

PŘEVODOVKA PRO AUTONOMNÍ VOZIDLO

Diplomová práce

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce:

Bc. Jakub Ježek

Vedoucí práce:

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.

Katedra vozidel a motorů





Zadání diplomové práce

PŘEVODOVKA PRO AUTONOMNÍ VOZIDLO

Jméno a příjmení: **Bc. Jakub Ježek**
Osobní číslo: S18000253
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukce strojů a zařízení
Zadávací katedra: Katedra vozidel a motorů
Akademický rok: 2019/2020

Zásady pro vypracování:

1. Provedte rozbor používaných převodovek u vozidel s elektrickým pohonem.
2. Navrhněte uspořádání převodovky pro autonomní elektrické vozidlo s ohledem na budoucí výrobu prototypu.
3. Vybrané díly pevnostně analyzujte.
4. Vytvořte výrobní dokumentaci k vybraným částem převodovky.
5. Cílem diplomové práce je využití výsledků na Katedře vozidel a motorů (TUL).

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

Výkresová dokumentace
50 stran + CD
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

- [1] BŘOUŠEK, Josef. *Převodovka elektromobilu*. Liberec, 2014. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci.
- [2] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2006. ISBN 80-239-6463-1.
- [3] NAUNHEIMER, H., B. BERTSCHE, J. RYBORZ, a W. NOVAK. *Automotive Transmissions*. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011. ISBN 978-3-642-16213-8.
- [4] Běžně dostupné materiály – odborné časopisy, konference, internet.

Vedoucí práce:

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání práce:

1. listopadu 2019

Předpokládaný termín odevzdání:

1. února 2021

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

3. června 2020

Bc. Jakub Ježek

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval svojí nejbližší rodině za podporu v průběhu celého mého studia a formování mé osobnosti během mých mladistvých let. Hlavně oběma svým dědečkům, kteří mě odjakživa táhli směrem k technice. Dále své přítelkyni Denise Mlázovské za neskutečnou podporu nejen při studiu, ale hlavně ve všedním životě a za všechnu trpělivost, jenž se mnou má. Dále – za vše může můj strýc, Jiří Zábranský, jenž mě ke strojařině přivedl. Děkuji Ti, Martine Kolomazníku. Spolu to dotáhneme do konce a nejspíše ještě dál..

Anotace

Práce se zabývá analýzou současných řešení koncepcí pohonného ústrojí, potažmo redukčních převodovek pro elektricky poháněná vozidla. Na základě této analýzy je voleno vhodné technické řešení pro konkrétní potřeby daného autonomního vozidla vyvíjeného na Technické Univerzitě v Liberci. Předmětem práce je jak návrh základního konceptu uspořádání převodovky, tak konstrukce a pevnostní analýza jednotlivých komponent a řeší i jejich vyrobiteľnost. Také se věnuje funkčnosti převodovky v různých režimech používání. To vše s ohledem na specifické požadavky na dané vozidlo. Výsledkem je vytvoření výrobní dokumentace, samotná výroba a montáž převodovky.

Klíčová slova:

autonomní vozidlo, převodovka, elektrický pohon

Annotation

The thesis deals with an analysis of current technical solutions of the powertrain or reduction gearboxes of electric vehicles. Based on that analysis an appropriate technical solution is chosen to meet the specific needs of given autonomous vehicle which is developed on the Technical University in Liberec. The main topics of the thesis are – choosing the layout of the reduction gearbox internal parts, designing individual components and structural analysis of these components. The thesis also deals with manufacturability and the possibility of assembling the components together. All of these areas are dealt for different regimes of service of the vehicle. Outcomes of this thesis are technical drawings, manufacturing of individual parts and assembling of the gearbox itself.

Keywords

Autonomous vehicle, gearbox, electrical powertrain

Obsah

1	Úvod	15
2	Představení projektu autonomního vozidla vyvíjeného na TUL	16
3	Základní představení konceptu vozidla	17
4	Výběr a možné koncepce uspořádání pohonu platformy	17
4.1	Jeden motor s pohonem jedné nápravy	18
4.2	Jeden motor s pohonem obou náprav	19
4.3	Dva motory s pohonem dvou náprav	20
4.4	Čtyři motory s pohonem všech kol	22
5	Požadavky na konstrukci převodovky	24
5.1	Úvod do konstrukce autonomní platformy TUL	24
5.2	Okolnosti a způsob určení převodového čísla převodovky pro elektricky poháněná vozidla	25
5.3	Trakční charakteristiky vozidla	28
5.4	Konkrétní požadavky na konstrukci převodovky	30
6	Možnosti kompozice dílů převodovky	32
6.1	Volba ozubených kol	32
6.2	Tok výkonu v převodovce	33
6.3	Poloha a způsob uložení soukolí v převodovce MQ200	34
6.4	Možné kompozice se vstupním převodovým soukolím třetího stupně (3°-2°-R)	35
6.4.1	3°-2°-R – verze 1	36
6.4.2	3°-2°-R – verze 2	37
6.4.3	3°-2°-R – verze 3	37
6.5	Možné kompozice se vstupním převodovým soukolím druhého stupně (2°-3°-R)	38
6.5.1	2°-3°-R – verze 1	40
6.5.2	2°-3°-R – verze 2	41

6.5.3	2°-3°-R – verze 3	42
6.5.4	2°-3°-R – verze 4	43
7	Výpočty a detailní konstrukce	44
7.1	Náhrada ozubení	44
7.2	Silové poměry na náhradním ozubení.....	46
7.3	Silové poměry na hřídelích a jejich konkrétní konstrukce.....	47
7.3.1	Vstupní hřídel (2A).....	49
7.3.2	První předlohový hřídel (2B-3A).....	53
7.3.3	Druhá předlohová hřídel (3B-RA).....	60
7.3.4	Výstupní hřídel (RB)	62
7.3.5	Výstupní hřídel (RB) – experimentální	66
7.4	Skříň převodovky	67
7.4.1	Uložení ložisek v dílech skříně.....	69
7.4.2	Skříň převodovky – Deska.....	71
7.4.3	Skříň převodovky – Víko.....	72
7.5	Skříň převodovky – Příruba	74
8	Numerické simulace částí skříně	75
8.1	Simulace Skříň – Deska	76
8.2	Simulace Skříň – Víko	78
8.3	Simulace Skříň – Příruba	79
8.4	Posunutí mezi osami hřídelů	79
9	Kompletace převodovky	82
9.1	Vstupní hřídel.....	82
9.2	První předlohový hřídel (2B-3A).....	83
9.3	Druhá předlohová hřídel 3B-RA.....	84
9.4	Výstupní hřídel.....	85

9.5	Montáž ložisek do Desky a Víka	85
9.6	Kompletace převodovky	86
10	Závěr	88
11	Seznam příloh	89
12	Seznam obrázků.....	90
13	Seznam tabulek.....	94
14	Seznam grafů	95
15	Zdroje.....	96

Seznam použitých zkratek a symbolů

Značka	Jednotky	Popis veličiny
a;b;c;d;e;f;g;h	m	geometrické parametry na hřídelích užití pro výpočet vnitřních statických účinků
a_2	mm	osová vzdálenost ozubených kol soukolí druhého stupně
a_i	mm	osová vzdálenost ozubených kol (obecně)
$a_{kontrola}$	mm	kontrolní osová vzdálenost ozubených kol soukolí druhého stupně
B	m	rozchod vozidla
D_{2A}	mm	spočtený průměr roztečné kružnice pastorku druhého soukolí
D_{2A}	mm	spočtený průměr roztečné kružnice spoluzabírajícího kola druhého soukolí
D_{a2A}	mm	kontrolní průměr hlavové kružnice pastorku druhého soukolí
$D_{a2A_změřeno}$	mm	změřený průměr hlavové kružnice pastorku druhého soukolí
D_{a2B}	mm	kontrolní průměr hlavové kružnice spoluzabírajícího kola druhého soukolí
$D_{a2B_změřeno}$	mm	změřený průměr hlavové kružnice spoluzabírajícího kola druhého soukolí
D_{aij}	mm	průměr hlavové kružnice ozubeného kola (obecně)
D_{alB^*}	mm	změna průměru dosedací plochy na straně kola
D_{ij}	mm	průměr roztečné kružnice ozubeného kola (obecně)
d_{Y+}	mm	posunutí v prvním měřeném místě ve výsledku simulace na stykové ploše
d_{Y-}	mm	posunutí v druhém měřeném místě ve výsledku simulace na stykové ploše
d_{Yabs}	mm	absolutní hodnota deformace stykové plochy na straně kola
F_{AiAB}	N	axiální síla na ozubeném kola (obecně)
$f_{ocel-al}$	-	součinitel tření mezi ocelí a hliníkovou slitinou
F_{RiAB}	N	radiální síla na ozubeném kola (obecně)
F_{TiAB}	N	obvodová síla na ozubeném kola (obecně)
i_2	-	převodový poměr soukolí druhého stupně převodovky MQ200-5F
i_c	-	celkový převodový poměr
i_i	-	převodový poměr ozubeného soukolí (obecně)
J_{pj}	kg.m ²	redukovaný moment setrvačnosti pohonné jednotky
k_{IA}	-	minimální žádaná bezpečnost přenosu
k_{lis}	-	bezpečnost přenosu lisovaných uložení ložisek do dílů skříně

L	m	rozvor vozidla
$M_{(i-1)}$	N.m	vstupní točivý moment do soukolí (obecně)
M_{1max}	N.m	maximální ohybový moment hřídele
m_{2j}	mm	modul ozubení soukolí druhého stupně
m_{celk}	kg	celková hmotnost vozidla
m_i	mm	modul ozubení (obecně)
M_{max_Engiro}	N.m	maximální točivý moment motoru Engiro 205W
$M_{MQ200-5F}$	N.m	maximální pracovní vstupní točivý moment do převodovky MQ200-5F od klikového hřídele spalovacího motoru
$M_{návrh}$	N.m	návrhový točivý moment
$M_{přek-unos-3^\circ}$	N.m	velikost točivého momentu překračující návrhovou únosnost soukolí třetího stupně převodovky MQ200-5F
$M_{přek-unos-3^\circ-skut}$	N.m	skutečná velikost točivého momentu překračující návrhovou únosnost soukolí třetího stupně převodovky MQ200-5F
$M_{přj}$	N.m	točivý moment přenášený v převodovce při dynamických dějích
m_{t2j}	mm	modul ozubení v tečné rovině druhého stupně
m_{ti}	mm	modul ozubení v tečné rovině (obecně)
$m_{už}$	kg	užitečná hmotnost vozidla
$M_{výst23R-2}$	N.m	velikost točivého momentu vstupující na soukolí třetího stupně po násobení soukolím druhého převodového stupně
$M_{výst23R-2-skut}$	N.m	skutečná velikost točivého momentu vstupující na soukolí třetího stupně po násobení soukolím druhého převodového stupně
$M_{výstup}$	N.m	výstupní návrhový točivý moment
$M_{xyI(x)}$	N.m	ohybový moment v hřídeli v obecném místě prvního řezu v rovině XY
$M_{xyII(x)}$	N.m	ohybový moment v hřídeli v obecném místě druhého řezu v rovině XY
$M_{xzI(x)}$	N.m	ohybový moment v hřídeli v obecném místě prvního řezu v rovině XZ
$M_{xzII(x)}$	N.m	ohybový moment v hřídeli v obecném místě druhého řezu v rovině XZ
N_{xyI}	N	normálová síla v hřídeli v prvním řezu v rovině XY
N_{xyII}	N	normálová síla v hřídeli v druhém řezu v rovině XY
N_{xzI}	N	normálová síla v hřídeli v prvním řezu v rovině XZ
N_{xzII}	N	normálová síla v hřídeli v druhém řezu v rovině XZ
P	%	shoda simulace s výpočtem

p_{1A}	MPa	vypočtený minimální tlak ve stykové ploše v uložení kola 3A
p_{1A}'	MPa	požadovaný tlak po osazení kola na hřídel
$P_{loc638-100\%}$	$N.mm^{-2}$	pevnost lepidla pro namáhání smykem při 100% vytvrzení při teplotě 22°C
$R_{A(A-H)}$	N	výsledná axiální reakce v uložení ložiska A až H
R_{Ay}	N	reakce v uložení ložiska A ve směru y
R_{Az}	N	reakce v uložení ložiska A ve směru z
R_{Bx}	N	reakce v uložení ložiska B ve směru x
R_{By}	N	reakce v uložení ložiska B ve směru y
R_{Bz}	N	reakce v uložení ložiska B ve směru z
$R_{R(A-H)}$	N	výsledná radiální reakce v uložení ložiska A až H
T	°C	teplota
T_{xyI}	N	tečná síla v hřídeli v prvním řezu v rovině XY
T_{xyII}	N	tečná síla v hřídeli v druhém řezu v rovině XY
T_{xzI}	N	tečná síla v hřídeli v prvním řezu v rovině XZ
T_{xzII}	N	tečná síla v hřídeli v druhém řezu v rovině XZ
v_{max}	m/s	maximální rychlost vozidla
Z_{2A}	-	počet zubů pastorku druhého soukolí
Z_{2B}	-	počet zubů spoluzabírajícího kola druhého soukolí
Z_{iA}	-	počet zubů pastorku soukolí
Z_{iB}	-	počet zubů spoluzabírajícího kola
Z_{ij}	-	počet zubů kola (obecně)
α_{2A}	rad	záběrový úhel pastorku druhého soukolí
α_i	rad	záběrový úhel soukolí (obecně)
α_{t2A}	rad	čelní záběrový úhel pastorku druhého soukolí
β_{2A}	rad	úhel sklonu zubů pastorku druhého soukolí
β_i	rad	úhel sklonu zubů (obecně)
ϵ_{pj}	$rad.s^{-2}$	úhlové zrychlení redukované soustavy pohonné jednotky
σ_{lis}	MPa	maximální dovolené vnesené napětí do skříně od lisování ložisek

Zkratka	Význam
2°	ozubené soukolí druhého stupně převodovky MQ200-5F
3°	ozubené soukolí třetího stupně převodovky MQ200-5F
R	ozubené soukolí stálého převodu (redukčního) převodovky MQ200-5F
2°-3°-R	označení kompozice zástavby ozubených soukolí
3°-2°-R	označení kompozice zástavby ozubených soukolí

CAD	Computer Aided Design
CVT	continuously variable transmission
S	lokace osy uložení ložiska
S'	skutečná lokace osy uložení ložiska po deformaci skříně
SW	Software
TUL	Technická Univerzita v Liberci
X	složka souřadného systému X
Y	složka souřadného systému Y
Z	složka souřadného systému Z

1 Úvod

S nástupem elektromobility v posledních letech a obecným rozvojem techniky se objevují nové způsoby jak přistupovat k vozidlům. Díky vývoji a poznání technologie spojené s autonomním řízením se objevují nové možnosti, jak tyto poznatky využít. I díky neustále se snižující ceně těchto prvků je možno zkoušet jejich uplatnění v nových oblastech. Například právě v autonomních, bateriových plošinách. V posledních letech vzniklo několik iterací tohoto konceptu. Účel takového vozidla může být ať už čistě ekonomický (bezobslužný rozvoz dílů po výrobní hale) až po ochranu zdraví (terénní plošiny pro dovoz nebezpečného nákladu na těžko přístupné či životu nebezpečné lokace). Plošiny se často navrhují s modulární platformou pro přestavbu na různé účely. Jedna platforma může s pomocí malých úprav převážet pevný či sypký materiál, nést korbou, a nebo převážet cestující na vozíku. Otevírá se tím možnost nových přístupů ke konstrukci vozidla. Podobným typem vozidel se již zabývá vícero výrobců a to včetně automobilových gigantů. Příkladem může být terénní plošina se sklápěcí korbou Volvo HX2 (obrázek 1) či plošina pro využití na zpevněném povrchu v městském prostředí Continental Bee (obrázek 2).

Na Technické Univerzitě v Liberci právě vzniká koncept takové plošiny. Kromě vývoje autonomního řízení, návrhu podvozku a pokročilého využití kompozitních materiálů v konstrukci rámu je zde také potřeba navrhnout uspořádání pohonu vozidla a jeho jednotlivé prvky. Výsledkem tak bude i funkční pohonné ústrojí zahrnující v sobě redukční převodovku pro zvolené elektromotory. Právě tato převodovka je navrhována v rámci této práce.



Obrázek 1: Volvo HX2 [1]

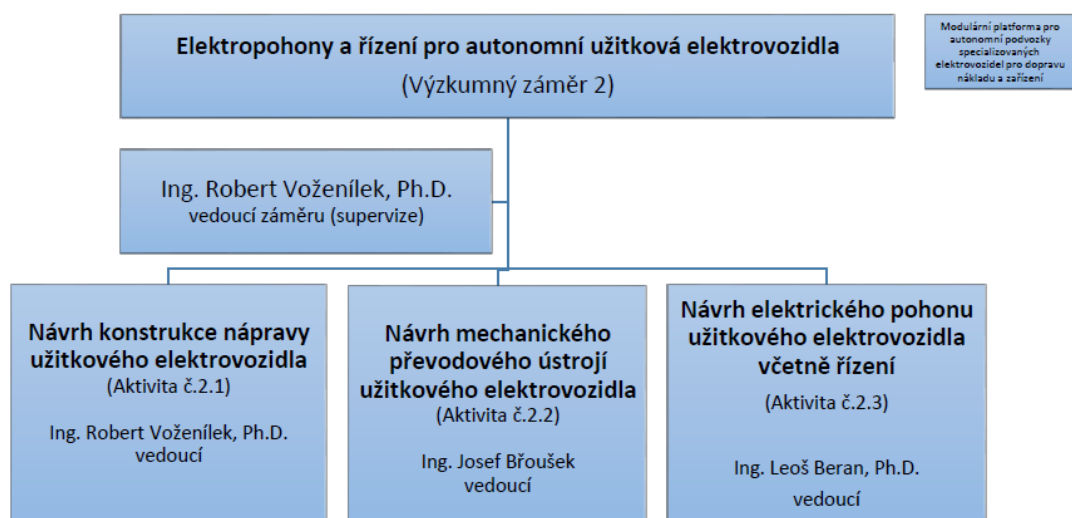


Obrázek 2: Continental Conti Bee v úpravě pro převoz vozičkáře [2]

2 Představení projektu autonomního vozidla vyvíjeného na TUL

Vozidlo je tvořeno v rámci projektu Reg. No. CZ.02.1.01/0.0/0.0/16_025/0007293 „Modular platform for autonomous chassis of specialized electric vehicles for freight and equipment transportation“, který je financován EU. Projekt má čtyři výzkumné záměry, přičemž tato práce je tvořená v rámci druhého záměru „Elektropohony a řízení pro autonomní užitková elektrovozidla“ (viz. obrázek 3). V tomto záměru je řešen druh a uspořádání pohonu, vycházející ze simulací dynamiky celého vozidla. Následně je navrhována konstrukce jak dílů pohonného ústrojí, tak i prvků zavěšení a směrového řízení.

4.2. VÝZKUMNÝ ZÁMĚR Č. 2 - ELEKTROPOHONY A ŘÍZENÍ PRO AUTONOMNÍ UŽITKOVÁ ELEKTROVOZIDLA



Obrázek 3: Schéma Výzkumného záměru 2 projektu Reg. No. CZ.02.1.01/0.0/0.0/16_025/0007293

3 Základní představení konceptu vozidla

Cílem projektu je vyvinout čtyřkolové, autonomní, elektricky poháněné vozidlo s bateriovými články. Maximální provozní rychlost vozidla je $v_{\max} = 45$ km/h, celková hmotnost do $m_{\text{celk}} = 3,5$ tuny s užitečnou hmotností $m_{\text{už}} = 1000$ kg. Vozidlo musí být uzpůsobena pro převoz různých druhů materiálů po různých površích včetně hrubého terénu. Je tedy nutné zakomponovat prvky off-road vozidel pro zvýšení prostupnosti terénem. To jak z pohledu podvozku, tak pohonu a směrového řízení. Předpokládané hodnoty rozvoru a rozchodu jsou $L = 2,7$ m, respektive $B = 1,7$ m.

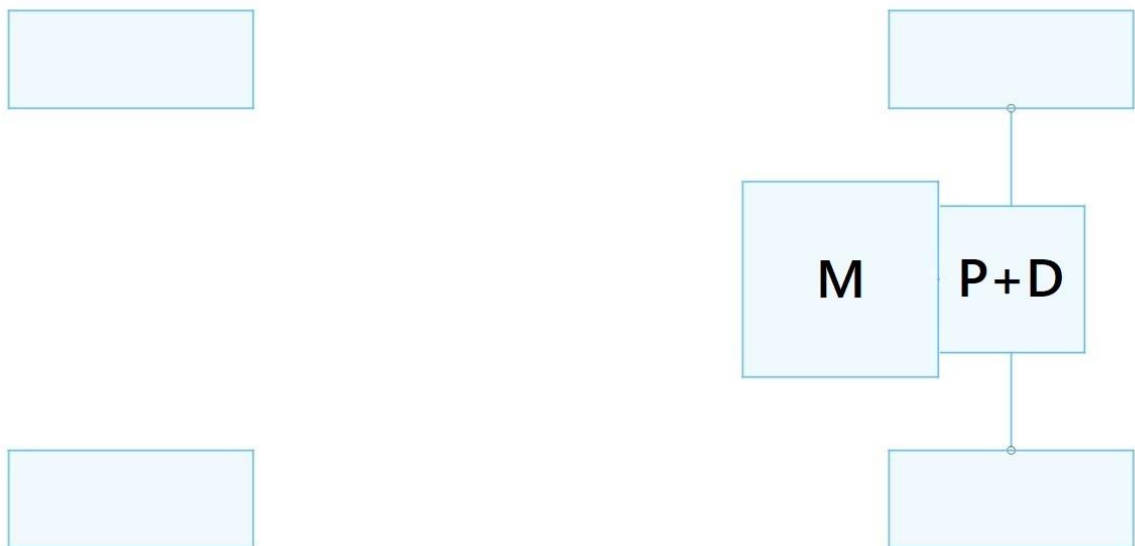
4 Výběr a možné koncepce uspořádání pohonu platformy

Pro pohon čtyřkolového vozidla lze volit různé koncepce uspořádání pohonného ústrojí. Vždy je však potřeba zajistit komponenty na uložení energie (chemická energie, tj. nádrž u vozidla se spalovacím motorem, bateriový box u bateriového vozu apod.), dále motor a případná převodovka, rozvodové ústrojí (kloubového hřídele, poloosy) a diferenciály. Při různých uspořádáních lze tyto komponenty množstevně redukovat, navyšovat či se jich zbavit úplně. Každé uspořádání má své výhody a nevýhody. Je na zvážení konstruktéra v dané situaci,

jakou koncepcí zvolí. Níže jsou vypsané základní a používaná koncepční uspořádání pro pohon čtyřkolových vozidel.

4.1 Jeden motor s pohonem jedné nápravy

Základní uspořádání v zásadě nahrazující tradiční koncepcí vozidla, kde hnací ústrojí se nalézá nad hnací nápravou. Například plně elektrický model Škoda CITIGOe iV využívá toto uspořádání. Lze je též nalézt u vozidel primárně vyvíjených na provoz se spalovacím motorem a následně upravených na provoz čistě elektrický. Je možno ho použít jak pro pohon přední, tak zadní nápravy. Řešení využívá i automobilka Tesla u svých modelů s pohonem jedné nápravy. Celá jednotka pohonného ústrojí je tedy v rámci jednoho celku. Uspořádání může být jak napříč, tak podél.



