenost	a	[mm]
Korekce	x	[-]
Průměr hlavové kružnice	d_a	[mm]
Životnost ohyb v hodinách	L_{ohybh}	[h]
Životnost dotyk v hodinách	L_{dotykh}	[h]

Název veličiny	Značka	Jednotka
Životnost v ohybu na pastorku stálého převodu 1 nebo 2 v hodinách	$L_{ohybh_pas_st1,2}$	[h]
Životnost v dotyku na pastorku stálého převodu 1 nebo 2 v hodinách	$L_{dotykh_pas_st1,2}$	[h]
Životnost v ohybu na kole stálého převodu 1 nebo 2 v hodinách	$L_{ohybh_kolo_st1,2}$	[h]
Životnost v dotyku na kole stálého převodu 1 nebo 2 v hodinách	$L_{dotykh_kolo_st1,2}$	[h]
Životnost v ohybu na pastorku stálého převodu 1 nebo 2 v kilometrech	$L_{ohybh_pas_st1,2}$	[km]
Životnost v dotyku na pastorku stálého převodu 1 nebo 2 v kilometrech	$L_{dotykh_pas_st1,2}$	[km]
Životnost v ohybu na kole stálého převodu 1 nebo 2 v kilometrech	$L_{ohybh_kolo_st1,2}$	[km]
Životnost v dotyku na kole stálého převodu 1 nebo 2 v kilometrech	$L_{dotykh_kolo_st1,2}$	[km]
Počet zubů planety	Z_p	[-]
Vnější průměr hlavové kružnice	d_{ae}	[mm]
Výšková korekce	x_h	[-]
Úhel os kuželových kol	Σ	[°]
Roztečný úhel	δ	[°]
Mez pevnosti	R_m	[MPa]
Mez kluzu	R_p, R_e	[MPa]
Tečná síla z ozubení	F_t	[N]
Radiální síla z ozubení	F_r	[N]
Axiální síla z ozubení	F_a	[N]
Obvodová síla v diferenciálu v místě 1	F_1	[N]
Obvodová síla v diferenciálu v místě 2	F_2	[N]
Rameno síly F_1	l_1	[mm]
Rameno síly F_2	l_2	[mm]
Tečná síla od kola 1 na kolo 2	F_{t12}	[N]
Tečná síla od kola 2 na kolo 1	F_{t21}	[N]
Tečná síla od kola 1 na kolo 3	F_{t13}	[N]
Tečná síla od kola 3 na kolo 1	F_{t31}	[N]
Radiální síla od kola 1 na kolo 2	F_{r12}	[N]
Radiální síla od kola 2 na kolo 1	F_{r21}	[N]

Název veličiny	Značka	Jednotka
Radiální síla od kola 1 na kolo 3	F_{r13}	[N]
Radiální síla od kola 3 na kolo 1	F_{r31}	[N]
Axiální síla od kola 1 na kolo 2	F_{a12}	[N]
Axiální síla od kola 2 na kolo 1	F_{a21}	[N]
Axiální síla od kola 1 na kolo 3	F_{a13}	[N]
Axiální síla od kola 3 na kolo 1	F_{a31}	[N]
Průměr valivé kružnice kola stálého převodu	d_{w_kolo}	[mm]
Úhel sklonů zubů na valivé kružnici	β_w	[°]
Normálový úhel záběru na valivé kružnici	α_{nw}	[°]
Vzdálenost mezi ložisky	l	[mm]
Vzdálenost působíště sil od ložiska A	a	[mm]
Vzdálenost působíště sil od ložiska B	b	[mm]
Dynamické zatížení C	C	[N]
Statické zatížení C_o	C_o	[N]
Faktor výpočtu ložiska	e	[-]
Faktor výpočtu ložiska	Y	[-]
Tečná síla z ozubení od kola 2 na kolo 1 j-tého převodového stupně	$F_{t21,j}$	[N]
Tečná síla z ozubení od kola 1 na kolo 2 j-tého převodového stupně	$F_{t12,j}$	[N]
Radiální síla z ozubení od kola 2 na kolo 1 j-tého převodového stupně	$F_{r21,j}$	[N]
Radiální síla z ozubení od kola 1 na kolo 2 j-tého převodového stupně	$F_{r12,j}$	[N]
Axiální síla z ozubení od kola 2 na kolo 1 j-tého převodového stupně	$F_{a21,j}$	[N]
Axiální síla z ozubení od kola 1 na kolo 2 j-tého převodového stupně	$F_{a12,j}$	[N]
Reakce v ložisku A od axiální síly j-tého převodového stupně	$R_{a_A,j}$	[N]
Reakce v ložisku A od radiální síly j-tého převodového stupně	$R_{r_A,j}$	[N]
Reakce v ložisku B od radiální síly j-tého převodového stupně	$R_{r_B,j}$	[N]
Reakce v ložisku A od tečné síly j-tého převodového stupně	$R_{t_A,j}$	[N]
Vnitřní síla ložiska	K_a	[N]

Název veličiny	Značka	Jednotka
Reakce v ložisku B od tečné síly j-tého převodového stupně	$R_{t_B,j}$	[N]
Celková reakce v ložisku A nebo B j-tého převodového stupně	$R_{rc_A,B,j}$	[N]
Statická bezpečnost ložiska	s_o	[-]
Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A nebo B j-tého ložiska	$P_{A,B,j}$	[N]
Základní životnost ložiska A nebo B j-tého převodového stupně	$L_{10_A,B,j}$	[cykly]
Základní životnost ložiska A nebo B j-tého převodového stupně	$L_{10km_A,B,j}$	[km]
Základní životnost ložiska A nebo B	$L_{10km_A,B}$	[km]
Modifikovaná životnost ložiska A nebo B j-tého převodového stupně	$L_{mkm_A,B,j}$	[km]
Součinitel spolehlivosti ložiska A nebo B j-tého převodového stupně	$a_{1_A,B,j}$	[-]
Součinitel SKF ložiska A nebo B j-tého převodového stupně	$a_{SKF_A,B,j}$	[-]
Modifikovaná životnost ložiska A nebo B	$L_{mkm_A,B}$	[km]
Vnější průměr ložiska	d	[mm]
Vnitřní průměr ložiska	D	[mm]
Plocha	S	[mm ²]
Bezpečnost	s	[-]
Dovolený tlak v otláčení	p_{dov}	[MPa]
Tlak	p	[MPa]
Roztečná kružnice šroubů	$D_{rozteč}$	[mm]
Počet kusů součástí	n	[-]
Síla	F	[N]
Průřezový modul v krutu	W_k	[mm ³]
Modul průřezu v ohybu	W_o	[mm ³]
Vnitřní průměr klece	D_{klece}	[mm]
Střední průměr klece	$D_{klece_střední}$	[mm]
Průměr čepu satelitů	$d_{čep}$	[mm]
Kontaktní délka	L_{kont}	[mm]
Vzdálenost působíště síly od středu satelitu	l_F	[mm]
Dovolené napětí v krutu	τ_{dov}	[N/mm ²]

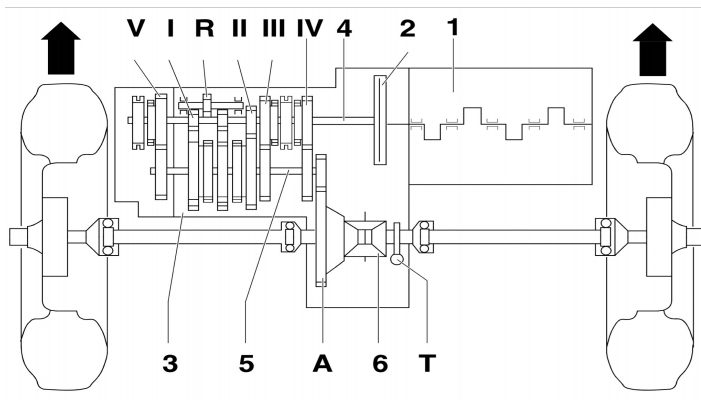
Úvod

Tato práce se zabývá návrhem rozvodovky osobního vozu ve variantě 4 x 2 s hnacím agregátem umístěným vpředu napříč, kde cílem práce má být vytvoření koncepčního návrhu rozvodovky se všemi potřebnými výpočty a také vyhotovením průvodní dokumentace návrhu.

V první části práce je zpracována stručná rešerše pojednávající o daném tématu. Druhá část práce je už plně zaměřena na samotný návrh rozvodovky. Kde v první řadě je zvolen automobil, pro který tento návrh bude realizován a tím je ŠKODA OCTAVIA třetí generace. Dále jsou stanoveny zátěžné stavy, které během provozu automobilu nejvíce namáhají rozvodovku a také spektrum provozních zatížení pro výpočet životnosti ozubení a ložisek rozvodovky. Poté následuje návrh a výpočet ozubení stálého převodu a diferenciálu. Návrh a výpočet ložisek rozvodovky a také kluzných ložisek diferenciálu. A na závěr jsou provedeny kontrolní výpočty hlavních konstrukčních uzlů rozvodovky, jako je čep satelitu, spojení pomocí drážkování a šroubová spojení.

1. Koncepce pohonu vpředu napříč

V dnešní době jedna z nejvíce používaných koncepcí pohonu pro osobní automobily je právě koncepce s motorem a převodovkou uloženými v předu napříč s pohonem předních kol, jejíž schéma je na obrázku 1. Důvodem takové oblíbenosti je to, že umožňuje nejlepší využití prostoru pro posádku.



Obr. 1 Schéma koncepce pohonu v předu napříč: 1 - motor, 2 - spojka, 3 - společná skříň převodovky a rozvodovky, 4 - vstupní hřídel převodovky, 5 - výstupní hřídel převodovky, 6 - diferenciál, A - stálý převod [3]

Výhody:

- Kompaktnost pohonné jednotky
- Možnost použití stejné podvozkové platformy pro více karosářských verzí
- Lepší ovladatelnost na kluzkém povrchu, díky zatížení nápravy od hmotnosti pohonu

Nevýhody:

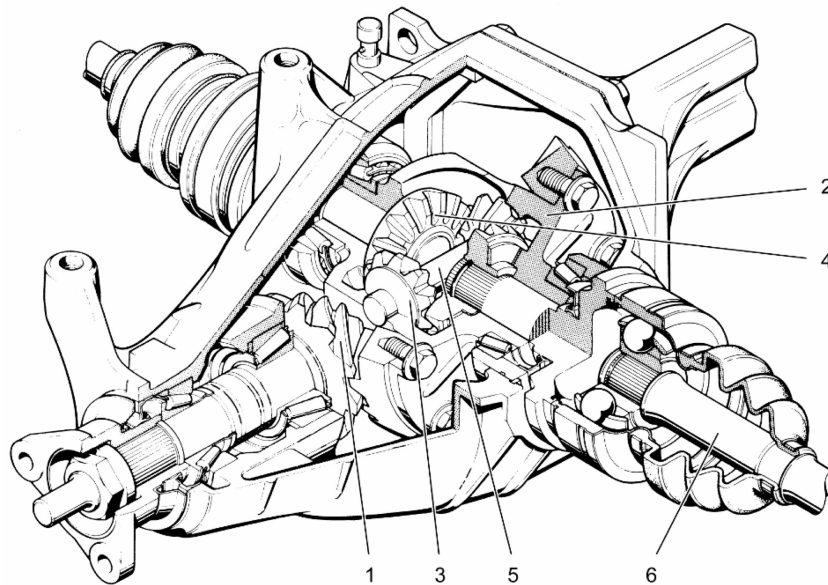
- Horší trakce při akceleraci i při plně naloženém vozidle
- Díky většímu zatížení přední nápravy, jsou potřeba větší síly v řízení

2. Rozvodovka

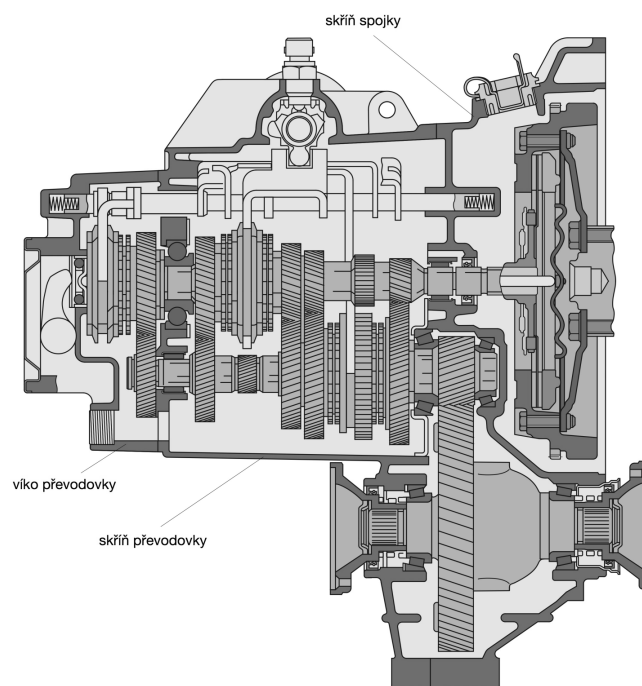
Rozvodovka je část převodového ústrojí, která zajišťuje přenos hnacího momentu na jednotlivá kola poháněná nápravy. Dalšími funkcemi rozvodovky je:

- zvětšení přenášeného hnacího momentu
- snížení otáček hnacích kol
- umožnění rozdílných otáček hnacích kol
- rovnoměrné rozdělení hnacího momentu na poháněná kola

Rozvodovka se skládá ze dvou hlavních částí, a to ze stálého převodu a diferenciálu. U klasické koncepce pohonu s motorem vpředu a poháněnou zadní nápravou je buďto součástí zadní nápravy nebo je samostatným celkem upevněným k rámu nebo k samonosné karoserii (Obr. 2). U koncepce s motorem vpředu napříč s poháněnou přední nápravou je součástí převodovky (Obr. 3).

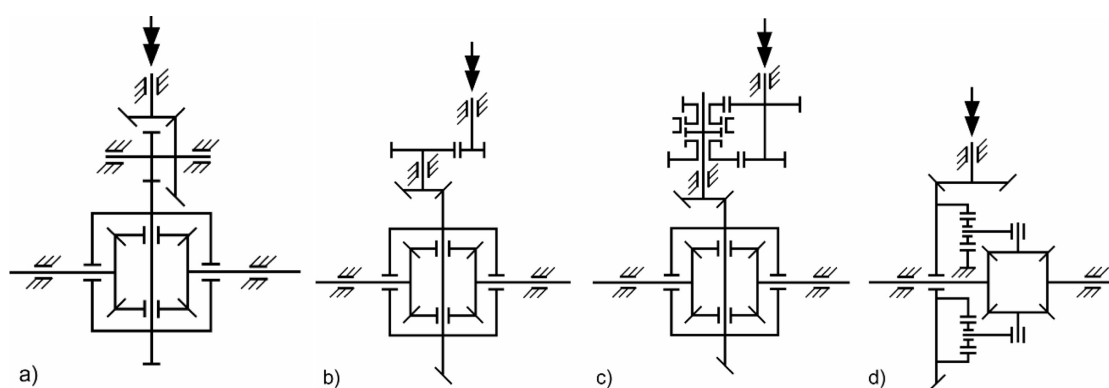


Obr. 2 Rozvodovka pro klasickou koncepci: 1 - pastorek stálého převodu, 2 - klec diferenciálu, 3 - talířové kolo stálého převodu, 4 - kuželová kola diferenciálu, 5 - čep diferenciálu, 6 - poloosy [1]



Obr. 3 Rozvodovka pro koncepci s motorem uloženým vpředu napříč [3]

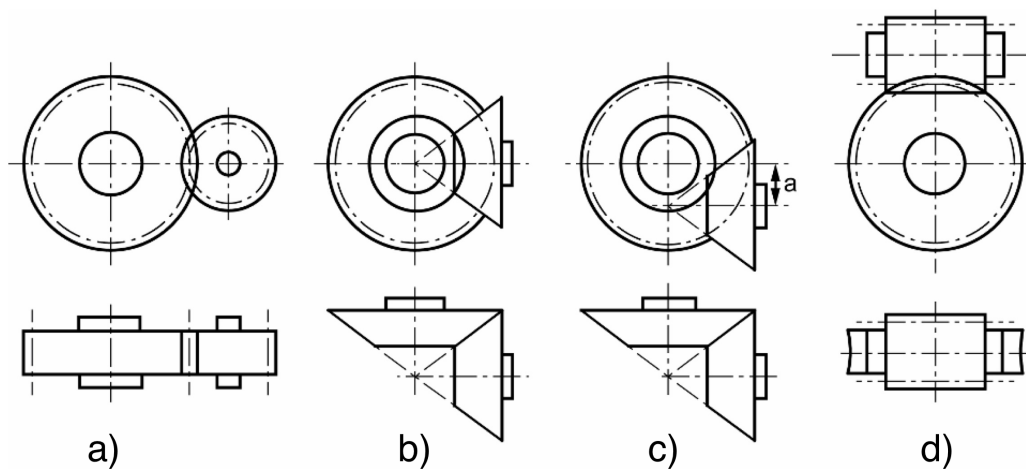
Dále můžeme rozlišovat rozvodovky jednostupňové a vícestupňové. Jednostupňové se převážně používají u osobních automobilů. Jde o klasické rozvodky, které jsou uvedeny na obrázcích 2 a 3. Vícestupňová se skládá z jednoho převodu provedeného kuželovým soukolím a z jednoho nebo více převodů provedených čelními ozubenými koly. Celkový převodový poměr této rozvodovky je dán součinem hodnot všech převodů. Touto konstrukcí se docílí buď velkého převodového poměru, který je převážně požadován u nákladních automobilů, nebo nižší rozvodovky, tudíž větší světlé výšky vozidla. Možná provedení jsou uvedena na obrázku 4. [1,2]



Obr. 4 Vícestupňové rozvodovky a, b – pomocí předlohového hřídele, c – dvourychlostní pomocí čelního ozubení a předlohového hřídele, d – dvourychlostní pomocí planetového soukolí [1]

2. 1 Stálý převod

Stálý převod osobních automobilů může být proveden pomocí čelního, kuželového nebo šnekového soukolí. Všechny tyto typy jsou uvedeny na obrázku 5.



