

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Převodovka pro pohon dvojkolí regionálního vozidla s elektrickým
pohonem

Autor: **Petr Macher**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**

Akademický rok 2013/2014

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Macher	Jméno Petr	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Heller, CSc.	Jméno Petr	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Převodovka pro pohon dvojkolí regionálního vozidla s elektrickým pohonem		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2014
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	70	TEXTOVÁ ČÁST	40	GRAFICKÁ ČÁST	30
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)	Cílem práce je navrhnout konstrukční návrh převodovky pro regionální jednotku (vozidlo) s elektrickým motorem. Nejprve je potřeba zanalyzovat přehled možností řešení, vybrat z nich vhodnou variantu, následně provést pevnostní výpočet ozubených kol a na závěr nakreslit výkres sestavy převodovky s důrazem na řešení těsnění.
ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	
KLÍČOVÁ SLOVA	Hnací hřídel, náprava, svařenec, labyrint, dvojkolí, plech
ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Macher	Name Petr	
FIELD OF STUDY	B2301 “Transport Vehicles and Handling Machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Heller, CSc.	Name Petr	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Gearbox for a Wheelset Drive of a Regional EMUs		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2014
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	70	TEXT PART	40	GRAPHICAL PART	30
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The aim of this thesis is to suggest a design proposal of gearbox for a regional unit (a vehicle) with an electric engine. Firstly, it is necessary to analyse an overview of possibilities of solutions and choose from them the suitable option. Subsequently, it is crucial to make a cogged wheels strength calculation and in conclusion, to draw a design of gearbox composition and to emphasize the solution of gasket.
KEY WORDS	The drive shaft, axle, weldment, labyrinth, wheelset, sheet

Obsah

1.	Úvod.....	1
1.1	Zadání.....	1
1.2	Převodovka.....	1
1.3	Charakteristika regionálních jednotek.....	1
2.	Přehled možností řešení	4
2.1	Nejčastější druhy pohonů dvojkolí.....	4
2.1.1	Pohon dvojkolí se zubovou spojkou	4
2.1.2	Pohon dvojkolí s pružnou spojkou.....	5
2.1.3	Pohon kloubovou hřídelí procházející dutinou rotoru	6
2.2	Konstrukce skříně.....	7
2.3	Používané typy těsnění rotačních částí	7
2.3.1	Kontaktní těsnění	8
2.3.2	Bezkontaktní těsnění.....	8
3.	Výběr vhodné varianty.....	9
4.	Výpočty.....	10
4.1	Výpočet průměru hřídele 1 pod ložisky	13
4.2	Geometrický výpočet ozubení.....	14
4.3	Pevnostní výpočet ozubení.....	16
4.4	Výpočet uložení	18
4.4.1	Úvaha pro stanovení životnosti ložisek	18
4.4.2	Zatížení v převodových prvcích	19
4.4.3	Síly v převodových prvcích	20
4.5	Pevnostní analýza skříně	22
5.	Sestavný výkres převodovky s ohledem na řešení těsnění	24
5.1	Konstrukční uzly	25
5.1.1	Převodová skříň	25
5.1.2	Svařenec.....	26
5.1.3	Uložení a těsnění.....	27
6.	Závěr	32
7.	Zdroje.....	33
7.1	Knižní zdroje.....	33
7.2	Ostatní zdroje	33

Seznam obrázků

Obr. 1 RegioShark [12].....	2
Obr. 2 RegioPanter [13].....	2
Obr. 3 CityElefant [9]	2
Obr. 4 Možnosti uspořádání jednotek [8]	2
Obr. 5 Základní uspořádání vozů [8]	3
Obr. 6 Pohon se zubovou spojkou [3].....	4
Obr. 7 Zubová spojka [3].....	5
Obr. 8 Pružná spojka.....	5
Obr. 9 Schéma pohonu kloubovou hřídelí procházející dutým rotorem [3].....	6
Obr. 10 Spojka Sécheron [7].....	6
Obr. 11 Poškozený povrch od kontaktního těsnění	8
Obr. 12 Labyrintové těsnění od firmy Inpro [10]	8
Obr. 13 Síly v převodových prvcích [4]	20
Obr. 14 Graf závislosti jednotlivých složek sil na rychlosti	21
Obr. 15 Silové působení v místech podpor na hřídeli 1.....	22
Obr. 16 Pevnostní analýza skříně – napětí ve všech směrech	23
Obr. 17 Napětí ve všech zatěžovacích stavech.....	23
Obr. 18 Vztažná linie kinematického obrysu - dolní část [2]	24
Obr. 19 Sestava převodovky	25
Obr. 20 Horní víko.....	26
Obr. 21 Uložení hnací hřídele.....	27
Obr. 22 Labyrint hnací hřídele.....	28
Obr. 23 Uložení nápravy.....	30
Obr. 24 Nápravové těsnění	31

Seznam tabulek

Tab. 1 Technické parametry [8].....	3
Tab. 2 Rozhodovací analýza	7
Tab. 3 Tabulka použitých veličin	10
Tab. 4 Vybrané součinitele pro ohyb a otláčení [4].....	16
Tab. 5 Výpočtové konstanty pro ohyb a otláčení [4].....	17
Tab. 6 Porovnání dovolené a obvodové síly.....	18

Tab. 7 Součinitele na ohyb a dotyk.....	18
Tab. 8 Zatěžovací stavy pastorek.....	19
Tab. 9 Zatěžovací stavy kolo	20
Tab. 10 Síly v ozubení	20
Tab. 11 Síly v podporách.....	21

Seznam příloh

Příloha č. 1: CAD modely podsestav převodovky

Příloha č. 2: Výpočtová zpráva PREV

Příloha č. 3: Výkres sestavy

Příloha č. 4: Výkres svařence - Horní víko

Použitý software

Autodesk Inventor Profesional 2012

Pro Engineer Wildfire 5

Siemens NX 8.5

Mircrosoft Office 2007

PREV

1. Úvod

1.1 Zadání

Cílem této práce je navrhnout reálný konstrukční návrh převodovky pro regionální jednotku (vozidlo) s elektrickým motorem. Nejprve je potřeba zanalyzovat přehled možností řešení, vybrat z nich vhodnou variantu, následně provést pevnostní výpočet ozubení a na závěr nakreslit sestavný výkres převodovky s důrazem na řešení těsnění.

Zadané parametry: výkon trakčního motoru 330 kW
průměr dvojkolí 920 mm / průměr maximálně ojetých kol 850mm
rozchod 1435 mm
maximální rychlost vozidla 140km/h
otáčky motoru 3500 ot/min

1.2 Převodovka

Převodovka slouží k přenosu točivého momentu z trakčního elektromotoru, uchyceného v rámu podvozku, na dvojkolí. Přenos momentu z elektromotoru na převodovku je zajištěn pomocí spojky.

1.3 Charakteristika regionálních jednotek

Regionální elektrické jednotky mohou být ve dvojitě provedení. Podle počtu podlaží se dělí na jednopodlažní a dvoupodlažní. Jsou určeny především pro provoz s rychlejší výměnou cestujících. K tomuto účelu slouží v prvním podlaží široké vstupy se sníženou úrovní podlahy. Odpadá tak nastupování do strmých schodů, což ocení nejen hendikepovaní nebo starší cestující, ale i rodiny s kočárky či cyklisté. Nejčastěji se používají lehké integrální stavby skříně vozů z velkoplošných hliníkových profilů. Hrubá stavba jednotky je pak lehčí, než klasické ocelové konstrukce používané například u tramvají.

Nejmodernější zástupci jednopodlažních jednotek na našich tratích jsou například polský RegioShark (obr. 1), vyrobený firmou Pesa nebo český RegioPanter (obr. 2) ze Škoda Transportation.



Obr. 1 RegioShark [12]



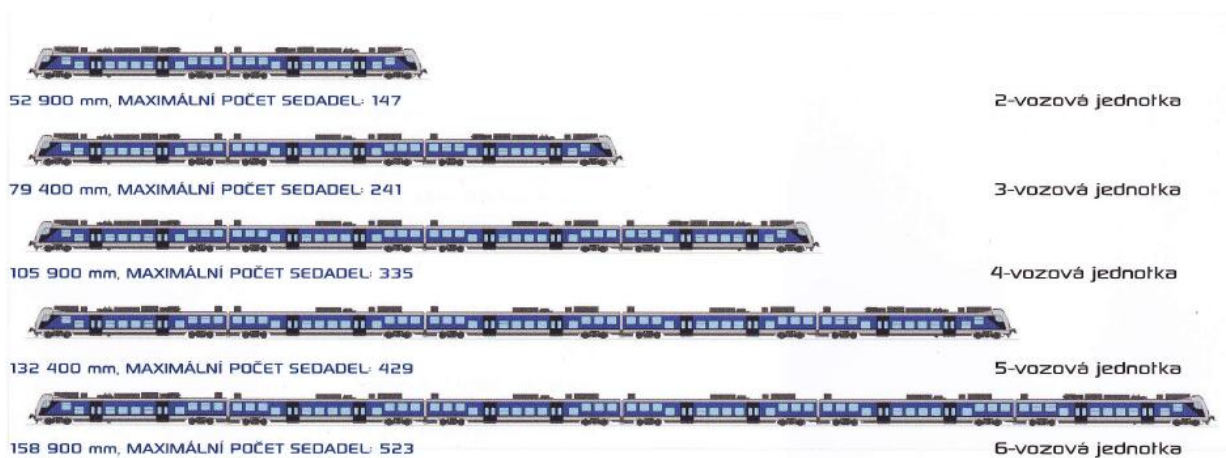
Obr. 2 RegioPanter [13]

Z dvoupodlažních jednotek pak například City Elefant (obr. 3). Přidáním druhého podlaží se navýší kapacita vozu, což je výhodné pro tratě s požadavkem pro velkou přepravní kapacitu.



Obr. 3 CityElefant [9]

Na obr. 4 jsou možnosti uspořádání vozů jednopodlažní regionální jednotky RegioPanter. Soupravu lze uspořádat dle požadavků zákazníka na přepravní kapacitu od 2 do 6 vozové jednotky.



Obr. 4 Možnosti uspořádání jednotek [8]

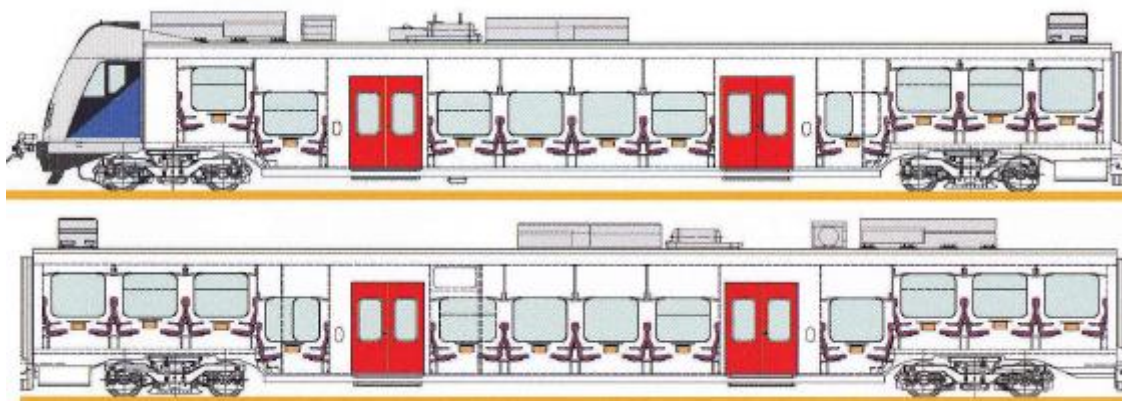
V tabulce 1 se nachází technické parametry vybraných provedení. Každý vůz má 2 podvozky, jeden hnací a druhý běžný. U hnacího podvozku jsou dva elektromotory o výkonu 340 kW, každý pohání pomocí převodovky jedno dvojkolí. Porovnáním zadaných parametrů s parametry RegioPanteru bude převodovka navržena pro jednopodlažní jednotku. Použitým materiálem je propagační leták firmy Škoda Transportation.