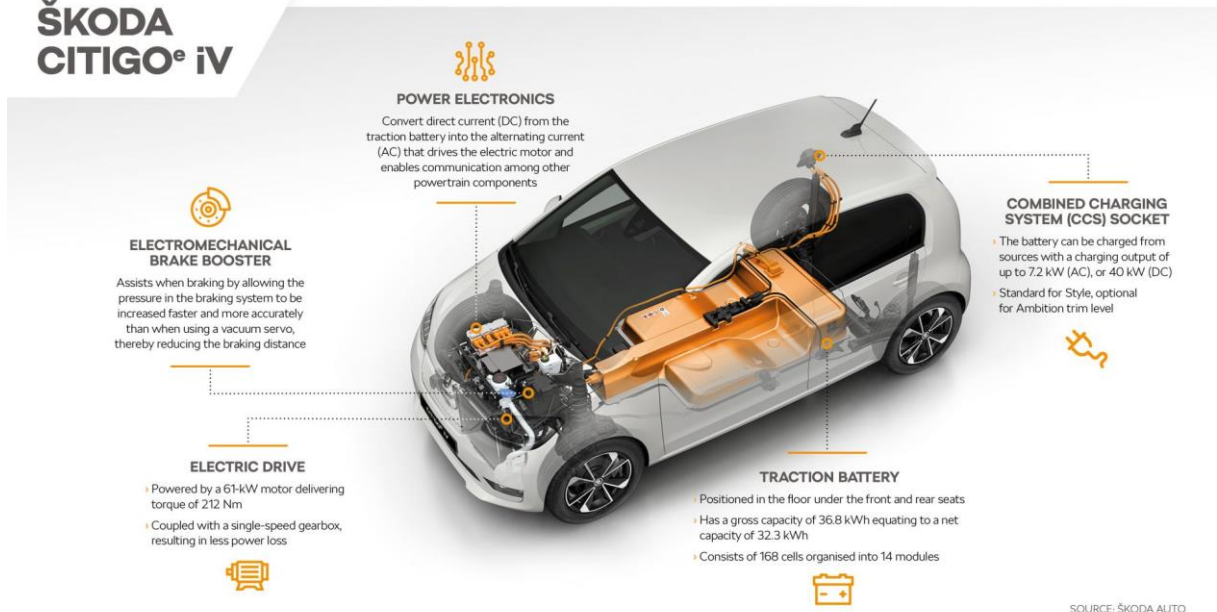
Obrázek 4: Blokové uspořádání koncepce jednoho elektromotoru s redukční převodovkou a diferenciálem (M - motor, P - redukční převodovka, D - diferenciál)

NEW

**ŠKODA
CITIGO^e iV**

POWERTRAIN TECHNOLOGY

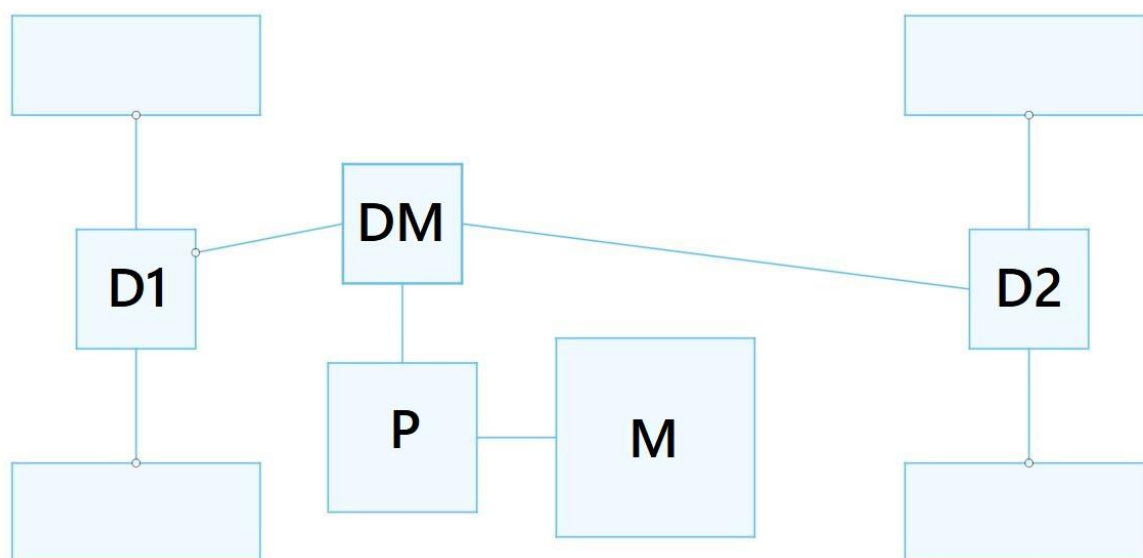
 ŠKODA



Obrázek 5: Ukázka pohonného ústrojí vozu Škoda CITIGO^e iV [3]

4.2 Jeden motor s pohonem obou náprav

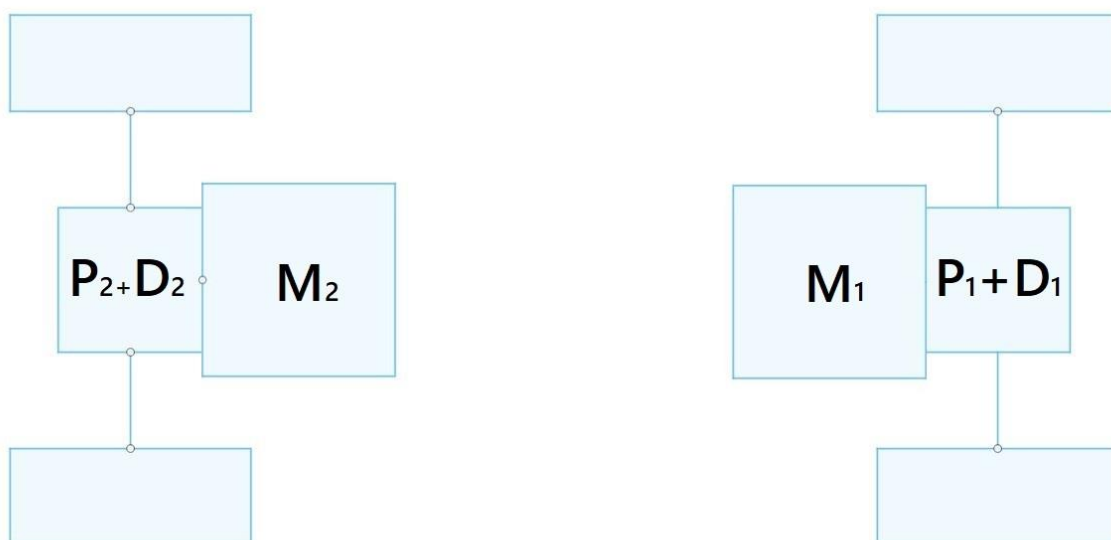
Obdoba výše uvedené koncepce. Vychází z původní koncepce se spalovacím motorem avšak pro vozidla s pohonem 4x4. Je zde potřeba jednoho mezinápravového a dvou nápravových diferenciálů.



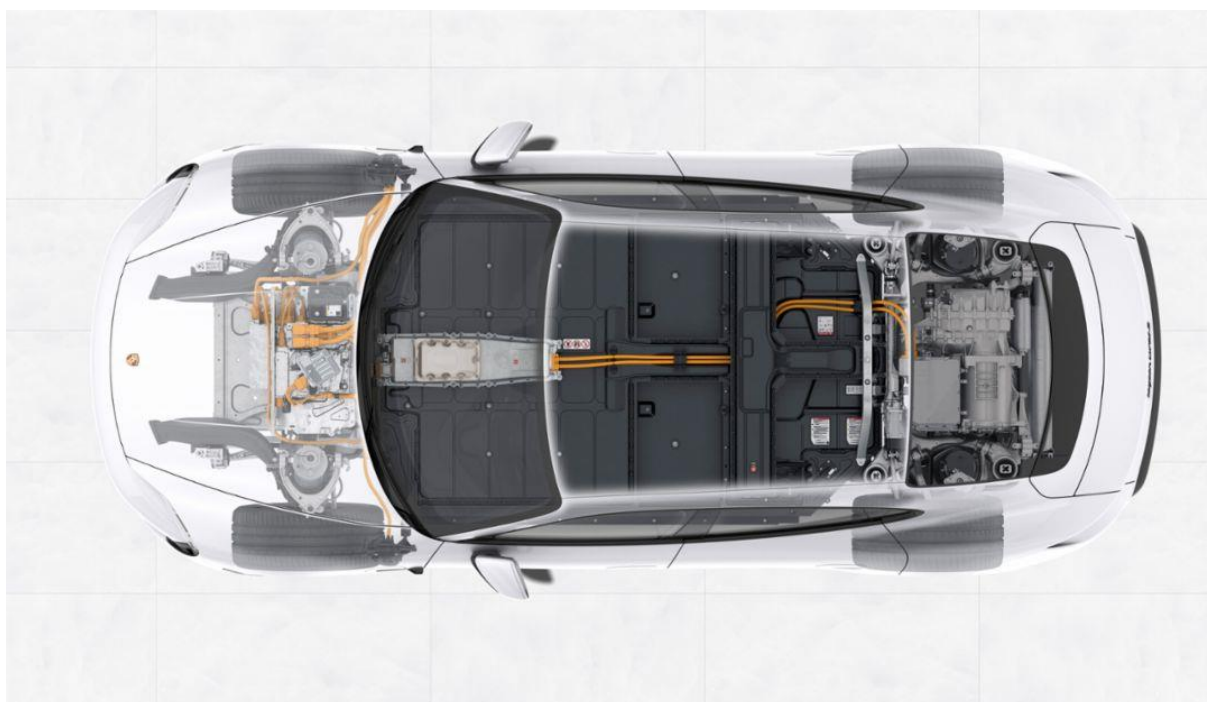
Obrázek 6: Blokové schéma koncepce s jedním motorem pro pohon obou náprav (M - motor, P – redukční převodovka, D – diferenciál, DM – mezinápravový diferenciál)

4.3 Dva motory s pohonem dvou náprav

Jedná se vlastně o dvě jednotky popsané v bodě 4.1. Dvě samostatná pohonná ústrojí, každé na své nápravě. Na každé nápravě se nachází jeden motor s vlastní redukční převodovkou a diferenciálem. Odpadá zde mezinápravový diferenciál (a potřebné kloubové hřídele). Nahrazuje ho inteligentní elektronický systém řízení rychlosti obou náprav samostatně. Řízení rychlosti jednotlivých náprav však musí být provázané pro zajištění nesmýkání kol. Mezinápravový diferenciál je zde v tom případě řešen elektronicky. Tento systém začala jako první ve velkém měřítku využívat automobilka Tesla pod názvem „Tesla Dual System“ pro sportovnější modely. Účelem bylo dosáhnout vyšší možné akcelerace vozidla. Při koncepci poháněné jedné nápravy jedním motorem nebylo možno přes jeden motor dosáhnout dostatečného toku výkonu či již byla limitujícím faktorem trakce. Obdobnou koncepci využívá i Porsche Taycan (viz. obrázek 8). U tohoto druhu koncepce je možno využívat různé motory s různými převody na každé nápravě.



Obrázek 7: Koncepce dvou motorů s pohonem dvou náprav (M - motor, P – redukční převodovka, D - diferenciál)



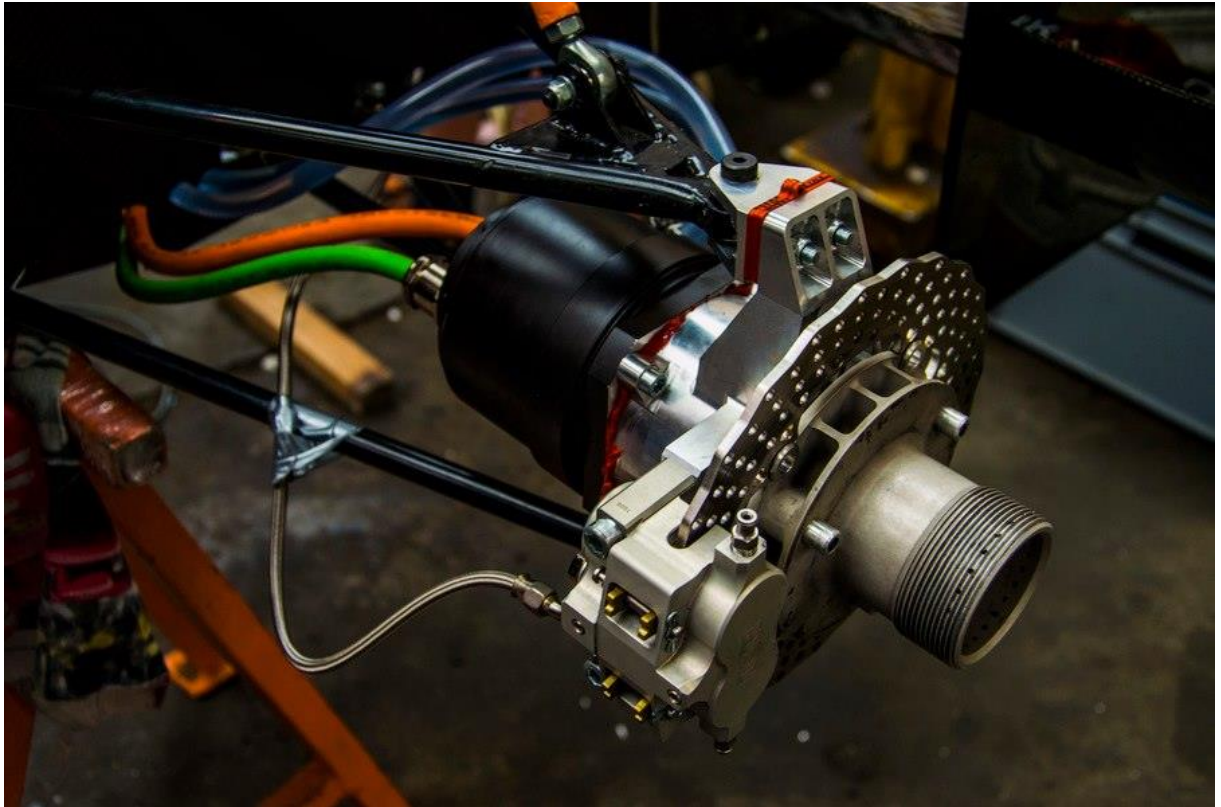
Obrázek 8: Ukázka uspořádání pohonného ústrojí vozu Porsche Taycan s dvoustupňovou převodovkou na zadní nápravě (a jednostrupňovou na nápravě přední) [4]

4.4 Čtyři motory s pohonem všech kol

Tímto řešením se úplně odstraňuje nutnost použití mechanických diferenciálů a rozvodových prvků (kloubové hřídele a v případě uložení motoru s převodovkou v kole i poloos). Na druhou stranu, počet poháněných kol se rovná počtu potřebných motorů a to i počtu redukčních převodovek. Velká výhoda je právě v případech, kdy je zásadní ovládání diferenciálů pro zvýšení užitné hodnoty vozidla. Toto řešení pak často využívají například elektrické studentské formule, které mají celou pohonnou jednotku v rámci sestavy každého kola. To jim umožňuje vektorování točivého momentu a virtuálního řízení svornosti diferenciálů v reálném čase, což je v motorsportu nesporná výhoda. Pro vozidlo užívané v terénu je teoreticky možné se otáčet kolem svislé osy pomocí smykání kol. Podobně jako u pásových vozidel (například bagry).. Dále, jak bylo zmíněno, je zde možnost řídit účinek diferenciálu v rozmezí od 0% (otevřený diferenciál) po hodnoty momentu dané převodem a charakteristikou pohonu. To pro většinu případů znamená až 100%, tedy plnou svornost. Navíc řízení svornosti probíhá v reálném čase s minimální prodlevou, poněvadž svornost není řízena mechanicky či hydraulicky ale čistě elektronicky.

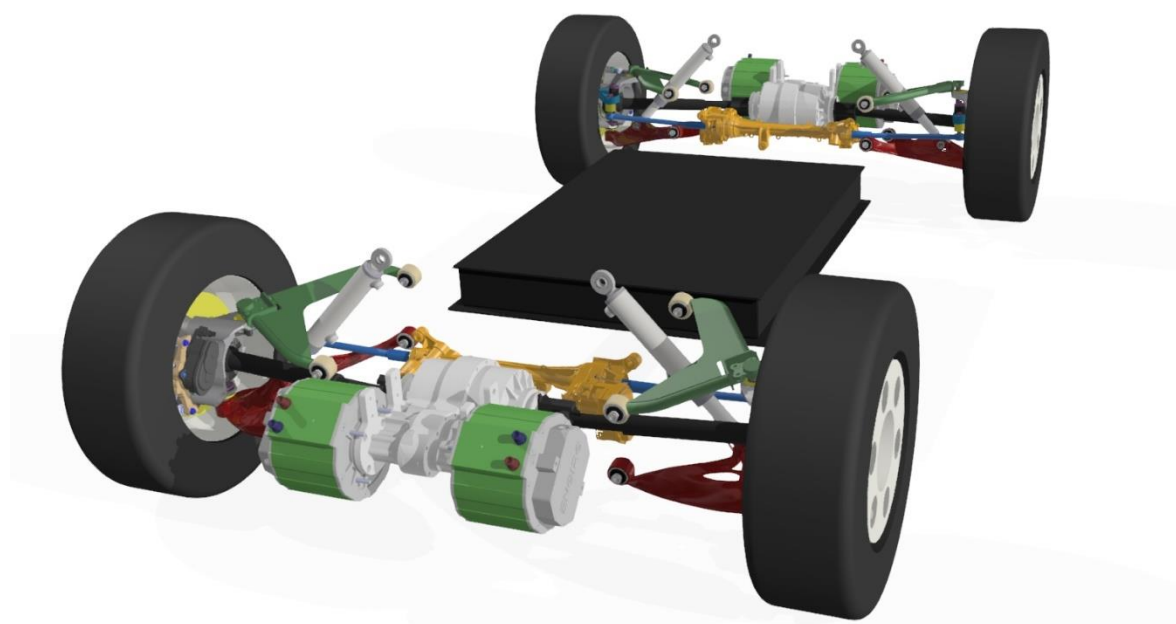


Obrázek 9: Blokové schéma koncepce uspořádání se čtyřmi motory a čtyřmi převodovkami (*M* - motor, *P* – redukční převodovka, *D* - diferenciál)



Obrázek 10: Sestava pohonu jednoho z kol elektrické studentské formule týmu e-Froce z ČVUT [5]

Subtypem tohoto uspořádání je možnost mít motory a převodovky v rámci nápravy u sebe uprostřed vozidla a následně klasicky pomocí poloos rozvádět výkon ke kolům. Toto řešení výrazně snižuje komplexnost návrhu pohonného ústrojí, respektive uložení kola. Zpravidla nabízí více místa a není potřeba využívat planetové převodovky. Navíc další díly konstrukce zavěšení nejsou namáhány od reakce točivého momentu od statoru a vyšší hmotnosti celé sestavy.



Obrázek 11: Uspořádání čtyř motorů se čtyřmi převodovkami, avšak s poloosami na rozvod výkonu ke kolům

5 Požadavky na konstrukci převodovky

V této kapitole jsou již detailně popsány okolnosti za výběrem konkrétních konstrukčních řešení v daných konstrukčních uzlech vozidla. A to jak převodovky, tak obecně pohonného ústrojí, podvozku či směrového řízení.

5.1 Úvod do konstrukce autonomní platformy TUL

Před vstupem autora práce do projektu bylo učiněno projektovým týmem několik zásadních rozhodnutí ohledně koncepce a požadavků na konstrukci vozidla. Co se týče vozidla jako celku, bylo rozhodnuto o pohonu, typu zavěšení či požadavku na směrové řízení obou náprav. Vzhledem k rozhodnutí ohledně pohonu všech čtyř kol, kde každé kolo bude mít svůj vlastní elektromotor, a zvolenému typu nápravy, vznikly specifické požadavky na konstrukci převodovky. Ve výsledku byla tedy zvolena koncepce čtyř motorů se čtyřmi převodovkami a rozvodem výkonu ke kolům pomocí poloos. Konstrukce převodovky je řešena i na základech know-how získaného při tvorbě převodovky pro experimentální vozidlo eŠus, též vyvíjené na TUL v minulosti. Koncepce celého vozidla je však odlišná. To přináší i nové výzvy a požadavky na konkrétní konstrukci.