Obr. 5 Schématické zobrazení typů soukolí stálého převodu: a – čelní, b – kuželové, c – hypoidní kuželové, d – šnekové [1]

Volba typu soukolí záleží převážně na zvolené koncepci pohonu. Převodové poměry stálého převodu pro osobní automobily se pohybují v tomto rozsahu:

- čelní soukolí – $i \approx 3$ až 3,5
- kuželové soukolí – $i \approx 2,5 - 5,0$
- šnekové soukolí – $i \geq 5$ [1]

Úkolem stálého převodu je zvětšení přenášeného momentu a s tím související snížení otáček hnacích kol.

Čelní soukolí

Dnes hojně využívané soukolí pro stálý převod, a to z důvodu značné popularity koncepce pohonu s motem vpředu napříč s poháněnou přední nápravou. Kde pastorek stálého převodu je součástí výstupní hřídele převodovky, a tudíž soustava převodovky s rozvodovkou tvoří jeden kompaktní celek, jak je tomu na obrázku 3. Výhodou tohoto typu soukolí jsou nízké výrobní náklady. [1]

Kuželové soukolí

Tento typ soukolí se používá u koncepce pohonu s motorem uloženým podélně a všude tam, kde je potřeba změnit směr toku výkonu o 90° . V případě kuželového soukolí rozlišujeme mezi dvěma druhy, a to klasickým kuželovým soukolím na obrázku 5b a hypoidním kuželovým soukolím na obrázku 5c. Hypoidního soukolí se využívá třeba v tom případě, když chceme mít nižší tunel, který musíme vytvořit v karoserii pro spojovací hřídel. [1]

Šnekové soukolí

Tento typ soukolí se v dnešní době používá jen zřídka. Důvodem je náročná a nákladná výroba soukolí. Kladem tohoto soukolí je, že šnek může být umístěn nad nebo pod šnekovým kolem, to opět může eliminovat tunel spojovacího hřídele v karoserii, jako je tomu u kuželového hypoidního soukolí. [1]

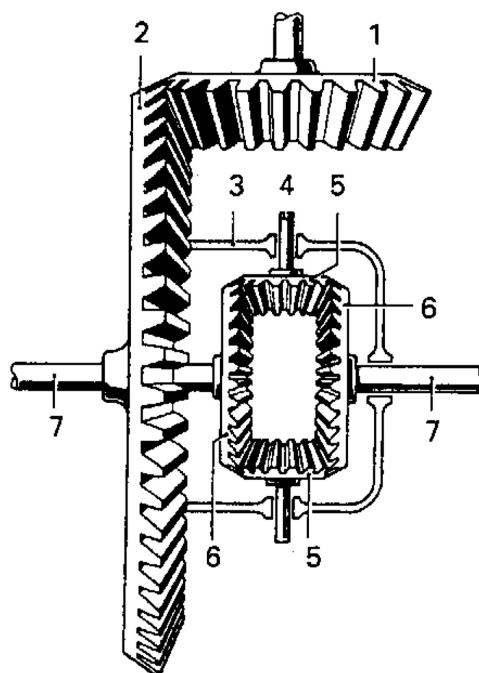
Pro lepší znázornění kladů a záporů výše popsaných typů soukolí je uvedena tabulka 1, která je srovnává z hlediska hlučnosti, výrobních nákladů, uspořádání ložisek, mazání, účinnosti, životnosti, přenesitelného zatížení a prostorové náročnosti. Jak je vidět z výsledků, uvedených na posledním řádku tabulky, vychází jako nejlepší čelní soukolí.

Tab. 1 Srovnání soukolí: ++ velmi dobré; + dobré; 0 uspokojivé; - špatné; -- velmi špatné [1]

Kritéria	Čelní soukolí	Kuželové soukolí		Šnekové soukolí
		Klasické	Hypoidní	
Hlučnost	0	0	+	++
Výrobní náklady	++	+	0	--
Uspořádání ložisek	++	0	0	0
Mazání	++	++	0	0
Účinnost	++	++	++	+
Životnost	++	+	+	++
Přenesitelné zatížení	0	+	+	++
Prostorová náročnost	+	0	+	+
Výsledek	11+	7+	6+	8+

2. 2 Diferenciál

Diferenciál (Obr. 6) je převodové ústrojí, které samočinně vyrovnává rozdílné otáčky hnacích kol při průjezdu zatáčkou a rovnoměrně rozděljuje hnací moment na hnací kola. Rozdílné otáčky jsou způsobeny tím, že vnější hnací kolo při průjezdu zatáčkou musí opsat delší dráhu, než vnitřní a díky tomu se musí točit rychleji. Diferenciály můžeme dělit podle druhu použitého soukolí na čelní, kuželové a šnekové. Dále taky na diferenciál bez tření (otevřený), samosvorný a s uzávěrkou. [2]



Obr. 6 Diferenciál: 1- pastorek; 2 - talířové kolo; 3 - klec diferenciálu; 4 - čep satelitů; 5 - kuželové satelity; 6 - kuželové planety; 7 - hnací hřídele kol [1]

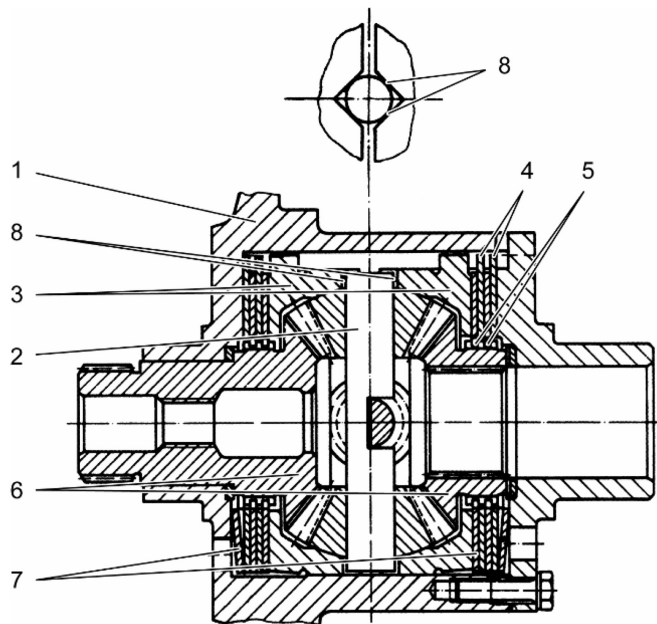
2. 2. 1 Diferenciál bez tření

Většinou jde o kuželové diferenciály, které dělí hnací moment v konstantním poměru 50:50 % (Obr. 6). Nevýhodou tohoto typu je, že když se jedno kolo dostane na povrch s horšími adhezními podmínkami, než jsou na druhém kole, tak celková přenesitelná síla na vozovku bude rovna adhezní síle, co je na kole s horší adhezí. Tento typ se používá u většiny osobních automobilů.

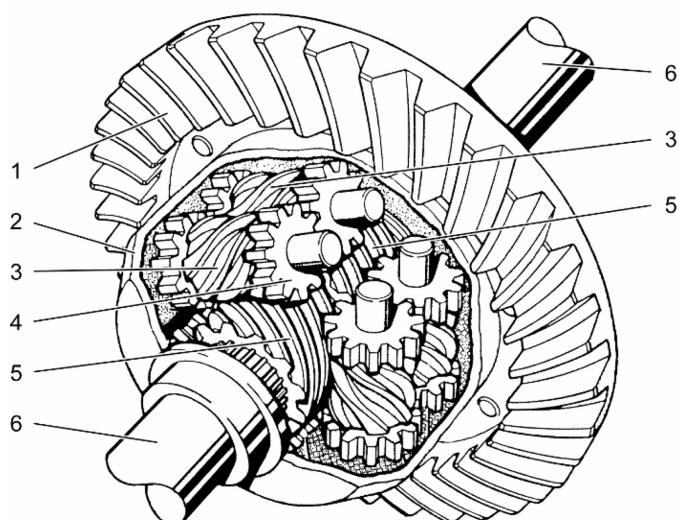
2. 2. 2 Samosvorný diferenciál

Principem funkce tohoto diferenciálu je to, že když se jedno kolo dostane na povrch z horšími adhezními podmínkami, tak je větší část hnacího momentu dodávána na kolo s lepšími adhezními podmínkami. Této vlastnosti je dosaženo tím, že se zvýší tření v diferenciálu. Parametr, který popisuje tuto vlastnost se nazývá svornost. Požadované svornosti můžeme dosáhnout mnoha způsoby. Zde jsou uvedeny v současnosti nejpoužívanější varianty:

- samosvorný diferenciál s více lamelovou spojkou - Obr. 7
- samosvorný diferenciál se šnekovým soukolím (známý jako TORSEN) – Obr. 8
- samosvorný diferenciál s viskózní spojkou
- vačkový samosvorný diferenciál
- elektronicky řízený svorný diferenciál [1]



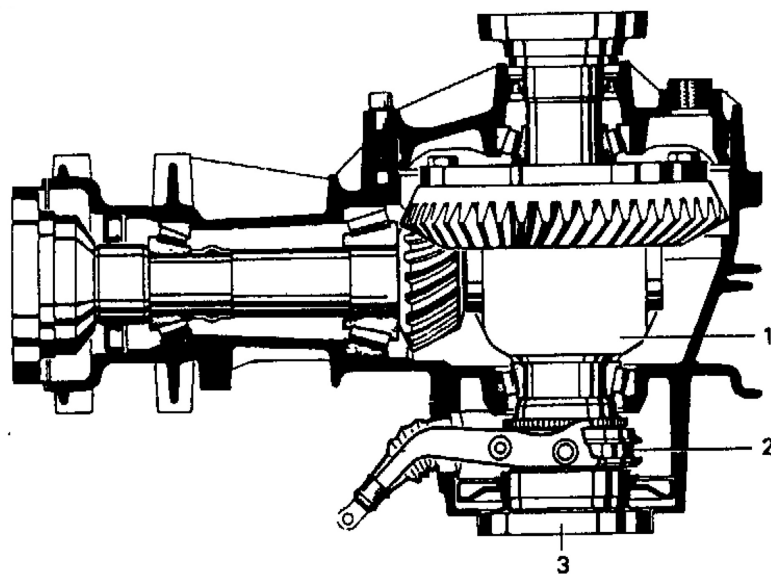
Obr. 7 Samosvorný diferenciál s více lamelovou spojkou. Horní polovina: diferenciál bez předpětí. Dolní polovina: diferenciál s předpětím. 1 – klec diferenciálu; 2 – čep satelitů; 3 – tlakové kroužky; 4 – vnější lamely; 5 – vnitřní lamely; 6 – kuželové planety diferenciálu; 7 – pružinové lamely; 8 – vybrání [1]



Obr. 8 diferenciál TORSEN: 1 – talířové kolo; 2 – klec diferenciálu; 3 – šneková kola; 4 – kola s čelním ozubením; 5 – šnek; 6 – hnací hřídele kol [1]

2. 2. 3 Diferenciál s uzávěrkou

Uzávěrka je zařízení, které v diferenciálu způsobí to, že se diferenciál musí otáčet jako celek, jinak řečeno zamezí relativnímu pohybu mezi planetou a klecí diferenciálu. Funguje to takto, když jedno kolo stojí na povrchu s nulovou adhezí, a to druhé stojí na povrchu s dobrými adhezními podmínkami, tak se aktivací uzávěrky dosáhne toho, že se hnací moment dostane i na kolo s lepšími adhezními podmínkami a tím se vyvine dostatečná hnací síla pro vyproštění vozidla. Po vyproštění vozidla je nutné uzávěrku zase vypnout, jinak by mělo vlastnosti jako vozidlo bez diferenciálu. Uzávěrka se převážně používá u automobilů pohybujících se v těžkém terénu.



Obr. 9 Diferenciál s uzávěrkou: 1- skříň diferenciálu; 2 – posuvná objímka; 3 – hnací hřídel kola [2]

3. Návrh rozvodovky

3. 1 Zvolený zástupce

Pro návrh rozvodovky byl zvolen automobil nižší střední třídy ŠKODA OCTAVIA třetí generace s motorem 2.0 TDI o výkonu 110 kW a manuální šestistupňovou převodovkou typového označení MQ 350-6F. V tabulce 2 jsou uvedeny parametry automobilu a motoru, které byly získány z katalogu výrobce a jsou potřebné pro následné výpočty.

Tab. 2 Parametry motoru a vozidla

Parametry motoru	
Maximální výkon ($P_{\max, \text{mot}}$)	110 kW při 3500-4000 1/min
Maximální točivý moment ($M_{\max, \text{mot}}$)	320 N·m při 1750-3000 1/min
Parametry vozidla	
Pohotovostní hmotnost (m_p)	1332 kg
Celková hmotnost (m_c)	1882 kg
Max. hmotnost brzděného přívesu do stoupání 12 % ($m_{\text{přív}_12}$)	1600 kg
Rozchod kol v předu	1,543 m
Rozvor (L)	2,686 m
Součinitel odporu C_x	0,297
Výška vozidla (h)	1,461 m
Rozměr kol a pneumatik	205/55 R16

Tabulka 3 obsahuje všechny potřebné konstanty a hodnoty pro následné výpočty. Také jsou v ní uvedeny informace o poloze těžiště automobilu, ale protože se nepovedlo zjistit přesnou polohu těžiště, tak vzdálenost těžiště od přední nápravy při celkové hmotnosti byla odhadnuta a výšková poloha těžiště byla odhadnuta výpočtem z výšky automobilu podle vztahu (1).

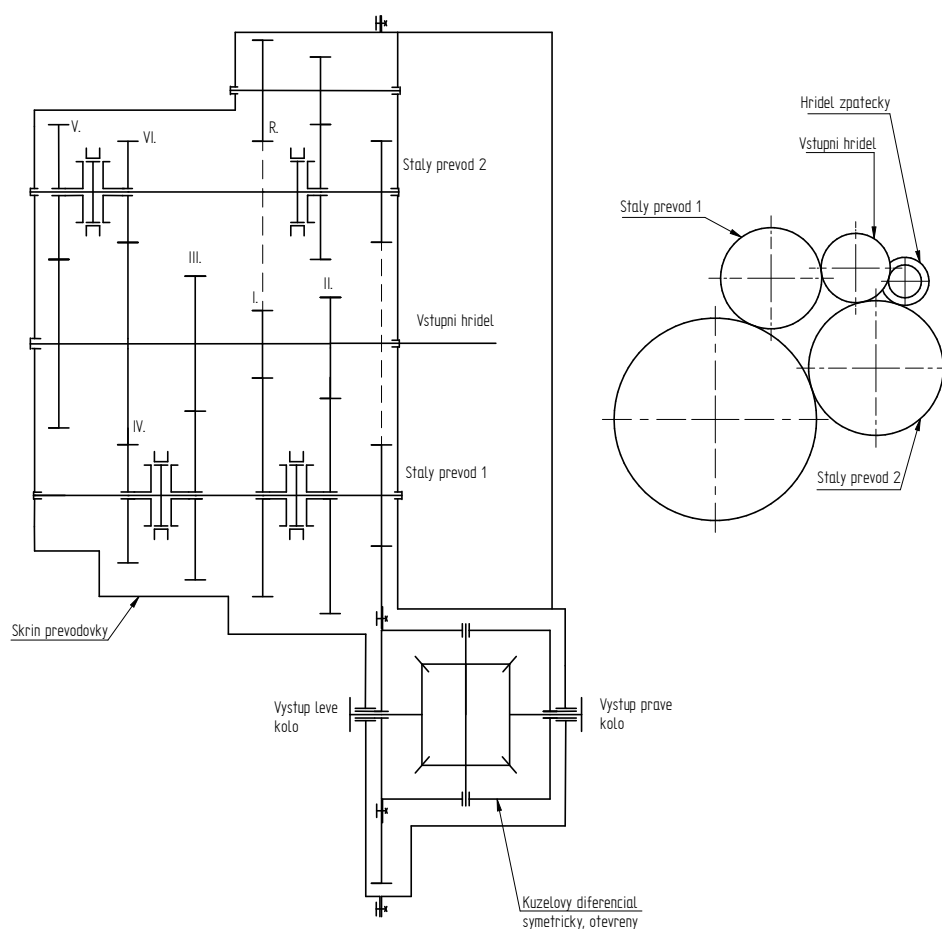
Výpočet výšky těžiště:

$$h_t = 0,38 \cdot h = 0,38 \cdot 1,461 = 0,56 \text{ m} \quad (1)$$

Tab. 3 Hodnoty použité ve výpočtech

Dynamický poloměr kola (r_{dyn})	0,307 m
Výška těžiště (h_t)	0,56 m
Vzdálenost těžiště od přední nápravy při celkové hmotnosti (poměrná část rozvoru)	0,5
Gravitační konstanta (g)	9,81 m/s ²
Účinnost čelního ozubení ($\eta_{\check{c}.ozub}$)	0,98

Dále na obrázku 10 je znázorněno schéma převodového agregátu MQ 350-6F a v tabulce 4 jsou uvedeny jeho hodnoty převodů jednotlivých převodových stupňů a hodnoty celkových převodů. Jak je vidět na schématu, tak tento agregát má dva výstupní hřídele a z toho plyne, že má dva pastorky stálého převodu. Kde převod dále označován jako stálý převod 1 je určen pro převodové stupně jedna (I.) až čtyři (IV.) a stálý převod 2 je určen pro pátý (V.), šestý (VI.) převodový stupeň a zpátečku (R.). Co se týče diferenciálu, tak je použit otevřený symetrický kuželový diferenciál.



Obr. 10 Schéma převodového agregátu

Tab. 4 Parametry převodového agregátu

Převodový stupeň j	Převod i_j	Celkový převod $i_{c,j}$
I.	3,770	13,007
II.	1,961	6,765
III.	1,260	4,347
IV.	0,870	3,002
V.	0,860	2,374
VI.	0,720	1,987
R	4,550	12,558
Stálý převod 1 (i_{st1})	3,450	
Stálý převod 2 (i_{st2})	2,760	

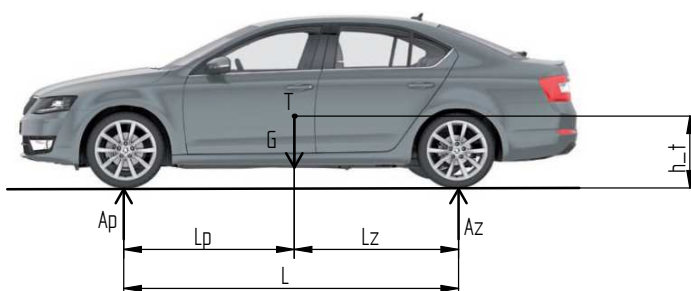
3. 2 Zátěžné stavy

Jako zátěžné stavy pro rozvodovku byli zvoleny ty, které ji nejvíce namáhají během provozu automobilu. Všechny stavy jsou uvažovány s celkovou hmotností vozidla, která je 1 882 kg a součinitelem adheze 0,9, který odpovídá suchému asfaltu.