Tab. 1 Technické parametry [8]

HLAVNÍ TECHNICKÉ PARAMETRY			
PARAMETR / TYP JEDNOTKY	2-VOZOVÁ	3-VOZOVÁ	4-VOZOVÁ
JMENOVITÝ ROZCHOD KOLEJÍ [mm]	1 435		
JMENOVITÉ NAPĚTÍ TROLEJE	3 kV DC, 3 kV DC + 25 kV / 50 Hz		
MAXIMÁLNÍ RYCHLOST [km/h]	160		
MAXIMÁLNÍ ZRYCHLENÍ [m/s ²]	1,1		
USPOŘÁDÁNÍ NÁPRAV	B0'2'+2'B0'	B0'2'+B0'2'+2'B0'	B0'2'+B0'2'+2'B0'+2'B0'
TRVALÝ VÝKON [kW]	1 360	2 040	2 720
VÝKON TRAKČNÍCH MOTORŮ [kW]	4 x 340	6 x 340	8 x 340
CELKOVÁ DÉLKA (PŘES NÁRAZNIKY) [mm]	52 900	79 400	105 900
CELKOVÁ ŠÍŘKA SKŘÍNĚ [mm]	2 820		
VÝŠKA VOZU [mm]	4 260		
NÁSTUPNÍ VÝŠKA [mm nad TK]	580		
POČET SEDADEL *)	147	175 AŽ 241	280 AŽ 335
CELKOVÝ POČET CESTUJÍCÍCH *)	AŽ 317	AŽ 497	AŽ 677
SVĚTLÁ ŠÍŘKA VSTUPNÍCH DVEŘÍ [mm]	1 500 (ALTERNATIVNĚ 1 300 mm)		
OBRYŠ VOZIDLA	G1 PODLE ČSN EN 15273-2		

*) dle uspořádání interiéru

Základní uspořádání řídicího a vloženého vozu RegioPanter je zobrazeno na obr. 5. Interiér této soupravy je zcela průchozí bez vnitřních příček. Zvýšená podlaha je pouze v prostoru podvozků, kabiny řidiče a přechodových měchů. Každý vůz disponuje v oblasti snížené podlahy čtyřmi vstupními dvoukřídlými dveřmi pro pohodlný nástup.

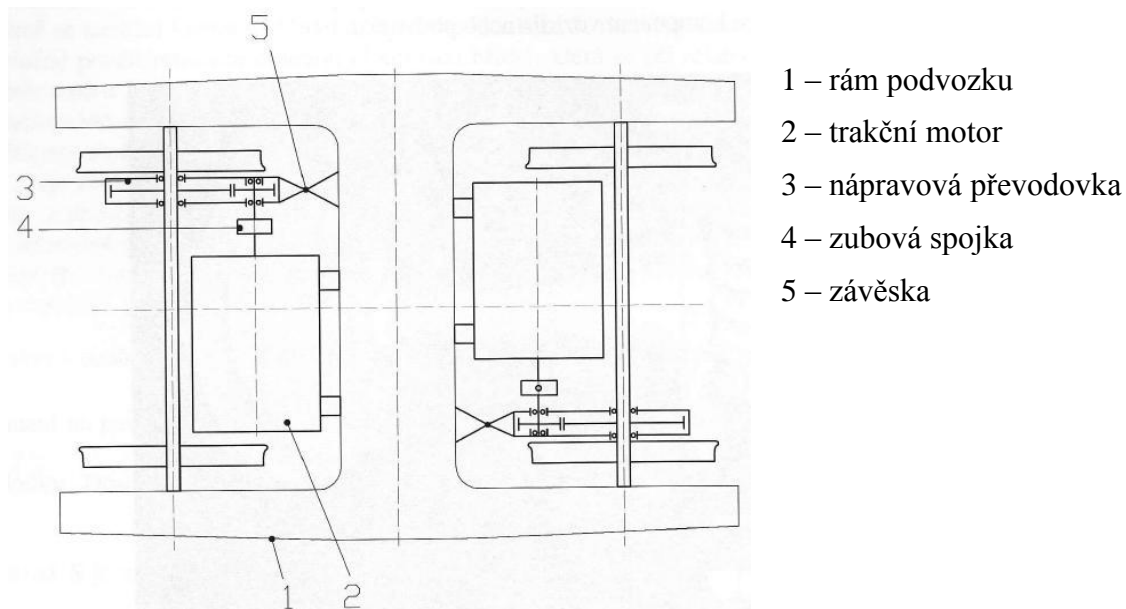


Obr. 5 Základní uspořádání vozů [8]

2. Přehled možností řešení

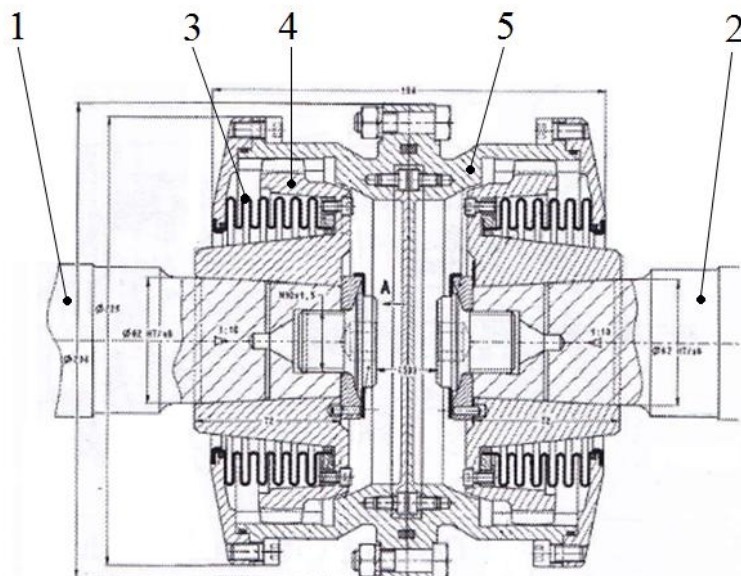
2.1 Nejčastější druhy pohonů dvojkolí

2.1.1 Pohon dvojkolí se zubovou spojkou



Obr. 6 Pohon se zubovou spojkou [3]

Točivý moment je přenášen z motoru 2 na pastorek pomocí zubové spojky 4 (Obr. 6), která zároveň tlumí svislé pohyby vypruženého motoru vůči převodovce. Převodová skříň 3 je umístěna na nápravě a zavěšena na rám 1 pomocí závěsky 5. Toto řešení se používá u trakčních motorů menších výkonů (kolem 350kW). Motor s menším výkonem má z pravidla i menší rozměr, díky tomu je mezi ním a převodovou skříň dostatek místa pro použití zubové spojky.



Obr. 7 Zubová spojka [3]

Na obrázku 7 je zobrazen řez zubovou spojkou KWD, která zajišťuje přenos točivého momentu z elektromotoru na převodovku. Na hřídeli 1 je nalisovaný unašeč 4, ten je zasunut do vnějšího dílu spojky 5, který je složen ze dvou k sobě přišroubovaných částí s vnitřním ozubením, roztočením hřídele 1 se tedy uvede do pohybu i hřídel 2. Aby se věnec nemohl vysunout ze spojovacího dílu 5, je na spojovacím díle pomocí šroubů připevněna příruba. K mazání ozubení používá malé množství oleje, proto je mezi přírubou a věncem vložen vlnovec 3, který zabraňuje jeho průniku ven ze spojky.

2.1.2 Pohon dvojkolí s pružnou spojkou

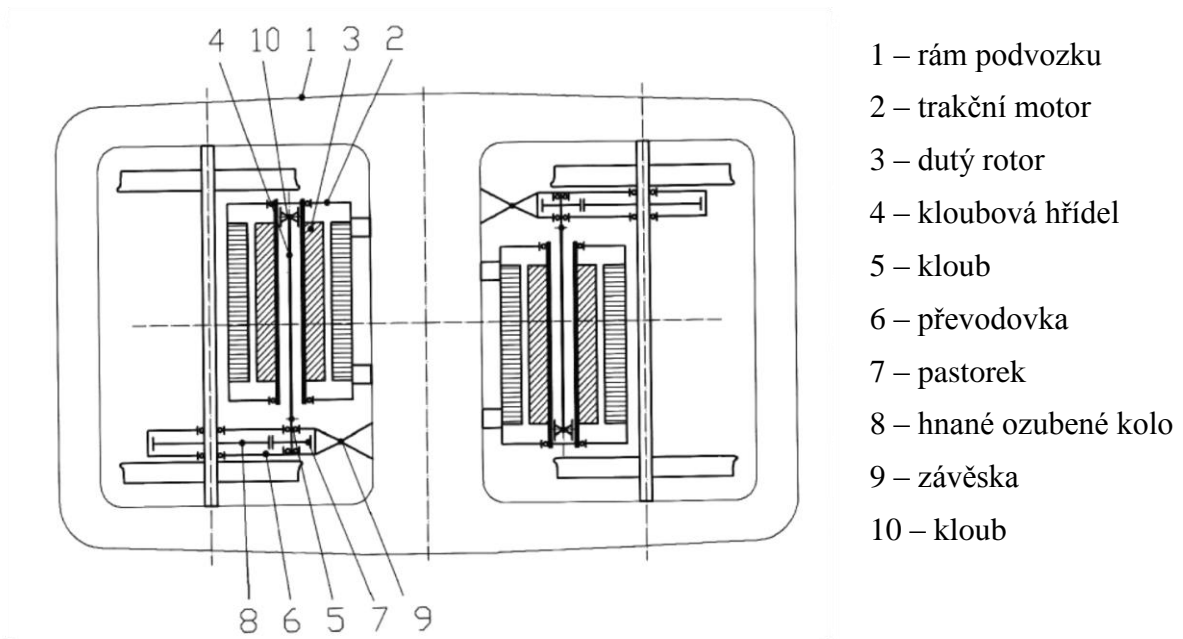
Schéma stejné jako u řešení se zubovou spojkou. Při vyšších otáčkách motoru dochází vlivem odstředivé síly k deformaci pryžových elementů, vznikají trhlinky a dochází k degradaci celé spojky.



Obr. 8 Pružná spojka

Pružná spojka na obr. 8 se skládá se ze tří částí, dole pružný člen (dva kotouče, mezi nimi pryž) a nahoře dvě příruby.

2.1.3 Pohon kloubovou hřídelí procházející dutinou rotoru

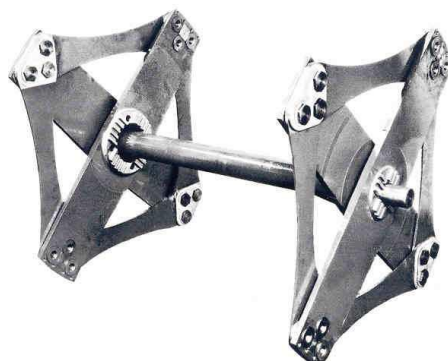


Obr. 9 Schéma pohonu kloubovou hřídelí procházející dutým rotorem [3]

Přenos točivého momentu z motoru 2 na pastorek 7 je zajištěn pomocí kloubové hřídele 4. Ta je k motoru připevněna kloubem 5 a prochází dutinou rotoru 3. Propojení kloubové hřídele 4 s pastorkem 7 je zajištěno pomocí kloubu 5 (v praxi se nejčastěji používají lamelové spojky, např. spojka Sécheron).

Toto řešení se používá u stejnosměrných trakčních motorů velkých výkonů (700kW a více). V rámu podvozku není díky rozměrnému motoru dostatek místa, proto je ke spojení kloubové hřídele s pastorkem používána lamelová spojka.

Nevýhodou je konstrukční uspořádání motoru oproti jiným řešením a délka kloubové hřídele. Ta je velmi namáhaná na krut a může se více prohýbat než u řešení se zubovou spojkou, což se projeví při návrhu převodovky.



Obr. 10 Spojka Sécheron [7]

Z detailního obrázku lamelové spojky Sécheron je na první pohled patrné, že v prostoru mezi motorem a převodovkou skříní zabere minimum místa.

2.2 Konstrukce skříně

Převodové skříně se buď odlévají, nebo svařují z vypálených plechů. Obě varianty mají své pro a proti, nejdůležitější požadavky jsou uvedeny v tab. 2. Uvažuje se malý výrobní objem.

Tab. 2 Rozhodovací analýza

KRITÉRIA	ODLITEK	SVAŘENEC
cena	-	+
dostupnost technologie	-	+
vnitřní vady	-	+
termín dodání	-	+
podobnost KS	+	-
zkroucení skříně	+	-

Hlavním kritériem je v dnešní době cena, která se odráží od počtu vyrobených kusů. Je-li počet převodovek větší množství, tím jsou myšleny desítky až stovky kusů, vyplatí se zpravidla skříně odlévat. Po odlití určitého množství kusů se výrobcem zaplatí nákladná výroba formy, závisí na složitosti odlitku. Ne každá firma má možnost vlastní výroby odlitku, objednávka u externího výrobce bývá dalším navýšením nákladů. Pokud se plánuje skříně odlévat a termínově se spěchá na výrobu, je nutné začít s výrobou formy s dostatečným předstihem, oproti svařenci je doba na vyrobení prvního prototypu výrazně delší. Z konstrukčního hlediska je výhodou geometrická podobnost odlévaných kusů, nevýhodou pak možnost vzniku vnitřních vad.