Obrázek 12: Elektrické vozidlo eŠus s první generací redukční převodovky. [6]

5.2 Okolnosti a způsob určení převodového čísla převodovky pro elektricky poháněná vozidla

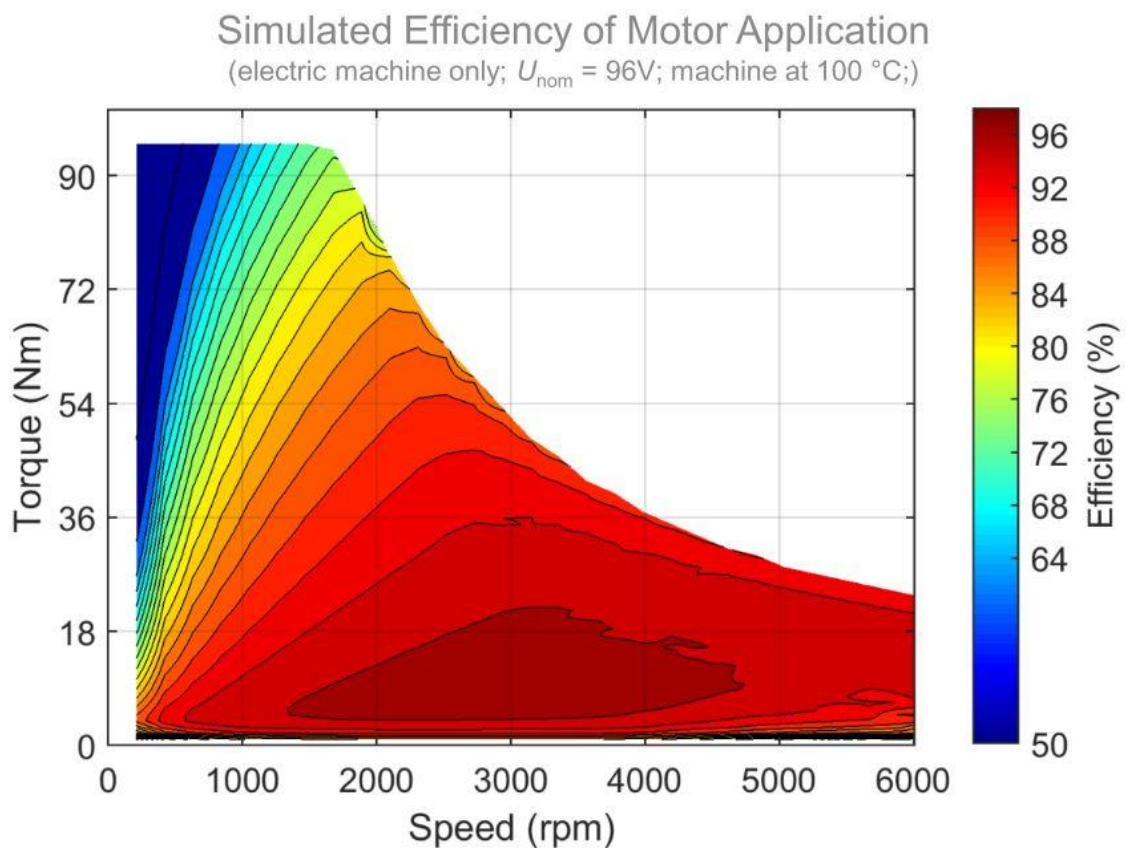
U vozidel poháněných elektromotorem se zpravidla vždy využívá technického řešení k redukci vstupních otáček elektromotoru s cílem zvýšit točivý moment přenášený na kola. Elektromotory využívané ve vozidlech mají zpravidla vysoké maximální provozní otáčky. To je dáno jejich charakteristikou. Z pohledu účinnosti totiž vychází lépe využívat menší elektromotory a následně redukovat jejich otáčky pro násobení momentu, než využívat velké a těžké motory napřímo. Proto je nutno redukovat otáčky pro zajištění možnosti využití volených motorů ve vozidle. Na rozdíl od pracovních strojů, které jsou koncipovány na provoz při konkrétních otáčkách, vozidla využívají celé spektrum otáček pohonu. U elektromotoru navíc od nulové hodnoty.. Tímto se dostáváme k otázce volby vhodného převodového stupně u dané redukční převodovky. Vstupními informacemi pro toto rozhodnutí jsou, z pohledu elektromotoru, například: rozsah provozních otáček elektromotoru, jeho výkonová charakteristika a účinnostní mapy (obrázky 13 a 14). Z pohledu vozidla se pak jedná o základní data o vozidle jako hmotnost či vnější průměr kol. Následují požadavky na dynamiku vozidla s ohledem na předpokládaný provozní cyklus. Obzvláště důležitými parametry jsou právě dynamické požadavky na vozidlo a předpoklad jeho využití. Díky výkonnostní charakteristice elektromotoru jsme schopni určit možný rozsah převodového čísla pro převodovku čistě dle geometrických poměrů a požadavku na maximální rychlost. Zde však vstupuje další výrazný požadavek a tj. požadavek na efektivitu pohonného ústrojí. Z obrázku 13 je patrné, že ideální je provozovat elektromotor v oblasti nejvyšší účinnosti. To při použití pouze jednostupňové převodovky velice omezuje optimální provozní rychlost a zátěžové stavy vozidla. Z tohoto

důvodu je trend poslední doby využívat u vozidel s velkým rozsahem provozní rychlosti převodovky vícestupňové – například Porsche Taycan. Zde se právě využívá dvoustupňové převodovky na zadní nápravě pro dosažení lepší dynamiky vozidla při nižších rychlostech a pevných startech (agresivnější převodový stupeň dovoluje dostat se rychleji do pásma maximálního výkonu elektromotoru). Pro běžný provoz se pak zařazuje druhý stupeň, který je koncipován například pro dálniční přesuny. Zde se již vozidlo pohybuje v dostatečné rychlosti na to, aby se motor pohyboval v oblasti dosažení maximálního výkonu. Zároveň se pohybuje v rámci účinnostní mapy ve vyšších hodnotách při běžné dálniční rychlosti a tím zvyšuje dojezd vozidla. Dále díky tomuto řešení je možno zvýšit maximální rychlost i dojezd [10]. Běžně se však zatím vícestupňové převodovky pro elektrická vozidla neobjevují. Důvodem je, i přes použití pouze jednoho stupně, stále výrazně vyšší efektivita a tedy nižší spotřeba energie oproti vozidlům se spalovacím motorem. Vzhledem k aktuálnímu zvýšení poptávky po elektrických vozidlech se otevírá prostor pro vývoj složitějších převodovek. Cílem je zvýšit celkovou efektivitu přenosu výkonu na kola a udržení zatížení motoru v poli nejvyšší účinnosti. Výhodou elektrických vozidel je plynulost a hlavně nízká hladina hluku. To zásadně zvyšuje nároky na vyvíjené převodovky. I z těchto důvodů je například nevhodné používat již vyvinuté manuální (či robotizované manuální) převodovky běžných spalovacích motorů. Zde dochází k přerušení toku výkonu a tím pádem k výraznému snížení komfortu jízdy. Složitě automatické převodovky jsou zase vyřazeny z důvodu jejich složitosti a tedy vyšší hmotnosti a hlavně obecně nižších hodnot účinností. Jedním z vhodných řešení se v současnosti ukazuje využití převodovek CVT (Continuously Variable Transmission), kde se v intervalu maximální a minimální hodnoty převodového čísla nalézají teoreticky nekonečno převodových čísel. Využití tohoto typu převodovky je ještě o to zajímavější při spojení s elektromotorem oproti spalovacímu motoru. Při inteligentním řízení převodového čísla v reálném čase je možno udržovat konstantní hodnotu točivého momentu a otáček motoru (v bodě nejvyšší účinnosti) a přitom zrychlovat vozidlo či efektivně rekuperovat brzdovou energii. Očekává se tedy rozmach vývoje a použití složitějších převodovek v blízké budoucnosti. Výsledkem je možnost použití ať už menších, a tedy lehčích, či levnějších) elektromotorů [11].

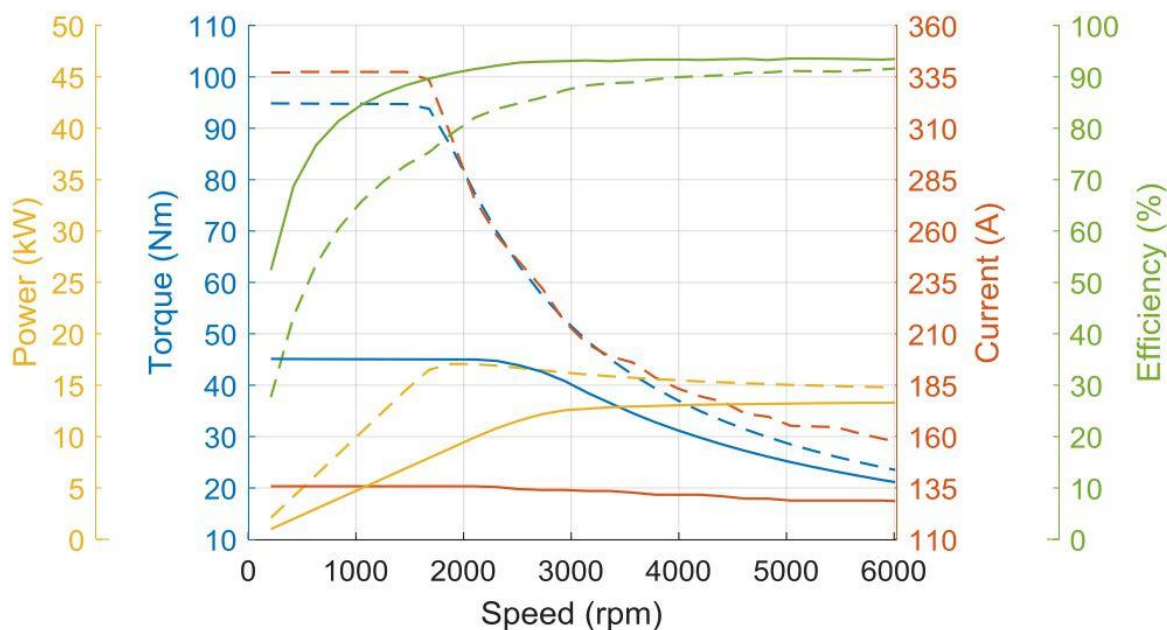
Z výše uvedeného popisu je tedy patrné, že při návrhu převodového čísla nelze provést jedno správné řešení. Řešení je buď kompromisní, nebo těch řešení musí být víc. Je tedy na konstruktérovi, aby se rozhodl, jaké parametry jsou pro něj nejdůležitější. Dle toho pak volí optimalizovaný převodový poměr. Toho lze dosáhnout například pomocí simulačních SW a matematických modelů pro hledání optima na základě zvolených parametrů. Mezi tyto SW patří například GT-POWER. Tam lze zavést celý model vozidla se všemi parametry a určit provozní

cyklus. Na základě těchto hodnot dojde k výpočtu zvolených výstupních parametrů jako je například spotřeba elektrické energie či skutečná možná dynamika vozidla. Nastavbou tohoto systému je iterační program HEEDS. Zde je možno vybrat určité parametry z modelu vozidla jako proměnné v určitém rozsahu a následně pomocí kombinatoriky těchto parametrů získat přehled výsledků. Na základě těchto výsledků je možno zvolit nejvhodnější převodový poměr převodovky.

Výsledkem simulačních prací dalších členů projektového týmu bylo určeno vhodné převodové číslo převodovky pro vozidlo TUL přibližně 1:12. Převodovka musí být také připravena na využití různých typů elektromotorů, přičemž vždy se bude jednat o motor podobný (či konkrétně používaný během tohoto návrhu) Engiro 205W-04037-H (výkonová mapa, viz. obrázek 13).



Obrázek 13: Účinnostní mapa elektromotoru Engiro 205W [7]



Obrázek 14: Výkonová mapa motoru Engiro 205W [7]

5.3 Trakční charakteristiky vozidla

Dle dané výkonové charakteristiky elektromotoru (obrázek 14) a určených parametrů vozidla (Tabulka 1) byly provedeny výpočty s cílem zjistit očekávatelnou dynamiku vozidla. Sumarizace výsledků, tedy trakční charakteristika vozidla, je zanesena v Tabulce 2 a znázorněna v grafech 1 a 2.

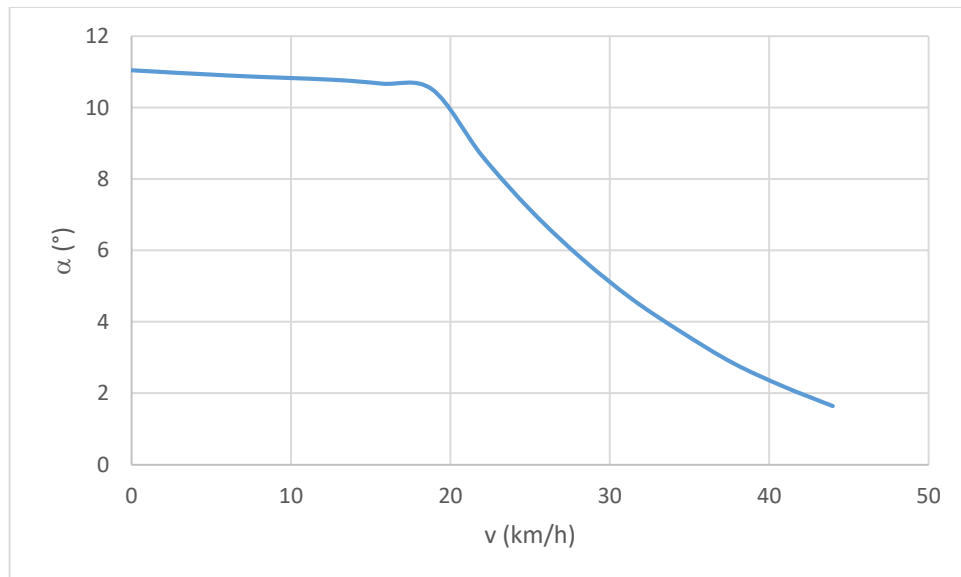
Parametry vozidla a hnacího ústrojí:

$m =$	3500	[kg] - hmotnost vozidla
$i =$	12	[-] - převodové číslo převodovky
$\eta =$	0,95	[-] - účinnost převodovky
$r =$	0,4	[m] - poloměr kola
$\varphi =$	0,6	[-] - součinitel adheze
$f =$	0,05	[-] - součinitel valení
$\rho =$	1,25	[kg/m ³] - hustota vzduchu
$c_x =$	0,8	[-] - součinitel odporu vzduchu
$S_x =$	2	[m ²] - čelní plocha
$J_m =$	0,5	[kg.m ²] - moment setrvačnosti elektromotoru
$J_k =$	2	[kg.m ²] - moment setrvačnosti jednoho kola
$\xi =$	1,14	[-] - součinitel vlivu rotačních ploch

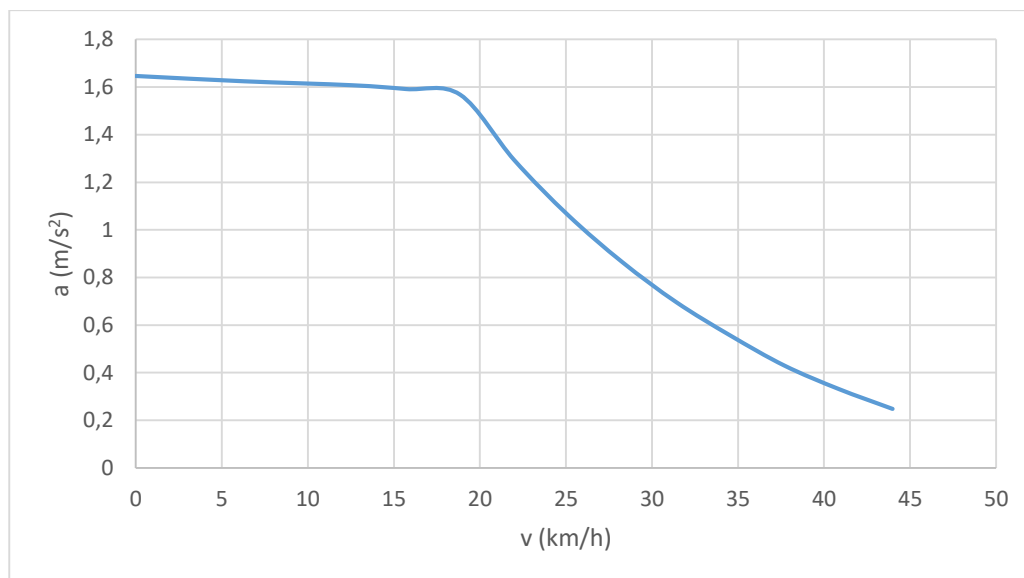
Tabulka 1: Tabulka vstupních parametrů vozidla, se kterými projektový tým určoval přibližnou dynamiku vozidla pro zvolený pohon

Rychlost voz.	Hnací síla	Výkon na kolech	Max. stoupavost	Max. zrychlení na rovině
v [km/h]	Fk [N]	Pk [kW]	s [%]	a [m/s ²]
0,0	8265	0,0	19,5	1,6
6,3	8180	14,3	19,3	1,6
12,6	8123	28,4	19,0	1,6
15,7	8066	35,2	18,8	1,6
18,8	7980	41,8	18,6	1,6
22,0	6897	42,1	15,2	1,3
25,1	5985	41,8	12,4	1,1
28,3	5216	41,0	10,1	0,9
31,4	4560	39,8	8,1	0,7
34,6	4019	38,6	6,5	0,6
37,7	3534	37,0	5,0	0,4
40,8	3164	35,9	3,8	0,3
44,0	2850	34,8	2,9	0,2

Tabulka 2: Výsledné trakční charakteristiky vozidla



Graf 1: Graf možné stoupavosti v závislosti na aktuální rychlosti vozidla



Graf 2: Graf možného zrychlení v závislosti na aktuální rychlosti vozidla

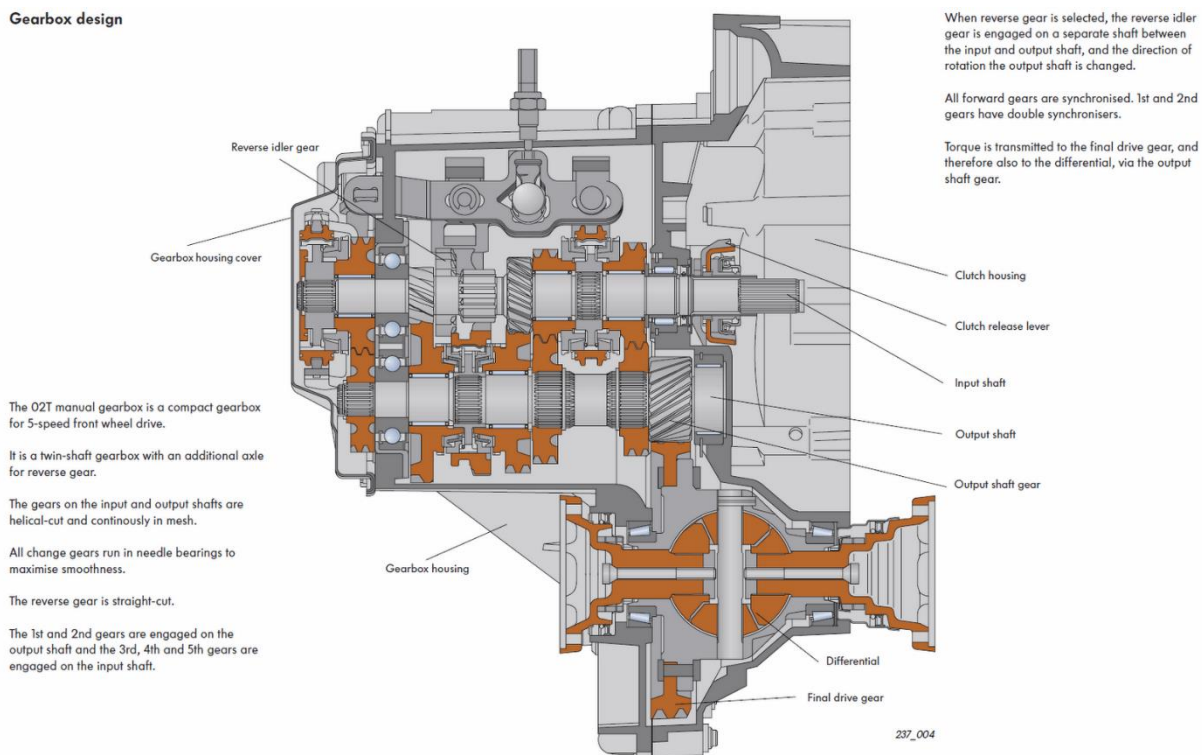
5.4 Konkrétní požadavky na konstrukci převodovky

Požadavek na vstupní moment do převodovky byl nastaven na $M_{\text{návrh}} = 150 \text{ Nm}$ oproti reálnému zatížení $M_{\text{max_Engiro}} = 97 \text{ Nm}$ (viz. charakteristika použitého pohonu na obrázku 14) a to z několika důvodů. Vzhledem k tomu, že se jedná o první testovací prototyp, tak byl obecně volen konzervativní přístup během procesu návrhu. Navíc se tím zvyšuje bezpečnost během přechodových, dynamických jevů (setrvačné momenty a jejich účinky). Dále umělé navýšení vstupního točivého momentu teoreticky zvýšilo životnost celé převodovky. Byla tím snížena citlivost na konstrukční uzly, jež tuto životnost zkracují (koncentrátory napětí, opotřebené ložiska apod.). Dalším požadavkem je zrcadlení převodovky. Aby bylo možné použít jeden kus na všechny čtyři kola vozidla, převodovka musí být schopna pracovat v pozicích zrcadlených podle obou hlavních os (podélná střední rovina – pravá a levá strana, příčná střední rovina – přední a zadní náprava). K tomuto se muselo přihlídnout hlavně při rozvaze o mazání převodovky, dolévání a vylévání oleje či principu uchycení do rámu. Jelikož se jedná o elektrovozidlo, významnou roli hraje hmotnost. Tedy je zde požadavek na nízkou hmotnost konstrukce.

Původně byla snaha najít, na základě výpočtu trakčních charakteristik vozidla a shrnutí výše vypsanych požadavků, vhodnou převodovku ke koupi. Důvodem byla snaha vyhnout se poměrně složitému vývoji vlastní převodovky. Bohužel trh nenabízel vhodnou převodovku splňující požadavky. Vzhledem ke specifickým požadavkům na konstrukci bylo rozhodnuto o vývoji vlastní skříně. Hledaly se však cesty, jak ulehčit konstrukci.

Na základě zkušeností s vývojem a provozem převodovky pro vozidlo eŠus [12] bylo rozhodnuto o využití již existujících komponent z převodovky Škoda Auto MQ200-5F. Především hřídelí a kol a pokud možno, tak i dalších prvků. Bylo tak učiněno primárně za cílem snížit nároky na vývoj převodovky o návrh ozubených kol, jelikož převodovka je dimenzována na obdobné momentové zatížení jako v našem případě. Práce se proto návrhem ozubení nezabývá. Snaha o využití dílů z převodovky MQ-200-5F (viz. obrázek 16) je hlavně z ekonomických a rozměrových důvodů. Pevnostní hlediska. Pak je i velmi dobře optimalizována z pohledu účinnosti přenosu či hlučnosti (na rozdíl od standardních normovaných ozubených soukolí). Vysoké účinnosti přenosu a nízké hlučnosti dosahuje i díky nenulové hodnotě úhlu sklonu zubů β . Jinými slovy převodovka využívá šikmé ozubení. Standardizované soukolí také dle běžných návrhových výpočtů vychází rozměrově násobně větší a tedy s větší hmotností. To by způsobilo větší nároky na zástavbu a v důsledku vyšší hmotnosti i snížilo dynamiku vozidla, dojezd a zvýšilo nároky na celkovou konstrukci.

Gearbox design



Obrázek 15: Schéma převodovky Škoda Auto MQ200-5F, značené též jako O2T [8]



Obrázek 16: Převodovka MQ-200-5F, konkrétní kusy určené pro zástavbu do převodovky TUL

Tím že se plánují vyrobit pouze 4 kusy, je zde prostor na využívání alternativních přístupů, spíše typických pro malosériovou výrobu. Tento prostor umožnil využít inovativní přístupy při návrhu převodovky. Díky tomu je možné jisté konstrukční celky výrazně odlehčit díky vynechání jinak nutných dílů při použití běžné konstrukce. Dále byla snaha vytvořit co nejvíce prvků převodovky z lehkých slitin, poněvadž každý ušetřený kilogram na jedné převodovce jsou čtyři kilogramy na výsledném vozidle.

6 Možnosti kompozice dílů převodovky

Nevýhodou využití již hotových dílů je velmi omezená možnost kompozice všech soukolí tak, aby se již hotové díly daly použít s co nejmenšími nároky na úpravy. Z uvedených soukolí bylo vytvořeno několik možností uspořádání. Díly ve schématech jsou vůči sobě zakresleny v měřítku 1:1. Tvorba schémat v měřítku byla jedna z prvních prací provedených na konstrukci převodovky. Začalo se tedy volbou vhodné zástavby dle zvolených soukolí.

6.1 Volba ozubených kol

Pro dodržení požadovaného převodového poměru cca. 1:12 bylo použito soukolí druhého, třetího stupně a stálého převodu (viz. Tabulka 3).