3. 2. 1 Prokluz na rovině

Tento stav je definován, tak že při zařazeném prvním převodovém stupni se automobil rozjíždí na rovině s takovým momentem motoru, který způsobí, že dojde k prokluzu hnaných kol. A v následném výpočtu se zjišťuje, jak velký tento moment je a jestli ho je motor schopen dosáhnout. Pokud by nebyl schopen takový moment vyvinout, vzala by se hodnota odpovídající maximálnímu momentu motoru.

Výpočet:



Obr. 11 Prokluz rovina

$$L_z = L_p = 0,5 \cdot L \quad (2)$$

$$A_p = \frac{m_c \cdot g \cdot L_z}{L} = \frac{1\,882 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 2,686}{2,686} = 9\,231,2 \text{ N} \quad (3)$$

$$M_{ad_kolo} = A_p \cdot r_{dyn} \cdot \eta_{ad} = 9\,231,2 \cdot 0,307 \cdot 0,9 = 2\,551 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4)$$

$$M_{ad_mot} = \frac{M_{ad_kolo}}{i_{c-I} \cdot (\eta_{\check{c}ozub} \cdot \eta_{\check{c}ozub})} = \frac{2\,551}{13,007 \cdot (0,98 \cdot 0,98)} = 204 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5)$$

$$M_{ad_mot} \leq M_{max_mot} \quad (6)$$

$$204 \text{ N} \cdot \text{m} \leq 320 \text{ N} \cdot \text{m} \rightarrow M_{ad_kolo} = M_{prok_rovina} \quad (7)$$

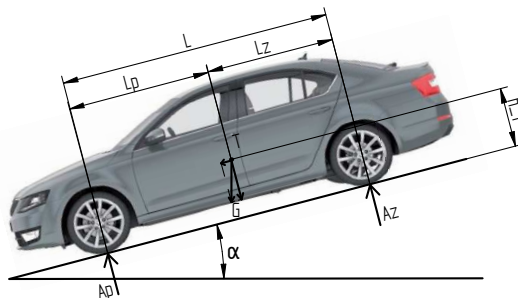
$$M_{prok_rovina_pas_st1} = \frac{M_{prok_rovina}}{i_{st1} \cdot \eta_{\check{c}ozub}} = \frac{2\,551}{3,450 \cdot 0,98} = 755 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8)$$

Z výpočtu je patrné, že motor je schopen takového momentu dosáhnout, a že dojde k prokluzu kol.

3. 2. 2 Prokluz do stoupání

Tento stav je definován, tak že při zařazeném zpětném převodovém stupni se automobil rozjíždí do stoupání 26 %, které podle Automotive Transmissions [1] odpovídá maximálnímu stoupání na silnicích Alpských průsmyků, s takovým momentem motoru, který způsobí, že dojde k prokluzu hnaných kol. A opět se v následujícím výpočtu zjišťuje, jak velký je tento moment a jestli ho je motor schopen dosáhnout. Pokud by nebyl schopen takový moment vyvinout, vzala by se hodnota odpovídající maximálnímu momentu motoru.

Výpočet:



Obr. 12 Prokluz stoupání

$$L_z = L_p = 0,5 \cdot L \quad (9)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{26}{100} \right) = 14,6^\circ \quad (10)$$

$$A_p = \frac{m_c \cdot g \cdot (\cos \alpha \cdot L_z + \sin \alpha \cdot h_T)}{L} \quad (11)$$

$$A_p = \frac{1\,882 \cdot 9,81 \cdot (\cos(14,6^\circ) \cdot 0,5 \cdot 2,686 + \sin(14,6^\circ) \cdot 0,56)}{2,686} = 9903,4 \text{ N}$$

$$M_{ad_kolo} = A_p \cdot r_{dyn} \cdot \eta_{ad} = 9\,903,4 \cdot 0,307 \cdot 0,9 = 2736 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (12)$$

$$M_{ad_mot} = \frac{M_{ad_kolo}}{i_{c_R} \cdot \eta_{\check{c}el_ozub} \cdot \eta_{\check{c}el_ozub} \cdot \eta_{\check{c}el_ozub}} \quad (13)$$

$$M_{ad_mot} = \frac{2\,736}{12,558 \cdot (0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98)} = 232 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{ad_mot} \leq M_{max_mot} \quad (14)$$

$$232 \text{ N} \cdot \text{m} \leq 320 \text{ N} \cdot \text{m} \rightarrow M_{ad_kolo} = M_{prok_stoupání} \quad (15)$$

$$M_{prok_stoupání_pas_st2} = \frac{M_{prok_stoupání}}{i_{st2} \cdot \eta_{\check{c}el_ozub}} = \frac{2\,736}{2,760 \cdot 0,98} = 1\,012 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (16)$$

Z výpočtu je patrné, že motor je schopen takového momentu dosáhnout, a že dojde k prokluzu kol.

3. 2. 3 Zátěžný stav pro únavový výpočet

K určení spektra namáhání dopředných převodových stupňů pro výpočet životnosti ozubení a ložisek byl použit program SPEKTRUM, který dokáže ze zadaných parametrů vozidla, převodového ústrojí a zvoleného typu tratě určit momentové a dráhové využití jednotlivých převodových stupňů. Také umožňuje hodnoty momentového využití vztáhnout na jednotlivé poruchy pomocí koeficientů Wöhlerovy křivky.

Níže na obrázku 13 jsou vidět všechny vstupní hodnoty, které program SPEKTRUM pro výpočet potřebuje. Jelikož v programu není možnost nastavit dva stálé převody, kterými disponuje zvolená převodovka MQ 350-6F, tak bylo nutné

hodnoty převodových stupňů připadajících stálému převodu 2, jedná se o pátý a šestý převodový stupeň, přepočítat tak, aby se jejich celkový převod při použití se stálým převodem 1 nijak nezměnil. Tento přepočet znázorňují vztahy (17, 18).

Dále bylo nutné ještě určit hodnotu prokluzového momentu spojky, který byl stanoven vztahem (19).

Přepočet pátého, šestého převodového stupně:

$$i_{V_spektrum} = \frac{i_{c_V}}{i_{st1}} = \frac{2,374}{3,450} = 0,688 \quad (17)$$

$$i_{VI_spektrum} = \frac{i_{c_VI}}{i_{st1}} = \frac{1,987}{3,450} = 0,576 \quad (18)$$

Stanovení prokluzového momentu spojky:

$$M_{prokluz_spojka} = M_{max_mot} \cdot \beta = 320 \cdot 1,46 = 470 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (19)$$

kde M_{max_mot} [N·m] – maximální moment motoru

β [-] – součinitel bezpečnosti (osobní automobily $\beta = 1,2$ až $1,75$)

```

PROVOZNI PODMINKY: S = 2      Kopcovita silnice
VOZIDLO : Skoda Octavia 3.gen
-----
POHOTOVOSTNI HMOTNOST VOZIDLA      GP= 1332.00 [KG]
NOSNOST VOZIDLA (SOUPRAVY)          GN= 550.00 [KG]

MOTOR: 2.0 TDI 110 kw
-----
DRUH MOTORU: vznetovy
MAX. MOMENT MOTORU      MM= 320.00 [NM] / 3000.00 [1/MIN]
MAX. VYKON MOTORU      LW= 110.00 [KW] / 4000.00 [1/MIN]

SPOJKA
-----
PROKLUZOVY MOMENT SPOJKY  MS= 470.00 [NM]

PREVODOVKA: Manualni 6 st.
-----
CELKOVY POCET PREVODOVYCH STUPNU VPRED:  NP= 1* 6
CELKOVY POCET PREVODOVYCH STUPNU VZAD:   NZ= 1* 0  ZPAT=0.00

PULICI REDUKCE      UIS1= 1.000    UIS2= 0.000    UIS3= 0.000

ZAKLADNI PREVODOVKA
I :      6      5      4      3      2      1
UIG(I):  0.576  0.688  0.870  1.260  1.961  3.770

PRIDAVNA PREVODOVKA
-----
UID(1)= 0.000      LAMD(1)= 0.000
UID(2)= 0.000      LAMD(2)= 0.000

MEZINAPRAVOVY DIFERENCIAL      DMD=0.000

NAPRAVA
-----
PREVODOVY POMER V ROZVODOVCE    UIK= 3.450
NAPRAVOVY DIFERENCIAL          DND= 0.000

KOLO:  REDUKCE V KOLECH      UIR= 1.000
        DYNAMICKY POLOMER PNEU  RD = 0.307 [M]
        ZATIZENI HNACICH KOL   GK = 941. [KG]
        ADHEZE                  FI = 0.900

```

Obr. 13 Vstupní data SPEKTRUM

Dále bylo zapotřebí stanovit Wöhlerovy koeficienty pro ozubení a ložiska. U ozubení je nutné rozlišit koeficient pro ohyb a dotyk, kde pro předběžně zvolený materiál ocel 14 220, která spadá do skupiny cementačních ocelí, jsou koeficienty dány dle tabulky uvedené na obrázku 14. Tato tabulka je z normy ISO 6336 část 6, podle které provádí výpočet pomocí spektra zatížení program použitý na výpočet ozubení KISSsoft.

Table A.1 — Exponent p and number of load cycles $N_{L\text{ref}}$

Heat treatment	Pitting		Tooth root	
	p^a	$N_{L\text{ref}}$	p	$N_{L\text{ref}}$
Case carburized	6,610	5×10^7	8,738	3×10^6
Through hardened	6,610	5×10^7	6,225	3×10^6
Nitrided	5,709	2×10^6	17,035	3×10^6
Nitro-carburized	15,715	2×10^6	84,003	3×10^6

^a Values p for pitting are given for torque; to convert for stress, these values are to be doubled.

Obr. 14 Wöhlerovy koeficienty pro dotyk a ohyb [9]

Tedy pro cementační oceli je koeficient na ohyb 8,738 a na dotyk 6,610, jak je uvedeno v poznámce tabulky, tak koeficient pro dotyk je vztažen k momentu, a tudíž není nutné ho dělit dvěma, jak by tomu bylo v případě, kdyby byl vztažen k napětí. U ložisek máme dva Wöhlerovy koeficienty, jeden pro ložiska s bodovým stykem, jehož hodnota je 3 a pro ložiska s čárovým stykem, jehož hodnota je 10/3.

Dalším krokem byla volba vhodného typu tratě. Jak bylo zmíněno už na začátku, program umí spočítat spektrum pro různé typy tratí. Pro osobní automobil, je možné vybírat z tratě označené jako S1 (dálnice, rovinatá silnice), S2 (kopcovitá silnice) a S3 (místní komunikace). Při zkušebních výpočtech pro zjištění odlišností mezi jednotlivými tratěmi bylo zjištěno, že faktory momentového využití se liší jenom nepatrně, ale naopak největší rozdíly byly ve faktoru dráhového využití jednotlivých převodových stupňů, jak je vidět v tabulce 5.

Tab. 5 Spektrum využití převodových stupňů pro různé provozní podmínky na vstupu do převodovky vztažené k $M_{\max, \text{mot}} = 320 \text{ N}\cdot\text{m}$ a Wöhlerovu koeficientu = 1

	Trať					
	S1		S2		S3	
Převodový stupeň	Faktor momentového využití	Faktor dráhového využití	Faktor momentového využití	Faktor dráhového využití	Faktor momentového využití	Faktor dráhového využití
I.	0,353	0,003	0,353	0,022	0,354	0,135
II.	0,374	0,014	0,374	0,056	0,375	0,171
III.	0,437	0,044	0,437	0,125	0,438	0,259
IV.	0,545	0,068	0,545	0,150	0,547	0,219
V.	0,635	0,087	0,635	0,158	0,637	0,157
VI.	0,705	0,784	0,705	0,489	0,706	0,059

Kde hodnoty dráhového využití tratě S2 by se mohly nejlépe blížit hodnotám ze skutečného provozu automobilu. Proto tento typ tratě byl zvolen pro finální výpočet spektra využití převodových stupňů, jehož výsledky jsou v tabulce 6.

Tab. 6 Spektrum využití převodových stupňů pro jednotlivé poruchy na trati S2

Spektrum využití dopředných převodových stupňů na vstupu do převodovky vztažené k $M_{\max, \text{mot}} = 320 \text{ N}\cdot\text{m}$ a $n_{\text{mot}} = 4\,000 \text{ 1/min}$							
Wöhlerův koeficient p	3	$\frac{10}{3}$	6,610	8,738	Faktor dráhy s_j	Faktor otáček N_j	Rázový součinitel $K_{a,j}$
Převodový stupeň j	Faktor momentu pro ložiska $m_{\text{lož},j}$	Faktor momentu pro ložiska $m_{\text{lož},j}$	Faktor momentu pro ohyb $m_{\text{dotyk},j}$	Faktor momentu pro dotyk $m_{\text{ohyb},j}$			
I.	0,454	0,465	0,537	0,574	0,022	0,75	0,638
II.	0,487	0,499	0,593	0,642	0,056	0,75	0,978
III.	0,558	0,571	0,661	0,703	0,125	0,75	1,100
IV.	0,659	0,670	0,749	0,784	0,150	0,75	1,227
V.	0,734	0,744	0,809	0,840	0,158	0,75	1,308
VI.	0,791	0,799	0,855	0,882	0,489	0,75	1,368

3. 3 Návrh a kontrola ozubení stálého převodu

Kompletní návrh ozubení stálých převodů byl proveden pomocí programu KISSsoft. Ozubení stálých převodů bude tvořeno čelním šikmým ozubením. Požadovaná životnost stálého převodu je stanovena na 250 000 km.

Pro toto ozubení byly provedeny výpočty, jak na životnost podle spektra využití převodových stupňů, tak byla provedena statická kontrola pro zátěžné

stavy prokluzu na rovině a do stoupání. Dále byla provedena také kontrola na zadírání. Požadované hodnoty bezpečnosti v ohybu a dotyku byly zvoleny dle normy ČSN 01 4686 v ohybu na $S_F = 1,45$ a v dotyku na $S_H = 1,1$.

3. 3. 1 Volba počtu zubů stálých převodů

Počet zubů stálých převodů byl zvolen s přihlédnutím na možnou technologii výroby pastorků stálých převodů. Protože nejsou známi rozměry výstupních hřídelů převodovky, ale předpoklad je takový, že budou vyrobeny spolu z pastorky jako jeden kus. Proto volím pro pastorek stálého převodu 1 počet zubů $z_{pas_st1} = 20$. Zbylé počty zubů jsou dopočítány podle vztahů (20,21).

Výpočet počtů zubů:

Počet zubů kola stálých převodů:

$$z_{kolo_st} = i_{st_1} \cdot z_{pas_st1} = 3,45 \cdot 20 = 69 \quad (20)$$

Počet zubů pastorku stálého převodu 2:

$$z_{past_st2} = \frac{z_{kolo_st}}{i_{st_2}} = \frac{69}{2,76} = 25 \quad (21)$$

3. 3. 2 Kontrola ozubení na životnost

V tomto výpočtu bylo využito funkce programu KISSsoft, který umí pracovat se spektrem zatížení podle normy ISO 6336 část 6 a také umožňuje zvolit typ přístupu v oblasti trvalé životnosti Wöhlerovy křivky, kde byl zvolen přístup podle Haibacha. To značně zjednodušilo práci v tom, že výpočet nemusel být proveden pro každý převodový stupeň zvlášť. Ale pořád musel být proveden odděleně pro stálý převod 1 a jemu příslušné převodové stupně a pro stálý převod 2 a jemu příslušné převodové stupně. Proto bylo nejdříve nutné stanovit pro stálé převody jejich požadovanou životnost podle vztahů (22, 26) a poté bylo třeba tuto životnost převést z kilometrů na hodiny podle vztahů (25, 28), protože program pracuje s životností v hodinách. Ještě pro upřesnění, pro převod z hodin na kilometry byl použit vždy nejnižší převodový stupeň pro daný stálý převod, tomu odpovídá u stálého převodu 1 první a u stálého převodu 2 pátý převodový stupeň. Hodnoty použité ve výpočtech jsou brány z tabulky 7 a následná příprava vstupních dat do výpočtu je také vytvořena v Excelu, který je uložen na přiloženém DVD v souboru octavia_TDI_110_kW_trat_S2.xlsx.

Tab. 7 Spektrum využití převodových stupňů pro ozubení

Spektrum využití dopředných převodových stupňů na vstupu do převodovky vztažené k $M_{\max_mot} = 320 \text{ N}\cdot\text{m}$ a $n_{\text{mot}} = 4\,000 \text{ 1/min}$					
Wöhlerův koeficient p	6,610	8,738	Faktor dráhy s_j	Faktor otáček N_j	Rázový Součinitel K_{a_j}
Převodový stupeň j	Faktor momentu pro ohyb m_{dotyk_j}	Faktor momentu pro dotyk m_{ohyb_j}			
I.	0,537	0,574	0,022	0,75	0,638
II.	0,593	0,642	0,056	0,75	0,978
III.	0,661	0,703	0,125	0,75	1,100
IV.	0,749	0,784	0,150	0,75	1,227
V.	0,809	0,840	0,158	0,75	1,308
VI.	0,855	0,882	0,489	0,75	1,368

Požadovaná životnost pro stálý převod 1

$$L_{\text{pkm_st1}} = L_{\text{pkm}} \cdot (s_I + s_{II} + s_{III} + s_{IV}) \quad (22)$$

$$L_{\text{pkm_st1}} = 250\,000 \cdot (0,022 + 0,056 + 0,125 + 0,150) = 88\,250 \text{ km}$$

$$n_{\text{kola}_I} = \frac{n_{\text{mot}} \cdot N_I}{i_{c_I}} = \frac{4\,000 \cdot 0,75}{13,007} = 230,65 \text{ 1/min} \quad (23)$$

$$O_{\text{kola}} = 2\pi \cdot r_{\text{dynkola}} = 1,9289 \text{ m} \quad (24)$$

$$L_{\text{ph_st1}} = \frac{L_{\text{pkm_st1}} \cdot 1\,000}{O_{\text{kola}} \cdot n_{\text{kola}_I} \cdot 60} = \frac{88\,250 \cdot 1000}{1,9289 \cdot 230,65 \cdot 60} = 3\,306 \text{ h} \quad (25)$$

Požadovaná životnost pro stálý převod 2

$$L_{\text{pkm_st2}} = L_{\text{pkm}} \cdot (s_V + s_{VI}) \quad (26)$$

$$L_{\text{pkm_st2}} = 250\,000 \cdot (0,158 + 0,489) = 161\,750 \text{ km}$$

$$n_{\text{kola}_V} = \frac{n_{\text{mot}} \cdot N_V}{i_{c_V}} = \frac{4\,000 \cdot 0,75}{2,374} = 1263,90 \text{ 1/min} \quad (27)$$

$$L_{\text{ph_st2}} = \frac{L_{\text{pkm_st2}} \cdot 1\,000}{O_{\text{kola}} \cdot n_{\text{kola}_V} \cdot 60} = \frac{161\,750 \cdot 1000}{1,9289 \cdot 1263,90 \cdot 60} = 1106 \text{ h} \quad (28)$$

Dále bylo nutné ještě provést přepočty momentového využití na pastorky stálých převodů podle vtaů (29, 30). Poté dráhové využití podle vtahu (31), kde

součet dráhových využití pro daný stálý převod musí být roven 100 %. V poslední řadě bylo nutné ještě přepočítat otáčkové využití podle vztahu (32). Hodnoty použité ve výpočtech jsou brány z tabulky 7. Z těchto přepočtů vznikly tabulky 8 a 9, které obsahují vstupní hodnoty pro výpočty provedené v programu KISSsoft, kde tabulka 8 je pro stálý převod 1 a tabulka 9 pro stálý převod 2.