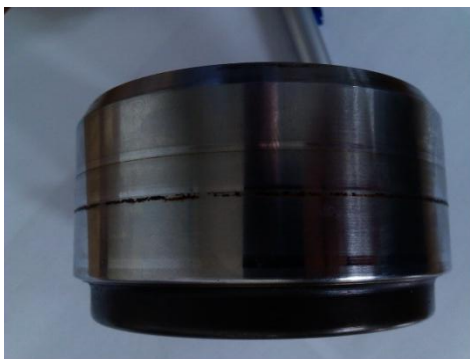
Oproti odlitku je při výrobě malého množství kusů svařovaná skříně podstatně levnější záležitost. Navíc je tato technologie ve firmách obecně dostupnější. Nevýhodou jsou tepelně ovlivněné oblasti vzniklé lokálním ohřevem a zkroucení skříně po svaření, to je řešeno většími přídávky na obrábění. Dále musí být svary olejotěsné kvůli možnému úniku oleje ze skříně.

2.3 Používané typy těsnění rotačních částí

Problémem většiny převodovek je obecně únik oleje z prostoru skříně, to se dá eliminovat vhodným výběrem těsnění. V praxi se používají kontaktní i bezkontaktní (labyrintové) varianty.

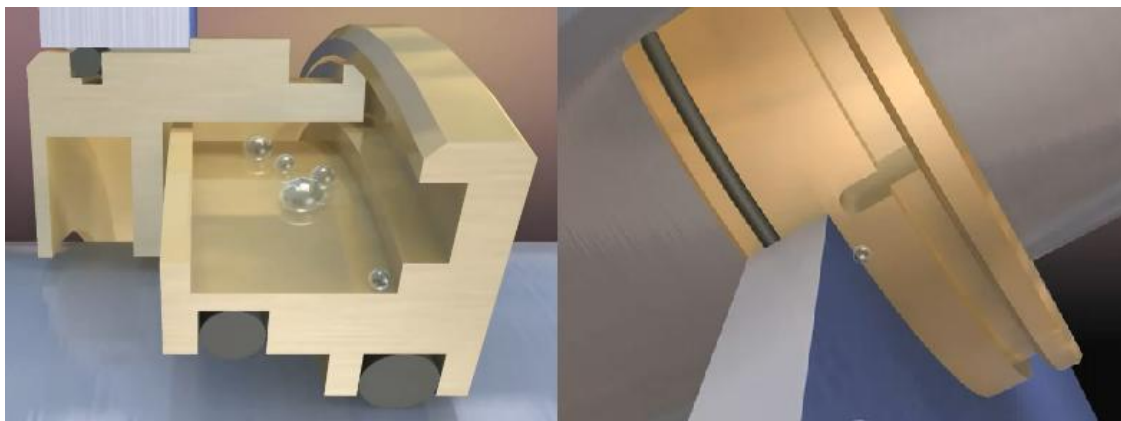
2.3.1 Kontaktní těsnění

Při použití kontaktních těsnění dochází časem při vysokých obvodových rychlostech k poškození hřídele a těsnění tím ztrácí svou funkci. Vzniká mezera mezi těsněním a hřídelí, kterou začne unikat olej. Na obrázku 11 lze vidět poškozený povrch rotační součásti od kontaktního těsnění.



Obr. 11 Poškozený povrch od kontaktního těsnění

2.3.2 Bezkontaktní těsnění



Obr. 12 Labyrintové těsnění od firmy Inpro [10]

Druhou možností je bezkontaktní neboli labyrintové těsnění. To se dá buď zakoupit typizované, nebo si jej výrobci převodovek podle potřeb a možností vyrábějí sami. Na obrázku 12 je kombinace kontaktního a labyrintového těsnění od firmy Inpro. Těsnění se zde skládá ze dvou částí a to z rotační, která je spojena s hřídelem pomocí o-kroužku, a nerotační, spojené s přírubou. Kapičky tekutiny se dostanou do žlabu rotačního labyrintu a odstředivou silou jsou odšťikovány do vnitřního prostoru nerotační části, kde po obvodu stečou do nejnižšího místa, tam je vyfrézovaná drážka, odkud se tekutina dostane zpět do mazacího prostoru.

3. Výběr vhodné varianty

Porovnáním zadaných parametrů s parametry RegioPanteru, bude převodovka navržena pro jednopodlažní elektrickou jednotku. Nejvhodnějším druhem pohonu dvojkolí je varianta se zubovou spojkou. Podle výkonu trakčního motoru 330 kW lze očekávat, že motor není příliš rozměrný, proto je na použití zubové spojky v prostoru rámu podvozku dostatek místa. Výhodou oproti pohonu kloubovou hřídelí procházející dutinou rotoru je použití mnohem kratší hřídele. Ta je v tomto případě méně náchylná na namáhání v krutu. Kvůli vysokým otáčkám motoru nepřichází v úvahu ani pohon s pružnou spojkou, velmi brzy by došlo k degradaci celé spojky. Ozubení je zvoleno čelní se šikmými zuby. Oproti přímým zubům je zde pozvolný a plynulý vstup a výstup zubů do a ze záběru. Z toho plyne tišší chod a menší dynamické účinky. Při návrhu skříně bylo přihlédnuto k předpokladu malého počtu vyráběných kusů, proto je zvolena svařovaná převodová skřín. Dalším předpokladem jsou vysoké otáčky (3500 ot/min), z tohoto důvodu je nutné použít labyrintové bezkontaktní těsnění.

Shrnutí vybraných variant:

Jednopodlažní elektrická jednotka

Pohon se zubovou spojkou

Přímé ozubení se šikmými zuby

Svařovaná skřín

Bezkontaktní těsnění

4. Výpočty

Seznam použitých veličin:

Tab. 3 Tabulka použitých veličin

$i [-]$	převodový poměr
$\omega [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	úhlová rychlost
$v [\text{m/s}]$	rychlost
$r [\text{m}]$	minimální poloměr sjetého okolku
$n [\text{ot/s}]$	otáčky
$m [\text{m}]$	modul
$M_t [\text{N} \cdot \text{m}]$	točivý moment
$P [\text{W}]$	výkon
$R_m [\text{MPa}]$	mez pevnosti
$R_e [\text{MPa}]$	mez kluzu
$\sigma_{Do} [\text{MPa}]$	dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{Dd} [\text{MPa}]$	dovolené napětí v tlaku
$\tau_{Dk} [\text{MPa}]$	dovolené napětí v krutu
$k [-]$	bezpečnost
$\tau_k [\text{Mpa}]$	napětí v krutu
$W_k [\text{m}^3]$	průřezový modul v krutu
$d_{inf} [\text{m}]$	informativní průměr pod ložiskem
$\Psi [-]$	poměr šířky ozub. kola a modulu
$b [\text{m}]$	šířka ozubeného kola
$c [\text{MPa}]$	dovolené namáhání zubu v ohybu
$\beta [^\circ]$	úhel sklonu zubů

z [-]	počet zubů
α [°]	úhel záběru
α_t [°]	čelní úhel záběru
d_1, d_2 [m]	průměr roztečné kružnice
d_b [m]	průměr základní kružnice
x [-]	Jednotková korekce
d_f [m]	průměr patní kružnice
h_f^* [-]	výška hlavy
d_a [m]	průměr hlavové kružnice
a_w [m]	valivá osová vzdálenost
c_a^* [-]	radiální vůle
a [m]	osová vzdálenost
α_{wt} [°]	čelní valivý úhel záběru
d_w [m]	průměr valivé kružnice
y_o [-]	tvarový součinitel pro ohyb
y_d [-]	tvarový součinitel pro otláčení
r_o [-]	rychlostní součinitel pro ohyb
r_d [-]	rychlostní součinitel pro otláčení
c_o [MPa]	výpočtová konstanta pro ozubená kola 1 a 2 pro ohyb
c_d [MPa]	výpočtová konstanta pro ozubená kola 1 a 2 pro otláčení
U [m]	součinitel velikosti zubu ozubených kol
F_o [N]	obvodová síla pro spoluzabírající ozub. kola 1 a 2

F_D [N]	dovolená obvodová síla pro spoluzabírající ozub. kola 1 a 2
μ [-]	součinitel přesnosti ozubených kol
L_h [hod]	životnost ložisek
L_S [km]	trvanlivost nápravových ložisek
F_r [N]	radiální síla
F_a [N]	axiální síla
$F_{A,B}$ [N]	reakční síla
F_e [N]	ekvivalentní síla
C [N]	dynamické zatížení ložiska

Zadané parametry: výkon trakčního motoru: 330 kW
 průměr dvojkolí: 920 mm / průměr ojetého dvojkolí: 850 mm
 rozchod: 1435 mm
 maximální rychlost vozidla: 140km/h
 otáčky motoru: 3500 ot/min

Zvolené parametry: Materiál pastorku: ČSN 14 220.4
 – pastorek a hnací hřídel jsou vyrobeny z jednoho kusu

Materiál kola: ČSN 14 220.4

$$R_m = 785\text{MPa}$$

$$R_e = 590\text{MPa}$$

$$\sigma_{Do} = 300\text{MPa}$$

$$\sigma_{Dd} = 95\text{MPa}$$

$$\text{Pro bezpečnost } k = 3 \text{ platí: } \tau_{Dk} = 197\text{MPa}$$

Materiál skříně: ČSN 11 523

Pozn.: Označení hřídel 1 se vztahuje k hřídeli hnací a hřídel 2 k nápravě.

4.1 Výpočet průměru hřídele 1 pod ložisky

Točivý moment:

$$M_t = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{330 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 3800 \cdot \frac{1}{60}} = 829,281 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Dovolené napětí v krutu:

$$\tau_{Dk} \geq \tau_k = \frac{M_t}{W_k}$$

$$\tau_{Dk} \geq \frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot d_{inf}^3}$$

Informativní průměr hřídele 1 pod ložisky:

$$d_{inf} \geq \sqrt[3]{\frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{829,281}{\pi \cdot 197 \cdot 10^6}} = 0,028 \text{ m} = 28 \text{ mm}$$

(náprava je normalizovaná)

Pevnostní kontrola:

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_k} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot 829,281}{\pi \cdot 0,025^3} = 270 \text{ MPa}$$

$$\tau_{Dk} \geq \tau_k$$

$$197 \text{ MPa} \geq 270 \text{ MPa}$$

Podmínka nevyhovuje, s ohledem na uložení zvolen průměr hřídele pod ložiskem:

$\varnothing d = 75 \text{ mm}$

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_k} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot 829,281}{\pi \cdot 0,075^3} = 10 \text{ MPa}$$

$$197 \text{ MPa} \geq 10 \text{ MPa}$$

4.2 Geometrický výpočet ozubení

Vztahy jsou počítány na všechny desetinná místa v programu Microsoft Excel, výsledky byly zaokrouhleny na 3 desetinná místa.

Obvodová rychlost:

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 3800 \cdot \frac{1}{60} = 397,935 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\omega_2 = \frac{v}{r} = \frac{140 \cdot \frac{1000}{60 \cdot 60}}{0,425} = 91,503 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Převodový poměr:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{397,935}{91,503} = 4,349 \equiv 4,5$$

Modul dle Bacha:

$$\Psi = \frac{b}{m} = \frac{72}{6} = 12$$

$$c = (0,03 \div 0,08) \cdot \sigma_{D0} = 0,04 \cdot 300 = 15$$

$$\beta = 15^\circ$$

$$m = 8,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_t \cdot \cos \beta}{\Psi \cdot c \cdot z_1}} = 8,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{829,281 \cdot \cos(15^\circ)}{12 \cdot 15 \cdot 21}} = 5,127 \text{ m}$$

Zvolen normalizovaný modul $m = 6 \text{ m}$

Šířka kola:

$$b = m \cdot \Psi = 12 \cdot 6 = 72 \text{ mm}$$

Počet zubů:

$$z_1 = 21 \text{ zubů}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i \cdot z_1 = 4,5 \cdot 21 = 94,5 \Rightarrow 94 \text{ zubů}$$

Katedra konstruování strojů

Petr Macher

Čelní úhel záběru:

$$\beta = 15^\circ$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(15^\circ)} \Rightarrow \alpha_t = 20,647^\circ$$

Roztečná kružnice:

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{6 \cdot 21}{\cos(15^\circ)} = 130,445 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{6 \cdot 94}{\cos(15^\circ)} = 583,896 \text{ mm}$$

Základní kružnice:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 130,445 \cdot \cos(20,647) = 122,067 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = 583,896 \cdot \cos(20,647) = 546,393 \text{ mm}$$

Korekce:

$$x_1 = 0,3882$$

$$x_2 = 0,0962$$

Patní kružnice:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot h_f^* + 2 \cdot m \cdot x_1 = 130,445 - 2 \cdot 6 \cdot 1,25 + 2 \cdot 6 \cdot 0,3882 = 120,103 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot h_f^* + 2 \cdot m \cdot x_2 = 583,896 - 2 \cdot 6 \cdot 1,25 + 2 \cdot 6 \cdot 0,0962 = 570,050 \text{ mm}$$

Hlavová kružnice:

$$d_{a1} = 2 \cdot \left(a_w - \frac{d_{f2}}{2} - m \cdot c_a^* \right) = 2 \cdot \left(360 - \frac{570,05}{2} - 6 \cdot 0,25 \right) = 146,950 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = 2 \cdot \left(a_w - \frac{d_{f1}}{2} - m \cdot c_a^* \right) = 2 \cdot \left(360 - \frac{120,103}{2} - 6 \cdot 0,25 \right) = 596,897 \text{ mm}$$

Valivá osová vzdálenost:

$$a_w = \frac{a \cdot \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} \Rightarrow \cos \alpha_{wt} = \frac{a \cdot \cos \alpha_t}{a_w} = \frac{357,17 \cdot \cos (20,647)}{360} = 0,928 \Rightarrow \alpha_{wt} = 21,811^\circ$$

Valivá kružnice:

$$d_{w1} = \frac{d_1 \cdot \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = \frac{130,445 \cdot \cos (20,647)}{\cos (21,811)} = 131,479 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = \frac{d_2 \cdot \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = \frac{853,896 \cdot \cos (20,647)}{\cos (21,811)} = 588,522 \text{ mm}$$

4.3 Pevnostní výpočet ozubení

Je použit zjednodušený kontrolní výpočet dle Merrita, který byl do roku 1990 součástí normy ČSN 01 4686. Vychází se zde z předpokladu, že zub je namáhán pouze na ohyb, proto se tato metoda v praxi používá pro rychlou kontrolu navrženého soukolí.