P. stupeň	Počet zubů		Převod i_x	Celkový převod
	Vstup	Výstup		
1	11	38	3,455	15,792
2	22	43	1,955	8,935
3	32	41	1,281	5,857
4	42	37	0,881	4,027
5	46	34	0,739	3,2
Rozvodovka	14	64	4,571	x

Tabulka 3: Tabulka převodových čísel jednotlivých soukolí převodovky Škoda Auto MQ200-5F

Rovnice pro výpočet výsledného převodového čísla je dána součinem jednotlivých převodových čísel zvolených soukolí:

$$i_c [-] \quad i_c = i_2 * i_3 * i_R = 1,955 * 1,281 * 4,571 = 11,447 \quad (6.1.01)$$

Výsledné převodové číslo 11,447 bylo schváleno jako splňující požadavky. Kompozici kol druhého, třetího stupně a stálého převodu bylo možno použít. Jelikož je z rovnice patrné, že z pohledu převodového čísla nezáleží na pořadí kol v převodovce, bylo možno najít více kombinací uspořádání. A to jak čistě z pohledu pořadí převodů, tak jejich konkrétní poloze v převodovce. Je nutno také si uvědomit, že soukolí jsou v původní převodovce zatěžována vždy samostatně, přičemž zde se skládají soukolí za sebe. Dochází tak k násobení vstupního momentu na následující soukolí o velikosti předchozího převodového poměru. Takže přestože je návrhová hodnota vstupního momentu 150Nm a převodovka MQ200 má zaručené parametry pro 200Nm, pokud by se jako první soukolí použilo například soukolí prvního stupně, již nelze nalézt soukolí, co by se dalo použít za něj. S touto myšlenkou se muselo operovat i během návrhu ložisek, poněvadž například třetí pár originálních ložisek by již mohl být značně přetěžovaný.

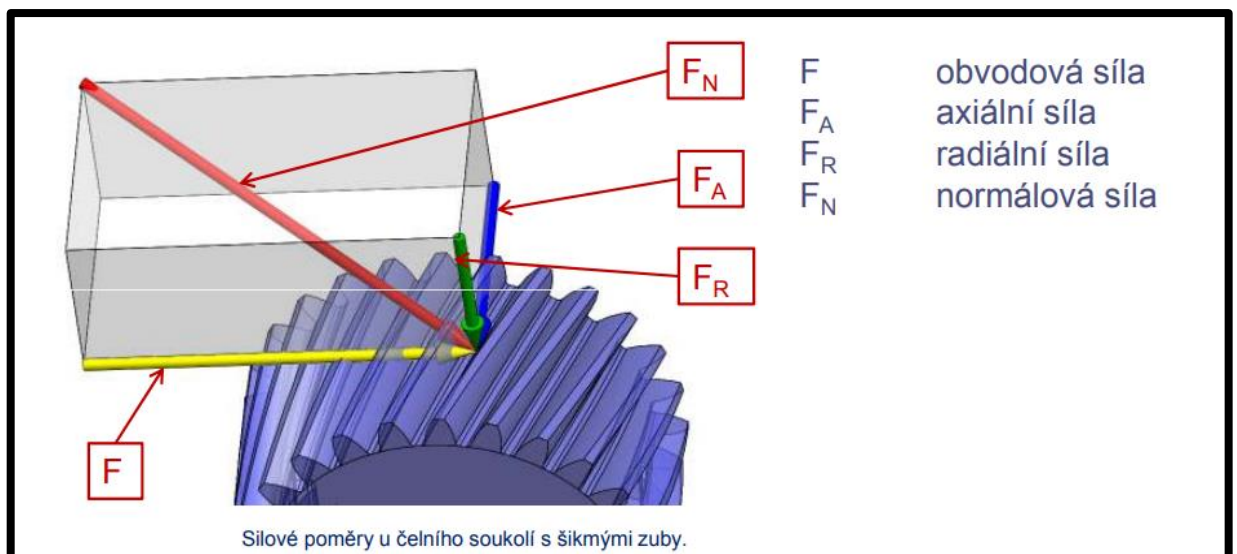
6.2 Tok výkonu v převodovce

Do volby výsledné kompozice však kromě pořadí převodů promlouvá velké množství jiných konstrukčních problémů. Z pohledu ušetření nákladů finančních a časových na výrobu bylo, jak je výše popsáno, rozhodnuto o využití co nejvíce komponent z převodovky MQ200. To kromě kol zahrnuje i hřídele, ale i způsoby upnutí kol na hřídel (drážkování či zajišťovací prvky) nebo ložiska. Dále do proměnných vstupuje nutnost uvědomit si způsob zatěžování nově tvořené převodovky. U MQ200 se jedná primárně o tok výkonu od motoru na kola. Obráceně tomu je pouze u dynamických, přechodových jevů. Například při brzdění motorem či pouštění

spojky po zařazení a následné synchronizace otáček motoru s převodovkou. Dochází pak pouze k roztáčení setrvačné hmoty a moment přenášený převodovkou je dán rovnicí 6.2.01. Ta pojednává, že moment přenášený v převodovce $M_{přj}$ způsobený od setrvačných účinků pohonné jednotky je roven součinu redukovaného momentu setrvačnosti soustavy J_{pj} násobený okamžitým úhlovým zrychlením soustavy ϵ_{pj} :

$$M_{přj} \text{ [Nm]} \qquad M_{přj} = J_{pj} * \epsilon_{pj} \qquad (6.2.01)$$

Naše převodovka však, vzhledem k požadavku na zrcadlení, nemá určený primární směr přenášení momentu. Následkem tedy je, že moment bude přenášen totožně v obou směrech. Problémem je, že využívaná kola mají nenulový úhel sklonu zubů β (viz. obrázek 16) a tím pádem dochází po rozkladu sil ke vzniku axiální složky (viz. obrázek 17). Tato složka následně musí být zachycena ložisky, potažmo skříní. Je nutno pamatovat, že po zástavbě převodovek vedle sebe a při rotaci kol vozidla ve stejném směru (jedna náprava) bude docházet ke shodě směru sil v radiálním směru, ale v axiálním se budou lišit. Skříň je tedy ve výsledku namáhána vyšším počtem možných stavů než u běžné převodovky. Navíc ještě ve všech směrech v plné velikosti (moment pohonu) a ne pouze od setrvačných účinků.

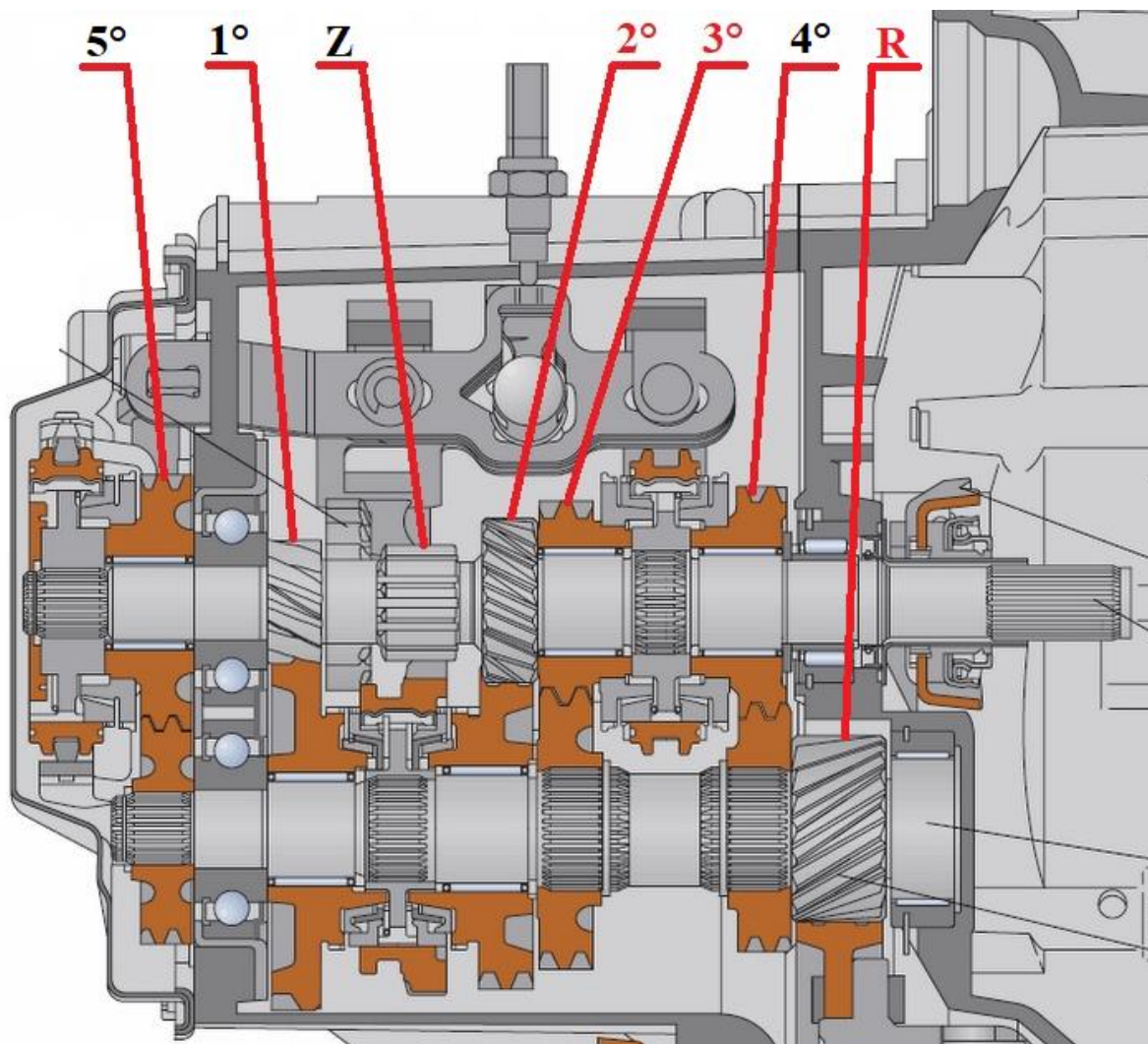


Obrázek 17: Rozklad sil na čelním ozubeném kole se šikmým ozubením [9]

6.3 Poloha a způsob uložení soukolí v převodovce MQ200

V tvořené převodovce naleznou využití pouze soukolí druhého a třetího stupně a stálého převodu. Pastorek třetího stupně je umístěn na ložisku, spoluzabírající kolo je napevno spojeno s výstupní hřídelí drážkováním. Pastorek tedy obsahuje prvky pro možnost řazení do záběru.

Následující druhý stupeň má pastorek součástí vstupního hřídele (jeden kus) a spoluzabírající kus je na ložisku na výstupním hřídeli. Spoluzabírající kus tedy obsahuje prvky pro možnost řazení do záběru. Stálý převod má pastorek součástí výstupního hřídele a korunové kolo je pomocí lisovaných nýtů spojeno s unašečem diferenciálu. Vše lze vidět na obrázku 18.



Obrázek 18: Schéma převodovky MQ200-5F - ukázka způsobu uchycení kol na hřídel a jejich pozic [8]

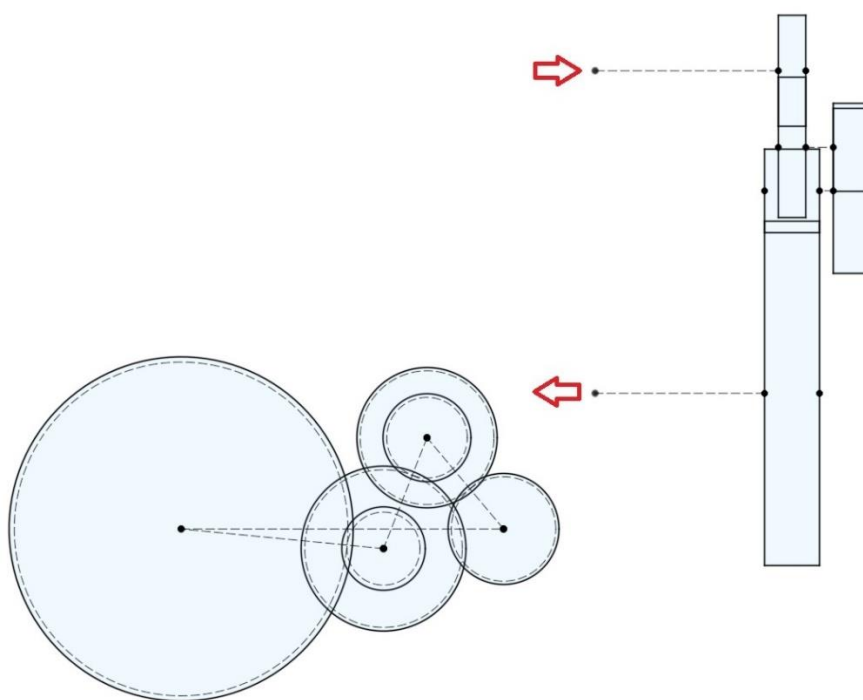
6.4 Možné kompozice se vstupním převodovým soukolím třetího stupně (3°-2°-R)

Pro seřazení převodových stupňů 3°-2°-R byly nalezeny tři možnosti zástavby. Tato kompozice kol je z pohledu postupného násobení sil v převodovce (zmněno v bodě 6.1) nejprívětivější. Na každém schématu je naznačen pohled shora a bokorys s naznačenými hlavovými a roztečnými kružnicemi. Dále je pomocí červených šipek zobrazen směr toku výkonu. V tomto uspořádání je potřeba vyřešit následující konstrukční uzly:

- Vstupní hřídel: navrhnout včetně návrhu spoje pastorku třetího stupně s touto hřídelí
- První předlohová hřídel: navrhnout spoj mezi původní vstupní hřídelí, která má na sobě vyhotovený pastorek druhého stupně a spoluzabírajícím kolem třetího stupně s drážkováním. Spoluzabírající kolo třetího stupně má však větší vnitřní průměr (díru) než je vnější průměr původního vstupního hřídele. Je tedy potřeba navrhnout spojovací element. Předpokládá se využití upraveného vstupního hřídele převodovky MQ200.
- Druhá předlohová hřídel: navrhnout spoj mezi původním výstupním hřídelem, který na sobě obsahuje pastorek stálého převodu, a spoluzabírajícím kolem druhého převodu. Opět, spoluzabírající kolo tentokrát druhého stupně má však větší vnitřní průměr (díru) než je vnější průměr původního vstupního hřídele. Je tedy potřeba navrhnout spojovací element. Předpokládá se využití upraveného výstupního hřídele převodovky MQ200.
- Navrhnout výstupní hřídel včetně spoje korunového kola diferenciálu

6.4.1 3°-2°-R – verze 1

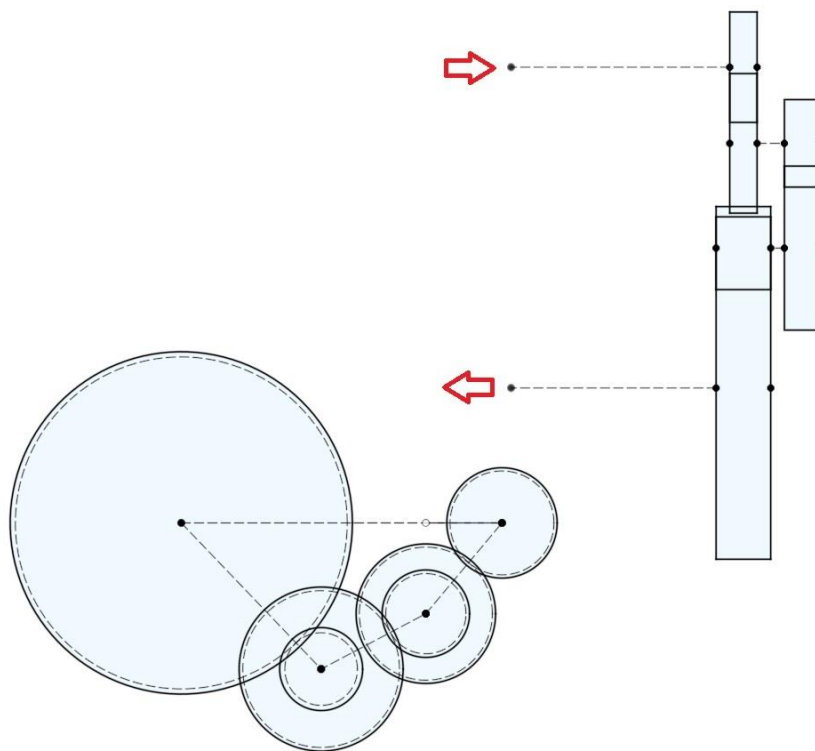
Tato verze je nejkompaktnější s velkým důrazem na centralizaci hmoty. Nevýhodou však jsou zvýšené nároky na návrh mazání pro funkci ve všech polohách kvůli zrcadlení převodovek. Bez větších konstrukčních zásahů by byla pravděpodobně vhodně mazána pouze v ozrcadlené pozici, než je na obrázku 19. Problém je první předlohový hřídel.



Obrázek 19: Schéma kompozice 3°-2°-R - verze 1

6.4.2 3°-2°-R – verze 2

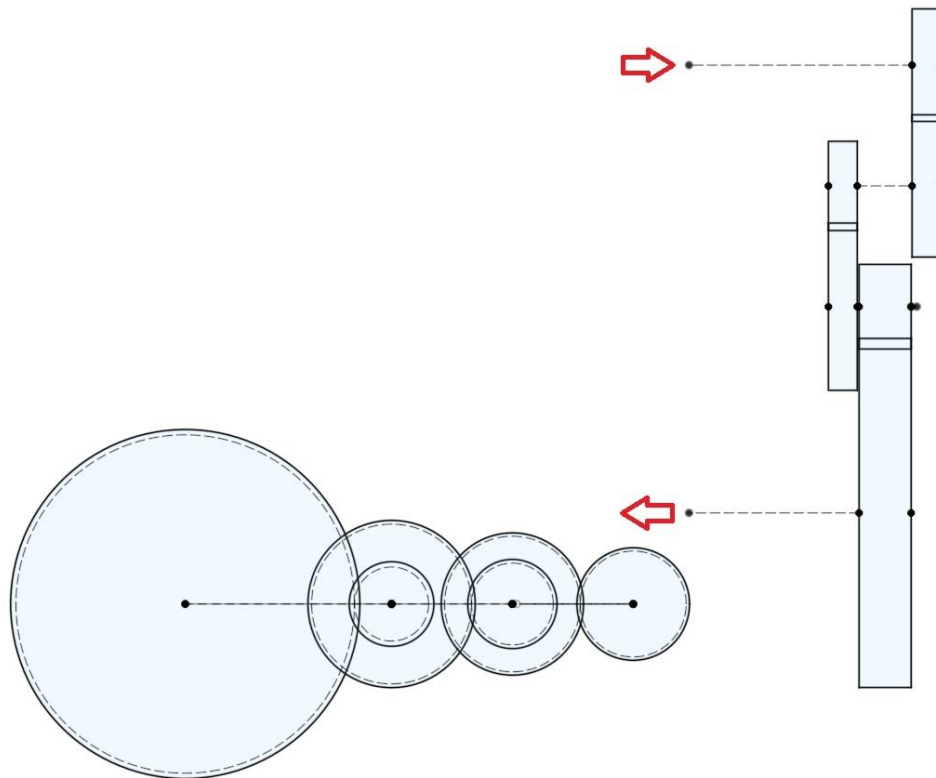
Tato kompozice je méně kompaktní než verze 1 s obdobným problémem s mazáním. Bohužel však u obou předlohových hřídelů.



Obrázek 20: Schéma kompozice 3°-2°-R - verze 2

6.4.3 3°-2°-R – verze 3

Zde se nalézá největší symetrie, tedy zrcadlení nebude mít vliv výslednou polohu kol. S tím souvisí i jednodušší návrh mazání. Nevýhodou je největší rozměr sestavy v podélném směru a tedy pravděpodobně nejvyšší hmotnost skříně čistě z geometrických poměrů. Naopak výhodou velké vzdálenosti os vstupu a výstupu může být jednodušší zástavba motoru.



Obrázek 21: Schéma kompozice 3°-2°-R - verze 3

6.5 Možné kompozice se vstupním převodovým soukolím druhého stupně (2°-3°-R)

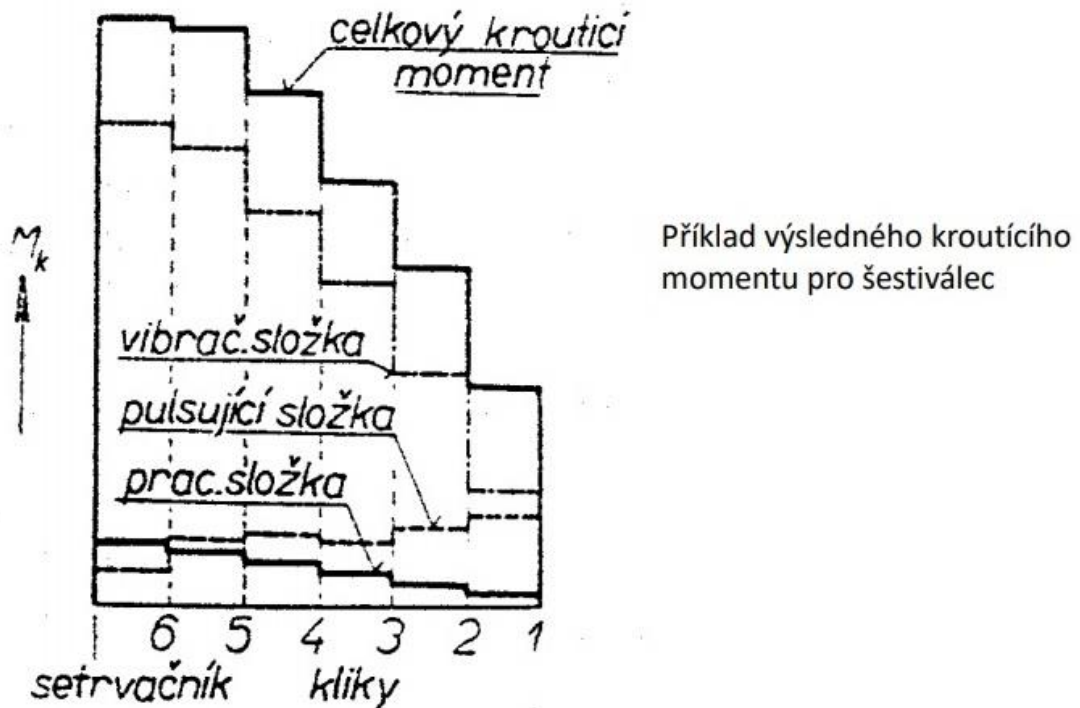
Pro řazení převodových stupňů 2°-3°-R byly nalezeny čtyři možnosti zástavby. Tato kompozice kol je z pohledu postupného násobení sil v převodovce (zmněno v bodě 6.1) méně vhodná než předchozí. Vzhledem k převodovému číslu druhého stupně $i_2 = 1,955$ dochází při výpočtovém návrhu vstupního momentu $M_{návrh} = 150 \text{ Nm}$ k překročení únosnosti následujícího soukolí (3°) o $M_{přek_unos_3^\circ} = 93 \text{ Nm}$.

$$\begin{array}{l}
 M_{výst23R-2} \\
 [\text{Nm}]
 \end{array}
 \quad
 M_{výst23R-2} = M_{návrh} * i_2 = 150 * 1,955 = 293 \text{ Nm}
 \quad
 (6.5.01)$$

$$\begin{array}{l}
 M_{přek-unos-3^\circ} \\
 [\text{Nm}]
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{l}
 M_{přek-unos-3^\circ} = M_{výst23R-2} - M_{návrh-MQ200} \\
 M_{přek-unos-3^\circ} = 293 - 200 = 93 \text{ Nm}
 \end{array}
 \quad
 (6.5.02)$$

Po konzultaci s odborníky ze Škoda Auto nám bylo sděleno, že kola jako taková budou schopna takovouto zátěž přenést, poněvadž na rozdíl od spalovacího motoru nedochází u elektromotoru k velké variaci točivého momentu. Udávaný návrhový moment převodovky MQ200 je totiž

udávaný jako pracovní složka momentu získávaného ze spalovacího motoru, nikoliv však jeho maximální výše. Zjednodušené schéma porovnání jednotlivých složek momentu na konci klikového hřídele je přiloženo na obrázku 22. Tam lze pozorovat, že nejvyšší hodnoty momentu jsou od vibrující složky, tj. od torzních kmitů klikového hřídele.