Přepočet momentových využití

$$M_{\text{ohyb}_j\text{st}1,2} = M_{\text{max_mot}} \cdot m_{\text{ohyb}_j\text{st}1,2} \cdot i_j \cdot \eta_{\text{č_ozub}} \cdot K_{a_j} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (29)$$

$$M_{\text{dotyk}_j\text{st}1,2} = M_{\text{max_mot}} \cdot m_{\text{dotyk}_j\text{st}1,2} \cdot i_j \cdot \eta_{\text{č_ozub}} \cdot K_{a_j} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (30)$$

kde $M_{\text{max_mot}}$ [N·m] – maximální moment motoru

$m_{\text{ohyb}_j\text{st}1,2}$ [-] – momentové využití v ohybu j-tého převodového stupně stálého převodu 1 nebo 2

$m_{\text{dotyk}_j\text{st}1,2}$ [-] – momentové využití v dotyku j-tého převodového stupně stálého převodu 1 nebo 2

i_j [-] – převod j-tého převodového stupně

$\eta_{\text{č_ozub}}$ [-] – účinnost čelního ozubení

K_{a_j} [-] – rázový součinitel j-tého převodového stupně

Ukázkový výpočet pro první převodový stupeň:

$$M_{\text{dotyk}_I\text{st}1} = M_{\text{max_mot}} \cdot m_{\text{dotyk}_I\text{st}1} \cdot i_I \cdot \eta_{\text{č_ozub}} \cdot K_{a_I}$$

$$M_{\text{dotyk}_I\text{st}1} = 320 \cdot 0,537 \cdot 3,770 \cdot 0,98 \cdot 0,638 = 405,1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Přepočet dráhových využití

$$s_{j\text{st}1,2} = \frac{L_{\text{pkm}} \cdot s_j \cdot 100}{L_{\text{pkm_st}1,2}} \quad [\%] \quad (31)$$

kde L_{pkm} [km] – požadovaná životnost stálého převodu

$L_{\text{pkm_st}1,2}$ [km] – požadovaná životnost stálého převodu 1 nebo 2

s_j [-] – dráhového využití j-tého převodového stupně

Ukázkový výpočet pro první převodový stupeň:

$$s_{I\text{st}1} = \frac{L_{\text{pkm}} \cdot s_I \cdot 100}{L_{\text{pkm_st}1}} = \frac{250\,000 \cdot 0,022 \cdot 100}{88\,250} = 6,23 \%$$

Přepočet otáčkového využití

$$n_{j_st1,2} = \frac{n_{mot} \cdot N_{j_st1,2}}{i_j} \left[\frac{1}{min} \right] \quad (32)$$

kde n_{mot} [1/min] – otáčky motoru v bodě maximálního výkonu

$N_{j_st1,2}$ [-] – otáčkové využití j-tého převodového stupně stálého převodu 1 nebo 2

i_j [-] – převod j-tého převodového stupně

Ukázkový výpočet pro první převodový stupeň:

$$n_{I_st1} = \frac{n_{mot} \cdot N_{I_st1}}{i_I} = \frac{4\,000 \cdot 0,75}{3,770} = 796 \left[\frac{1}{min} \right]$$

Tab. 8 Spektrum využití převodových stupňů na pastorku stálého převodu 1

Wöhlerův koeficient p	Momentové využití		Dráhového využití S_{j_st1} [%]	Otáčkové využití n_{j_st1} [1/min]
	Převodový stupeň j	$M_{dotyk_j_st1}$ [N·m]		
I.	405,1	433,0	6,23	796
II.	356,5	385,9	15,86	1 530
III.	287,3	305,6	35,41	2 381
IV.	250,7	262,5	42,49	3 448

Tab. 9 Spektrum využití převodových stupňů na pastorku stálého převodu 2

Wöhlerův koeficient p	Momentové využití		Dráhového využití S_{i_st2} [%]	Otáčkové využití n_{i_st2} [1/min]
	Převodový stupeň j	$M_{dotyk_i_st2}$ [N·m]		
V.	285,4	296,3	24,42	3 488
VI.	264,1	272,4	75,58	4 167

Nyní bylo možné s hodnotami z tabulek 8 a 9 provést výpočet ozubení, který musí být proveden zvlášť pro ohyb a dotyk a taky zvlášť pro stálý převod 1 a 2. V následujících tabulkách 10 a 11 jsou uvedeny geometrické parametry navrhnutého soukolí, které vyhovělo požadované životnosti stálého převodu. Podrobné zprávy z výpočtu jsou umístěny na příloženém DVD ve složce stálý převod.

Tab. 10 Geometrie stálého převodu 1 ($i=3,45$)

		Pastorek	Kolo
Normální modul	m_n [mm]	2,75	
Počet zubů	z [-]	20	69
Sklon šroubovice		levý	pravý
Normální úhel záběru	α_n [°]	19	19
Úhel sklonu zubů	β [°]	27	27
Šířka ozubení	b [mm]	27	25
Průměr hlavové kružnice	d_a [mm]	67,318	219,663
Osová vzdálenost	a [mm]	138	
Korekce	x [-]	0,0200	0,2221
Stupeň přesnosti dle DIN 3961		6	6
Materiál		16MnCr5	16MnCr5

Tab. 11 Geometrie stálého převodu 2 ($i=2,76$)

		Pastorek	Kolo
Normální modul	m_n [mm]	2,75	
Počet zubů	z [-]	25	69
Sklon šroubovice		levý	pravý
Normální úhel záběru	α_n [°]	19	19
Sklon zubů	β [°]	27	27
Šířka ozubení	b [mm]	27	25
Průměr hlavové kružnice	d_a [mm]	83,317	219,663
Osová vzdálenost	a [mm]	146	
Korekce	[-]	0,1267	0,2221
Stupeň přesnosti DIN 3961		6	6
Materiál		16MnCr5	16MnCr5

V tabulkách 12 a 13 jsou uvedeny hodnoty životností v hodinách vypočtené programem Kisssoft. Tyto hodnoty životnosti jsou poté podle vztahů (33 až 38) převedeny na kilometry. A v tabulce 14 už jsou uvedeny výsledné životnosti stálého převodu v kilometrech.

Tab. 12 Životnost stálého převodu 1 z KISSsoftu

Bezpečnosti vůči napětí	Pastorek	Kolo
Bezpečnost v ohybu S_F	1,63	1,62
Bezpečnost v dotyku S_H	1,10	1,18
Požadovaná životnost [h]	3306	
Životnost ohyb L_{ohybh} [h]	25 859	22 577
Životnost dotyk L_{dotykh} [h]	3 626	12 510

Tab. 13 Životnost stálého převodu 2 z KISSsoftu

Bezpečnosti vůči napětí	Pastorek	Kolo
Bezpečnost v ohybu S_F	2,36	2,22
Bezpečnost v dotyku S_H	1,41	1,46
Požadovaná životnost [h]	1106	
Životnost ohyb L_{ohybh} [h]	5 302 000	1 898 000
Životnost dotyk L_{dotykh} [h]	751 001	2 073 000

Přepočítání životností z hodin na kilometry

Přepočítání pro pastorky

$$L_{ohybk_{m_pas_st1,2}} = \frac{L_{ohybh_pas_st1,2} \cdot 60 \cdot n_{I,V_pas_st1,2} \cdot O_{kola}}{i_{st1,2} \cdot 1000} \text{ [km]} \quad (33)$$

$$L_{dotykk_{m_pas_st1,2}} = \frac{L_{dotykh_pas_st1,2} \cdot 60 \cdot n_{I,V_pas_st1,2} \cdot O_{kola}}{i_{st1,2} \cdot 1000} \text{ [km]} \quad (34)$$

kde $L_{ohybh_pas_st1,2}$ [h] – životnost v ohybu na pastorku stálého převodu 1 nebo 2

$L_{dotykh_pas_st1,2}$ [h] – životnost v dotyku na pastorku stálého převodu 1 nebo 2

$n_{I,V_pas_st1,2}$ [1/min] – otáčky prvního převodového stupně na pastorku stálého převodu 1 nebo pátého převodového stupně na pastorku stálého převodu 2 z tabulky 8 nebo 9

O_{kola} [m] – obvod kola ze vztahu (25)

$i_{st1,2}$ [-] – převod stálého převodu 1 nebo 2

Ukázkový výpočet:

$$L_{ohybk_{m_pas_st1}} = \frac{25\,859 \cdot 60 \cdot 796 \cdot 1,9289}{3,45 \cdot 1000} = 690\,306 \text{ km}$$

Přepočítání pro kolo

$$L_{ohybk_{m_kolo_st1,2}} = \frac{L_{ohybh_kolo_st1,2} \cdot 60 \cdot n_{I,V_kolo_st1,2} \cdot O_{kola}}{1000} \text{ [km]} \quad (35)$$

$$L_{\text{ohybkm_kolo}} = \frac{L_{\text{pkm}}}{\frac{L_{\text{pkm_st1}}}{L_{\text{ohybkm_kolo_st1}}} + \frac{L_{\text{pkm_st2}}}{L_{\text{ohybkm_kolo_st1}}}} \quad [\text{km}] \quad (36)$$

$$L_{\text{dotykkm_kolo_st1,2}} = \frac{L_{\text{dotykh_kolo_st1,2}} \cdot 60 \cdot n_{\text{I,V_kolo_st1,2}} \cdot O_{\text{kola}}}{1000} \quad [\text{km}] \quad (37)$$

$$L_{\text{dotykkm_kolo}} = \frac{L_{\text{pkm}}}{\frac{L_{\text{pkm_st1}}}{L_{\text{dotykkm_kolo_st1}}} + \frac{L_{\text{pkm_st2}}}{L_{\text{dotykkm_kolo_st2}}}} \quad [\text{km}] \quad (38)$$

kde $L_{\text{ohybh_kolo_st1,2}}$ [h] – životnost v ohybu na kole stálého převodu 1 nebo 2

$L_{\text{dotykh_kolo_st1,2}}$ [h] – životnost v dotyku na kole stálého převodu 1 nebo 2

$L_{\text{pkm_st1}}$ [km] – požadovaná životnost stálého převodu 1 ze vztahu (22)

$L_{\text{pkm_st2}}$ [km] – požadovaná životnost stálého převodu 2 ze vztahu (26)

L_{pkm} [N·m] – požadovaná životnost stálého převodu

$n_{\text{I,V_kolo_st1,2}}$ [1/min] – otáčky prvního převodového stupně na kole stálého převodu 1 nebo pátého převodového stupně na kole stálého převodu 2 ze vztahu (23,27)

O_{kola} [m] – obvod kola ze vztahu (25)

Ukázkový výpočet:

$$L_{\text{ohybkm_kolo_st1}} = \frac{22\,577 \cdot 60 \cdot 231 \cdot 1,9289}{1000} = 602\,693 \text{ km}$$

$$L_{\text{ohybkm_kolo_st2}} = \frac{1\,898\,000 \cdot 60 \cdot 1264 \cdot 1,9289}{1000} = 277\,638\,330 \text{ km}$$

$$L_{\text{ohybkm_kolo}} = \frac{250\,000}{\frac{88\,250}{602\,693} + \frac{161\,750}{277\,638\,330}} = 1\,700\,580 \text{ km}$$

Tab. 14 Výsledná životnost stálého převodu

	Pastorek stálý 1	Pastorek stálý 2	Kolo
Požadovaná životnost L_{pkm} [km]	88 250	161 750	250 000
Životnost ohyb L_{ohybkm} [km]	690 306	620 458 767	1 700 580
Životnost dotyk L_{dotykkm} [km]	96 796	87 884 789	944 142

3. 3. 3 Kontrola ozubení na prokluz

Jedná se pouze o statickou kontrolu navrhnutého ozubení na špičkový prokluzový moment na rovině a do stoupání. Výpočet byl proveden, tak že zadávaný počet cyklu nebo tomu odpovídajících počet hodin byl zadáván tak, aby se hodnota pohybovala v části Wöhlerovy křivky, kde se zatěžování považuje za statické. Vstupní hodnoty použité ve výpočtu vztahené na pastorky stálého převodu jsou uvedeny v tabulce 15. Výsledky výpočtu v tabulce 16 a podrobné zprávy z výpočtu na příloženém DVD ve složce stálý převod

Tab. 15 Hodnoty od prokluzu na rovině a do stoupání vztahené na pastorky stálého převodu

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Prokluzový moment	$M_{\text{prok_pas}}$ [N·m]	755	1 012
Rázový součinitel	K_a [-]	1,25	

Tab. 16 Výsledné bezpečnosti prokluz rovina a stoupání

	Prokluz rovina		Prokluz stoupání	
	Pastorek	Kolo	Pastorek	Kolo
Bezpečnost na ohyb S_F	2,20	2,34	2,27	2,17

3. 3. 4 Kontrola ozubení na zadírání

Tato kontrola byla provedena pro stav, kdy se automobil pohybuje vysokou rychlostí, tudíž je definován tak, že při zařazeném šestém rychlostním stupni jede automobil rychlostí odpovídající bodu maximálního výkonu motoru, tedy 110 kW při 4 000 1/min, kde otáčky se musejí přepočítat na pastorek stálého převodu 2 dle vztahu (39). Kompletní vstupní hodnoty výpočtu jsou uvedeny v tabulce 18. Dále bylo nutné zvolit vhodný převodový olej. Jako vhodný olej pro zvolený typ převodovky by byl převodový olej CASTROL – SYNTRANS FE 75W, ale tuto značku oleje nemá program v databázi. Proto byl vybrán pro výpočet alternativní olej GEM 4–32 Klübersynth, jehož vlastnosti jsou téměř identické a je také určen pro použití v převodovkách. Pro porovnání jsou hodnoty obou olejů uvedeny v tabulce 17.

Tab. 17 Srovnání olejů

Kinematická viskozita	CASTROL SYNTRANS FE 75W	GEM 4-32 N Klübersynth
při 100 °C [mm ² /s]	6,3	6
při 40 °C [mm ² /s]	32,2	32

Přepočet otáček

$$n_{pas} = \frac{n_{mot}}{i_{VI}} = \frac{4\,000}{0,720} = 5\,556 \frac{1}{min} \quad (39)$$

Tab. 18 Vstupní hodnoty výpočtu

Maximální výkon motoru	P_{max_mot} [kW]	110
Otáčky na pastorku stálého převodu 2	n_{pas} [$\frac{1}{min}$]	5 556
Rázový součinitel	K_a [-]	1,50

Zbylé parametry výpočtu jako jsou požadované bezpečnosti zůstaly takové, jaké byly v programu nastaveny pro daný výpočet. A výsledné bezpečnosti jsou uvedeny v tabulce 19 a podrobné zprávy z výpočtu na přiloženém DVD ve složce stálý převod.

Tab. 19 Výsledné bezpečnosti zadírání

	Požadovaná bezpečnost	Bezpečnost
Zadírání (SS_int)	1,8	3,35
Zadírání – teplota vzplanutí (SS_flash)	2	3,6

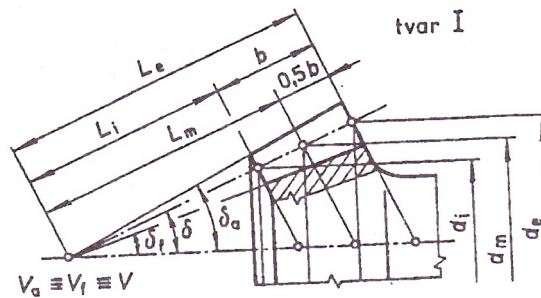
Pro všechny kontrolované zátěžné stavy vyšli přijatelné hodnoty jednotlivých bezpečností i hodnoty životnosti splnily podmínku 250 000 km s dostatečnou rezervou. Výkresy všech kol se základními parametry ozubení jsou umístěny v příloze č. 1 pod čísly výkresů A4 - 000, A4 - 001 a A4 - 002.

3. 4 Návrh a kontrola ozubení diferenciálu

Jak už bylo napsáno v úvodu, tak diferenciál bude kuželový otevřený symetrický se dvěma satelity. Maximální průměr planet byl stanoven na $d_{ae_max} = 100$ mm dle vznikajícího koncepčního návrhu rozvodovky, jehož tvorba začala po dokončení návrhu stálého převodu. Dále bylo nutné zvolit počet zubů satelitů a planet, jejichž počty byly voleny podle informací získaných z literatury,

ve které je počet zubů satelitu uváděn přibližně v rozmezí 8 až 12 a pro planety 15 až 20. Pro tento návrh byl zvolen počet zubů satelitu 11 a planety 20.