Výpočty jsou provedeny v pěti zatěžovacích stavech podle rychlosti regionální jednotky po 20 km/h od 40 km/h do 120 km/h. Hodnoty jsou zaokrouhleny na 2 desetinná místa.

Pro materiál kol 14220.4 platí: $\sigma_{Do} = 300 \text{ MPa}$
 $\sigma_{Dd} = 95 \text{ MPa}$

Vybrané tabulkové hodnoty součinitelů pro pastorek a kolo:

Tab. 4 Vybrané součinitele pro ohyb a otláčení [4]

z. stav	v[km/h]	y _{o1} [-]	y _{o2} [-]	y _d [-]	r _{o1} [-]	r _{o2} [-]	r _{d1} [-]	r _{d2} [-]
1	40,00	4,25	4,93	1,27	0,32	0,43	0,42	0,56
2	60,00	4,25	4,93	1,27	0,24	0,32	0,24	0,32
3	80,00	4,25	4,93	1,27	0,32	0,43	0,5	0,66
4	100,00	4,25	4,93	1,27	0,3	0,41	0,46	0,64
5	120,00	4,25	4,93	1,27	0,28	0,39	0,43	0,60

Výpočtové konstanty pro ohyb a otláčení

$$c_{o1} = \frac{\sigma_{Do1} \cdot r_{o1}}{y_{o1}}$$

$$c_{o2} = \frac{\sigma_{Do2} \cdot r_{o2}}{y_{o2}}$$

$$c_{d1} = \frac{\sigma_{Dd1} \cdot r_{d1}}{U \cdot y_d}$$

$$c_{d2} = \frac{\sigma_{Dd2} \cdot r_{d2}}{U \cdot y_d}$$

Součinitel velikosti zubu

$$U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0,2} = \left(\frac{6}{10}\right)^{0,2} = 0,902 \text{ m}$$

Dle vzorců výpočtových konstant pro ohyb a otláčení byla vytvořena tabulka 5, kde jsou zaznamenané hodnoty konstant v jednotlivých zatěžovacích stavech:

Tab. 5 Výpočtové konstanty pro ohyb a otláčení [4]

z. stav	v[km/h]	c_{o1} [MPa]	c_{o2} [MPa]	c_{d1} [MPa]	c_{d2} [MPa]
1	40,00	22,59	26,17	34,80	46,40
2	60,00	16,94	19,47	19,88	26,51
3	80,00	22,59	26,17	41,42	54,68
4	100,00	21,18	24,95	38,11	53,02
5	120,00	19,76	23,73	35,63	49,71

Ve všech zatěžovacích stavech odpovídá $c_{\min} = c_{o1}$

Podmínka:

$$F_o \leq F_D = \pi \cdot c_{\min} \cdot b \cdot m \cdot \mu$$

Tab. 6 Porovnání dovolené a obvodové síly

z. stav	v[km/h]	F_D [N]	F_o [N]
1	40	30655,13	43008,28
2	60	22991,34	28672,19
3	80	30655,13	21504,14
4	100	28739,18	17203,31
5	120	26823,24	14336,09

Z tabulky 6 je patrné, že podmínka $F_o \leq F_D$ je splněna pouze ve stavech 3, 4 a 5. Pevnostní výpočet dle Merrita je zjednodušený a slouží zejména k rychlé kontrole navrženého soukolí. Mnohem podrobnější je pevnostní výpočet dle poslední verze normy ČSN 01 4686 platné od r. 1990. Kvůli složitosti tohoto výpočtu byl použit program PREV, ve kterém se porovnávají vypočtené součinitele na ohyb a dotyk s minimální doporučenou hodnotou, ta je stanovena pro ohyb 1,7 a pro dotyk 1,2. Výsledky výpočtu dle aktuální verze normy ČSN 01 4686 jsou uvedeny v příloze. Všechny hodnoty součinitele vyhovují (tab. 7).

Tab. 7 Součinitele na ohyb a dotyk

součinitel	pastorek [-]	kolo [-]	min [-]
ohyb	2,69	2,49	1,7
dotyk	1,24	1,24	1,2

4.4 Výpočet uložení

4.4.1 Úvaha pro stanovení životnosti ložisek

4.4.1.1 Průměrná rychlost jednotky v

Průměrná rychlost soupravy je stanovena na trati Plzeň – Domažlice. Trať měří podle jízdního řádu Českých drah přibližně 59 km. Čistý čas jízdy je po odečtení prostojů na zastávkách stanoven na 59 minut. Z těchto dvou údajů je vypočtena průměrná rychlost soupravy 51 km/h. Tato rychlost je s rezervou navýšena na 65 km/h.

Trať Plzeň – Domažlice: Délka – 59 km

Celkový čas projetí dle jízdního řádu – 1h 26min

Počet zastávek – 15

Čas strávený na zastávce – 14 x 1min, 1 x 3min

Čistý čas jízdy – 1h 9min = 1,15 h

$$v = \frac{s}{t} = \frac{59}{1,15} = 51,3 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} \Rightarrow v = 65 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

4.4.1.2 Životnost ložisek L_h

U osobních železničních vozů se v praxi uvažuje trvanlivost nápravových ložisek $3 \cdot 10^6$ km, poté se provádí revize.

$$L_s = 3 \cdot 10^6 \text{ km}$$

$$v = 65 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$v \left[\frac{\text{km}}{\text{h}} \right] = \frac{L_s}{L_h} \left[\frac{\text{km}}{\text{h}} \right]$$

$$L_h = \frac{L_s}{v} = \frac{3 \cdot 10^6}{65} = 46153,8 \text{ h} \cong 50000 \text{ h}$$

Minimální hranice životnosti ložisek je 50 000 provozních hodin. Tato hodnota je rozdělena do jednotlivých zatěžovacích stavů.

4.4.2 Zatížení v převodových prvcích

Tab. 8 Zatěžovací stavy pastorek

z. stav	v[km/h]	M_t [N/m]	n[ot/min]	L_h [hod]
1	40,00	2805,00	1123,45	6000,00
2	60,00	1870,00	1685,17	35000,00
3	80,00	1402,50	2246,89	3000,00
4	100,00	1122,00	2808,62	3000,00
5	120,00	935,00	3370,34	3000,00

Tab. 9 Zatěžovací stavy kolo

z. stav	v[km/h]	M_t [N/m]	n[ot/min]	L_h [hod]
1	40,00	12622,50	249,65	6000,00
2	60,00	8415,00	374,48	35000,00
3	80,00	6311,25	499,31	3000,00
4	100,00	5049,00	624,14	3000,00
5	120,00	4207,50	748,96	3000,00

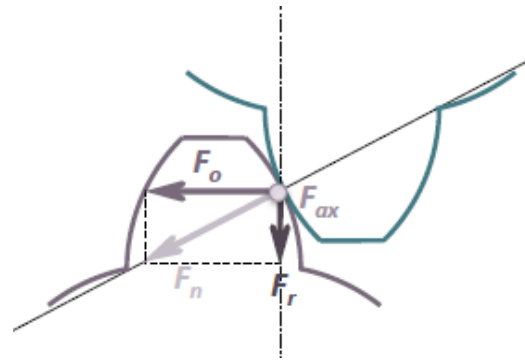
4.4.3 Síly v převodových prvcích

Použité vzorce:

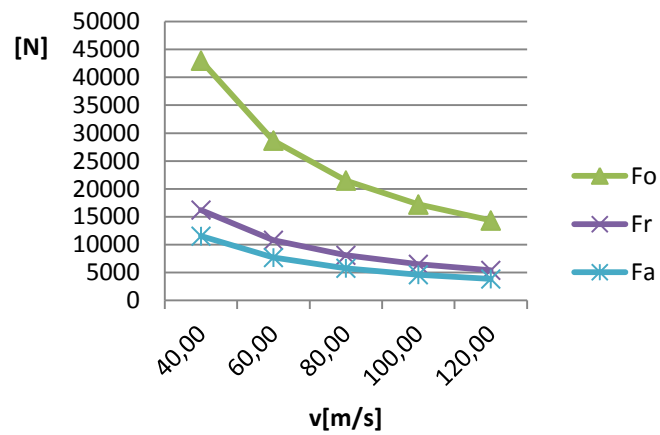
$$F_{o1,2} = \frac{2M_t}{d_{1,2}}$$

$$F_{r1,2} = F_{o1,2} \cdot \operatorname{tg}\alpha_t$$

$$F_{a1,2} = F_{o1,2} \cdot \operatorname{tg}\beta$$

**Obr. 13 Síly v převodových prvcích [4]****Tab. 10 Síly v ozubení**

z. stav	M_k [N/m]	F_o	F_r	F_a
1	2805,00	43008,28	16205,94	11524,03
2	1870,00	28672,19	10803,96	7682,69
3	1402,50	21504,14	8102,97	5762,02
4	1122,00	17203,31	6482,38	4609,61
5	935,00	14336,09	5401,98	3841,34



Obr. 14 Graf závislosti jednotlivých složek sil na rychlosti

Použité vzorce:

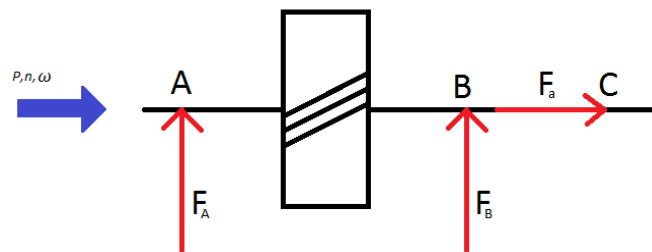
$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2}$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2}$$

$$F_a = F_o \cdot \operatorname{tg}\beta$$

Tab. 11 Síly v podporách

z. stav	F _A	F _B	F _a
1	25834,80	20125,45	11524,03
2	17223,20	13416,97	7682,69
3	12917,40	10062,73	5762,02
4	10333,92	8050,18	4609,61
5	8611,60	6708,48	3841,34



Obr. 15 Silové působení v místech podpor na hřídeli 1

Na obrázku 15 je schematicky znázorněno uložení pastorku. Motor je umístěn vlevo. Místa pro uložení ložisek symbolizují body A, B a C. Podpory A a B přenášejí pouze radiální síly, axiální síly zachytí podpora C.

Použité vzorce:

$$F_e = \sqrt[3]{\frac{\sum(F_{r_i}^3 \cdot n_i \cdot L_{h_i})}{\sum(n_i \cdot L_{h_i})}}$$

$$n_e = \frac{\sum n_i \cdot L_{h_i}}{L_{h_i}}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{F_e}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{16666}{n_e}$$

Výpočet trvanlivosti jednotlivých ložisek byl proveden programem PREV, zpráva z výpočtu je součástí přílohy.