- Pulzující ohybové momenty od radiálních sil (F_r-F_{ro})
- Momenty vybuzené torsním kmitáním (vibrační složky)

Pohonné jednotky II - Scholz, Brabec

Obrázek 22: Složky momentu na výstupu ze spalovacího motoru [13]

Lze tedy vidět, že převodovka má z principu dostatečnou rezervu pro přenos námi požadovaného návrhového točivého momentu. Důležité je také si uvědomit, že hodnota návrhového momentu $M_{návrh} = 150 \text{ Nm}$ byla zvolena jako velmi konzervativní. Pro výpočty dynamiky vozidla byl totiž zvolen motor s maximálním točivým momentem $M_{max_Engiro} = 97 \text{ Nm}$ (viz. obrázek 14). Pokud tedy provedeme kontrolní výpočet skutečného maximálního přenášeného momentu znovu, dostaneme se pod hranici 200 Nm (viz. rovnice 6.5.03), resp. momentová rezerva (překonání únosnosti) v rovnici 6.5.04.

$$M_{\text{výst}23\text{R}-2\text{-skut}} \text{ [Nm]} \quad M_{\text{výst}23\text{R}-2\text{-skut}} = M_{\text{motor_max}} * i_2 = 97 * 1,955 = 190 \text{ Nm} \quad (6.5.03)$$

$$M_{\text{přek_unos_3}^\circ} \text{ [Nm]} \quad M_{\text{přek-unos-3}^\circ\text{-skut}} = M_{\text{výst}23\text{R}_2\text{skut}} - M_{\text{návrh-MQ200}} \quad (6.5.04)$$

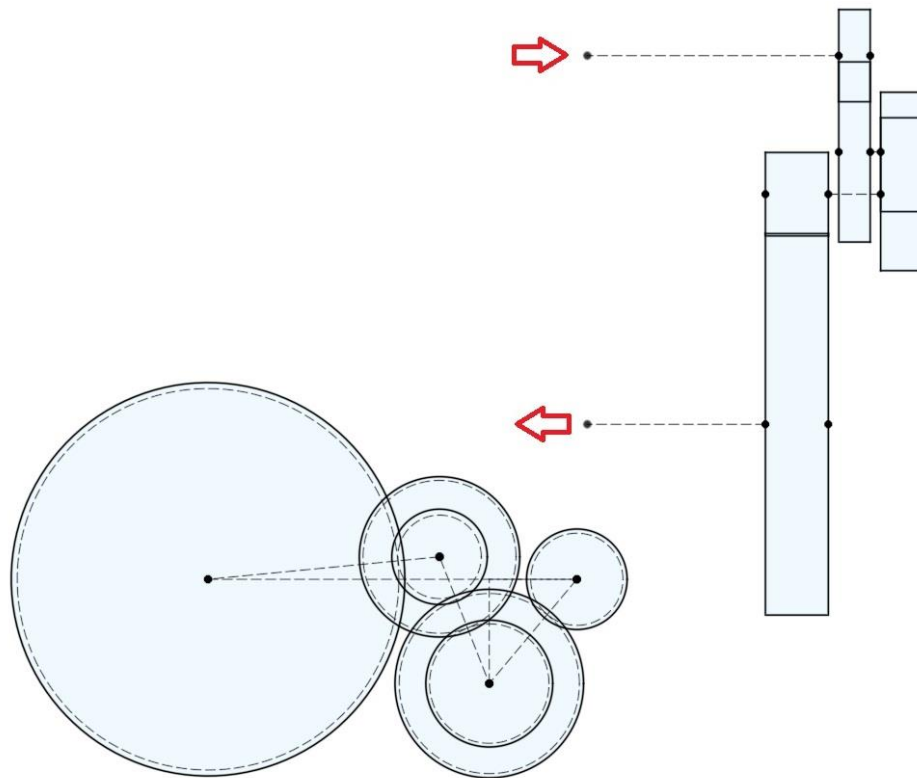
$$M_{\text{přek-unos-3}^\circ\text{-skut}} = 190 - 200 = -10 \text{ Nm}$$

V tomto uspořádání je potřeba vyřešit následující konstrukční uzly:

- Vstupní hřídel: pouze upravit pro spojení s motorem, pastorek druhého převodového soukolí je součástí hřídele.
- První předlohová hřídel: jak spoluzabírající kolo druhého stupně, tak pastorek třetího je standardně na ložisku. Je potřeba navrhnout zcela novou hřídel a navrhnout vhodný spoj.
- Druhá předlohová hřídel: využití výstupní hřídele převodovky MQ200 s úpravami pouze pro uložení. Pastorek stálého převodu je součástí této hřídele a spoluzabírající kolo třetího stupně lze přímo osadit na původní pozici (drážkování).
- Navrhnout výstupní hřídel včetně spoje korunového kola diferenciálu

6.5.1 2°-3°-R – verze 1

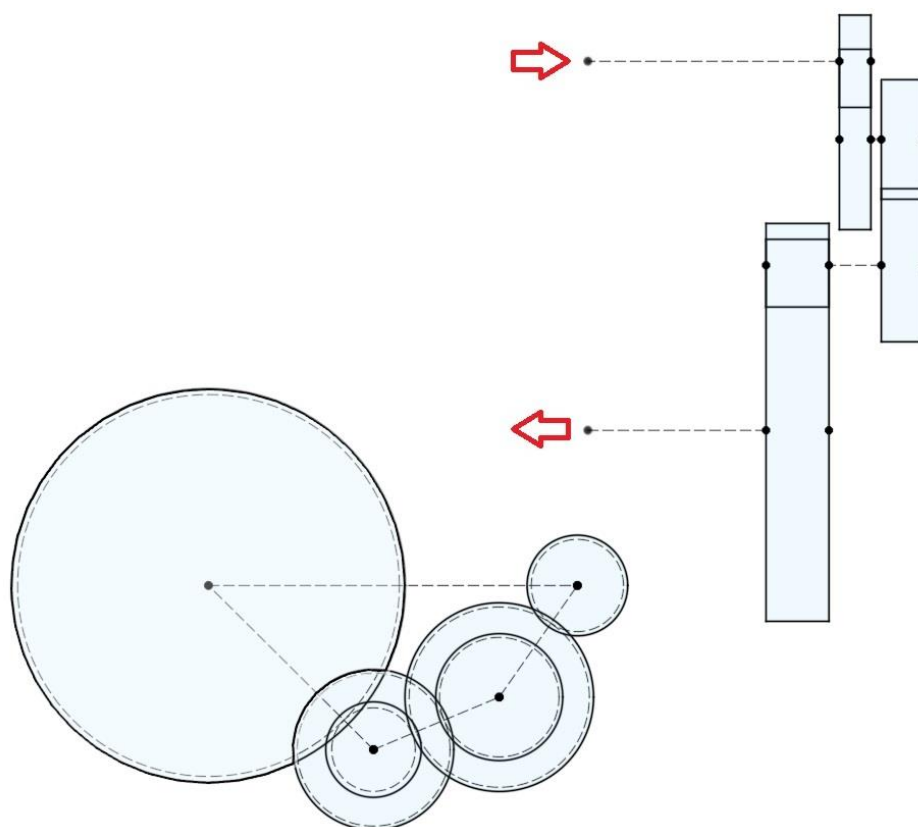
Nejkompaktnější z pohledu délky i šířky převodovky, avšak opět problém s návrhem mazání. Vždy se buď první nebo druhá předlohová hřídel bude nacházet nad střední rovinou. Muselo by se najít vhodné technické řešení vedení oleje i k danému hřídeli.



Obrázek 23: Schéma kompozice 2° - 3° -R – verze 1

6.5.2 2° - 3° -R – verze 2

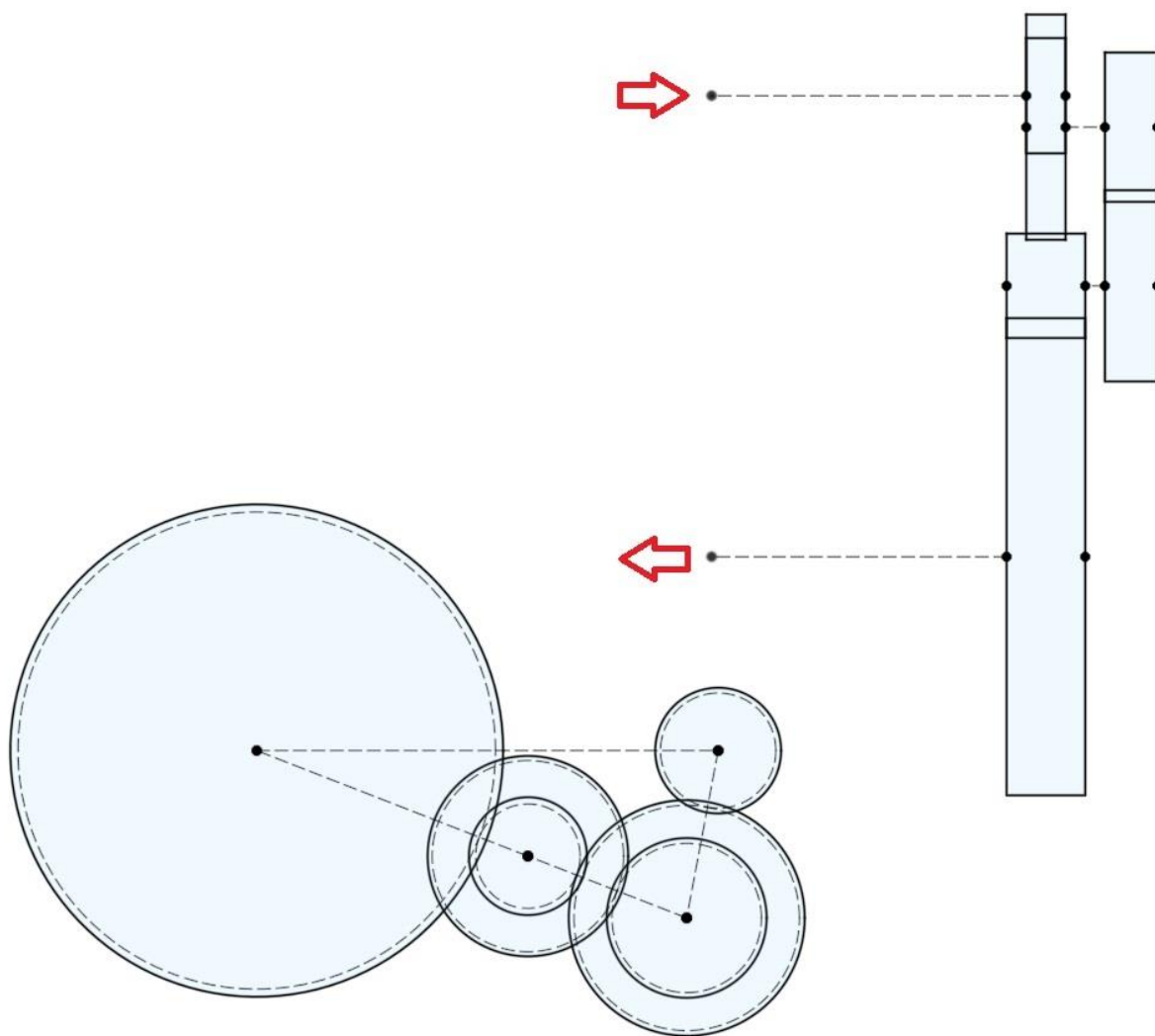
Obdoba 3° - 2° -R - verze 2.



Obrázek 24: Schéma kompozice $2^\circ\text{-}3^\circ\text{-R}$ – verze 2

6.5.3 $2^\circ\text{-}3^\circ\text{-R}$ – verze 3

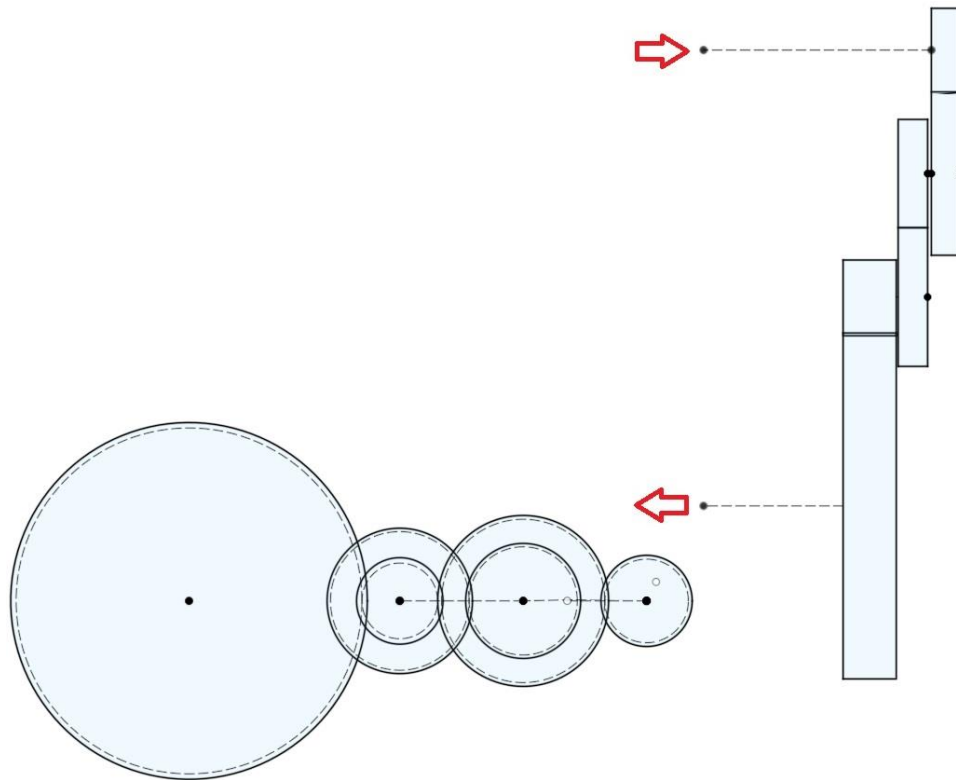
Výhody i problémy obdobné verzi 2, avšak kompaktnější z pohledu šířky převodovky.



Obrázek 25: Schéma kompozice 2°-3°-R – verze 3

6.5.4 2°-3°-R – verze 4

Obdoba 3°-2°-R verze 4. Stejná délka i šířka. Nevýhodou je větší převod na vstupu, výhodou pak nižší nároky na konstrukci z pohledu návrhu (viz. bod 6.5 na konci v porovnání 6.4 na konci)



Obrázek 26: Schéma kompozice 2°-3°-R – verze 4

7 Výpočty a detailní konstrukce

V této části bude ukázán postup výpočtu při návrhu převodovky. Jedná se hlavně o silové poměry od ozubení, výpočet vnitřních statických účinků (potažmo reakcí v uložení skříně) či tlaky zalisování ložisek. Dojde také k popisu konkrétních konstrukčních řešení a to nejen hřídelů, ale také částí skříně.

7.1 Náhrada ozubení

Ozubená kola z převodovky MQ-200 byla k dispozici pouze fyzicky a bez jejich CAD modelů. Pro výpočty bylo potřeba zjistit základní popis těchto kol pro určení silových poměrů na ozubení. Jedná se o jeden ze základních druhů ozubení – čelní soukolí se šikmými zuby. Kola byla fyzicky odměřena a dopočítány jejich základní rozměry, viz. Tabulka 4.

Postup přípravy byl následující. Z výkresu sestavy převodovky byly zjištěny osové vzdálenosti a_i , z počtu zubů na jednotlivých kolech byly dopočítány převodové poměry i_i a následně byly změřeny průměry hlavových kružnic D_{aj} . Nakonec proběhlo měření úhlů

ozubení – záběrové úhly α_i a úhly sklonu ozubení β_i . Tyto údaje byly použity pro validaci popisu kol, což lze vidět v Tabulce 4. Rovnice byly převzaty z literatury [14], rovnice pro nekorigované soukolí (jelikož hodnota korekcí nebyla známa). Postup výpočtů/popisu kol a využití rovnice:

Osová vzdálenost nekorigovaného soukolí,

$$a_i \text{ [mm]} \quad a_i = \frac{m_i}{2 * \cos(\beta_i)} * (z_{iA} + z_{iB}) \quad (7.1.01)$$

což je vlastně součet roztečných poloměrů ozubených kol,

$$a_i \text{ [mm]} \quad a_i = \frac{D_{iA}}{2} + \frac{D_{iB}}{2} \quad (7.1.02)$$

přičemž roztečná kružnice čelního kola se šikmým ozubením se spočte jako

$$D_{ij} \text{ [mm]} \quad D_{ij} = m_{ti} * z_{ij} \quad (7.1.03)$$

kde m_{ti} je modul ozubení v tečné rovině. Spočten jako

$$m_{ti} \text{ [mm]} \quad m_{ti} = \frac{m_i}{\cos(\beta_i)} \quad (7.1.04)$$

Cílem těchto výpočtů je primárně zjistit velikost roztečných kružnic kol pro výpočet silového rozkladu v další kapitole. Na silový rozklad má zásadní vliv také velikost úhlů α_i a β_i . V tomto kroku se tedy pomocí změřených hodnot a daných rovnic iteračně přibližovalo k uspokojivému řešení. Ve výše vypsáných rovnicích nejvíce promlouvají právě parametry modulu ozubení m_i a úhel sklonu zubů β_i . Všechny potřebné rovnice a parametry byly zaneseny do tabulky v SW Excel a následně pomocí postupné změny jejich hodnot se sledovaly hodnoty vypočtených hlavových kružnic a osová vzdálenosti. Výsledné kontrolní hodnoty v Tabulce 4 se sice liší od skutečnosti, to je však způsobeno tím, že reálná kola jsou korigována a výše vypsané rovnice jsou pro nekorigovaná kola. Opět, jak již bylo zmíněno, pro účely návrhu převodovky stačily pouze přibližné výsledné hodnoty. Výsledek prezentovaný v Tabulce 4 byl přijat.

Zadané / zjištěné hodnoty		
Vstup:	150	Nm
i2	1,955	-
a2	65	mm
Da2A_změřeno	49,1	mm
Da2B_změřeno	91	mm
α2A	20°	
β2A	36°	
m2A/m2B	1,68	mm

Vypočtené univerzální hodnoty		
α2A/α2B	0,349	rad
αt2A/αt2B	24,2°	
α2A/αt2B	0,423	rad
β2A/β2B	0,628	rad
mt2A/mt2B	2,077	mm

Kolo 2A:		
z2A	22	z
D2A	45,685	mm

Kolo 2B:		
z2B	43	z
D2B	89,294	mm

Kontrolní hodnoty		
akontrola	67,49	mm
Da2A	49,045	mm
Da2B	92,654	mm

Poznámky		
- na kole lze vidět korekce		

Tabulka 4: Zadané, zjištěné a vypočtené hodnoty soukolí druhého převodového stupně, obdobně provedeno i pro soukolí třetího stupně a stálého převodu.

Důležité je si uvědomit, že nebylo třeba získat přesné hodnoty u náhrady ozubení. Stačilo pouze orientačně se dostat na pravděpodobné hodnoty.

7.2 Silové poměry na náhradním ozubení

Pro návrh ložisek, skříně a návrhu či kontrole hřídelů bylo potřeba zjistit silové poměry od ozubených kol. Díky tomu, že se jedná o čelní soukolí se šikmým ozubením, byly použity klasické vztahy pro výpočet sil z literatury [14]. Vizualizace rozkladu sil je přiložena jako obrázek 27. Využité rovnice jsou vypsány zde:

Obvodová síla, vypočtena dle lokální hodnoty točivého momentu,

$$F_{TiAB} [N] = \frac{M_{(i-1)}}{D_{iA} * \frac{1}{2} * 0,001} \quad (7.2.01)$$

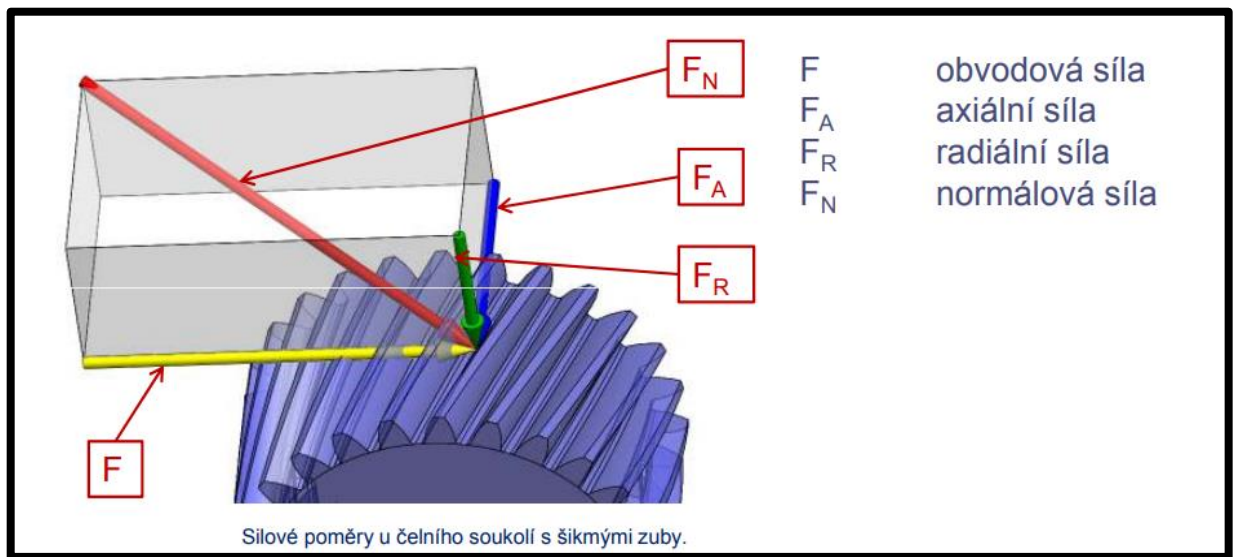
následně výpočet radiální síly. Ta je již odvozena od velikosti síly obvodové,

$$F_{RiAB} \text{ [N]} \qquad F_{RiAB} = \frac{F_{TiAB}}{\operatorname{tg}(\alpha_{tiA})} \qquad (7.2.02)$$

stejně tak jako axiální síla.

$$F_{AiAB} \text{ [N]} \qquad F_{AiAB} = \frac{F_{TiAB}}{\operatorname{tg}(\beta_{iA})} \qquad (7.2.03)$$

Vypočtené síly jsou brány jako účinek na hřídel, tím byl určen jejich smysl pro následující výpočty.