Co se týče typu kuželového ozubení, tak byl zvolen typ se snižující se výškou zubu viz obrázek 15. Pevnostní kontrola byla provedena pro zátěžný stav prokluzu na rovině a do stoupání, kde vstupní hodnoty zatížení jsou vztaženy ke kolu stálého převodu a jsou uvedeny v tabulce 20.



Obr. 15 Kuželového soukolí s proměnou výškou zubu [11]

Tab. 20 Vstupní hodnoty vztažené ke kolu stálého převodu

Hodnoty vztažené ke kolu stálého převodu		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Moment	$M_{\text{prok}} [\text{N}\cdot\text{m}]$	2 551	2 736
Rázový součinitel	$K_a [-]$	1,25	

Pro návrh geometrie a pevnostní výpočet byl použit opět program KISSsoft, který obsahuje modul pro návrh diferenciálu. Ten provádí výpočet tak, jak je uvedeno na obrázku 16, kde porovnává sílu F_1 se silou F_2 (viz Tab. 21) a ta která je větší, je použita v pevnostní kontrole ozubení a také pro stanovení sil vznikajících v ozubení, které jsou uvedeny v tabulce 22, kde radiální síla F_r a axiální síla F_a jsou v poměrném vyjádření k síle tečné.

Tab. 21 Síly F_1 a F_2

	F_1 [N]	F_2 [N]	l_1 [mm]	l_2 [mm]
Prokluz rovina	15 565	21 144	32,8	36,2
Prokluz stoupání	16 694	22 678		

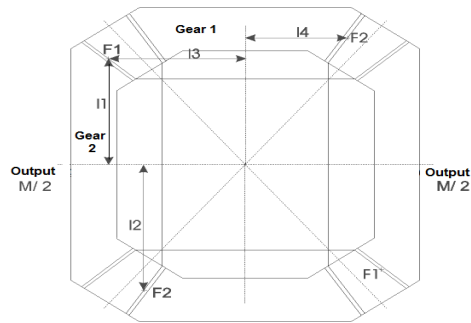


Figure 14.10: Bevel gears in differential gears

$$M = 2 \cdot F_1 \cdot l_1 + 2 \cdot F_2 \cdot l_2 \quad (13.1)$$

$$F_1 = F_2 \cdot \frac{l_4}{l_3} \quad (13.2)$$

$$l_1 = \sqrt{R_{m1}^2 - \left(\frac{d_{m1}}{2}\right)^2} - 0.5 \cdot \tan(\delta_1) \cdot (d_{am1} - d_{m1}) \quad (13.3)$$

$$l_2 = \frac{d_{am2}}{2} \quad (13.4)$$

$$l_3 = \frac{d_{am1}}{2} \quad (13.5)$$

$$l_4 = \sqrt{R_{m2}^2 - \left(\frac{d_{m2}}{2}\right)^2} - 0.5 \cdot \tan(\delta_2) \cdot (d_{am2} - d_{m2}) \quad (13.6)$$

Obr. 16 Princip pevnostní kontroly diferenciálu [12]

Tab. 22 Síly z ozubení diferenciálu

		Satelit	Planeta
Prokluz rovina	F_t [N]	21 144	
Prokluz stoupání	F_t [N]	22 678	
	$\frac{F_r}{F_t}$	0,336	0,185
	$\frac{F_a}{F_t}$	0,185	0,336

V následující tabulce 23 jsou uvedeny geometrické parametry ozubení, pro které byl proveden pevnostní výpočet, jehož výsledky jsou uvedeny v tabulce 24 a podrobné zprávy z výpočtu jsou umístěny na přiloženém DVD ve složce diferenciál.

Tab. 23 Geometrické parametry ozubení diferenciálu

		Satelit	Planeta
Normální modul na střed. průměru	m_{mn} [mm]	3,5	
Počet zubů	z [-]	11	20
Normální úhel záběru	α_n [°]	21	
Šířka ozubení	b [mm]	27	
Vnější průměr hlavové kružnice	d_{ae} [mm]	62,203	96,805
Výšková korekce na střed. průměru	x_{hm} [-]	0,3027	-0,3027
Úhel os	Σ [°]	90	
Stupeň přesnosti podle DIN 3965		7	7
Materiál		18CrNiMo7-6	18CrNiMo7-6
Roztečný úhel	δ [°]	28,81	61,19

Tab. 24 Výsledné bezpečnosti diferenciálu

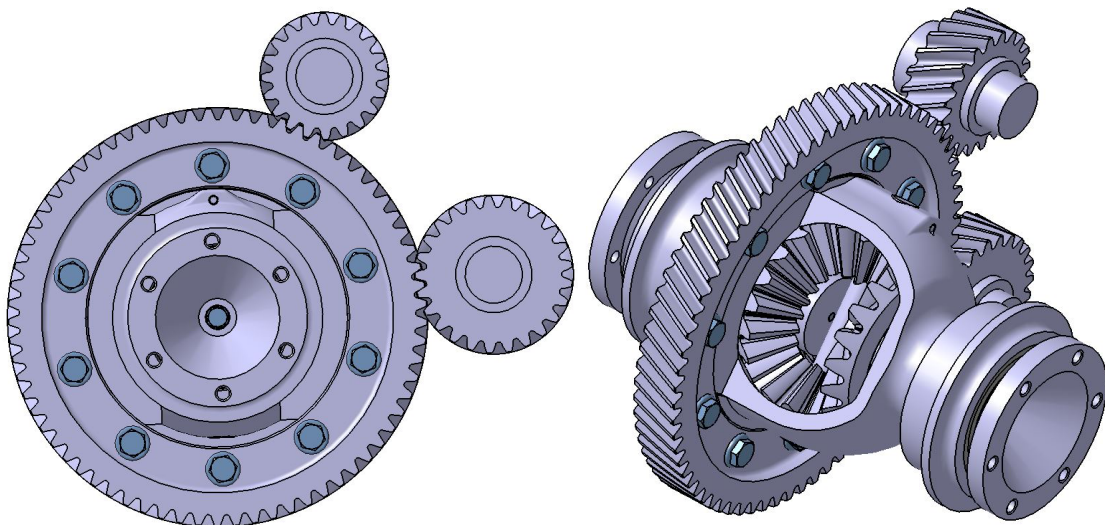
	Prokluz rovina		Prokluz stoupání	
	Satelit	Planeta	Satelit	Planeta
Bezpečnost v ohybu k R_m	1,85	1,85	1,72	1,72
Bezpečnost v ohybu k R_p	1,31	1,31	1,22	1,22

Pro oba zátěžné stavy vyšly bezpečnosti s přijatelnou velikostí vůči mezi kluzu i mezi pevnosti. Výkresy obou kol se základními parametry ozubení jsou umístěny v příloze č.1 pod čísly výkresu A4 – 003 a A4 – 004.

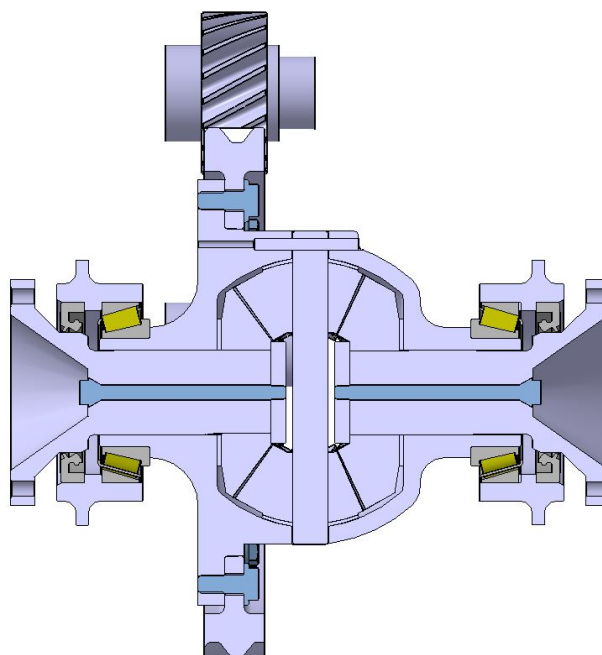
3. 5 Koncepční návrh rozvodovky

Po návrhu ozubení kol stálého převodu a diferenciálu, bylo možné vytvořit koncepční návrh rozvodovky. Jelikož nebyly známi přesné zástavbové rozměry rozvodovky zvoleného automobilu, byla snaha udělat rozvodovku co nejkompaktnější, aby zástavbové rozměry byly co nejmenší. Výsledné rozměry jsou uvedeny na výkresu konceptního návrhu v příloze pod číslem výkresu A1 – KONCEPCE. Zároveň jsou zde uvedeny i materiály zvolené pro jednotlivé součásti rozvodovky, které jsou dále použity v kontrolách těchto součástí.

Konstrukční řešení rozvodovky vychází z již používaných rozvodovek, jak je vidět na obrázcích 17 a 18. Kde rozmístění pastorků je pouze orientační a záleželo by na poloze hřídelů v převodovce. Pro spojení kola stálého převodu a klece diferenciálu je zvolena varianta spojení pomocí 10 šroubů s límcem s pojistnými drážkami.



Obr. 17 Boční a celkový pohled na rozvodovku



Obr. 18 Poloviční řez rozvodovkou

Poloha čepu satelitů je zajištěna pomocí kolíku o průměru 5 mm. Výstupní hřídele ke kolům jsou zajištěny pomocí jednoho šroubu M6. Spojení mezi planetou diferenciálu je uskutečněno pomocí evolventního drážkování (69z x 0,5m x 30R x 7H/8p dle normy ISO 4156). Co se týče ložisek, tak jsou použita kuželíková ložiska 32009 Q/X od SKF, pro které z návrhu vyplynulo prostorové uspořádání, které je důležité pro následnou kontrolu ložisek. Předpětí ložisek je řešeno pomocí podložky za ložiskem umístěným vpravo od kola stálého převodu. Výstupní hřídele jsou utěsněny pomocí gufer od SKF. Kompletní 3D model i výkres jsou uloženy na přiloženém DVD v souborech model a výkresy.

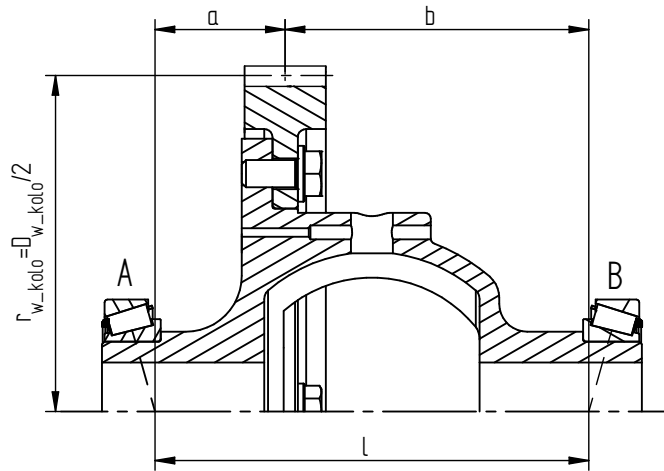
3. 6 Kontrola ložisek

V této části bude provedena kontrola ložisek rozvodovky na životnost a statická kontrola pro zátěžné stavy prokluzu na rovině a do stoupání.

Celý kontrolní výpočet životnosti a statické bezpečnosti ložisek je proveden podle metodiky SKF. Kde výpočet životnosti ložisek zahrnuje jak výpočet základní životnosti, tak i modifikované životnosti a pro oba výpočty musí být splněna podmínka životnosti ložisek 250 000 km.

Z kapitoly 3. 5 vyplynulo prostorové uspořádání ložisek A a B s rozměry potřebnými pro jejich kontrolu, které jsou uvedeny na obrázku 19 a jejich hodnoty

v tabulce 25 ve které jsou zároveň uvedeny hodnoty z návrhu ozubení. Jedná se o průměr valivé kružnice kola stálého převodu (d_{w_kolo}), úhel sklonů zubů na valivé kružnici (β_w) a normálový úhel záběru na valivé kružnici (α_{nw}).



Obr. 19 Prostorové uspořádání ložisek

Tab. 25 Hodnoty rozměrů uložení ložisek

Vzdálenost mezi ložisky	l [mm]	141
Vzdálenost působíště sil od ložiska A	a [mm]	39
Vzdálenost působíště sil od ložiska B	b [mm]	102
Průměr valivé kružnice kola stálého převodu	d_{w_kolo} [mm]	213,978
Úhel sklonů zubů na valivé kružnici	β_w [°]	27,11
Normálový úhel záběru na valivé kružnici	α_{nw} [°]	19,617

Taky byla zvolena kuželíková ložiska 32009 Q/X od SKF, jehož parametry jsou uvedeny v tabulce 26.

Tab. 26 Parametry ložiska

Dynamické zatížení C [N]	58 300
Statické zatížení C_o [N]	80 000
e [-]	0,4
Y [-]	1,5

Samotný výpočet je proveden bez uvažování účinnosti ozubení, a tak že pro každý převodový stupeň je zvlášť spočítána životnost ložiska A a B a poté jsou tyto životnosti sečteny pomocí dráhového využití a vznikne jedna celková životnost ložiska A a B. Celý tento výpočet ložisek je vytvořen v Excelu umístěném na příloženém DVD v souboru octavia_TDI_110_kW_trat_S2.xlsx.

3. 6. 1 Vstupní data výpočtu

Prvním krokem je příprava vstupních hodnot zatížení. Pro výpočet je použito spektrum využití převodových stupňů z podkapitoly 3. 2. 3. Ze kterého byly použity hodnoty z tabulky 6 pro kuželíková ložiska jsou uvedeny v tabulce 27. Jelikož data jsou vztažena ke vstupu do převodovky je nutné je podle vztahů (40 a 41) přepočítat na kolo stálého převodu.

Tab. 27 Spektrum využití převodových stupňů na vstupu do převodovky

	Momentové využití	Faktor dráhového využití s_j [-]	Faktor otáčkového využití N_j [1/min]	Rázový součinitel $K_{a,j}$ [-]
Wöhlerův koeficient p	$\frac{10}{3}$			
Převodový stupeň j	$m_{lož,j}$ [N·m]			
I.	0,465	0,022	0,75	0,638
II.	0,499	0,056	0,75	0,978
III.	0,571	0,125	0,75	1,100
IV.	0,670	0,150	0,75	1,227
V.	0,744	0,158	0,75	1,308
VI.	0,799	0,489	0,75	1,368

Přepočet momentového využití

$$M_{lož_kolo_j} = M_{max_mot} \cdot m_{lož_j} \cdot i_{c_j} \cdot K_{a_j} \quad [N \cdot m] \quad (40)$$

kde M_{max_mot} [N·m] – maximální moment motoru

$m_{lož_j}$ [-] – momentové využití pro ložiska j-tého převodového stupně

i_j [-] – převod j-tého převodového stupně

i_{c_j} [-] – celkový převod j-tého převodového stupně

K_{a_j} [-] – rázový součinitel j-tého převodového stupně

Ukázkový výpočet pro první převodový stupeň:

$$M_{lož_I} = M_{max_mot} \cdot m_{lož_I} \cdot i_{c_I} \cdot K_{a_I} = 320 \cdot 0,465 \cdot 13,007 \cdot 0,638 = 1\,235 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Přepočet otáčkového využití

$$n_j = \frac{n_{mot} \cdot N_j}{i_{c_j}} \quad \left[\frac{1}{\text{min}} \right] \quad (41)$$

kde n_{mot} [1/min] – otáčky motoru v bodě maximálního výkonu

$N_{j,\text{st}1,2}$ [-] – otáčkové využití j-tého převodového stupně

$i_{c,j}$ [-] – celkový převod j-tého převodového stupně

Ukázkový výpočet pro první převodový stupeň:

$$n_I = \frac{n_{\text{mot}} \cdot N_I}{i_{c,I}} = \frac{4\,000 \cdot 0,75}{13,007} = 231 \left[\frac{1}{\text{min}} \right]$$

V následující tabulce 28 už jsou uvedeny přepočítané hodnoty spektra, která jsou dále použita pro kontrolu životnosti.

Tab. 28 Spektrum využití převodových stupňů na kole stálého převodu

	Momentové využití	Faktor dráhového o využití S_j [-]	Otáčkové využití n_j [1/min]
Wöhlerův koeficient w	$\frac{10}{3}$		
Převodový stupeň j	$M_{\text{lož},j}$ [N·m]		
I.	1 235	0,022	231
II.	1 052	0,056	443
III.	872	0,125	690
IV.	790	0,150	1000
V.	738	0,158	1264
VI.	694	0,489	1510

Dále jsou v tabulce 29 uvedeny hodnoty pro statickou kontrolu ložisek.

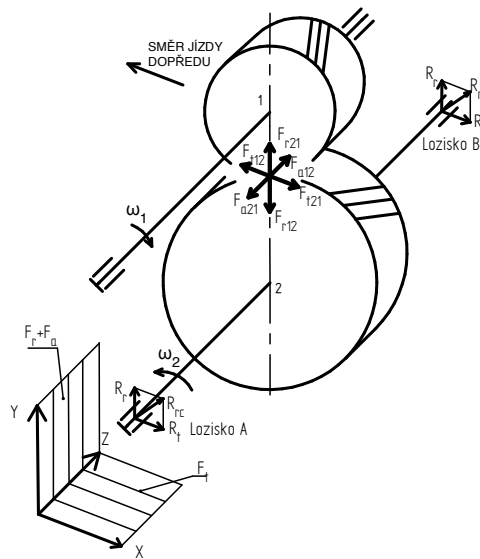
Tab. 29 Vstupní hodnoty pro statickou kontrolu

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Moment	M_{prok} [N·m]	2 551	2 736
Rázový součinitel	K_a [-]	1,25	

3. 6. 1 Určení celkových reakcí ložisek

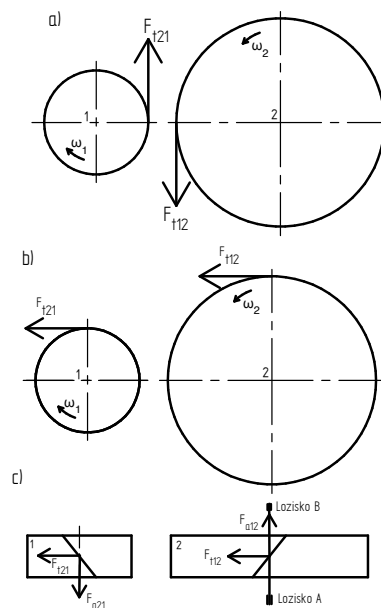
V této části je cílem stanovit celkové reakce ložisek. Ale ještě předtím bylo nutné stanovit velikosti působících sil na ložiska z ozubení a určit směr působení axiální síly vznikající v ozubení. Silové poměry v uložení klece diferenciálu jsou

vidět na obrázku 20. Kde kolo označené 1 představuje pastorek stálého převodu a kolo označené 2 představuje kolo stálého převodu.