Vyhovující ložiska na hnací hřídeli:

A	NU2315
B	NU2315
C	3315 A

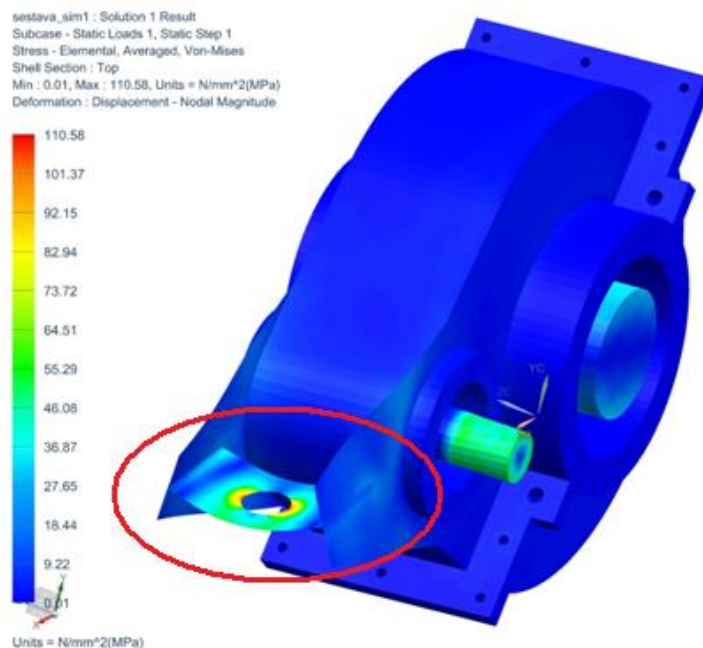
Vyhovující ložiska na nápravě:

Na nápravě jsou symetricky umístěna dvě soudečková ložiska 23 038, které zachycují axiální i radiální síly.

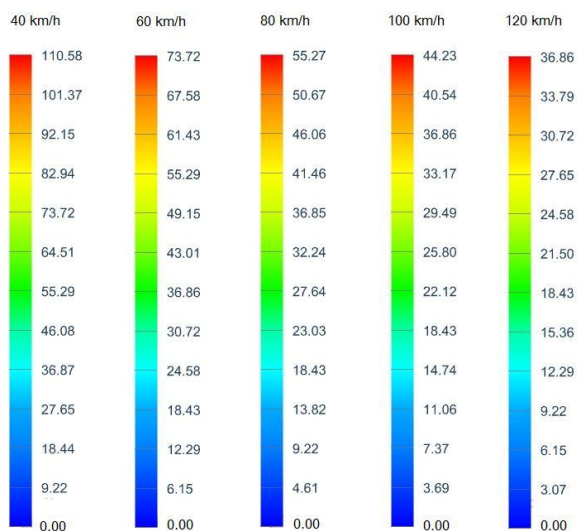
4.5 Pevnostní analýza skříně

Před výsledným návrhem převodové skříně byla provedena pevnostní analýza jejího zjednodušeného modelu ve výpočtovém modulu programu Siemens NX. Spodní

část skříně je v místě dělicí roviny uložena přes ložiska na nápravě a její horní část je pomocí svislé závěsky zavěšena k rámu podvozku (místo pro závěsku červeně označeno). Použitým materiálem skříně je ČSN 11 523. Na obr. 16 je průběh napětí při prvním zatěžovacím stavu, tj. při rychlosti 40km/h. Dle výpočtů je nejvíce namáhaným místem převodové skříně prostor pro umístění svislé závěsky, pomocí níž se přenáší reakční síly ze skříně převodovky na rám podvozku. Maximální hodnota napětí zde činí 110 MPa. Snížení napětí zde lze dosáhnout buď zesílením plechu, nebo jeho protažením až ke skříně tak, aby bylo možné jej oboustranným koutovým svarem zavařit ze tří stran.



Obr. 16 Pevnostní analýza skříně – napětí ve všech směrech



Obr. 17 Napětí ve všech zatěžovacích stavech

5. Sestavný výkres převodovky s ohledem na řešení těsnění

Výkres sestavy vlastního návrhu převodovky pro pohon regionálního vozidla je součástí příloh. Vrcholová sestava se skládá z několika menších montážních celků. Výkres i model byly vytvořeny v programu Pro-Engineer, soukolí v programu Autodesk Inventor. V této kapitole budou popsány vybrané konstrukční uzly.

Požadavky na převodovou skříň:

Jednostupňová nápravová převodovka

Použití bezkontaktních těsnění na pastorku a nápravě

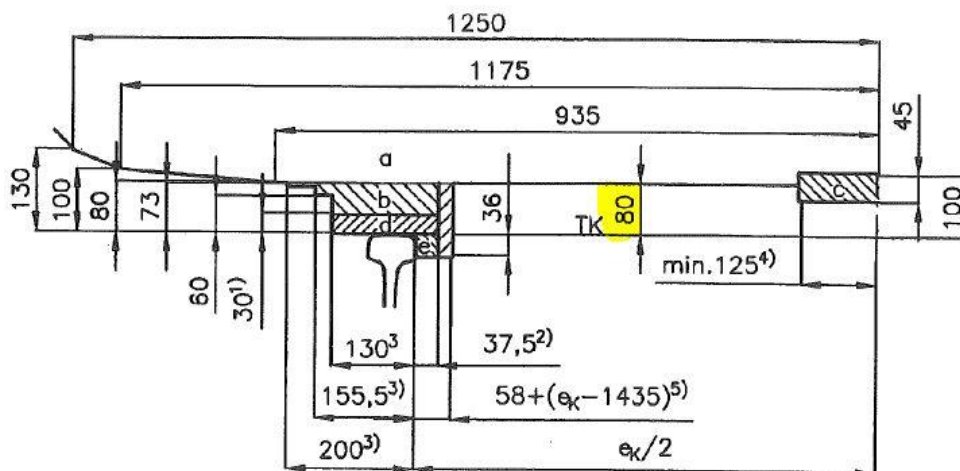
Mazání ložisek a ozubených kol společné, distribuce oleje broděním ozubeného kola v olejové lázni a následně rozstříkem

Zubová spojka – kužel s mírným stoupáním na konci hnacího hřídele

Svařovaná skříň

Přímé ozubení se šikmými zuby

Dodržení světlé výšky nad temenem kolejniče

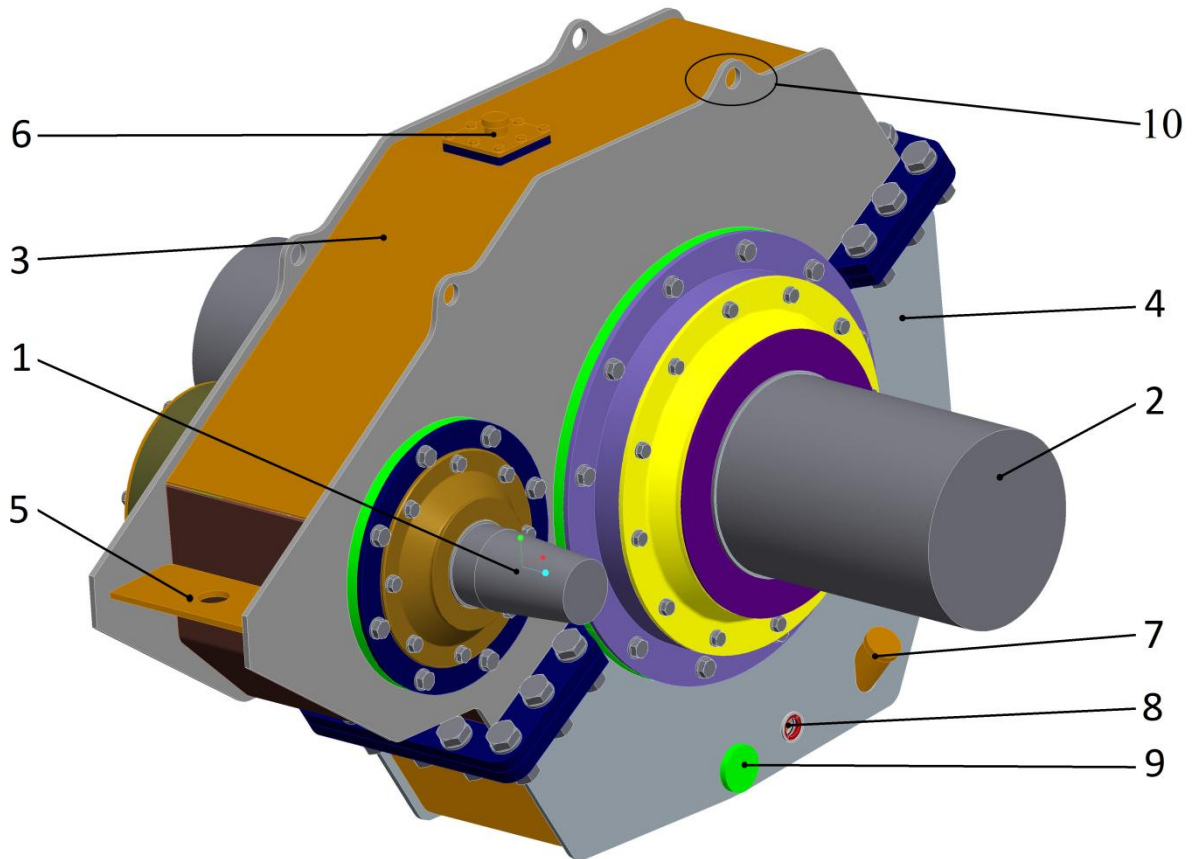


Obr. 18 Vztažná linie kinematického obrysu - dolní část [2]

Na obrázku 18 je znázorněna vztažná linie kinematického obrysu pro vozidla s rozchodem 1435 mm. Důležitým údajem je světlá výška nad temenem kolejniče (zvýrazněná kóta). Nejnižší část převodové skříňe by se do tohoto prostoru neměla dostat.

5.1 Konstrukční uzly

5.1.1 Převodová skříň



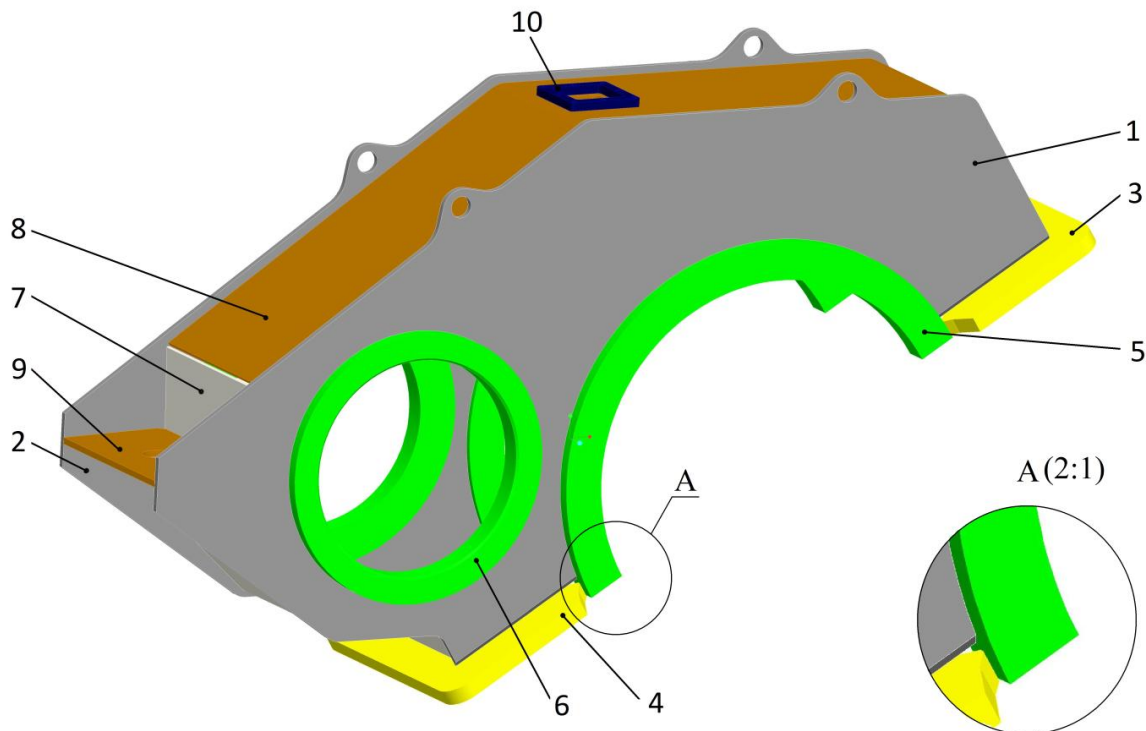
Obr. 19 Sestava převodovky

1 – hnací hřídel, 2 – náprava, 3 – víko horní, 4 – víko spodní, 5 – plech pro závěsku, 6 – odvzdušňovač, 7 – plnicí otvor pro olej, 8 – olejznak, 9 – vypouštěcí zátka, 10 – otvor pro zavěšení skříňe

Dle provedených výpočtů a zvolených požadavků byl zhotoven vlastní konstrukční návrh převodovky (obr. 19). Skříň je dělená, dělicí rovina prochází osou nápravy 2. Hřídel 1 s osazením včetně ložisek je vkládána do skříňe ze strany. V horní části skříňe se nachází odvzdušňovač, jehož funkcí je zamezení přetlaku uvnitř skříňe. Plech pro závěsku 5 je zesílen z původních 4 mm na 6 mm a je protažen k hornímu víku 3, k němuž je přivařen obvodovým koutovým svarem. Ve spodním víku 4 se nachází nálevka pro olej 7, olejznak 8 a vypouštěcí zátka 9. Hladina oleje se kontroluje vizuálně, měla by být v polovině olejznaku 8. Mazání je jednotné pro ozubení i ložiska. Ozubené kolo nalisované na nápravě se brodí v oleji a ten distribuuje k dalším komponentům rozstříkem. Použit je syntetický olej s minimální životností 100 000km, po uplynutí této doby se provádí chemický rozbor, jehož výsledky rozhodnou, zda olej vyměnit či ještě prodloužit jeho trvanlivost.