Obrázek 27: Rozklad sil na čelním ozubeném kole se šikmým ozubením [9]

7.3 Silové poměry na hřídelích a jejich konkrétní konstrukce

Tato část se zabývá konkrétními silovými poměry na hřídelích (vnitřní statické účinky + síly v podporách pro návrh ložisek) a konkrétní konstrukci – jaký hřídel, volba ložisek aj. Výpočty proběhly pomocí metody řezu s využitím rovnic rovnováhy [17]. Radiální síla způsobuje ohyb hřídele a namáhá ložiska v radiálním směru. Axiální síla namáhá hřídel, dle situace, tahově či tlakově a jako reakce se projevuje v uložení ložiska hřídele. Obvodová síla způsobuje ohyb hřídele a zajišťuje přenos výkonu na spoluzabírající ozubené kolo.

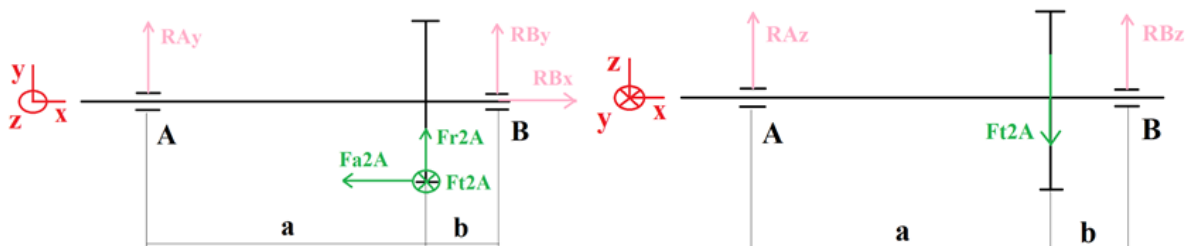
V dalších bodech je vždy ukázáno schéma sil působící na hřídel (zelená barva) a tím vzniklých reakcí (růžová barva). U každého obrázku je znázorněna aktuální poloha souřadného systému. Vzhledem k osové symetrii hřídelů to je důležité hlavně z důvodu popisu zatížení hřídele. Tabulky porovnávají i zatížení při deceleraci. Takto je zde popisován stav silových

účinků při zpětném chodu, tedy otočeném smyslu rotace motoru. Mění se však smysl jen části složek síly. Radiální složka zůstává stejně orientována.

Dále se ve schématech objevují důležité rozměry na hřídeli, například „a“ a „b“ v bodě 7.3.1. Tyto rozměry udávají pozici ložisek ve skříni a mají zásadní vliv na namáhání hřídele či reakce v ložiscích v radiálním směru. Tyto rozměry však do této chvíle nebyly v práci určeny. Nebylo to totiž možné z povahy jednoho ze základních požadavků na konstrukci skříně – nízká hmotnost. Ta je přímo odvozena od geometrických poměrů. Pokud by tedy v předchozích krocích byly na základě inženýrského odhadu zvoleny ložiska bez optimalizace daleko od působíště síly od ozubení, tak by skříň pravděpodobně velmi narostla do šířky. Následující výpočty tedy bylo nutné kompletně parametrizovat a, obdobně jako v bodě 7.1, postupnými iteracemi volit ložiska a potažmo rozměry celé převodovky. V prvním kroku výpočtu byl vyzkoušen hrubý odhad a pozorovaly se různé vypočtené parametry. Především pak velikosti ohybového momentu hřídele či velikost reakcí a následná volba (a velikost) ložisek. Během tohoto kroku bylo v konečném důsledku prováděno během jednoho výpočtu několikero rozhodnutí a výsledné hodnoty zobrazené v příložených tabulkách jsou výsledkem tohoto úsilí. Tento postup se osvědčil v kontextu návrhu celé převodovky. Parametrizace výpočtů umožnila zadávat vstupní hodnoty a v reálném čase sledovat výsledky hledaných parametrů.

Následný výběr a kontrola ložisek byla provedena v interaktivním prostředí firmy SKF skfbearingselect.com. Zde je možno zadávat požadované parametry na ložisko a systém automaticky generuje vhodné možnosti. Zadává se zde kromě silových účinků také typ ložiska či interval daných rozměrů. Zároveň prostředí informuje konstruktéra o využití potenciálu ložiska či speciálním požadavkům na jeho provoz (například předpětí v axiálním směru u kuželíkových ložisek).

7.3.1 Vstupní hřídel (2A)



Obrázek 28: Schéma zatížení vstupního hřídele



Obrázek 29: CAD model vstupního hřídele. Vytvořen pomocí reverzního inženýrství.

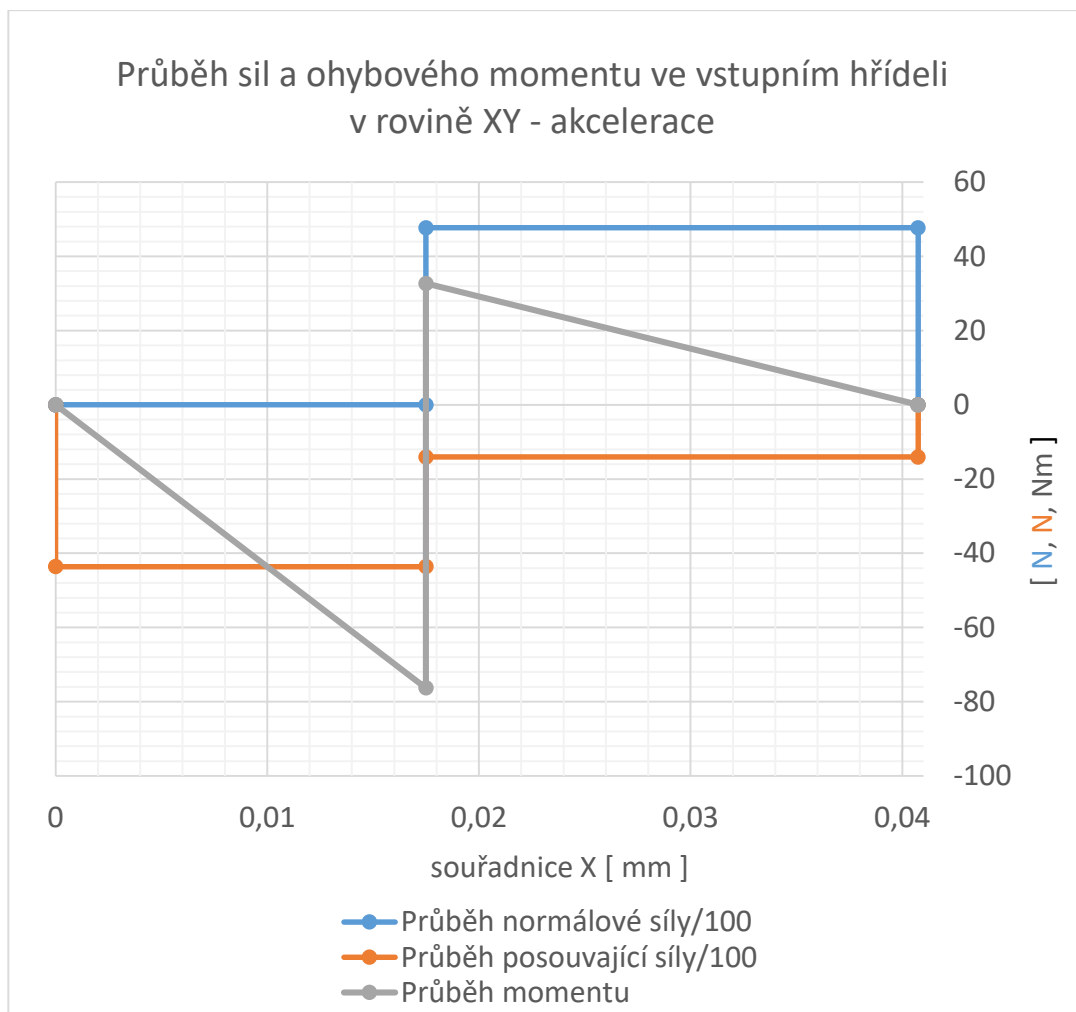
V níže přiložených tabulkách jsou zobrazeny vstupní / zadávané parametry a důležité vypočtené hodnoty jako výslednice ze složek v rovinách XY a XZ. Graf je zobrazen pouze pro jeden ze čtyř zkoumaných případů.

Zadávané parametry - Vstupní hřídel											
geometrické			silové - akcelerace			geometrické			silové - decelerace		
a	0,0175	m	Ft2A	6567	N	a	0,0175	m	Ft2A	-6567	N
b	0,02325	m	Fr2A	2954	N	b	0,02325	m	Fr2A	2954	N
D2A/2	0,022843	m	Fa2A	4771	N	D2A/2	0,022843	m	Fa2A	-4771	N
lo = 0	0	m				lo = 0	0	m			
l=a+b	0,04075	m				l=a+b	0,04075	m			

Tabulka 5: Zadávané parametry pro výpočty silových poměrů na vstupním hřídeli

Vypočtené parametry - XY											
silové - akcelerace		momentové - akcelerace		silové - decelerace		momentové - decelerace					
RBx	4771	N	Mxyl(0)	0	Nm	RBx	-4771	N	Mxyl(0)	0	Nm
RAy	-4360	N	Mxyl(a)	-76	Nm	RAy	989	N	Mxyl(a)	17	Nm
RBy	1406	N	Mxyl(a)	33	Nm	RBy	-3943	N	Mxyl(a)	-92	Nm
Nxyl	0	N	Mxyl(a+b)	0	Nm	Nxyl	0	N	Mxyl(a+b)	0	Nm
Txyl	-4360	N				Txyl	989	N			
NxylII	4771	N				NxylII	-4771	N			
TxylII	-1406	N				TxylII	3943	N			

Tabulka 6: Ukázka výsledků silového zatížení vstupního hřídele v rovině XY



Graf 3: Průběh sil a ohybového momentu ve vstupním hřídeli v rovině XY – akcelerace. Měřítko sil zmenšeno 100x pro přehlednost.

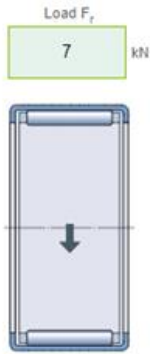
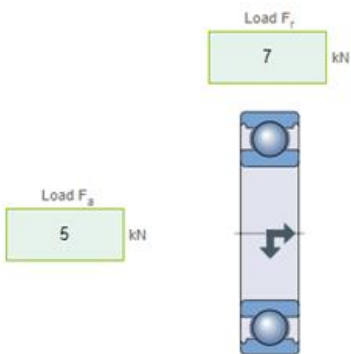
Vypočtené parametry - XZ							
silové - akcelerace		momentové - akcelerace		silové - decelerace		momentové - decelerace	
RAz	3747 N	MxzI(0)	0 Nm	RAz	-3747 N	MxzI(0)	0 Nm
RBz	2820 N	MxzI(a)	66 Nm	RBz	-2820 N	MxzI(a)	-66 Nm
NxzI	0 N	MxzII(a)	66 Nm	NxzI	0 N	MxzII(a)	-66 Nm
TxzI	3747 N	MxzII(a+b)	0 Nm	TxzI	-3747 N	MxzII(a+b)	0 Nm
NxzII	0 N			NxzII	0 N		
TxzII	-2820 N			TxzII	2820 N		

Tabulka 7: Ukázka výsledků silového zatížení vstupního hřídele v rovině XZ

Důležité výsledky, kontrola											
silové - akcelerace			momenty v uložení = 0?			silové - decelerace			momenty v uložení = 0?		
RRA	5749	N	Mxyl(0)	SPRÁVNĚ	Nm	RRA	3875	N	Mxyl(0)	SPRÁVNĚ	Nm
RRB	3151	N	Mxyl(a+b)	SPRÁVNĚ	Nm	RRB	4848	N	Mxyl(a+b)	SPRÁVNĚ	Nm
RAA	0	N	Mxzl(0)	SPRÁVNĚ	Nm	RAA	0	N	Mxzl(0)	SPRÁVNĚ	Nm
RAB	4771	Nm	Mxzl(a+b)	SPRÁVNĚ	Nm	RAB	-4771	Nm	Mxzl(a+b)	SPRÁVNĚ	Nm
M1max	101	Nm				M1max	113	Nm			

Tabulka 8: Tabulka důležitých výsledků a kontroly výpočtů vstupního hřídele

Návrh ložisek jsem provedl v interaktivním prostředí skfbearingslect.com. Síly byly zadány dle výsledků v Tabulce 8. Výsledky volby ložisek jsou zobrazeny v Tabulce 9.

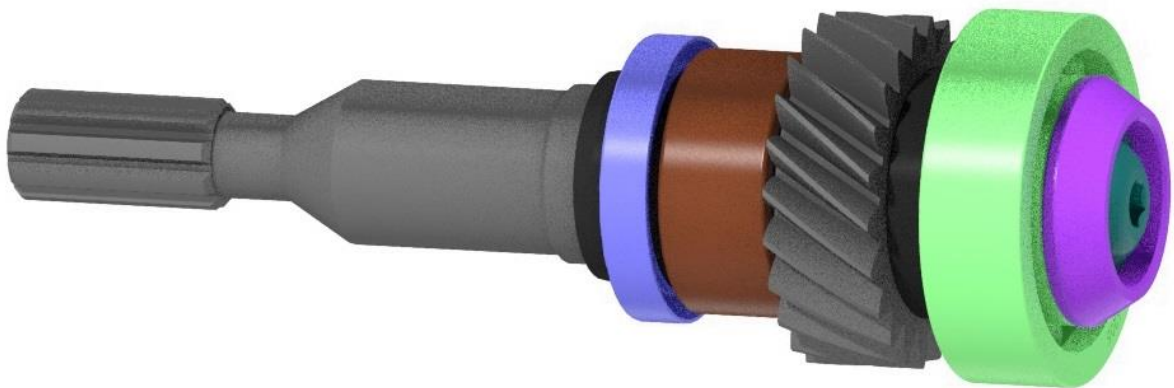
Ložiska vstupního hřídele					
A			B		
SKF HK 3016	30x37x16	odkaz	SKF 6205 C3	25x52x15	odkaz
					
Designation	Basic load ratings		Equivalent dynamic load	Load ratio	
	Dynamic	Static			
	C	C ₀	P	C/P	
	kN		kN		
BK 3016	16.5	29	7	2.35	
	Basic load ratings		Equivalent dynamic load	Load ratio	
	Dynamic	Static			
	C	C ₀	P	C/P	
	kN		kN		
▶ 6205	14.8	7.8	8.92	1.65	

Tabulka 9: Volba ložisek pro vstupní hřídel

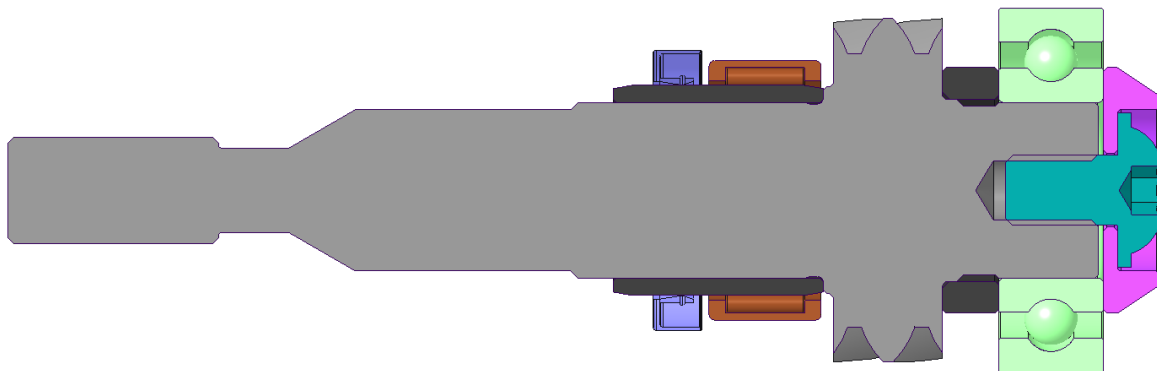
Výsledná podoba sestavy vstupního hřídele je na obrázcích 30 a 31. Při porovnání s obrázkem 29 si lze odvodit, jaké operace proběhly na hřídeli. Kromě výroby drážkování na horizontální frézce došlo pouze k běžnému obrábění na soustruhu. Operace proběhla na jedno upnutí s tvorbou závitové díry pro šroub přenášející axiální zatížení přes přírubu na ložisko. Na obrázku 31, kde se nachází řez sestavou, si lze povšimnout nalisovaného ocelového pouzdra pod jehličkovým ložiskem a guferem. Jelikož v těchto místech došlo k obrábění, bylo nutno vyřešit problém s kvalitou a povrchovou mikrotvrdostí povrchu. Z pohledu gufera je důležitá kvalita povrchu proto, aby byl zajištěn dlouhodobý a spolehlivý těsnicí účinek. Pokud by tomu tak nebylo, v místě styku by se časem vyskytla drážka a gufero by ztrácelo předpětí. Z pohledu

ložiska jsou nároky obdobného charakteru. Díly by mohly být osazeny na původní hřídel, avšak ta by musela projít, aspoň lokálním, tepelným zpracováním či jinou úpravou povrchu. Tomu jsme se chtěli vyhnout z důvodu těsné blízkosti ozubení v inkriminované oblasti. Během tepelného zpracování by mohlo dojít k porušení cementační vrstvy. Navíc v porovnání s nalisováním zakoupeného pouzdra se jedná o logisticky, finančně i časově náročnější operaci.

Pro přesné usazení pouzdra byl na povrchu hřídele u dosedací plochy vytvořen zápich. Pro vystředění vymežovacího kroužku přenášejícího axiální zatížení bylo vytvořeno osazení (viz. přiložená výkresová dokumentace). Axiální vůle mezi přírubou a hřídelí po dosednutí příruby na vnější plochu vnitřního kroužku ložiska je z důvodu zachování myšleného přenosu sil. Pokud by zde vůle vznikla (příruba by dosedla na čelo hřídele), při změně směru toku výkonu by došlo v důsledku změny směru axiálních sil k neočekávanému posunu sestavy. Tím by se pravděpodobně snížila jeho životnost, či mohlo dojít k jeho poruše.

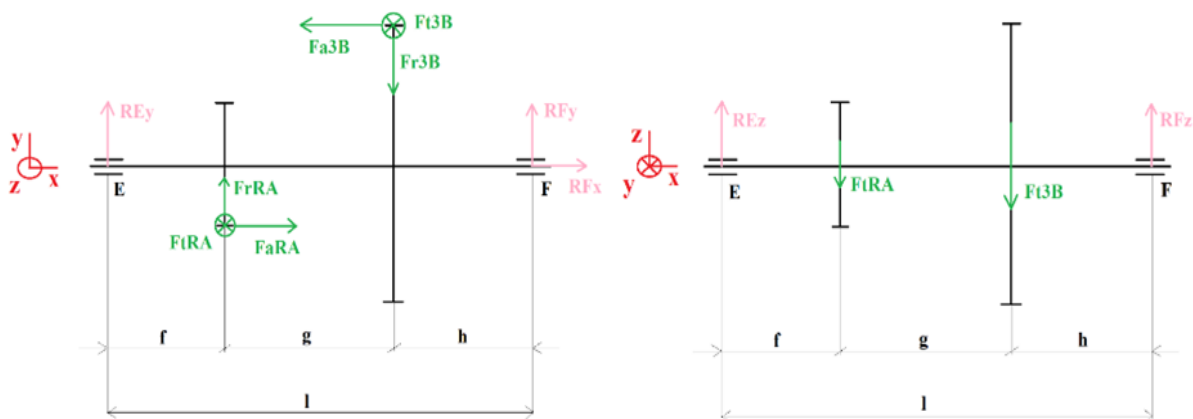


Obrázek 30: Výsledná sestava vstupního hřídele



Obrázek 31: Řez výslednou sestavou vstupního hřídele

7.3.2 První předlohový hřídel (2B-3A)



Obrázek 32: Schéma prvního předlohového hřídele 2B-3A

V níže příložených tabulkách jsou zobrazeny vstupní / zadávané parametry a důležité vypočtené hodnoty jako výslednice ze složek v rovinách XY a XZ. Již nejsou zobrazeny dílčí výsledky v rovinách XY a XZ.

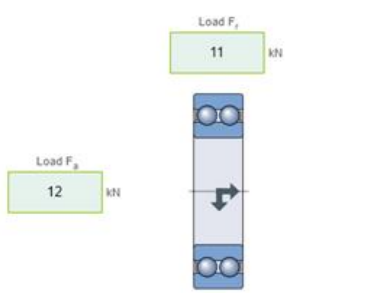

Zadávané parametry - První předlohový hřídel							
geometrické		silové - akcelerace		geometrické		silové - decelerace	
c	0,0155 m	Ft2B	6567 N	c	0,0155 m	Ft2B	-6567 N
d	0,0203 m	Fa2B	4771 N	d	0,0203 m	Fa2B	-4771 N
e	0,02625 m	Fr2B	2954 N	e	0,02625 m	Fr2B	2954 N
D3A/2	0,028933 m	Ft3A	10136 N	D3A/2	0,028933 m	Ft3A	-10136 N
D2B/2	0,044647 m	Fa3A	6090 N	D2B/2	0,044647 m	Fa3A	-6090 N
lo = 0	0 m	Fr3A	5514 N	lo = 0	0 m	Fr3A	5514 N
l=c+d+e	0,06205 m			l=c+d+e	0,06205 m		

Tabulka 10: Zadávané parametry pro výpočty silových poměrů na prvním předlohovém hřídeli

Důležité výsledky, kontrola											
sílové - akcelerace			momenty v uložení = 0?			sílové - decelerace			momenty v uložení = 0?		
RRC	10949	N	MxzI(0)	SPRÁVNĚ	Nm	RRC	10632	N	MxzI(0)	SPRÁVNĚ	Nm
RRD	6387	N	MxyIII(c+d+e)	SPRÁVNĚ	Nm	RRD	6326	N	MxyIII(c+d+e)	SPRÁVNĚ	Nm
RAC	0	N	MxzI(0)	SPRÁVNĚ	Nm	RAC	0	N	MxzI(0)	SPRÁVNĚ	Nm
RAD	-10861	Nm	MxzIII(c+d+e)	SPRÁVNĚ	Nm	RAD	10861	Nm	MxzIII(c+d+e)	SPRÁVNĚ	Nm
M1max	281	Nm				M1max	265	Nm			

Tabulka 11: Tabulka důležitých výsledků prvního předlohového hřídele

Návrh ložisek jsem provedl v interaktivním prostředí skfbearingsselect.com. Síly byly zadány dle výsledků v Tabulce 11. Výsledky volby ložisek jsou zobrazeny v Tabulce 12.