Obr. 20 Působící síly v uložení diferenciálu

A na obrázku 21 je vidět princip určení směru axiální síly. Ten spočívá v tom, že si kola nakreslíme v nárysu se znázorněnými tečnými silami (Obr. 21a). Poté pootočíme kola o 90° proti směru otáčení kol (Obr.2b). V posledním kroku stanovíme v půdorysu směry axiálních sil F_{a12} a F_{a21} (Obr.2c), kde sklon zubů odpovídá návrhu kol stálého převodu (pastorek – pravý, kolo – levý). A je vidět, že síla F_{a12} zatěžuje ložisko B. [10]



Obr. 21 Princip určení směru axiální síly [10]

Velikosti tečných, radiálních a axiálních sil jsou pro jednotlivé převodové stupně stanoveny podle vztahů (42, 43, 44) a uvedeny v tabulce 30, kde je radiální a axiální síla uvedena v poměru k tečné síle.

$$F_{t12,j} = F_{t21,j} = \frac{2 \cdot M_{\text{lož},j}}{d_{w,\text{kolo}}} \quad [\text{N}] \quad (42)$$

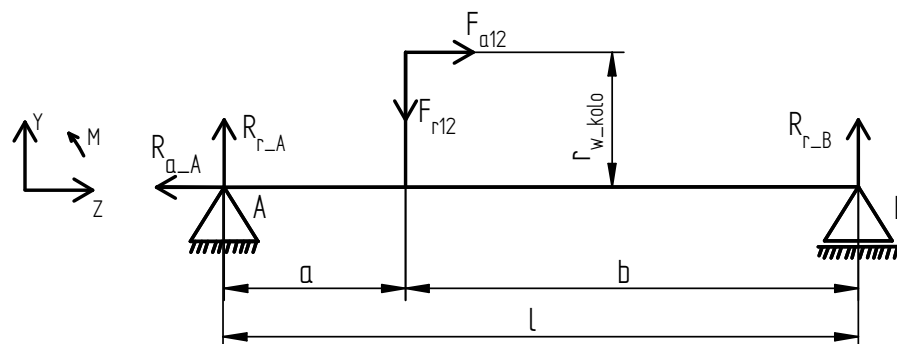
$$F_{r12,j} = F_{r21,j} = F_{t12,j} \cdot \frac{\text{tg}\alpha_{nw}}{\cos\beta_w} \quad [\text{N}] \quad (43)$$

$$F_{a12,j} = F_{a21,j} = F_{t12,j} \cdot \text{tg}\beta_w \quad [\text{N}] \quad (44)$$

Tab. 30 Hodnoty sil z ozubení

Převodový stupeň j	Tečná síla $F_{t12,j}$ [N]	$\frac{F_{r12,j}}{F_{t12,j}}$	$\frac{F_{a12,j}}{F_{t12,j}}$
I.	11 541	0,416	0,599
II.	9 876		
III.	8 166		
IV.	7 380		
V.	6 909		
VI.	6 497		
Prokluz rovina	23 844		
Prokluz stoupání	25 573		

Teď následuje výpočet reakcí v místě uložení ložiska. Ten probíhá ve dvou rovinách, a to v rovině axiálních a radiálních sil a v rovině tečných sil, jak je znázorněno na obrázku 20, pomocí vztahů (45 až 49), které jsou odvozeny z obrázku 22 pro rovinu axiálních a radiálních sil a pomocí vztahů (50 až 53) odvozených z obrázku 23 pro rovinu tečných sil.



Obr. 22 Nosník v rovině axiálních a radiálních sil

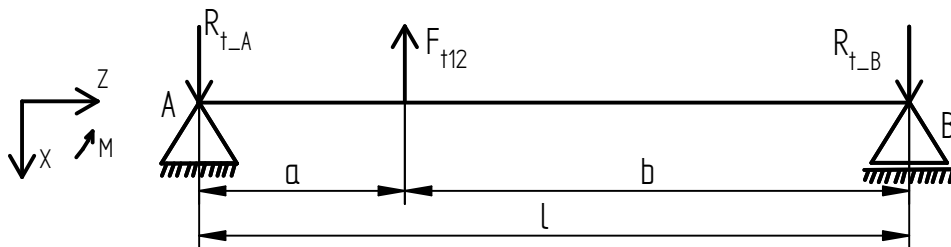
$$z: R_{a_{A,j}} - F_{a_{12,j}} = 0 \rightarrow R_{a_{A,j}} = F_{a_{12,j}} \quad (45)$$

$$y: R_{r_{A,j}} + R_{r_{B,j}} - F_{r_{12,j}} = 0 \quad (46)$$

$$M_A: -F_{r_{12,j}} \cdot a + F_{a_{12,j}} \cdot r_{w_kolo} + R_{r_{B,j}} \cdot l = 0 \quad (47)$$

$$R_{r_{B,j}} = \frac{F_{r_{12,j}} \cdot a - F_{a_{12,j}} \cdot r_{w_kolo}}{l} \quad [\text{N}] \quad (48)$$

$$R_{r_{A,j}} = F_{r_{12,j}} - R_{r_{B,j}} \quad [\text{N}] \quad (49)$$



Obr. 23 Nosník v rovině tečných sil

$$y: R_{t_{A,j}} + R_{t_{B,j}} - F_{t_{12,j}} = 0 \quad (50)$$

$$M_A: -R_{t_{B,j}} \cdot l + F_{t_{12,j}} \cdot a = 0 \quad (51)$$

$$R_{t_{B,j}} = \frac{F_{t_{12,j}} \cdot a}{l} \quad [\text{N}] \quad (52)$$

$$R_{t_{A,j}} = F_{t_{12,j}} - R_{t_{B,j}} \quad [\text{N}] \quad (53)$$

Po předchozích výpočtech byly podle vztahu (54) stanoveny celkové reakce pro ložisko A a B. Jejichž hodnoty jsou uvedeny v tabulce 31.

$$R_{rc_{A,B,j}} = \sqrt{R_{r_{A,B,j}}^2 + R_{t_{A,B,j}}^2} \quad [\text{N}] \quad (54)$$

Tab. 31 Celkové reakce pro ložiska

Převodový stupeň j	Celková reakce $R_{rc,j}$ [N]	
	Ložisko A	Ložisko B
I.	8 426	6 587
II.	7 211	5 637
III.	5 962	4 660
IV.	5 388	4 212
V.	5 045	3 943
VI.	4 744	3 708
Prokluz rovina	23 642	9 346
Prokluz stoupání	25 356	10 023

3. 6. 2 Stanovení statické bezpečnosti ložisek

Statická bezpečnost je spočítána pro zátěžné stavy prokluzu na rovině a do stoupání podle vztahu (55) a výsledky jsou uvedeny v tabulce 32.

$$s_o = \frac{C_o}{R_{rc_{A,B}}} [-] \quad (55)$$

kde C_o [N] – statické zatížení ložiska

$R_{rc_{A,B}}$ [N] – celková reakce ložiska A nebo B pro prokluz na rovině nebo do stoupání

Tab. 32 Výsledky statické bezpečnosti

		Prokluz rovina		Prokluz stoupání	
		Ložisko A	Ložisko B	Ložisko A	Ložisko B
Statická bezpečnost	s_o [-]	3,4	8,6	3,2	8

3. 6. 3 Stanovení životnosti ložisek

Jak bylo už zmíněno v úvodu kapitoly, tak výpočet životnosti ložisek je proveden podle metodiky SKF. Kde nejdříve je nutné stanovit, jak velkou axiální sílu budou jednotlivá ložiska přenášet. K tomu slouží obrázek 24 od SKF, podle kterého se stanoví vzorce, které se budou pro výpočet velikosti axiálních sil používat. K tomu jsou ještě potřeba hodnoty z tabulky 33, které jsou uvedeny jenom pro první převodový stupeň, protože pro ostatní převodové stupně zůstanou stejné vzorce.

Axiální zatížení působící na uložení se dvěma jednořadými kuželíkovými ložisky anebo ložisky montovanými ve dvojicích do tandemu

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

Obr. 24 Vztahy pro axiální síly [6]

Tab. 33 Hodnoty pro stanovení vztahů axiální síly

Převodový stupeň j	$K_{a,j} = F_{a12,j}$ [N]		$\frac{R_{rc}}{Y}$ [N]	
	Ložisko A	Ložisko B	Ložisko A	Ložisko B
I.	5 908		5 618	4 391

Z hodnot z tabulky 33 a z obrázku 24 vyplývá, že pro toto uspořádání je přípustná varianta 1a. Z toho plyne vztah (56) pro ložisko A a pro ložisko B vztah (57)
 V následné tabulce 34 jsou dopočítány hodnoty pro všechny převodové stupně.

$$F_{aA,j} = \frac{0,5 \cdot R_{rc,A,j}}{Y_A} \quad (56)$$

$$F_{aB,j} = F_{aA,j} + F_{a12,j} \quad (57)$$

Tab. 34 Axiální síly zatěžující ložiska A a B

Převodový stupeň j	Ložisko A $F_{aA,j}$ [N]	Ložisko B $F_{aB,j}$ [N]
I.	2 809	8 717
II.	2 404	7 460
III.	1 987	6 168
IV.	1 796	5 574
V.	1 682	5 219
VI.	1 581	4 907

V dalším kroku je nutné stanovit, podle jakého vztahu se bude počítat ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P, jestli podle vztahu (58) nebo (59). To závisí na poměru hodnot z tabulky 34 a celkové reakce na ložisko z tabulky 31, které se porovnají s parametrem ložisek e. V následné tabulce 35 je tento poměr vyčíslen, a je vidět, že ložisko A se počítá podle vztahu (58) a ložisko B podle vztahu (59). Zároveň tabulka obsahuje spočítané hodnoty ekvivalentního dynamického zatížení ložiska.

$$\frac{F_{aA,B,j}}{R_{rc_A,B,j}} \leq e \rightarrow Y = 0 \rightarrow P_{A,B,j} = R_{rc_A,B,j} [N] \quad (58)$$

$$\frac{F_{aA,B,j}}{R_{rc_A,B,j}} > e \rightarrow Y \neq 0 \rightarrow P_{A,B,j} = 0,4 \cdot R_{rc_A,B,j} + Y \cdot F_{aA,B,j} [N] \quad (59)$$

Tab. 35 Ekvivalentní zatížení ložisek a poměr $F_{a,j}/R_{rc,j}$

Převodový stupeň j	$\frac{F_{a,j}}{R_{rc,j}}$		Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P _j [N]	
	Ložisko A	Ložisko B	Ložisko A	Ložisko B
I.	0,33	1,32	8 426	15 710
II.			7 211	13 444
III.			5 962	11 115
IV.			5 388	10 046
V.			5 045	9 405
VI.			4 744	8 844

Po výpočtu hodnot ekvivalentních dynamických hodnot zatížení mohla být pro jednotlivé převodové stupně podle vztahu (60) spočítána základní životnost v cyklech a poté pomocí vztahu (61) byla převedena na kilometry. Tyto životnosti jsou uvedeny v tabulce 36.

$$L_{10_A,B,j} = \left(\frac{C}{P_{A,B,j}}\right)^p \cdot 10^6 \text{ [cykly]} \quad (61)$$

$$L_{10km_A,B,j} = \frac{L_{10_A,B,j} \cdot O_{kola}}{10^3} \text{ [km]} \quad (62)$$

kde $L_{10_A,B,j}$ [cykly] - základní životnost ložiska A nebo B j-tého převodového stupně

$L_{10km_A,B,j}$ [km] - základní životnost ložiska A nebo B j-tého převodového stupně

$P_{A,B,j}$ [N]– ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A nebo B j-tého převodového stupně

p [-] – Wöhlerův koeficient pro ložiska s čárovým stykem ($\frac{10}{3}$)

O_{kola} [-] – obvod kola ze vztahu (24)

C [m] – dynamické zatížení ložiska

Ukázkový výpočet pro první převodový stupeň:

$$L_{10_A_I} = \left(\frac{C}{P_{A_I}}\right)^p \cdot 10^6 = \left(\frac{58\,300}{8\,426}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 = 631\,099\,842$$

$$L_{10km_A_I} = \frac{L_{10_A_I} \cdot O_{kola}}{10^3} = \frac{631\,099\,842 \cdot 1,93}{10^3} = 1\,217\,352 \text{ km}$$

Tab. 36 Dílčí základní životnosti ložisek

Převodový stupeň j	L_{10km} [km]	
	Ložisko A	Ložisko B
I.	1 217 352	152 612
II.	2 046 166	256 515
III.	3 857 390	483 576
IV.	5 403 447	677 396
V.	6 731 537	843 890
VI.	8 263 584	1 035 953

Dále ještě výše spočítané životnosti ložisek byly podle vztahu (63) převedeny na jednu výslednou životnost pro ložisko A a B jsou uvedeny v tabulce 37.

$$L_{10km_A,B} = \frac{1}{\sum_{j=I}^{VI} \frac{s_j}{L_{10km_A,B,j}}} \text{ [km]} \quad (63)$$

kde $L_{10km_A,B,j}$ [km]– základní životnost ložiska A nebo B j-tého převodového stupně

s_j [-]– faktor dráhového využití j-tého převodového stupně

Tab. 37 Celkové základní životnosti ložisek

		Ložisko A	Ložisko B
Požadovaná životnost	L_{pkm} [km]	250 000	
Základní životnost	L_{10km} [km]	5 312 012	665 933

Nakonec byla spočítána ještě modifikovaná životnost podle SKF pomocí vztahu (64), opět pro každý převodový stupeň zvlášť a tyto dílčí výsledky jsou uvedeny v tabulce 39.

$$L_{mkm_A,B,j} = a_{1_A,B,j} \cdot a_{SKF_A,B,j} \cdot L_{10km_A,B,j} \text{ [km]} \quad (64)$$

kde $L_{10km_A,B,j}$ [km] – modifikovaná životnost ložiska A nebo B j-tého převodového stupně

$a_{1_A,B,j}$ [-] – součinitel spolehlivosti zvolen pro spolehlivost 90 % je roven 1

$a_{SKF_A,B,j}$ [-] – modifikační faktor SKF ložiska A nebo B j-tého převodového stupně závislý na použitém oleji, otáčkách a zatížení ložiska, byl stanoven pomocí aplikace SKF a jeho hodnoty jsou v tabulce 38

Tab. 38 Koeficienty a_1 a a_{SKF}

Převodový stupeň j	a_1 [-]		a_{SKF} [-]	
	Ložisko A	Ložisko B	Ložisko A	Ložisko B
I.	1		0,15	0,14
II.			0,37	0,27
III.			0,93	0,54
IV.			2,16	1
V.			3,12	1,3
VI.			4,25	1,61

Tab. 39 Dílčí modifikované životnosti

Převodový stupeň j	L_{mkm} [km]	
	Ložisko A	Ložisko B
I.	182 603	21 366
II.	757 081	69 259
III.	3 587 373	261 131
IV.	11 671 445	677 396
V.	21 002 396	1 097 057
VI.	35 120 235	1 667 884

Spočítané dílčí modifikované životnosti ložisek jsou podle vztahu (65) převedeny na jednu výslednou životnost pro ložisko A a B, které jsou uvedeny v tabulce 40.

$$L_{mkm_A,B} = \frac{1}{\sum_{j=1}^{VI} \frac{s_j}{L_{mkm_A,B,j}}} \text{ [km]} \quad (65)$$

kde $L_{mkm_A,B,j}$ [km] – modifikovaná životnost ložiska A nebo B j-tého převodového stupně

s_j [-] – faktor dráhového využití j-tého převodového stupně

Tab. 40 Celkové modifikované životnosti ložisek

		Ložisko A	Ložisko B
Požadovaná životnost	L_{pkm} [km]	250 000	
Modifikovaná životnost	L_{mkm} [km]	3 793 753	336 068

Oba typy životností, jak základní, tak i modifikovaná podle SKF, by se mohli zdát podle výsledků předdimenzované, hlavně u ložiska A, které je má přibližně 8x větší, než ložisko B. To je způsobeno tím, že ložisko B přenáší veškerou axiální sílu z ozubení, která dosahuje vysokých hodnot. Dále ještě kvůli tomu, že výpočet byl proveden bez uvažování účinnosti ozubení, kde by se výsledné životnosti při uvažování účinnosti ještě zvýšily. Ale na druhou stranu nejsou ve výpočtu zahrnuty možná zatížení přicházející od kol automobilu, která jsou těžko vyčíslitelná, a určitě by naopak výslednou životnost snižovali. Proto výsledné životnosti mohou být považovány za přijatelné.

3. 6 Kontrola kluzných ložisek diferenciálu

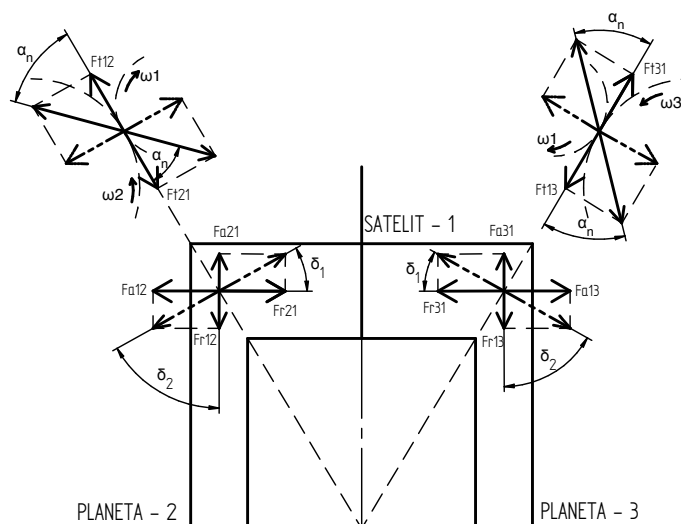
V této části bude provedena kontrola kluzných ložisek diferenciálu pro zátěžné stavy prokluzu na rovině a do stoupání. Jak pro satelit, tak pro planetu byla zvolena kluzná ložiska se stejného materiálu od společnosti GGB BEARING TECHNOLOGY s označením DS, kde označení určuje i strukturu ložiska, která je kov + polymerový kompozitní materiál. Kompletní parametry materiálu jsou uvedeny níže na obrázku 25.