5.1.2 Svařenec

Součástí příloh je i výrobní výkres svařence horního víka převodové skříň. Svařenec je navržen dle platné normy pro kolejová vozidla ČSN EN 15 085, samotné svary ovšem nejsou podloženy výpočtem. Skříň je vyrobena z materiálu ČSN 11 523. Jednotlivé komponenty jsou výpalky z plechů. Každý svar ve výkresu je jednoznačně identifikován, za pozicí jsou napsány písmenné indexy. V praxi se to využívá především v dokumentech kontroly svarů. Sestava je konstruována s viditelnými kořenovými mezerami, důvodem je jejich přehlednost a snadné zanesení do výkresu.



Obr. 20 Horní víko

1 – plech boční, 2 – plech boční, 3 – lem horní, 4 – lem spodní, 5 – příruba nápravy, 6 – příruba pastorku, 7 – plech obvodový horní, 8 – plech obvodový spodní, 9 – plech pro závěsku, 10 – návarek odvzdušňovače

Nejprve bude svařen boční plech 1 s přírubami 5 a 6 oboustranným koutovým svarem (Obr. 20). Stejným způsobem se připraví protikus plech boční 2. Poté se mezi boční plechy vloží obvodové 7 a 8. Z důvodu lepší přístupnosti se k nim přivaří $\frac{1}{2}$ V svarem z vnější strany. Návarek 10 je součástí obvodového plechu 8 ještě před tímto krokem. V dalším postupu se k sestavě připojí plech pro závěsku. Takto svařená skříň se posadí na lemy 3, 4 a připojí se k nim obvodovým $\frac{1}{2}$ V svarem. Na závěr se přivaří příruba 5 s lemy (detailu A). Použije se zde oboustranný $\frac{1}{2}$ V svar, tak aby v místě otupení vznikl plný průvar. Kvůli tloušťce lemu (s přídatkem na obrábění 20 mm) je vhodné svařovat s předehřevem. Protože jde o pevnostně důležitý svar, připojí se k lemu zespoda nájezdová deska, která se po svaření odstraní. Důvodem je nekvalitní svar v místě, kde se začíná svařovat. Takto bude méně kvalitní svar na nájezdové desce, nikoliv mezi lemem a přírubou. Stejný postup se opakuje i na druhé straně. Při

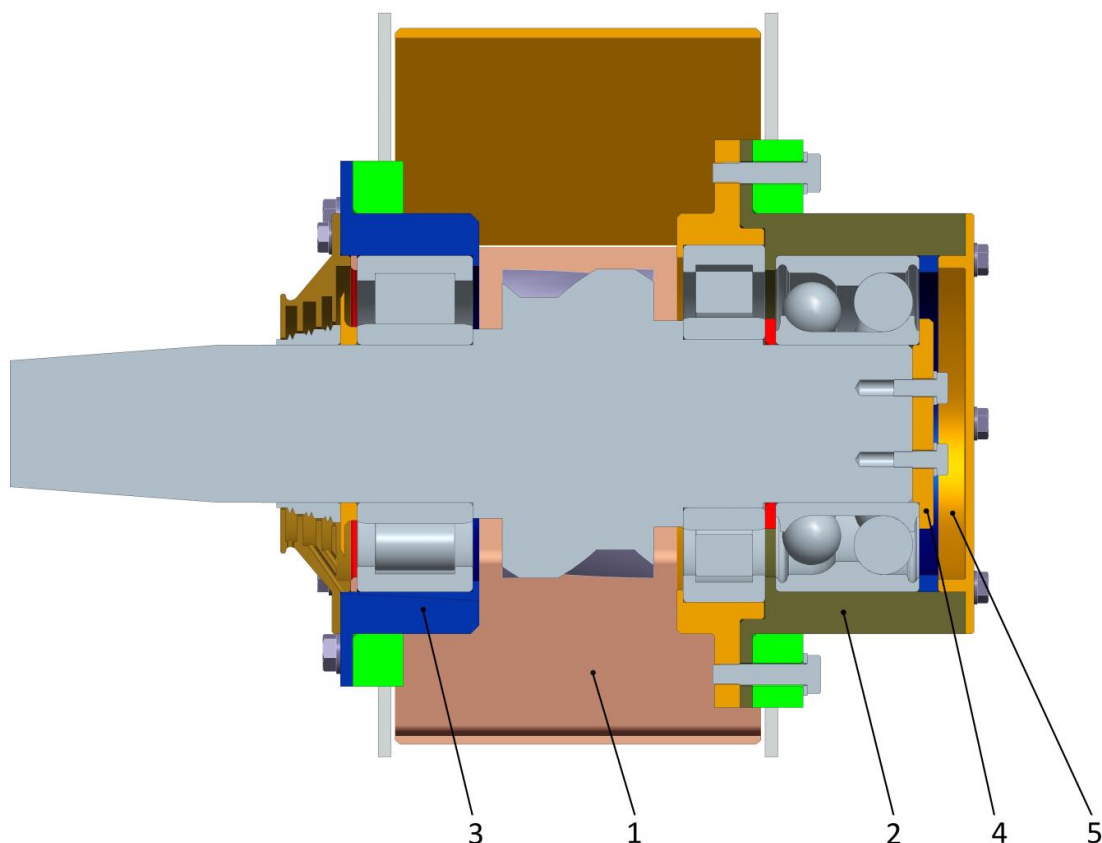
svařování je nutné použít svařovací přípravky. Náklady na výrobu a časovou náročnost jsou však nižší než zhotovení odlévací formy. U prototypů svařenců se provede technologická zkouška.

Svařenec je navržen s přídavky na obrábění. Po svaření se obrobí spodní plocha lemů, která bude po montáži v kontaktu se spodním víkem. Do lemů se vyvrtají díry pro šrouby a obě víka se k sobě spojí pomocí šroubů. Poté se obrobí příruby z čela tak, aby byla dodržena rovinnost protilehlých funkčních ploch pro montáž osazení, následně se obrobí průměry přírub načisto, kdy je nutné dodržet osovou vzdálenost a vnitřní průměr ve stanovené toleranci. Posledním krokem je vyvrtání děr pro šrouby na čele přírub.

5.1.3 Uložení a těsnění

V této části bude popsáno uložení hřídelí, podložené výpočty z předchozí kapitoly a vlastní návrhy utěsnění skříně. Kontaktní části jako je styk dosedajících ploch přírub, jsou před montáží natřeny vrstvičkou těsnícího tmelu. Totéž platí i pro místo spojení horního a dolního víka skříně v dělicí rovině.

5.1.3.1 Uložení hnací hřídele

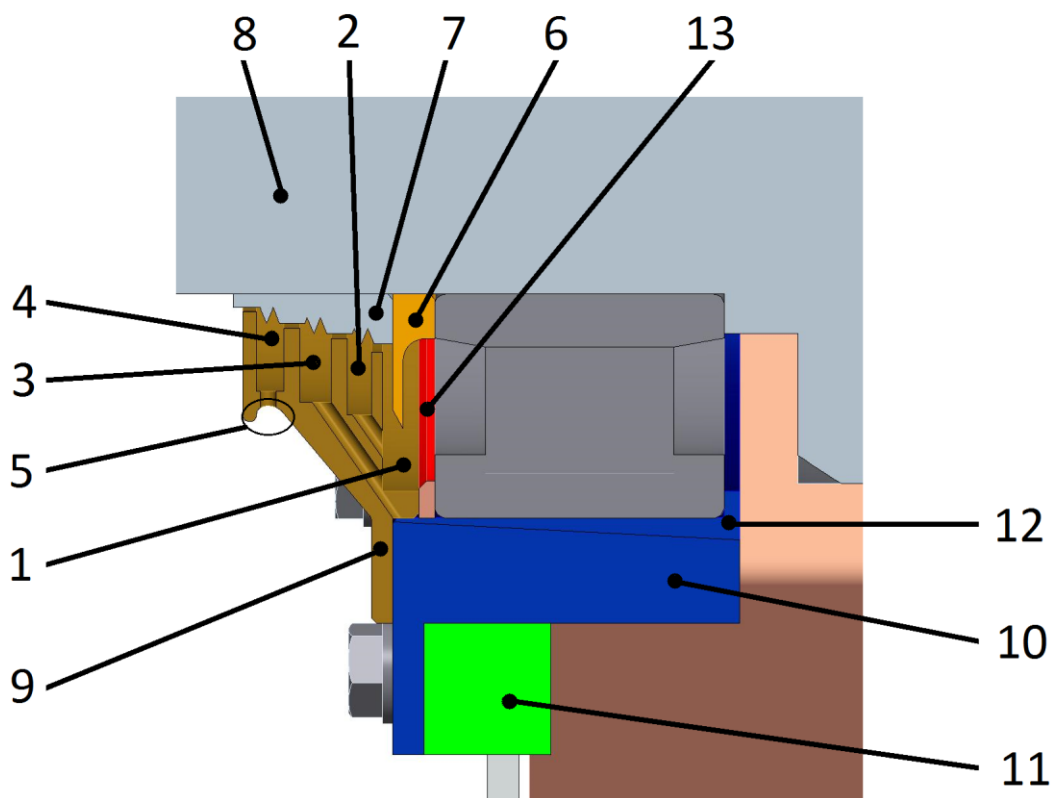


Obr. 21 Uložení hnací hřídele

1 – horní víko, 2 – sestava uložení hřídele, 3 - sestava osazení hřídele, 4 - víko, 5 – víko ložisek

Na obrázku 21 je řez 3D modelu převodovky v místě uložení hnací hřídele. Pastorek s hřídelí jsou vyrobeny z jednoho kusu. Materiál ozubených kol je cementován a kalen, ozubení broušeno. Válcový konec hřídele má tvar kužele s mírným stoupáním, kvůli nalisování unašeče zubové spojky. Radiální síly zachycují válečková ložiska NU 2315 a NU 316 ECM (kvůli konstrukčnímu řešení bylo místo jednoho ložiska NU 2315 vybráno o řadu větší ložisko NU 316 ECM). Axiální síly z obou stran zachycuje jedno dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem 3315 A. Při montáži se nejprve do svařence horního víka 1 zevnitř vloží a přišroubuje sestava uložení hřídele 2 s ložisky. Poté se zleva vsune sestava 3, kde je hřídel osazená radiálním ložiskem s labyrinty a přírubou. Hřídel se nalisuje pod ložiska sestavy 2. Ložiska se zajistí víkem 4 a prostor se zprava uzavře víkem 5.