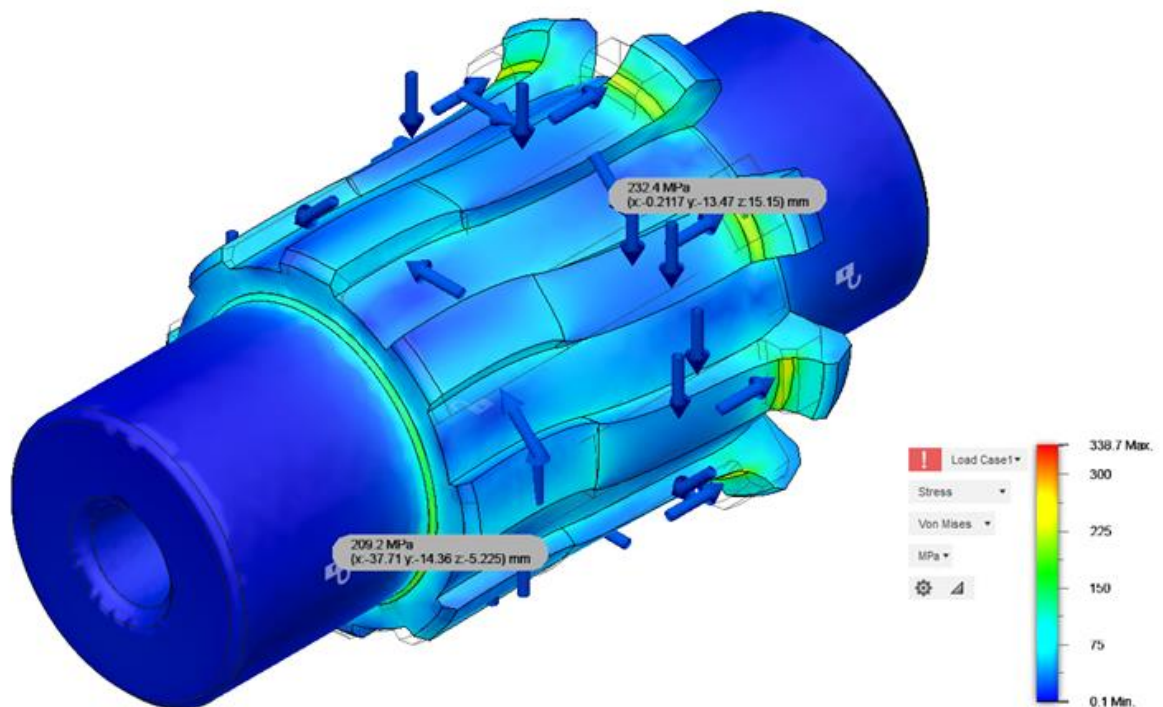
Ložiska					
C			D		
SKF 4206 ATN9	30x62x20	odkaz	SKF HK 3020	30x37x20	odkaz
					
Designator	Basic load ratings		Equivalent dynamic load	Load ratio	
	Dynamic	Static		C/P	
	C	C ₀	P		
	kN	kN	kN		
4206 ATN9	26	20.8	18.1	1.43	
▶ HK 3020	20.9	40	10	2.08	

Tabulka 12: Volba ložisek pro první předlohový hřídel

Výsledná podoba sestavy prvního předlohového hřídele je na obrázcích 37 a 38. Na obrázku 38, kde se nachází řez sestavou, lze vidět postup skládání prvků za sebe a způsob pro přenos axiálních sil v obou směrech. Důležité je si uvědomit, že při této orientaci sklonu zubů se bohužel axiální složky sil sčítají. To zvyšuje nároky na všechny součásti v sestavě. Přenos axiálních sil je zajištěn v jednom směru opřením kol o sebe a následně o osazení na hřídeli. Hřídel pak přenáší axiální tahové zatížení přes celý svůj průřez až ke šroubu, který drží přírubu opřenou o vnitřní kroužek ložiska. Jedná se o obdobu řešení jako u vstupního hřídele. K přenosu axiálních sil ve druhém směru dochází obdobně. Děje se tak opřením kol o sebe a následně přes vymezovací podložku do vnitřního kroužku ložiska.

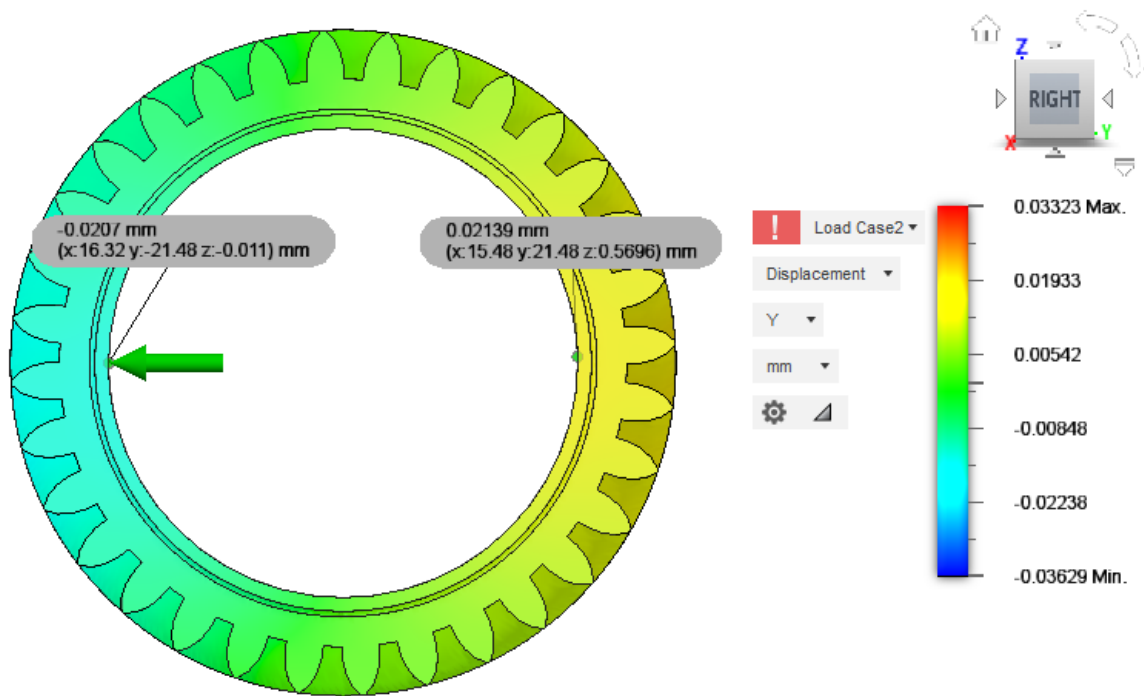
Obtížným konstrukčním uzlem se stal návrh přenosu točivého momentu z kola na hřídel a zpět na sousední kolo. Byla snaha najít způsob, jak se vyhnout výrobě drážkování. To hlavně

z důvodů finančních a také zkušenosti z předešlých zkušeností s kusovou výrobou drážkování. Drážkování musí být velmi precizně vyrobeno v kontextu obou, v tomto případě tří, kusů. Jinak dochází k jeho rychlé destrukci. Dále z důvodu zástavby byl problém s vyřešením zachytávání axiální reakce do hřídele. Z důvodu výroby drážkování by došedací čelní osazení nebylo celistvé a tento prvek byl kritickým místem konstrukce (viz. výsledek simulace na obrázku 33)



Obrázek 33: Výsledek simulace drážkovaného prvního předlohového hřídele

Následovala myšlenka využít lisovaného spoje. Vzhledem k minimální velikosti hřídele (dána vnitřním průměrem menšího kola 3A) bylo možno uvažovat o využití hliníkové slitiny. Zde se nachází velká výhoda. Součinitel suchého tření ocel-hliník má hodnotu $f_{\text{ocel-al}} = 0,61$ [-] [20]. Byl proveden výpočet potřebného tlaku od přesahu při sestavení součástí tak, aby se vytvořil dostatečný třecí moment. Výpočet byl proveden nejprve pro menší z kol, kde bude potřeba vytvořit větší tlak ve spoji v důsledku menšího vnitřního průměru. Dále je kolo menší i na větším průměru. Šířka prstence je přitom při těchto výpočtech zásadní. Rovnice využité pro tyto výpočty jsou dostupné ze zdroje [15]. Výpočet byl parametrizován v SW Excel pro potřeby rychlých výsledků při změně dílčích parametrů. Validace výpočtů proběhla pomocí simulace v SW Autodesk Fusion 360. Validace proběhla úspěšně, jak lze vidět v Tabulce 13. Výsledek simulace je zobrazen na obrázku 34.



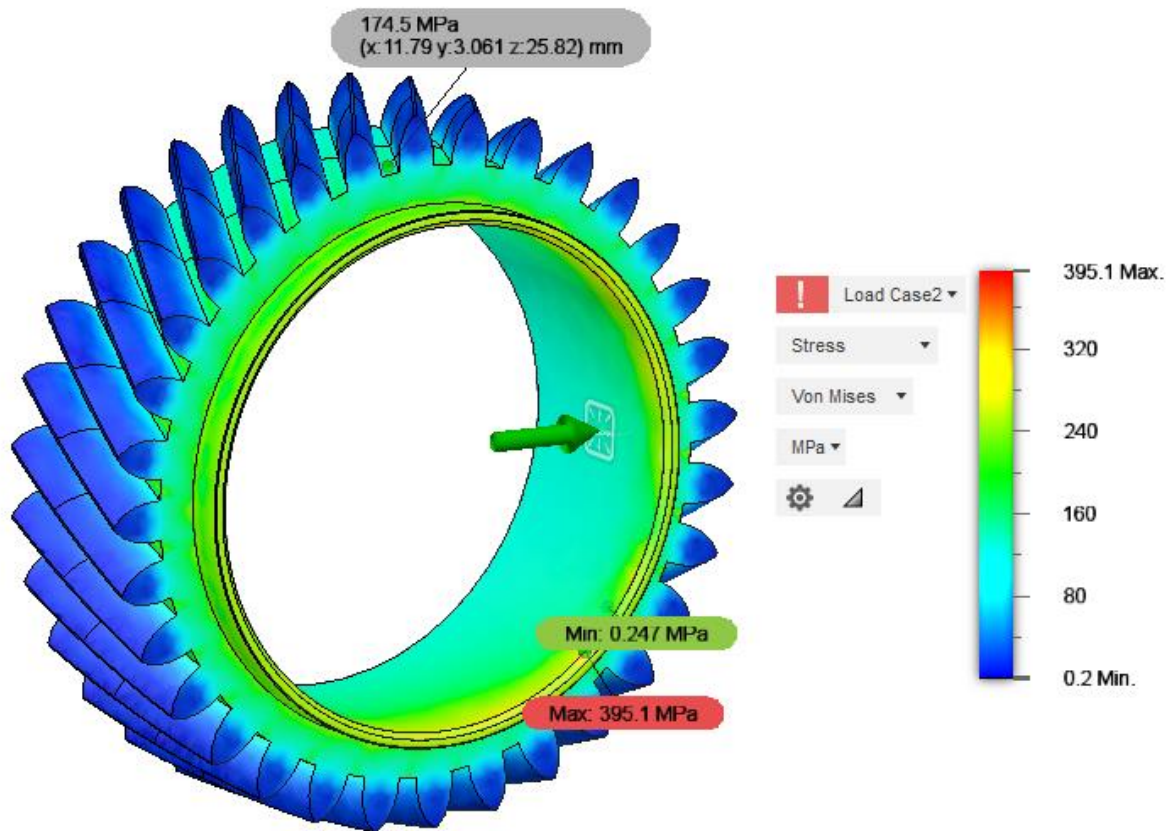
Obrázek 34: Výsledek simulace lisovaného spoje kola 3A na druhý předlohový hřídel

Výsledky výpočtu		Výsledky simulace	
MIN tlak ve styčné ploše		deformace +Y	
pIA	11,9 MPa	dY+	-0,0207 mm
bezpečnost přenosu		deformace -Y	
kIA	2 -	dY-	0,0214 mm
POŽADOVANÝ tlak		absolutní hodnota def.	
pIA'	23,8 MPa	dYabs	0,0421 mm
deltaD kola		shoda sim-výpočet	
DaIB'	0,0327 mm	P	71 %

Tabulka 13: Tabulka parametrů pro simulaci, změřených posunutí a výpočtu shody s analytickým výpočtem

Shoda výpočtu analytického s numerickým v SW Fusion byla shledána za dostatečnou. Bohužel, jak je vidět na obrázku 35, tak samotné zalisování zaneslo do tohoto menšího kola příliš velké napětí v oblasti paty zubu (maximální hodnota je v singularitě – ostrá hrana v místě nálisu). Vzhledem k neznámým mechanickým vlastnostem ozubeného kola se proto rozhodlo upustit od tohoto typu spoje. Provedená simulace je totiž provedena pro bezpečnost 2, přičemž vzhledem k výrobním možnostem by se rozměry obou kusů musely pohybovat v určitém intervalu. To znamená, že pro spodní hranici intervalu by se volil přesah s bezpečností 2 a horní hranice přesahu by musela být vždy větší. To aby byla vždy zaručena volená minimální

bezpečnost. Z toho vyplývá, že přesah by byl vždy větší než simulovaná hodnota a tedy napětí v místě paty zubu by bylo vždy ještě větší.

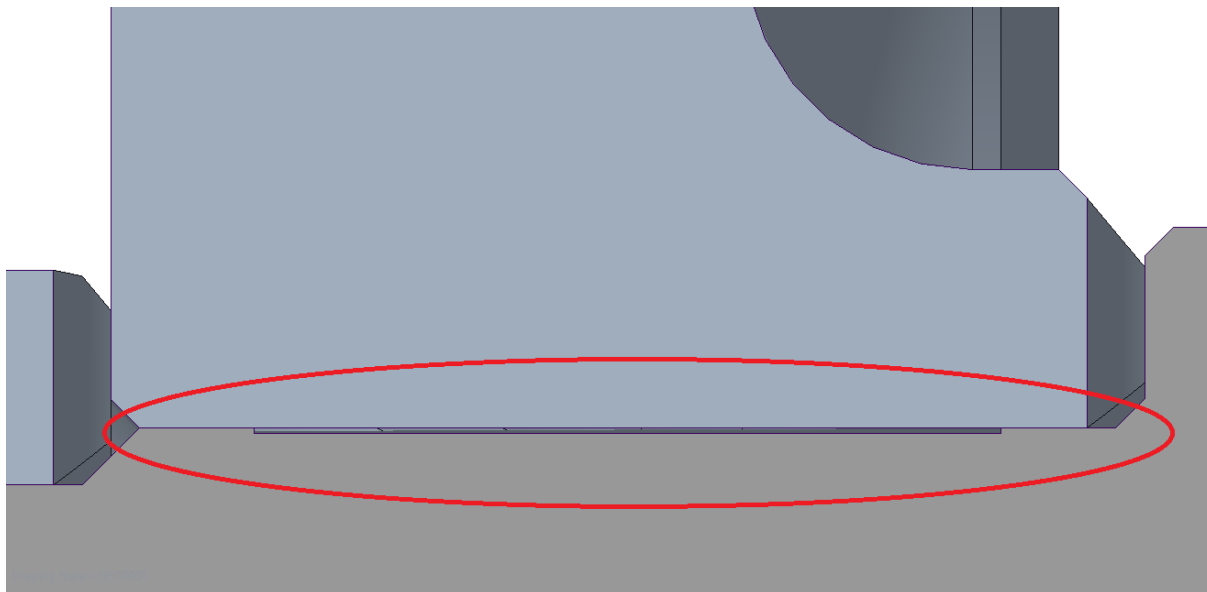


Obrázek 35: Výsledek simulace kola 3A po nalisování na hřídel. Zobrazeno napětí von Mises

Další možností, co se i v minulosti řešilo se společností VÚTS, bylo navařování již hotových kol na novou hřídel pomocí laseru. Tuto technologii byla potřeba použít pro zajištění původních vlastností kol, jinými slovy aby nedošlo k tepelnému ovlivnění ozubení. Původní idea byla použít právě použít tuto technologii, avšak kvůli zástavbě kol (málo místa) a po pevnostních výpočtech svaru bylo od tohoto spoje upuštěno.

Nakonec bylo rozhodnuto o použití lepeného spoje za využití anaerobního lepidla Loctite 638. Toto lepidlo, dle výrobce, odolává olejům, vysokým teplotám a je přímo určeno na obdobná využití. Zaručená pevnost spoje se udává jako pevnost ve smyku dvou materiálů. Zde výrobce udává hodnotu $P_{loc638-100\%} = 29 \text{ [N/mm}^2 \text{]}$ při 22° C [18]. Tato hodnota se následným provozem za tepla ještě zvyšuje a to až o desítky procent. Lepidlo je navíc schopno zachovat zaručené parametry až do mezery 0,25mm mezi součástmi. Taková mezera je však pro provoz ozubených kol na hřídeli nepřijatelná. Pokud by se vyrobily díly s takovou mezerou/vůlí, nebylo by možné zaručit vysoké požadavky na souosost. Z toho důvodu byla

zvolena výroba dvou středících osazení na hřídeli pro každé kolo právě z důvodu centrování (viz. obrázek 36). Mezi těmito osazeními se nachází mezera na lepidlo. Během montáže bylo nanášeno lepidlo do této mezery a následně došlo k nalisování kola na hřídel až po dosedací plochu.

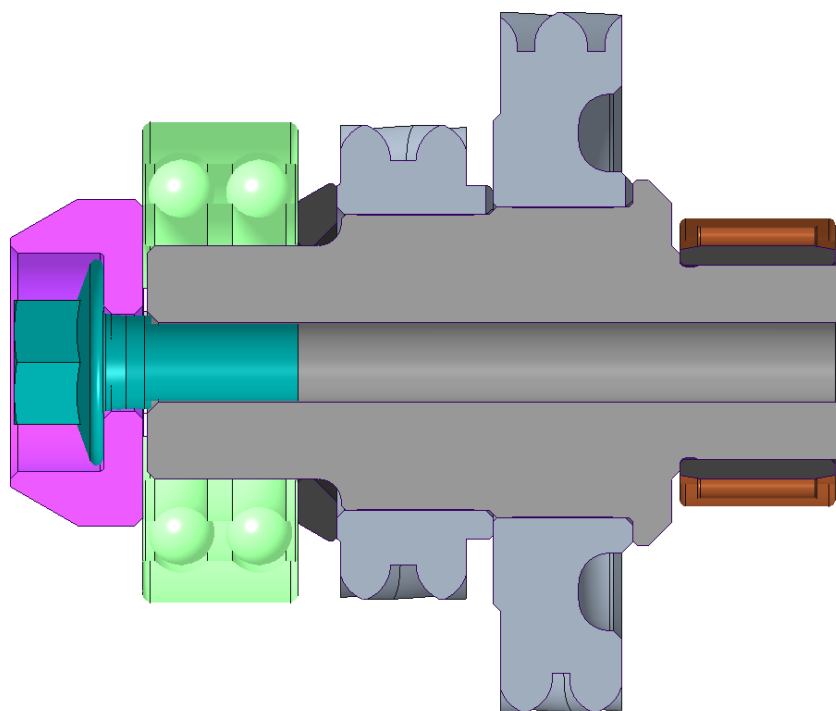


Obrázek 36: Detail uložení kola 2B - dvojité osazení na centrování kola na hřídeli a ukázka mezery na lepidlo

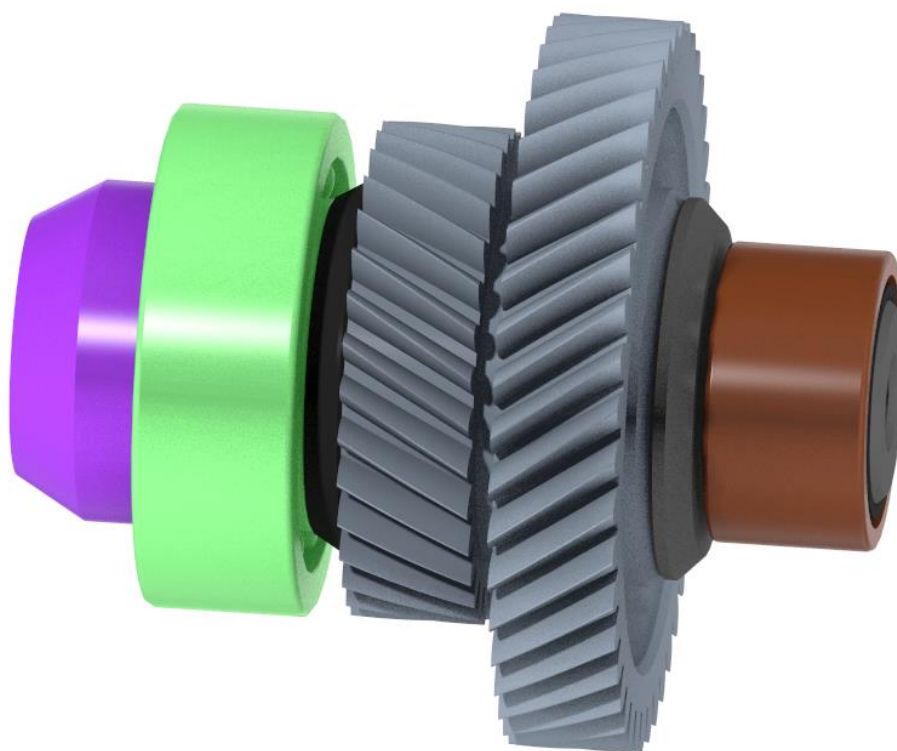
kolo 3A - s osazením			kolo 2B - s osazením		
točivý moment	293,25	Nm	točivý moment	293,25	Nm
průměr	38	mm	průměr	40	mm
šířka lepené plochy	15	mm	šířka lepené plochy	13	mm
plocha	1791	mm ²	plocha	1634	mm ²
smyk. Síla	15434	N	smyk. Síla	14663	N
měrná zátěž	8,62	N/mm ²	měrná zátěž	8,98	N/mm ²
bezpečnost	3,4	-	bezpečnost	3,2	-

Tabulka 14: Tabulka kontroly pevnosti lepeného spoje

Stejně jako u vstupního hřídele i zde se nachází lisované kalené pouzdro pod jehličkovým ložiskem. Způsob přenosu axiálních zatížení je také podobný prvnímu hřídeli, jak bylo popsáno v úvodu této části.

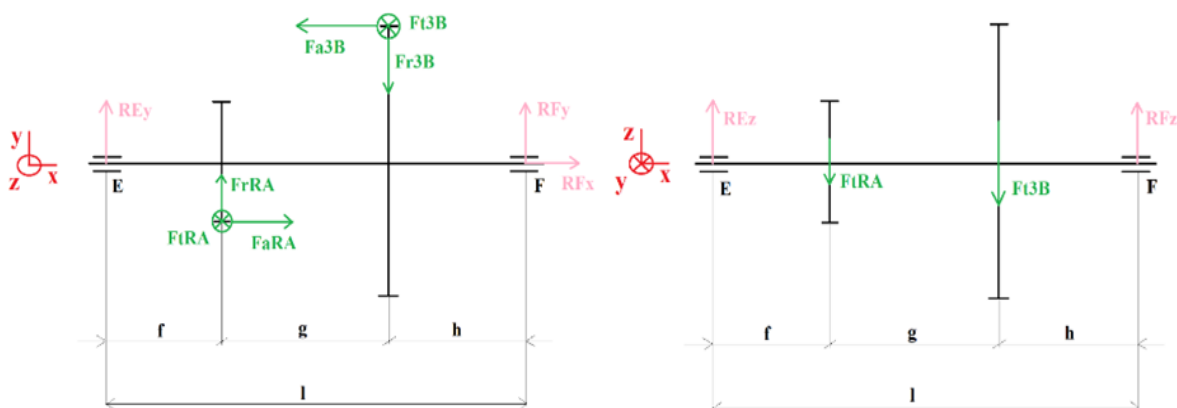


Obrázek 37: Řez sestavou prvního předlohového hřídele



Obrázek 38: Sestava prvního předlohového hřídele

7.3.3 Druhá předlohová hřídel (3B-RA)



Obrázek 39: Schéma zatížení druhého předlohového hřídele 3B-RA

Zde se využije výstupní hřídel z převodovky MQ-200-5F. Využije se právě drážkování pod spoluzabírajícím kolem čtvrtého stupně, které je totožné i pro spoluzabírající kolo stupně třetího. Dále pastorek stálého převodu, který je přímo na hřídeli. Hřídel se upraví délkově a vytvoří se osazení pro ložiska.