Technické údaje ložisek DS

Vlastnosti ložiska		Jednotka	Hodnota
Obecné			
Přípustné zařizení, p	Statické	N/mm ²	110
	Dynamické	N/mm ²	45
Provozní teplota	Min.	°C	- 60
	Max.	°C	130
Samomazný provoz			
Maximální kluzná rychlost, U		m/s	1,5
Maximální faktor pU		N/mm ² x m/s	1,4
Součinitel tření f			0,15 - 0,3
Mazání tukem			
Maximální kluzná rychlost, U		m/s	2,5
Maximální faktor pU		N/mm ² x m/s	2,8
Součinitel tření f			0,05 - 0,1
Mazání olejem			
Maximální kluzná rychlost, U		m/s	10,0
Maximální faktor pU		N/mm ² x m/s	10,0
Součinitel tření f			0,03 - 0,08
Doporučení			
Povrchová drsnost hřídele, Ra		µm	≤ 0,4
Povrchová tvrdost hřídele	Normální	HB	> 200
	Delší životnost		> 350

Obr. 25 Parametry materiálu kluzných ložisek [8]

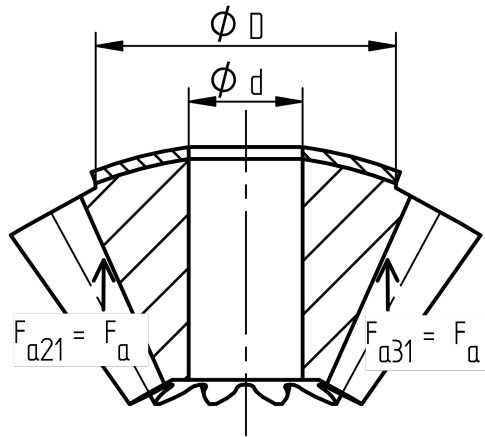
Obrázek 26 ukazuje jakými silami budou ložiska satelitu a planety zatíženy, jedná se o axiální síly z ozubení diferenciálu. Kde ložisko satelitu bude zatíženo silou F_{a21} a F_{a31} , jejichž velikost je stejná. Planeta bude zatížena dvěma silami F_{a21} .



Obr. 26 Síly v ozubení diferenciálu

3. 6. 1 Kluzné ložisko satelitu

Na obrázku 27 je detail oblasti satelitu s působícími silami na kluzné ložisko a jeho rozměry. Kdy při samotném výpočtu došlo k zjednodušení, a to takovému, že pro výpočet není uvažována kulová plocha, ale plocha rovná vymezená průměry D a d . Jejich parametry jsou uvedeny v tabulce 41.



Obr. 27 Satelit

Tab. 41 Rozměry kluzného ložiska satelitu

Vnitřní průměr ložiska	d [mm]	15
Vnější průměr ložiska	D [mm]	39,5

- výpočet působící síly na ložisko:

$$F_a = F_{a21} = F_{a31} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \delta_1 \quad [\text{N}] \quad (66)$$

kde F_t [N] – tečná síla z ozubení diferenciálu z tabulky 22

α_n [°] – normální úhel záběru ozubení diferenciálu z tabulky 23

δ_1 - [°] – roztečný úhel satelitu z tabulky 23

Tab. 42 Hodnoty působících sil na ložisko

Satelit		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Axiální síla	F_a [N]	7 112	7 628

- výpočet kontaktní plochy:

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (39,5^2 - 15^2)}{4} = 1\,049 \text{ mm}^2 \quad (67)$$

- výpočet působícího tlakového namáhání na ložisko:

$$p = \frac{2 \cdot F_a}{S} \quad [\text{MPa}] \quad (68)$$

kde F_a [N] - axiální síla z ozubení planety

S [mm²] – kontaktní plocha

Tab. 43 Hodnoty tlakového namáhání ložiska

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Tlak	p [MPa]	13,5	14,5

- výpočet bezpečnosti:

$$s = \frac{p_{dov}}{p} [-] \quad (69)$$

kde p_{dov} [N/mm²] – přípustné zatížení ložiska dynamické

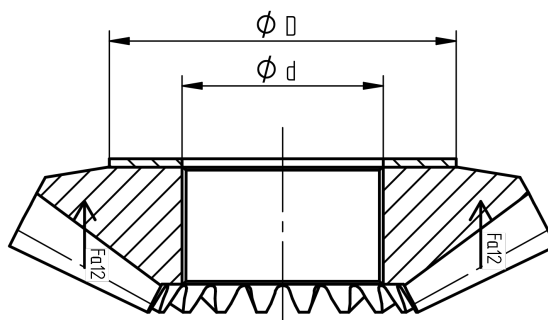
Tab. 44 Hodnoty bezpečnosti

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Bezpečnost	s [-]	3,3	3,1

Výsledné hodnoty bezpečnosti vyšli přijatelné, a tudíž navrhnutí materiál je vyhovující.

3. 6. 2 Kluzné ložisko planety

Na obrázku 28 je detail oblasti planety s působícími silami na kluzné ložisko a jeho rozměry. Jejich parametry jsou uvedeny v tabulce 45.



Obr. 28 Planeta

Tab. 45 Rozměry kluzného ložiska planety

Vnitřní průměr ložiska	d [mm]	36
Vnější průměr ložiska	D [mm]	61

- výpočet působící síly na ložisko:

$$F_a = F_{a12} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \delta_2 \quad [N] \quad (70)$$

kde F_t [N] – tečná síla z ozubení diferenciálu z tabulky 22

α_n [°] – normální úhel záběru ozubení diferenciálu z tabulky 23

δ_1 - [°] – roztečný úhel planety z tabulky 24

Tab. 46 Hodnoty působících sil na ložisko

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Axiální síla	F_a [N]	3 911	4 195

- výpočet kontaktní plochy:

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (61^2 - 36^2)}{4} = 1\,905 \text{ mm}^2 \quad (71)$$

- výpočet působícího tlakového namáhání na ložisko:

$$p = \frac{2 \cdot F_a}{S} \text{ [MPa]} \quad (72)$$

kde F_a [N] – axiální síla z ozubení satelitu

S [mm²] – kontaktní plocha

Tab. 47 Hodnoty tlakového namáhání ložiska

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Tlak	p [MPa]	4,1	4,4

- výpočet bezpečnosti

$$s = \frac{p_{dov}}{p} [-] \quad (73)$$

kde p_{dov} [N/mm²] – přípustné zatížení ložiska dynamické

Tab. 48 Hodnoty bezpečnosti

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Bezpečnost	s [-]	11	10,2

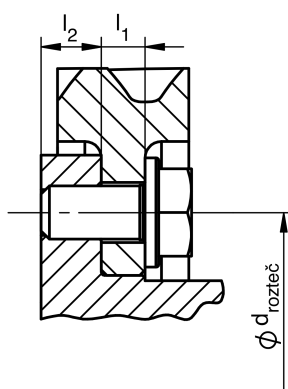
Výsledné hodnoty bezpečnosti vyšli hodně vysoké, a klidně by se mohl pro toto ložisko zvolit materiál s nižšími hodnotami přípustného zatížení, nebo by se ještě mohla zmenšit plocha ložiska.

3. 7 Kontrola hlavních konstrukčních uzlů rozvodovky

Tyto kontroly jsou provedeny vždy pro zátěžné stavy prokluzu na rovině a do stoupání. Hodnoty mezi kluzů materiálů jsou vzaty z materiálových listů.

3. 7. 1 Kontrola šroubu mezi kolem stálého převodu a klecí diferenciálu

Výpočet šroubového spoje byl proveden pomocí programu MITCALC a jeho modulu pro kontrolu šroubových spojů, pro navrhnutý ŠROUB SE ŠESTIHRANNOU HLAVOU S LÍMCEM S POJISTNÝMI DRÁŽKAMI M8 x 19–12.9. Kde spojení je realizováno pomocí 10 těchto šroubů, a proto dále je uveden výpočet působící síly na jeden šroub. Kde na obrázku 29 je detail spoje s rozměry potřebnými pro výpočet a v tabulce 49 jsou uvedeny jejich hodnoty.



Obr. 29 Detail šroubového spojení

Tab. 49 Hodnoty rozměrů šroubového spoje

Roztečná kružnice šroubů	$d_{\text{rozteč}}$ [mm]	159
Vzdálenost l_1	l_1 [mm]	8
Vzdálenost l_2	l_2 [mm]	11

- vstupní hodnoty zatížení použitého ve výpočtu:

Tab. 50 Vstupní hodnoty zatížení vztažené na kolo stálého převodu

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Moment	M_{prok} [N·m]	2 551	2 736
Rázový součinitel	K_a [-]	1,25	

- výpočet působící síly na jeden šroub:

$$F = \frac{2 \cdot K_a \cdot M_{\text{prok}_{\text{rovina, stoupání}}} \cdot 10^3}{d_{\text{rozteč}} \cdot n} \quad [\text{N}] \quad (74)$$

kde $M_{\text{prok}_{\text{rovina, stoupání}}}$ [N·m] – prokluzový moment na rovině nebo do stoupání

K_a [-] – rázový součinitel

$d_{\text{rozteč}}$ [mm] – roztečná kružnice šroubů

n [-] – počet šroubů = 8

Tab. 51 Hodnoty působících sil na jeden šroub

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Síla na jeden šroub	F [N]	4 011	4 302

V následující tabulce 52 jsou uvedeny hodnoty vztahující se k navrženému utahovacímu momentu 40 N·m, který je na vrhnut ze zatížení prokluzu na rovině. A pro tento moment je provedena i kontrola prokluzu do stoupání. Důležitou hodnotou je bezpečnost proti bočnímu posunutí (q_r), která vyjadřuje poměr mezi skutečným zbytkovým předpětím ve spoji a minimálním teoretickou svěrnou silou potřebnou pro úplný přenos radiálního zatížení. Podrobný výpis je umístěn na příloženém CD v souboru sroub_hnaci_hridel_kolo.xlsx.

Tab. 52 Výsledky z programu Mitcalc

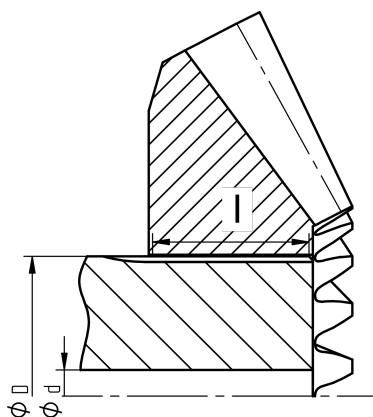
		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Montážní předpětí od utahovacího momentu	F_o [N]	20 230	
Minimální potřebná svěrná síla	F_{min} [N]	16 044	17 208
Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r [-]	1,26	1,15
Bezpečnost vůči mezi kluzu šroubu	n [-]	1,43	1,43

3. 7. 2 Kontrola evolventního drážkování mezi planetou a výstupní hřídelem

Pro toto spojení bylo navrženo EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ 69z x 0,5m x 30R x 7H/8p ISO 4156. Na obrázku 30 je detail spoje s rozměry potřebnými pro výpočet a v tabulce 53 jsou uvedeny jejich hodnoty. Je provedena kontrola drážkování na otlacení a také je zkontrolována výstupní hřídel na krut.

Materiály součástí

- materiál hřídele 13 240 pro průměry $\varnothing 40 - 100 - R_{eH-min} = 540$ MPa
- materiál planety 18CrNiMo7 -6 - $R_e = 850$ MPa



Obr. 30 Detail spoje

Tab. 53 Hodnoty rozměrů spoje

Vnitřní průměr hřídele	d [mm]	6,6
Vnější průměr hřídele	D [mm]	33,5
Činná délka drážkování	l [mm]	19,5

- vstupní hodnoty zatížení použité ve výpočtu:

Tab. 54 Vstupní hodnoty do výpočtu vztahené na kolo stálého převodu

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Moment	M_{prok} [N·m]	2 551	2 736
Rázový součinitel	K_a [-]	1,25	

Kontrola na otláčení

- výpočet působícího tlaku:

$$p = \frac{K_a \cdot \frac{M_{\text{prok_rovina, stoupání}}}{2} \cdot 10^3}{0,45 \cdot m^2 \cdot z^2 \cdot l \cdot \psi} \text{ [MPa]} \quad (75)$$

kde $M_{\text{prok_rovina_stoupání}}$ [N·m] – prokluzový moment na rovině nebo do stoupání

K_a [-] – rázový součinitel

m [mm] – modul drážkování

z [-] – počet drážek

l [mm] – činná délka drážkování

ψ - opravný součinitel vyjadřující podíl stykové plochy skutečně nosné plochy ku stykové ploše teoretické $\psi = 0,7 - 0,8$, zvoleno $\psi = 0,75$

Tab. 55 Hodnoty působícího tlaku

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Tlak	p [MPa]	203,5	218,3

- výpočet dovoleného tlaku

$$p_{dov_hřidel} = 0,9 \cdot R_{eH-min} = 0,9 \cdot 540 = 486 \text{ MPa} \quad (76)$$

$$p_{dov_náboj} = 0,9 \cdot R_e = 0,9 \cdot 850 = 765 \text{ MPa} \quad (77)$$

kde R_e [MPa] – mez kluzu materiálu

- výpočet statické bezpečnosti

$$s = \frac{p_{dov_hřidel,náboj}}{p} [-] \quad (78)$$

Tab. 56 Výsledné bezpečnosti na otláčení

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Bezpečnost hřídel	s [-]	2,4	2,2
Bezpečnost náboj	s [-]	3,7	3,5

Kontrola výstupní hřídele na krut

- stanovení krutového namáhání hřídele:

$$\tau = \frac{K_a \cdot \frac{M_{prok_rovina,stoupání} \cdot 10^3}{2}}{W_k} = \frac{K_a \cdot \frac{M_{prok_rovina,stoupání} \cdot 10^3}{2}}{\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D}} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (79)$$

kde $M_{prok_rovina_stoupání}$ [N·m] – prokluzový moment na rovině nebo do stoupání

K_a [-] – rázový součinitel

W_k [mm³] – průřezový modul v krutu

Tab. 57 Krutové namáhání

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Napětí v krutu	τ [MPa]	216,3	232

- stanovení dovoleného napětí podle hypotézy MMH

$$\tau_{dov} = \frac{R_{eh-min}}{\sqrt{3}} = \frac{540}{\sqrt{3}} = 311 \text{ MPa} \quad (80)$$

- výpočet statické bezpečnosti

$$s = \frac{\tau_{dov}}{\tau} [-] \quad (81)$$

Tab. 58 Výsledné bezpečnosti v krutu

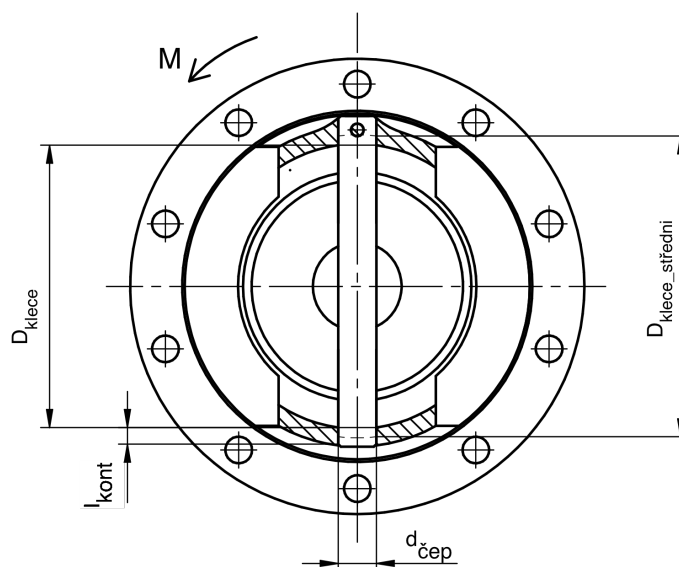
		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Bezpečnost	s [-]	1,43	2,3

3. 7. 3 Kontrola čepu satelitů

Čep je zkontrolován na střiž v místě vnitřního průměru klece diferenciálu. Také na otačení v místě styku s klecí diferenciálu, kde je uvažováno působení zátěžné síly v místě středního průměru klece ($D_{klece_středni}$), a jako styková plocha je uvažována do výpočtu ta menší. Na obrázku 31 je detail spoje s rozměry potřebnými pro výpočet a v tabulce 59 jsou uvedeny jejich hodnoty.

Materiály součástí

- materiál čepu satelitů C45E pro průměry $\varnothing 15$ - $R_{eH-min} = 490 \text{ MPa}$
- materiál klece diferenciálu 42 2308 - $R_{p0,2} = 480 \text{ MPa}$



Obr. 31 Detail kontrolovaného spoje

Tab. 59 Hodnoty rozměrů spoje

Vnitřní průměr klece	D_{klece} [mm]	112
Střední průměr klece	$D_{\text{klece_střední}}$ [mm]	118,5
Průměr čepu satelitů	$d_{\text{čep}}$ [mm]	15
Kontaktní délka	L_{kont} [mm]	6,5

- vstupní hodnoty zatížení použité ve výpočtu:

Tab. 60 Vstupní informace do výpočtu vztážené na kolo stálého převodu

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Moment	M_{prok} [N·m]	2 551	2 736
Rázový součinitel	K_a [-]	1,25	

Kontrola čepu na stříh

- výpočet působící stříhové síly:

$$F = \frac{2 \cdot K_a \cdot M_{\text{prok_rovina, stoupání}} \cdot 10^3}{D_{\text{klece}_i} \cdot n} \text{ [N]} \quad (82)$$

kde $M_{\text{prok_rovina_stoupání}}$ [N·m] – prokluzový moment na rovině nebo do stoupání

K_a [-] – rázový součinitel

D_{klece_i} [mm] – vnitřní průměr klece diferenciálu

n [-] – počet satelitů

Tab. 61 Stříhové síly

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Síla	F [N]	28 471	30 536

- výpočet působícího smykového namáhání:

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_{\text{čep}}^2}{4}} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (83)$$

kde $d_{\text{čep}}$ [mm] – průměr čepu satelitů

Tab. 62 Smykové namáhání

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Napětí ve smyku	τ [N/mm ²]	161,1	173

- výpočet dovoleného napětí podle hypotézy HMH:

$$\tau_{\text{dov}} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{490}{\sqrt{3}} = 282 \text{ N/mm}^2 \quad (84)$$

- výpočet statické bezpečnosti:

$$s = \frac{\tau_{\text{dov}}}{\tau} [-] \quad (85)$$

Tab. 63 Výsledné bezpečnosti

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Bezpečnost	s [-]	1,75	1,63

Kontrola na otláčení v místě kontaktu čepu s klecí diferenciálu

- výpočet působící tlakové síly:

$$F = \frac{2 \cdot K_a \cdot M_{\text{prok_rovina, stoupání}} \cdot 10^3}{D_{\text{klece_střední}} \cdot n} \text{ [N]} \quad (86)$$

kde $M_{\text{prok_rovina_stoupání}}$ [N·m] – prokluzový moment na rovině nebo do stoupání

K_a [-] – rázový součinitel

$D_{\text{klece_střední}}$ [mm] – střední průměr klece diferenciálu podle

n [-] – počet satelitů

Tab. 64 Hodnoty působící tlakové síly

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Síla	F [N]	26 909	28 861

- výpočet působícího tlakového namáhání:

$$p = \frac{F}{d_{\text{čep}} \cdot l_{\text{kont}}} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (87)$$

kde $d_{\text{čep}}$ [mm] – průměr čepu satelitů

l_{kont} [mm] – délka kontaktní plochy podle obr.