5.1.3.2 Těsnění hnací hřídele



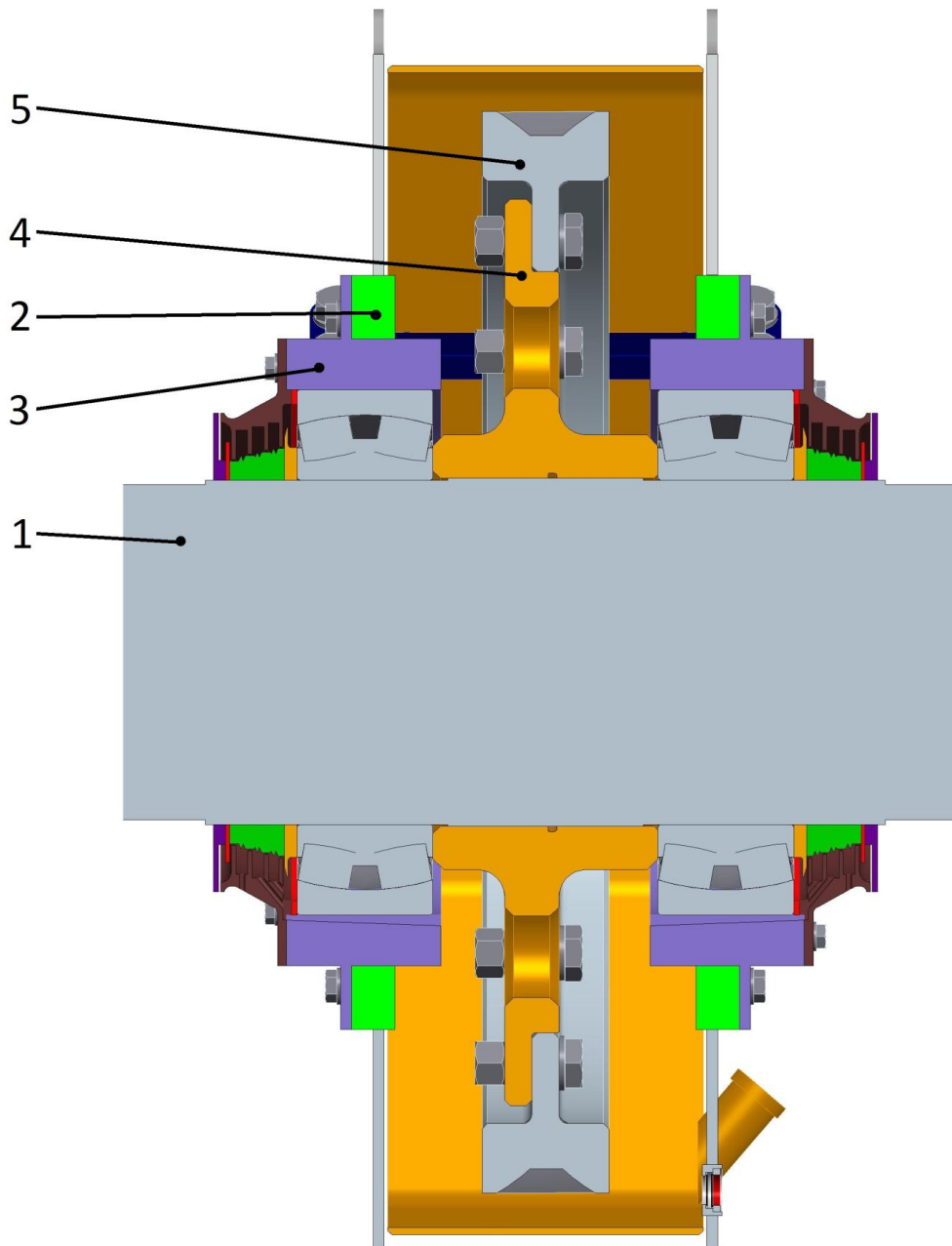
Obr. 22 Labyrint hnací hřídele

1 – labyrintová komora pro olej, 2 – labyrintová komora pro olej, 3 – labyrintová komora pro olej, 4 – labyrintová komora pro vodu, 5 – vnější žlab na vodu, 6 – odšťikovací kroužek 1, 7 – odšťikovací kroužek 2, 8 – hřídel, 9 – plochá příruba, 10 – nátrubek s přírubou, 11 – svařenec skříně, 12 – vyfrézovaná drážka odtoku, 13 – vymezovací kroužek

Detail na obrázku 22 zachycuje navržené labyrinty na hnací hřídeli. Jak bylo výše uvedeno, ozubené kolo 2 umístěné na nápravě, se brodí v olejové lázni a

rozstříkem distribuuje mazací médium k ložiskům. Jakmile se kapičky oleje dostanou z vnitřního prostoru skříně za ložisko, odstředivou silou se svezou po náběhové straně odstříkovacího kroužku 6 (nalisovaného na rotující hřídeli 8), v místě maximálního průměru kroužku se odpoutají a doslova vletí do labyrintové komory 1. Po obvodu stečou do nejnižšího místa, kde je v ploché přírubě 9 vyvrtána odtoková drážka. Ta navazuje na vyfrézovanou drážku 12 v nátrubku 10, kudy se olej dostane zpět do vnitřního prostoru skříně. V případě, že odstříkovací kroužek 6 nestačil zachytit všechny olej, je za ním umístěn odstříkovací kroužek 7. Labyrintové komory 2 a 3 slouží pro odtok oleje zpět do skříně. Labyrintová komora 4 slouží pro zabránění styku vody, která se dostala z vnějšku do labyrintu, s olejem. Na vnější straně příruby 9 je vymodelován žlab 5 sloužící pro odtok kapek rosy nebo roztátého sněhu pryč z povrchu skříně. Rosa steče po obvodu žlabu do nejnižšího místa, kde se odpoutá a spadne na pražce.

5.1.3.3 Uložení nápravy



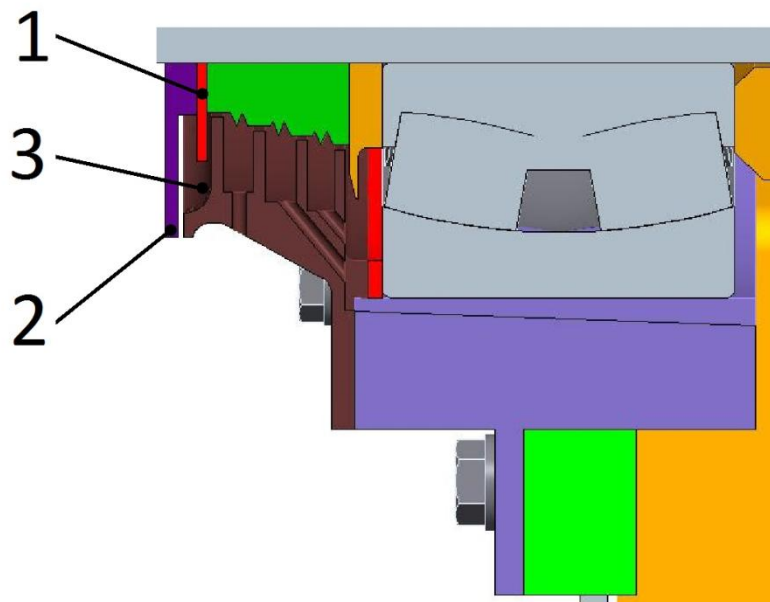
Obr. 23 Uložení nápravy

1 – náprava, 2 – svařenec víka, 3 – nátrubek s přírubou, 4 – náboj, 5 – ozubený věnec

Na nápravě 1 se nachází dělicí rovina (obr. 23), ozubené kolo je nalisované jako první, po něm se dolisují ložiska a odstříkovací kroužky, mezi kterými už musí být vloženy nátrubky 3. Jakmile se spojí obě víka skříně, nátrubky se k nim přišroubují. Kvůli velkému průměru hlavové kružnice ozubeného kola (cca 600mm) je vhodné vyrobít jej ze dvou k sobě přišroubovaných kusů a to z náboje 4 a ozubeného věnce 5. Prostor mezi boky ozubených kol a stěnou skříně je dostatečně velký, aby nedocházelo

k přílišnému zahřívání maziva. Pracovní teplota uvnitř převodovky je při průměrné rychlosti cca 60°C.

5.1.3.4 Nápravové těsnění



Obr. 24 Nápravové těsnění

1 – odstřikovací kroužek, 2 – odstřikovací kroužek, 3 – příruba

Řešení labyrintu na nápravě (obr. 24) je velmi podobné jako u hnací hřídele s tím rozdílem, že je zde o 2 odstřikovací kroužky pro zamezení styku oleje s vodou více. Důvodem je, že rovina procházející současně osou nápravy a osou hnací hřídele není rovnoběžná se zemí. Náprava je o několik mm níže (viz výkres sestavy), a proto je tu například větší riziko styku s ranní rosou z trávy rostoucí v prostoru mezi kolejemi. Odstřikovací kroužek 2 brání vodě vniknutí do labyrintu. Kroužek 1 odstřikuje vodu v labyrintu, která prošla přes odstřikovací kroužek 1, do prostoru 3. Do dalšího labyrintové komory by se už voda téměř neměla dostat.

6. Závěr

Provedené výpočty ukazují, že dimenzování převodovky odpovídá zadaným parametrům. Převodová skříň se považuje za těsnou, pokud z ní neuniká výrazné množství oleje nebo pokud olej ve skříni neobsahuje větší množství vody. Jestliže mají víka skříně z vnější strany mastný povrch, může to být způsobeno únikem olejové mlhy, což není považováno za netěsnost. Po smontování převodové skříně se provádějí záběhové zkoušky. Kontroluje se distribuce oleje, průběhy teplot, hlučnost a těsnost. Kontrola těsnosti se testuje při maximálních otáčkách. Zkouší se i při maximálních sklonech simulujících jízdu obloukem či brzdění. Kusová zkouška těsnosti se provádí na zabíhajícím stendu, do něhož se celý podvozek upne. Vrchní část převodové skříně s vloženou osazenou hnací hřídelí váží přibližně 64kg. Pro snadnější manipulaci jsou na horním víku oka pro její zavěšení. Celá převodovka váží 187 kg. Vzdálenost nejnižšího místa převodovky od temene kolejnice měří 95mm, hranice minimální doporučené hodnoty je 80mm (obr. 18).

7. Zdroje

7.1 Knižní zdroje

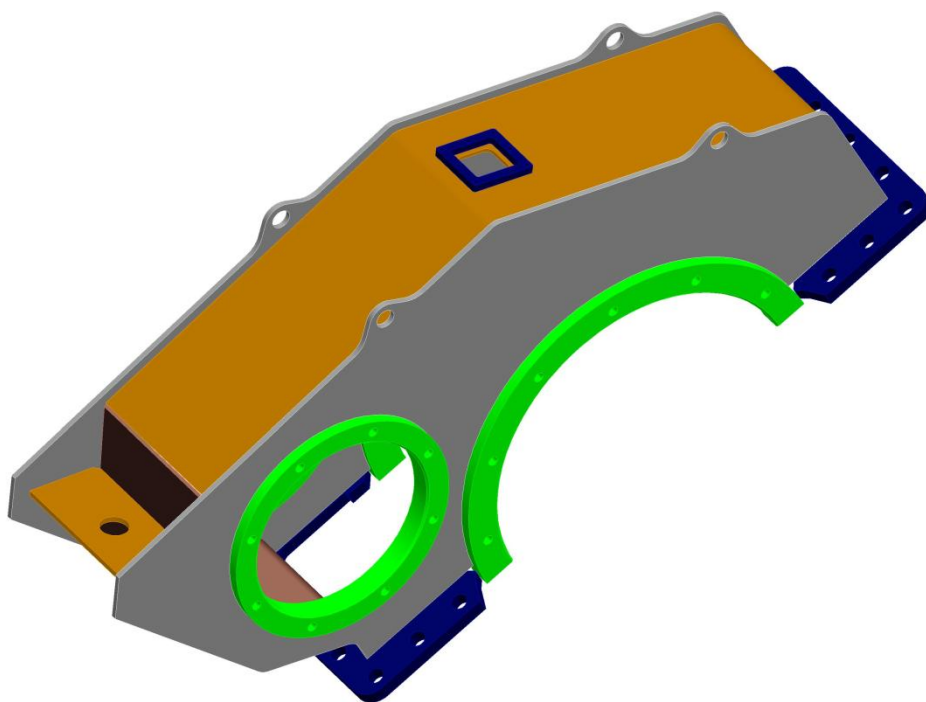
- [1] DOSTÁL J., HELLER P. *Kolejová vozidla I*. Plzeň: ZČU v Plzni, 2010
- [2] HELLER P., DOSTÁL J. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: ZČU v Plzni, 2009
- [3] HELLER P., DOSTÁL J. *Kolejová vozidla III*. Plzeň: ZČU v Plzni, 2011
- [4] KRÁTKÝ J., KRONEROVÁ E., HOSNEDL S. *Obecné strojní části 2*. Plzeň: ZČU v Plzni, 2011
- [5] ŘASA J., ŠVERCL J. *Strojnické tabulky 1*. Praha: Scientia, 2004
- [6] ŘASA J., ŠVERCL J. *Strojnické tabulky 2*. Praha: Scientia, 2007
- [7] KOLEKTIV AUT. *75 let vývoje a výroby elektrických lokomotiv ŠKODA*. Plzeň: ŠKODA, 2002. 168 s.