Tab. 65 Hodnoty tlakového namáhání

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Tlak	p [N/mm ²]	276	296

- výpočet dovoleného tlaku:

$$p_{\text{dov}_{\text{čep}}} = 0,9 \cdot R_e = 0,9 \cdot 490 = 441 \text{ MPa} \quad (88)$$

$$p_{\text{dov}_{\text{klec}}} = 0,9 \cdot R_e = 0,9 \cdot 480 = 432 \text{ MPa} \quad (89)$$

- výpočet statické bezpečnosti:

$$s = \frac{p_{\text{dov}_{\text{čep,klec}}}}{p} \quad [-] \quad (90)$$

Tab. 66 Výsledné bezpečnosti

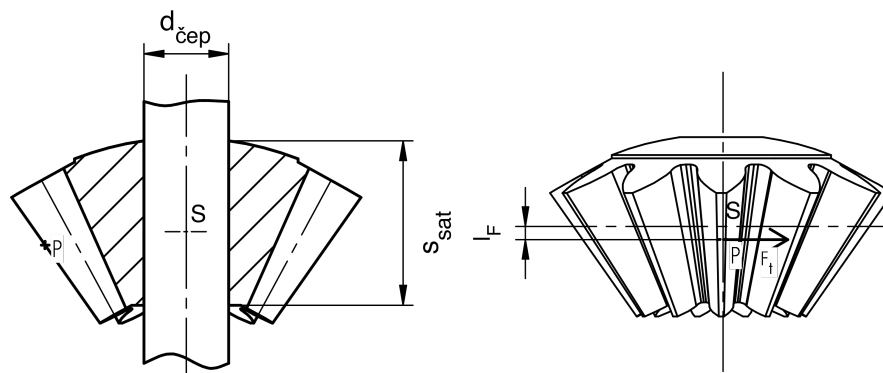
		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Bezpečnost čep	s [-]	1,59	1,49
Bezpečnost klece	s [-]	1,57	1,46

3. 7. 4 Kontrola na otláčení v místě uložení satelitu

V provedena kontrola na otláčení mezi satelitem a čepem diferenciálu s uvažováním, že zátěžná síle působí ve výpočtovém bodě ozubení diferenciálu, který není ve středu šířky satelitu, a jako zatěžující síla je uvažována tečná síla z ozubení. Na obrázku 32 je detail spoje s rozměry potřebnými pro výpočet a v tabulce 67 jsou uvedeny jejich hodnoty.

Materiály součástí

- materiál čepu satelitů C45E pro průměry $\varnothing 15$ - $R_{eH\text{-min}} = 490 \text{ MPa}$
- materiál satelitu 18CrNiMo7 -6 - $R_e = 850 \text{ MPa}$



Obr. 32 Detail spoje

Tab. 67 Hodnoty rozměrů spoje

Průměr čepu satelitů	$d_{\text{čep}}$ [mm]	15
Šířka satelitu	s_{sat} [mm]	29
Vzdálenost působíště síly od středu satelitu	l_F [mm]	2,3

- vstupní hodnoty zatížení použité ve výpočtu:

Tab. 68 Vstupní hodnoty do výpočtu vztažené ke kolu stálého převodu

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Tečná síla	F_t [N]	21 144	22 678

- výpočet působícího tlakového namáhání od tečné síly z ozubení:

$$p_F = \frac{2 \cdot F_t}{d_{\text{čep}} \cdot s_{\text{sat}}} \text{ [MPa]} \quad (91)$$

kde F_t [N] – tečná síla z jednoho záběru ozubení satelitu

$d_{\text{čep}}$ [mm] – průměr čepu satelitů

s_{sat} [mm] – šířka satelitu

Tab. 69 Tlakové namáhání od síly

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Tlak od síly	p_F [MPa]	97,2	104,3

- výpočet otláčení od ohybu od tečné síly z ozubení satelitu:

$$p_{\text{ohyb}} = \frac{F_t \cdot l_F}{W_o} = \frac{2 \cdot F_t \cdot l_F}{\frac{1}{6} \cdot d_{\text{čep}} \cdot s_{\text{sat}}^2} \text{ [MPa]} \quad (92)$$

kde F_t [N] – tečná síla z jednoho záběru ozubení satelitu

W_o [mm³] – modul průřezu v ohybu – pro obdélník

l_F [mm] – vzdálenost působíště síly od středu satelitu

Tab. 70 Otláčení od ohybu

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Otláčení od ohybu	p_{ohyb} [MPa]	46,3	49,6

- výpočet dovoleného tlaku:

$$p_{\text{dov}_\text{čep}} = 0,9 \cdot R_e = 0,9 \cdot 490 = 441 \text{ MPa} \quad (93)$$

$$p_{\text{dov}_\text{satelit}} = 0,9 \cdot R_e = 0,9 \cdot 850 = 765 \text{ MPa} \quad (94)$$

- výpočet statické bezpečnosti:

$$s = \frac{p_{\text{dov}_\text{čep,satelit}}}{p_r + p_{\text{ohyb}}} [-] \quad (95)$$

Tab. 71 Výsledné bezpečnosti

		Prokluz rovina	Prokluz stoupání
Bezpečnost čep	s [-]	3,1	2,9
Bezpečnost satelit	s [-]	5,3	5

Ve všech kontrolách vyšly pro oba zátěžné stavy přijatelné bezpečnosti, a tudíž zvolené materiály kontrolovaných součástí jsou vyhovující.

Závěr

Cílem práce byl návrh rozvodovky osobního vozu ve variantě 4 x 2 s hnacím agregátem umístěným vpředu napříč, pro který měl být vytvořen koncepční návrh rozvodovky se všemi potřebnými výpočty a také měla být vytvořena průvodní dokumentace návrhu. To se podařilo splnit.

Stěžejními kroky při návrhu rozvodovky bylo navrhnout jednotlivé části, tak aby vyhověli jednak jednorázovému maximálnímu namáhání a zároveň dosáhli požadované životnosti, která byla stanovena na 250 000 km. To se hlavně týkalo ozubení stálého převodu a ložisek. Tento stanovený cíl se podařilo splnit pro všechny součásti.

Tématem další práce by bylo vytvořený návrh podrobit dalším výpočtům, jako je třeba kontrola pomocí metody konečných prvků. Poté by mohla následovat ještě případná optimalizace jednotlivých součástí rozvodovky s ohledem na životnost, zvolené technologie a výrobní cenu jednotlivých součástí. V neposlední řadě, také její přizpůsobení konkrétním zástavbovým rozměrům daného vozidla.

Seznam použité literatury

1. NAUNHEIMER, Harald et al. *Automotive transmissions: fundamentals, selection, design and application*. Second. Heidelberg : Springer, 2011. ISBN 3642162134;9783642162138.
2. VLK, František. *Převody motorových vozidel: spojky, převodovky, rozvodovky, diferenciály, hnací hřídele, klouby*. 1. vyd. Brno : Vlk, 2006. str. SBN 9788023964639;8023964631.
3. ŠKODA AUTO a. s. *Dílenské příručky a výukový materiál*.
4. SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
5. LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, c2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
6. SKF CZ, a.s.. [online]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html>
7. Materiálové listy [online]. Dostupné z: <https://csnonline.unmz.cz/vyhledavani.aspx>
8. GGB BEARING TECHNOLOGY [online]. Dostupné z: https://www.ggbearings.com/cz#strate_product
9. ISO 6336 - 6: 2006 Part 6: Calculation of service life under variable load
10. KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03205-1.
11. ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1999, 173 s. ISBN 80-01-01934-9
12. Návod k programu KISSsoft
13. ČSN 01 4686 část 1, 2, 3, 4 a 5 - Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. vyd. 1.10.1988
14. GSCHIEDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. 3. přeprac. vyd. Praha: Europa-Sobotáles, 2007. ISBN 978-80-86706-17-7.

Seznam příloh

Příloha č. 1 - A1 - Koncepce - Výkres koncepčního návrhu rozvodovky

A4 - 000 - Výkres kola stálého převodu

A4 - 001 - Výkres pastorku stálého převodu 1

A4 - 002 - Výkres pastorku stálého převodu 2

A4 - 003 - Výkres satelitu diferenciálu

A4 - 004 - Výkres planety diferenciálu

Příloha č. 2 - DVD s 3D modelem, výkresy, výpočty v Excelu a zprávami z výpočtu ozubení stálého převodu a diferenciálu

Seznam obrázků

- Obr. 1 Schéma koncepce pohonu v předu napříč: 1 - motor, 2 - spojka, 3 –společná skříň převodovky a rozvodovky, 4 – vstupní hřídel převodovky, 5 – výstupní hřídel převodovky, 6 – diferenciál, A – stálý převod [3] 14
- Obr. 2 Rozvodovka pro klasickou koncepci: 1 - pastorek stálého převodu, 2 – klec diferenciálu, 3 – talířové kolo stálého převodu, 4 – kuželová kola diferenciálu, 5 – čep diferenciálu, 6 – poloosy [1] 15
- Obr. 3 Rozvodovka pro koncepci s motorem uloženým vpředu napříč [3] 15
- Obr. 4 Vícestupňové rozvodovky a, b – pomocí předlohového hřídele, c – dvourychlostní pomocí čelního ozubení a předlohového hřídele, d – dvourychlostní pomocí planetového soukolí [1] 16
- Obr. 5 Schématické zobrazení typů soukolí stálého převodu: a – čelní, b – kuželové, c – hypoidní kuželové, d – šnekové [1] 16
- Obr. 6 Diferenciál: 1- pastorek; 2 – talířové kolo; 3 – klec diferenciálu; 4 – čep satelitů; 5 – kuželové satelity; 6 – kuželové planety; 7 – hnací hřídele kol [1] 18
- Obr. 7 Samosvorný diferenciál s více lamelovou spojkou. Horní polovina: diferenciál bez předpětí. Dolní polovina: diferenciál s předpětím. 1 – klec diferenciálu; 2 – čep satelitů; 3 – tlakové kroužky; 4 – vnější lamely; 5 – vnitřní lamely; 6 – kuželové planety diferenciálu; 7 – pružinové lamely; 8 – vybrání [1]..... 19

Obr. 8 diferenciál TORSEN: 1 – talířové kolo; 2 – klec diferenciálu; 3 – šneková kola; 4 – kola s čelním ozubením; 5 – šnek; 6 – hnací hřídele kol [1]	20
Obr. 9 Diferenciál s uzávěrkou: 1- skříň diferenciálu; 2 – posuvná objímka; 3 – hnací hřídel kola [2].....	20
Obr. 10 Schéma převodového agregátu.....	22
Obr. 11 Prokluz rovina	23
Obr. 12 Prokluz stoupání.....	24
Obr. 13 Vstupní data SPEKTRUM.....	26
Obr. 14 Wöhlerovy koeficienty pro dotyk a ohyb [9]	27
Obr. 15 Kuželového soukolí s proměnou výškou zubu [11]	38
Obr. 16 Princip pevnostní kontroly diferenciálu [12]	39
Obr. 17 Poloviční řez rozvodovkou.....	40
Obr. 18 Boční a celkový pohled na rozvodovku	41
Obr. 19 Prostorové uspořádání ložisek.....	42
Obr. 20 Působící síly v uložení diferenciálu	45
Obr. 21 Princip určení směru axiální síly [10]	45
Obr. 22 Nosník v rovině axilních a radiálních sil	46
Obr. 23 Nosník v rovině tečných sil	47
Obr. 24 Vztahy pro axiální síly [6].....	49
Obr. 25 Parametry materiálu kluzných ložisek [8]	54
Obr. 26 Síly v ozubení diferenciálu	54
Obr. 27 Satelit.....	55
Obr. 28 Planeta	56
Obr. 29 Detail šroubového spojení.....	58
Obr. 30 Detail spoje.....	60
Obr. 31 Detail kontrolovaného spoje	62
Obr. 32 Detail spoje.....	65

Seznam tabulek

Tab. 1 Srovnání soukolí: ++ velmi dobré; + dobré; 0 uspokojivé; - špatné; -- velmi špatné [1].....	18
Tab. 2 Parametry motoru a vozidla	21

Tab. 3	Hodnoty použité ve výpočtech.....	22
Tab. 4	Parametry převodového agregátu.....	23
Tab. 5	Spektrum využití převodových stupňů pro různé provozní podmínky na vstupu do převodovky vztažené k $M_{\max_mot} = 320 \text{ N}\cdot\text{m}$ a Wöhlerovu koeficientu = 1	28
Tab. 6	Spektrum využití převodových stupňů pro jednotlivé poruchy na trati S2..	28
Tab. 7	Spektrum využití převodových stupňů pro ozubení	30
Tab. 8	Spektrum využití převodových stupňů na pastorku stálého převodu 1	32
Tab. 9	Spektrum využití převodových stupňů na pastorku stálého převodu 2	32
Tab. 10	Geometrie stálého převodu 1 ($i = 3,45$).....	33
Tab. 11	Geometrie stálého převodu 2 ($i = 2,76$).....	33
Tab. 12	Životnost stálého převodu 1 z KISSsoftu	34
Tab. 13	Životnost stálého převodu 2 z KISSsoftu	34
Tab. 14	Výsledná životnost stálého převodu.....	35
Tab. 15	Hodnoty od prokluzu na rovině a do stoupání vztažené na pastorky stálého převodu	36
Tab. 16	Výsledné bezpečnosti prokluz rovina a stoupání.....	36
Tab. 17	Srovnání olejů.....	37
Tab. 18	Vstupní hodnoty výpočtu.....	37
Tab. 19	Výsledné bezpečnosti zadírání.....	37
Tab. 20	Vstupní hodnoty vztažené ke kolu stálého převodu.....	38
Tab. 21	Síly F_1 a F_2	38
Tab. 22	Síly z ozubení diferenciálu	39
Tab. 23	Geometrické parametry ozubení diferenciálu.....	39
Tab. 24	Výsledné bezpečnosti diferenciálu	40
Tab. 25	Hodnoty rozměrů uložení ložisek.....	42
Tab. 26	Parametry ložiska	42
Tab. 27	Spektrum využití převodových stupňů na vstupu do převodovky	43
Tab. 28	Spektrum využití převodových stupňů na kole stálého převodu	44
Tab. 29	Vstupní hodnoty pro statickou kontrolu.....	44
Tab. 30	Hodnoty sil z ozubení	46
Tab. 31	Celkové reakce pro ložiska.....	48
Tab. 32	Výsledky statické bezpečnosti.....	48

Tab. 33	Hodnoty pro stanovení vztahů axiální síly.....	49
Tab. 34	Axiální síly zatěžující ložiska A a B.....	49
Tab. 35	Ekvivalentní zatížení ložisek a poměr $F_{a,j} / R_{cr,j}$	50
Tab. 36	Dílčí základní životnosti ložisek.....	51
Tab. 37	Celkové základní životnosti ložisek.....	51
Tab. 38	Koeficienty a_1 a a_{SKF}	52
Tab. 39	Dílčí modifikované životnosti.....	52
Tab. 40	Celkové modifikované životnosti ložisek.....	53
Tab. 41	Rozměry kluzného ložiska satelitu.....	55
Tab. 42	Hodnoty působících sil na ložisko.....	55
Tab. 43	Hodnoty tlakového namáhání ložiska.....	56
Tab. 44	Hodnoty bezpečnosti.....	56
Tab. 45	Rozměry kluzného ložiska planety.....	56
Tab. 46	Hodnoty působících sil na ložisko.....	57
Tab. 47	Hodnoty tlakového namáhání ložiska.....	57
Tab. 48	Hodnoty bezpečnosti.....	57
Tab. 49	Hodnoty rozměrů šroubového spoje.....	58
Tab. 50	Vstupní hodnoty zatížení vztažené na kolo stálého převodu.....	58
Tab. 51	Hodnoty působících sil na jeden šroub.....	59
Tab. 52	Výsledky z programu Mitcalc.....	59
Tab. 53	Hodnoty rozměrů spoje.....	60
Tab. 54	Vstupní hodnoty do výpočtu vztažené na kolo stálého převodu.....	60
Tab. 55	Hodnoty působícího tlaku.....	61
Tab. 56	Výsledné bezpečnosti na otláčení.....	61
Tab. 57	Krutové namáhání.....	61
Tab. 58	Výsledné bezpečnosti v krutu.....	62
Tab. 59	Hodnoty rozměrů spoje.....	63
Tab. 60	Vstupní informace do výpočtu vztažené na kolo stálého převodu.....	63
Tab. 61	Střihové síly.....	63
Tab. 62	Smykové namáhání.....	63
Tab. 63	Výsledné bezpečnosti.....	64
Tab. 64	Hodnoty působící tlakové síly.....	64
Tab. 65	Hodnoty tlakového namáhání.....	64

Tab. 66 Výsledné bezpečnosti	65
Tab. 67 Hodnoty rozměrů spoje.....	66
Tab. 68 Vstupní hodnoty do výpočtu vztažené ke kolu stálého převodu.....	66
Tab. 69 Tlakové namáhání od síly	66
Tab. 70 Otláčení od ohybu	66
Tab. 71 Výsledné bezpečnosti	67