7.2 Ostatní zdroje

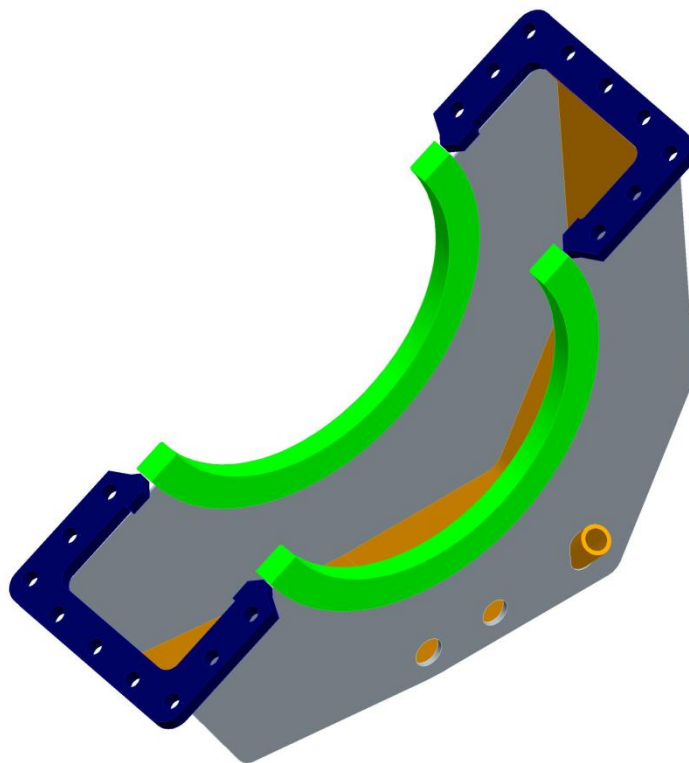
- [8] ŠKODA TRANSPORTATION, Jednopodlažní elektrické jednotky. *Inspired by move*
- [9] ŠKODA TRANSPORTATION, *Elektrická jednotka řady 471 CityElefant*. <http://www.skoda.cz/cs/produkty/elektricke-jednotky/elektricka-jednotka-rady-471/>
- [10] INPRO-SEAL, *INPRO-SEAL Basic video*. http://www.youtube.com/watch?v=-FuNLDR_XXw
- [11] KRÁTKÝ J., Silové poměry v čelním ozubení. *KKS CMS2 06*. Plzeň: 2010
- [12] IDNES.CZ, *RegioJet vystřídá na dotované trati České dráhy*. http://ekonomika.idnes.cz/regiojet-bude-jezdit-na-trati-ostrava-krnov-olomouc-fyl-/eko-doprava.aspx?c=A130326_150529_eko-doprava_spi
- [13] ŠKODA TRANSPORTATION, První jízdy regiopanterů. <http://www.regiopanter.cz/fotogalerie/>
- [14] ČSN EN 15085-3. *Železniční aplikace: Svařování železničních kolejových vozidel a jejich částí - Část 3: Konstrukční požadavky*, 2008.

PŘÍLOHA č. 1

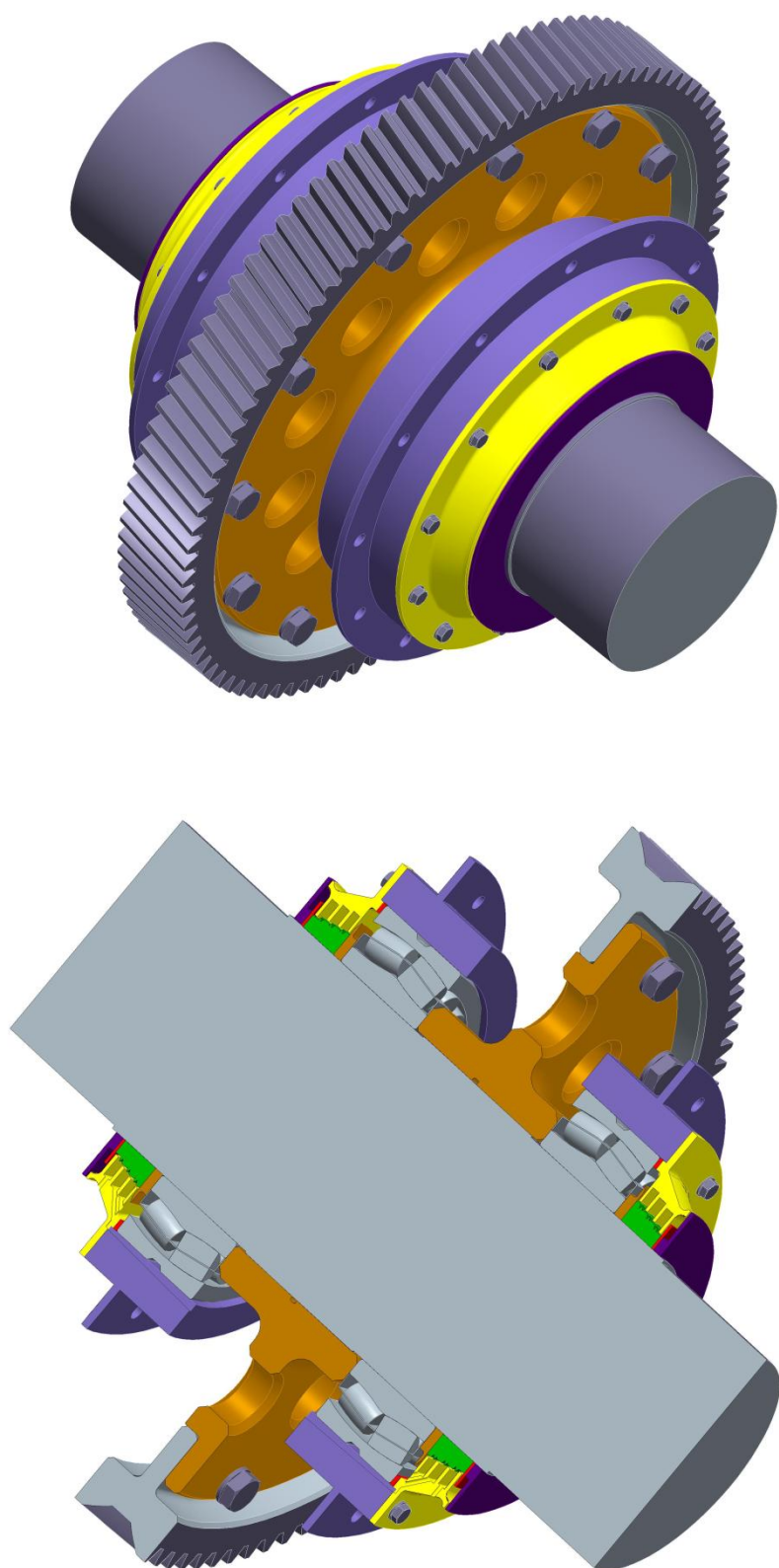
CAD modely podsestav převodovky



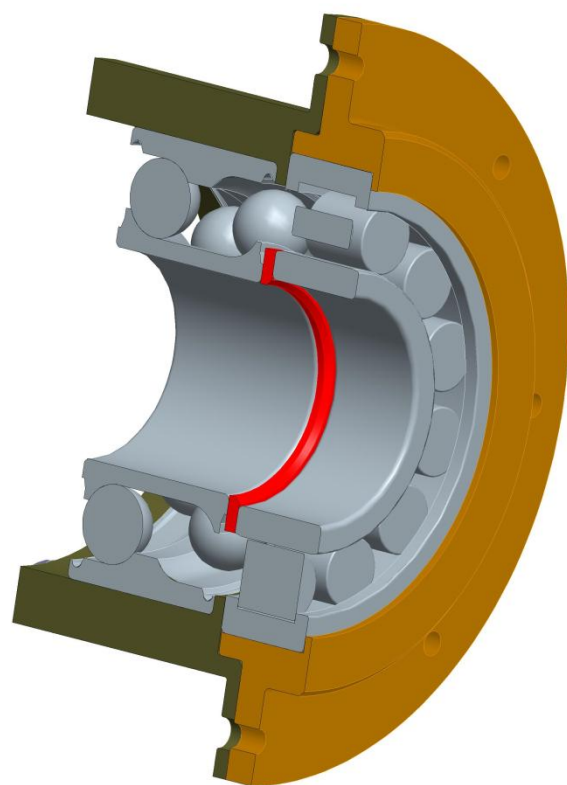
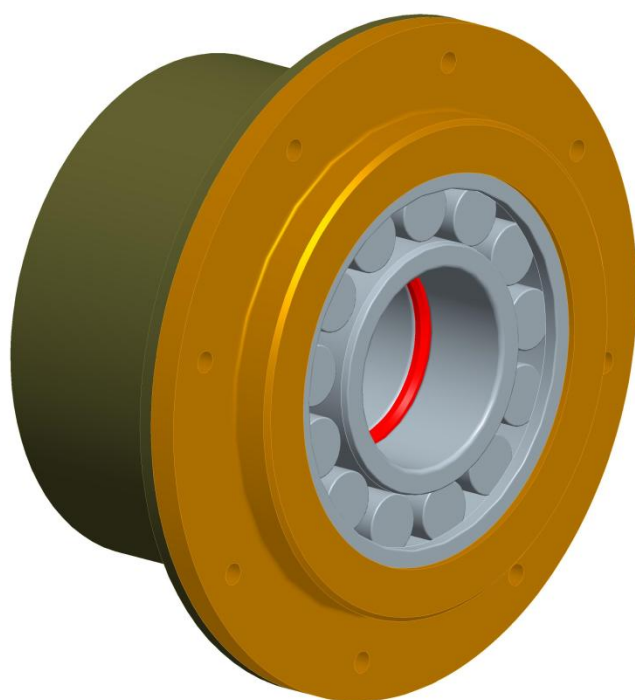
Obrázek 1 Viko horní



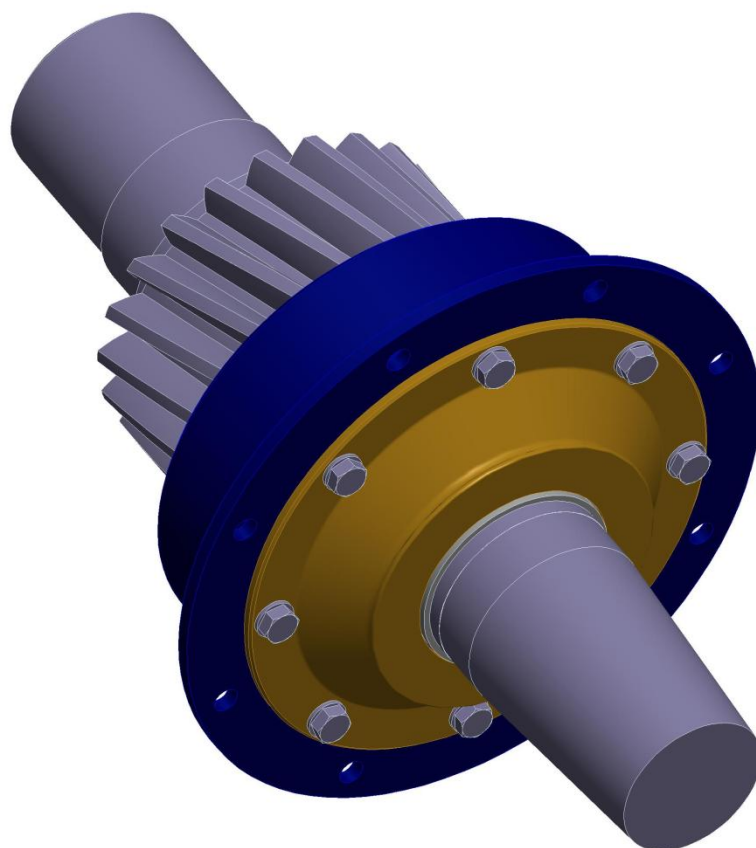
Obrázek 2 Viko spodní



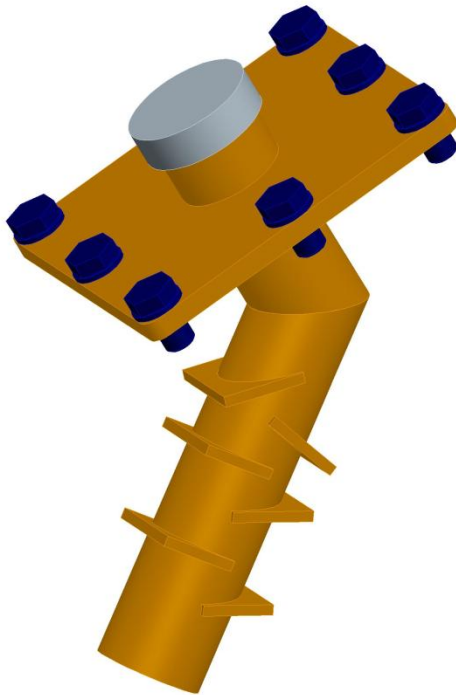
Obrázek 3 Osazení nápravy



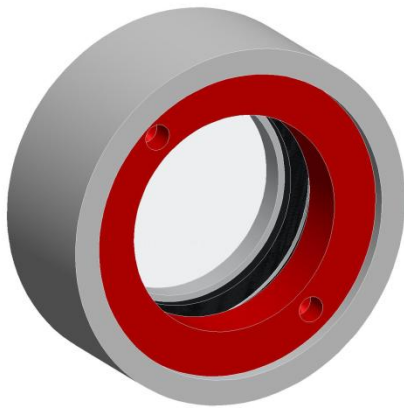
Obrázek 4 Uložení hřídele



Obrázek 5 Osazení hřídele



Obrázek 6 Odvzdušňovač



Obrázek 7 Olejznak