V níže přiložených tabulkách jsou zobrazeny vstupní / zadávané parametry a důležité vypočtené hodnoty jako výslednice ze složek v rovinách XY a XZ.

Zadávané parametry - Druhý předlohový hřídel							
geometrické		silové - akcelerace		geometrické		silové - decelerace	
f	0,0231 m	Ft3B	10136 N	f	0,0231 m	Ft3B	-10136 N
g	0,0226 m	Fa3B	6090 N	g	0,0226 m	Fa3B	-6090 N
h	0,05475 m	Fr3B	5514 N	h	0,05475 m	Fr3B	5514 N
DRA/2	0,021009 m	FtRA	17880 N	DRA/2	0,021009 m	FtRA	-17880 N
D3B/2	0,03707 m	FaRA	9507 N	D3B/2	0,03707 m	FaRA	-9507 N
lo = 0	0 m	FrRA	11692 N	lo = 0	0 m	FrRA	11692 N
l=f+g+h	0,10045 m			l=f+g+h	0,10045 m		

Tabulka 15: Zadávané parametry pro druhý předlohový hřídel 3B-RA

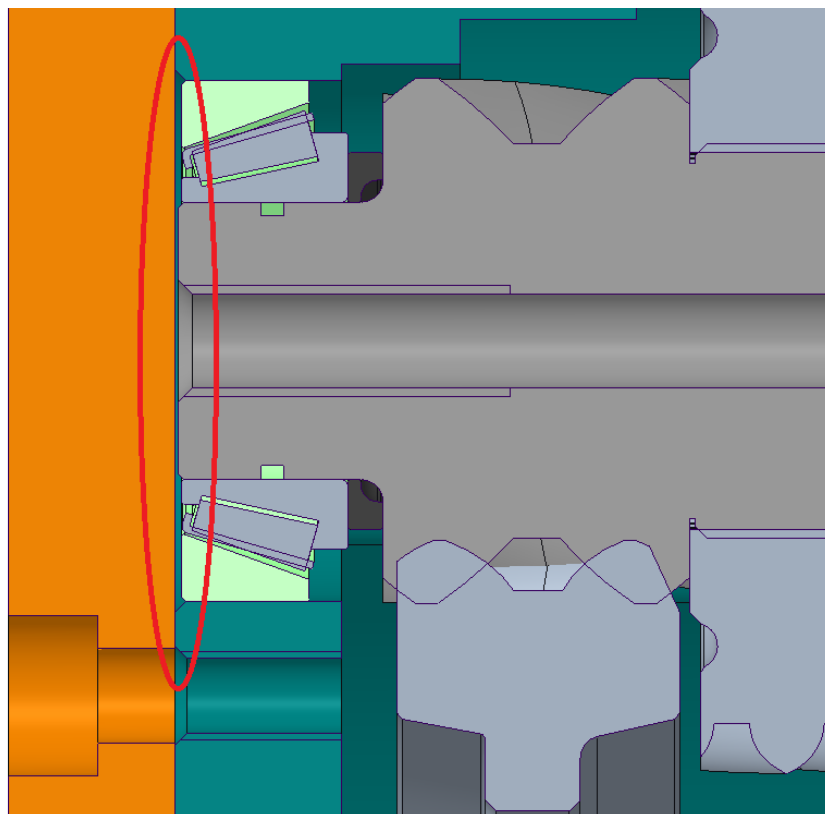
Důležité výsledky, kontrola							
silové - akcelerace		momenty v uložení = 0?		silové - decelerace		momenty v uložení = 0?	
RRE	19373 N	MxyI(0)	SPRÁVNĚ Nm	RRE	21839 N	MxyI(0)	SPRÁVNĚ Nm
RRF	9777 N	MxyIII(f+g+h)	SPRÁVNĚ Nm	RRF	9620 N	MxyIII(f+g+h)	SPRÁVNĚ Nm
RAE	0 N	MxzI(0)	SPRÁVNĚ Nm	RAE	0 N	MxzI(0)	SPRÁVNĚ Nm
RAF	-3417 Nm	MxzIII(f+g+h)	SPRÁVNĚ Nm	RAF	3417 Nm	MxzIII(f+g+h)	SPRÁVNĚ Nm
M1max	448 Nm			M1max	504 Nm		

Tabulka 16: Tabulka důležitých výsledků a kontroly výpočtů druhého předlohového hřídele

Ložiska - Druhý předlohový hřídel					
E			F		
SKF 32005 X	25x47x15	odkaz	SKF 32005 X	25x47x15	odkaz
Designatio	Basic load ratings		Equivalent dynamic load	Load ratio	
	Dynamic	Static	P	C/P	
	C	C ₀	kN		
► 32005 X	33.2	32.5	22.8	1.45	
Designatio	Basic load ratings		Equivalent dynamic load		
	Dynamic	Static	P		
	C	C ₀	kN		
► 32005 X	33.2	32.5	19.6		

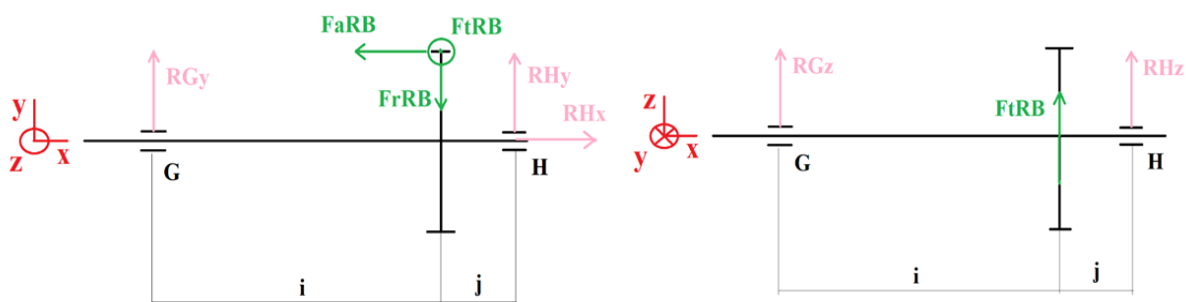
Tabulka 17: Volba ložisek pro druhý předlohový hřídel

Při použití kuželíkových ložisek musí být ložiska predepjatá. Proto ložisko E, na straně vstupu do převodovky, bude ve skříni uloženo axiálně volně. Následně se mezi vnější kroužek ložiska a přírubu držící motor bude vkládat vhodná vymežovací podložka. Ta po dotáhnutí příruby zajistí potřebné axiální předpětí. Hodnota potřebného axiálního předpětí se získá pomocí simulace axiální tuhosti druhého předlohového hřídele a skříně. Od toho se odvine potřebná velikost přesahu tvořená vymežovací podložkou. Vzhledem k výrobním tolerancím dojde po sestavení převodovky k sundání příruby na motor a změření axiální vůle hřídele. K té se pak přičte potřebný přesah a výsledkem bude potřebná šířka vymežovací podložky.



Obrázek 40: Prostor pro podložku na axiální předpětí kuželikových ložisek

7.3.4 Výstupní hřídel (RB)



Obrázek 41: Schéma výstupního hřídele

Zde se hřídel opět vyrábí. Vzhledem k rozměrům bylo přistoupeno k využití hliníkové slitiny pro ušetření hmotnosti. Bylo zde potřeba uchytit hnané kolo stálého převodu. To bývá standardně uchyceno na nýtech, či v jiných převodovkách se využívá spoj šroubový s lícovanými šrouby. Zde však nastává problém s velkými nároky na utahovací momenty pro vytvoření dostatečného třecího momentu. Proto se hledal způsob, jak se šroubům vyhnout. Zvolena byla možnost použít svěrné pouzdro. To v tomto rozměru (RCK 60 70x110) je schopno

přenést třecí moment až 4700 Nm [19]. Po vynásobení návrhového momentu výsledným převodovým číslem

$$M_{\text{výstup}} = M_{\text{návrh}} * i_c = 150 * 11,447 \cong 1800 \text{ Nm} \quad (7.3.4 .01)$$

[Nm]

získáme hodnotu přibližně 1800 Nm. Je tedy patrné, že na první pohled je pouzdro předimenzované. Volba tohoto pouzdra byla však primárně založena na jeho geometrických rozměrech. Nasazuje se totiž na hřídel o průměru 70 mm a vnější průměr má 110 mm. To při velikost vnitřního průměru ozubeného kola 109 mm je ideální velikost. Bylo tedy potřeba pouze zvětšit vnitřní průměr na korunovém kole a bez dalších úprav bylo možno díly použít. Nakonec se však z důvodu výroby rozhodlo o zmenšení velkého průměru pouzdra. Korunové kolo bylo obtížné uchytit a musel by se vyrábět přípravek.

V níže přiložených tabulkách jsou zobrazeny vstupní / zadávané parametry a důležité vypočtené hodnoty jako výslednice ze složek v rovinách XY a XZ.

Zadávané parametry - Výstupní hřídel											
geometrické			silové - akcelerace			geometrické			silové - decelerace		
i	0,0362	m	FtRB	17880	N	i	0,0362	m	FtRB	-17880	N
j	0,0693	m	FrRB	11692	N	j	0,0693	m	FrRB	11692	N
DRB/2	0,0906	m	FaRB	9507	N	DRB/2	0,0906	m	FaRB	-9507	N
lo = 0	0	m				lo = 0	0	m			
l=i+j	0,1055	m				l=i+j	0,1055	m			

Tabulka 18: Zadávané parametry výstupního hřídele

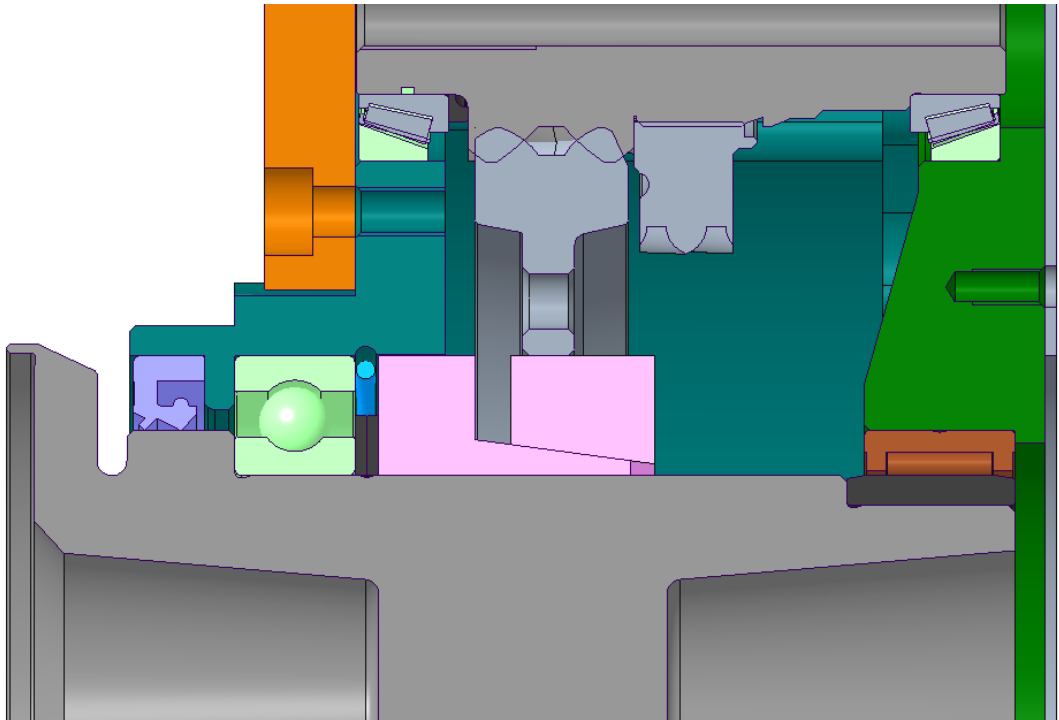
Důležité výsledky, kontrola											
silové - akcelerace			momenty v uložení = 0?			silové - decelerace			momenty v uložení = 0?		
RRG	19723	N	Mxyl(0)	SPRÁVNĚ	Nm	RRG	11755	N	Mxyl(0)	SPRÁVNĚ	Nm
RRH	7409	N	Mxyl(i+j)	SPRÁVNĚ	Nm	RRH	13635	N	Mxyl(i+j)	SPRÁVNĚ	Nm
RAG	0	N	Mxzl(0)	SPRÁVNĚ	Nm	RAG	0	N	Mxzl(0)	SPRÁVNĚ	Nm
RAH	9507	Nm	Mxzl(i+j)	SPRÁVNĚ	Nm	RAH	-9507	Nm	Mxzl(i+j)	SPRÁVNĚ	Nm
M1max	714	Nm				M1max	945	Nm			

Tabulka 19: Důležité výsledky výstupního hřídele

Ložiska - Výstupní hřídel					
G			H		
SKF 6014	70x110x20	odkaz	SKF NK 70/25	70x85x25	odkaz
Designation	Basic load ratings		Equivalent dynamic load	Load ratio	
	Dynamic	Static	P	C/P	
	C	C ₀	kN		
► 6014	39.7	31	30.1	1.31	
Designation	Basic load ratings		Equivalent dynamic load	Load ratio	
	Dynamic	Static	P	C/P	
	C	C ₀	kN		
► NK 70/25	44.6	98	27	1.65	

Tabulka 13: Volba ložisek pro výstupní hřídel

Z důvodu využití svěrného pouzdra o daném vnitřním průměru bylo potřeba najít vhodná ložiska pro zajištění možnosti složení sestavy. To omezilo možný výběr. Důležité bylo také zakomponovat válcovou plochu pro gufero. To je s prachovkou pro prodloužení životnosti. Na rozdíl od gufera na vstupu totiž bude přímo v kontaktu s okolím. Z důvodu využití hřídele z hliníkové slitiny byl hřídel osazen kaleným kroužkem pod jehličkové ložisko. Vzhledem k průměru a nízkým otáčkám výstupního hřídele byla plocha pod guferem ponechána z původního materiálu. Hřídel má na sobě protikus využívané poloosy Škoda Auto 5Q0407271DB. Jedná se o dosedací plochu s vhodně rozmístěnými závitovými dírami.



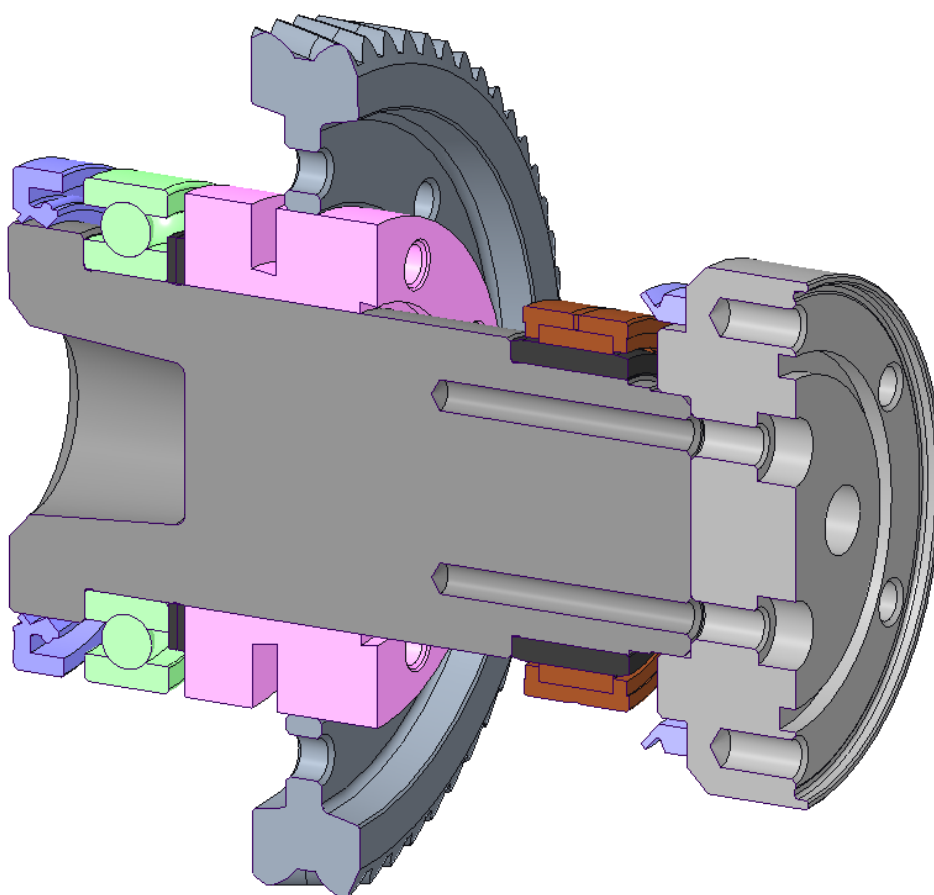
Obrázek 42: Řez sestavou výstupního hřídele usazeného ve skřini



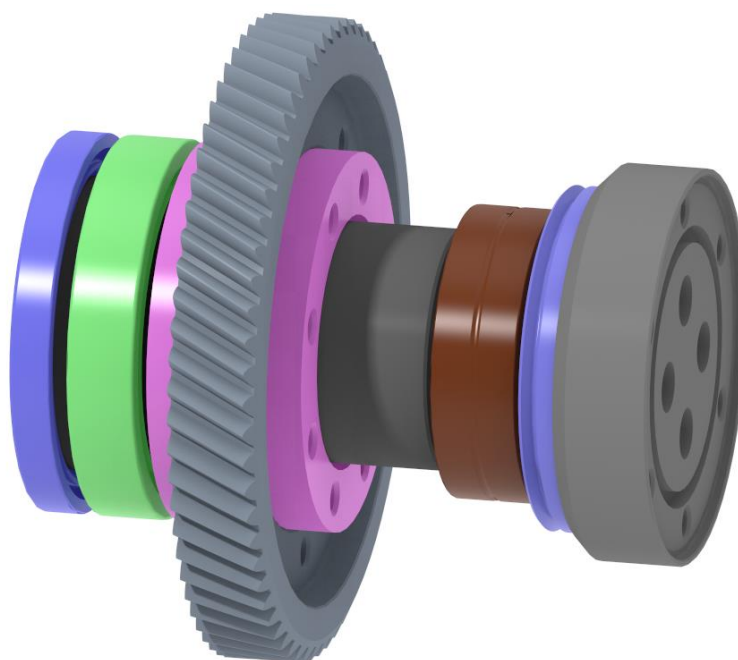
Obrázek 43: Sestava výstupního hřídele

7.3.5 Výstupní hřídel (RB) – experimentální

Převodovka bude po montáži testována na zkušebně PowerTrain v laboratoři Katedry vozidel a motorů. Zkušebna má režim pro zjištění účinnosti převodovky, avšak vstup a výstup testované převodovky musí být na opačných stranách. Z toho důvodu byl navržen experimentální hřídel s výstupem na druhé straně prototypu převodovky. Hřídel přímo vychází z původního pro zajištění co největší podobnosti. Vzhledem k testovacímu zařízení musela však být navržena i příruba, na kterou se motorová brzda upne. Příruba je šroubována do experimentálního výstupního hřídele. Přenos točivého momentu tak bude zajištěn třením mezi experimentálním hřídelem a šroubovanou přírubou. Přibyl také těsnicí kroužek, poněvadž v tomto případě je potřeba utěsnit převodovku z obou stran. Byl použit navlíkač V-kroužek s označením 85-VA-R. Sestavu experimentálního hřídele lze vidět v řezu na obrázku 44 a v ISO pohledu na obrázku 45.



Obrázek 44: Řez experimentální sestavy výstupního hřídele



Obrázek 45: Experimentální sestava výstupního hřídele

7.4 Skříň převodovky

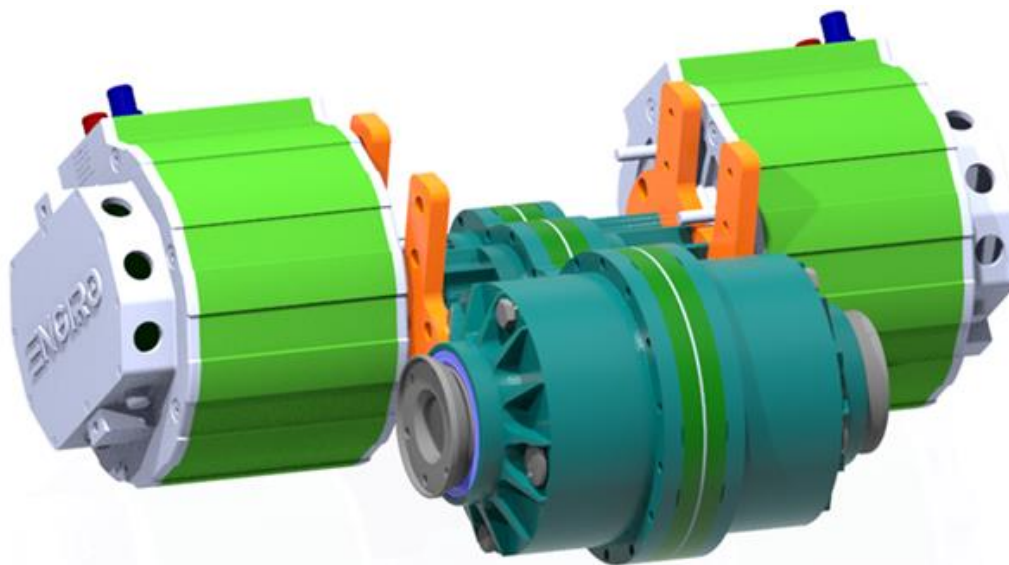
Základním požadavkem na skříň převodovky je tvořit struktury pro udržení aktivních prvků převodovky na požadovaném místě s požadovanou tuhostí. Skříň musí být správně tuhá pro zajištění kvalitního záběru ozubených kol. To musí být zajištěno v celém spektru provozních teplot. Skříň je zároveň nádobou pro mazací olej. Musí minimálně obsahovat prvky pro jeho napouštění, vypouštění a v ideálním případě i kontrolu hladiny. Skříň musí být připravena na připojení prvků přenášejících reakci od sil působících v převodovce do rámu vozidla.

Dodatečnými požadavky na zde navrhovanou skříň bylo připojení dvou převodovek k sobě pro vytvoření jedné sestavy. S tímto požadavkem se pracovalo již v úvodu, kdy se volila vhodná kompozice kol a umístění ložisek. Hlavně se jednalo právě o část, kde budou dosedat obě převodovky k sobě. Již dopředu bylo rozhodnuto, že kontakt dílů bude přes rovinnou plochu. Z toho důvodu inkriminovaný díl (Deska – na obrázku 46 tmavě zeleně), připomíná deskovitý tvar. Dalším požadavkem bylo zajištění snadné výměny typu motoru. Jak bylo popsáno v bodě 7.3.1 při návrhu vstupního hřídele, pokud dojde ke změně typu připojení z hlediska hřídele, musí se vyrobit nový. Druhá část připojení motoru k převodovce je zajištění momentové reakce mezi statorem motoru a samotnou skříní převodovky. Aby byla zajištěna možnost měnit motory, byl vytvořen prvek (Příruba – na obrázku 46 znázorněn oranžově). Ten

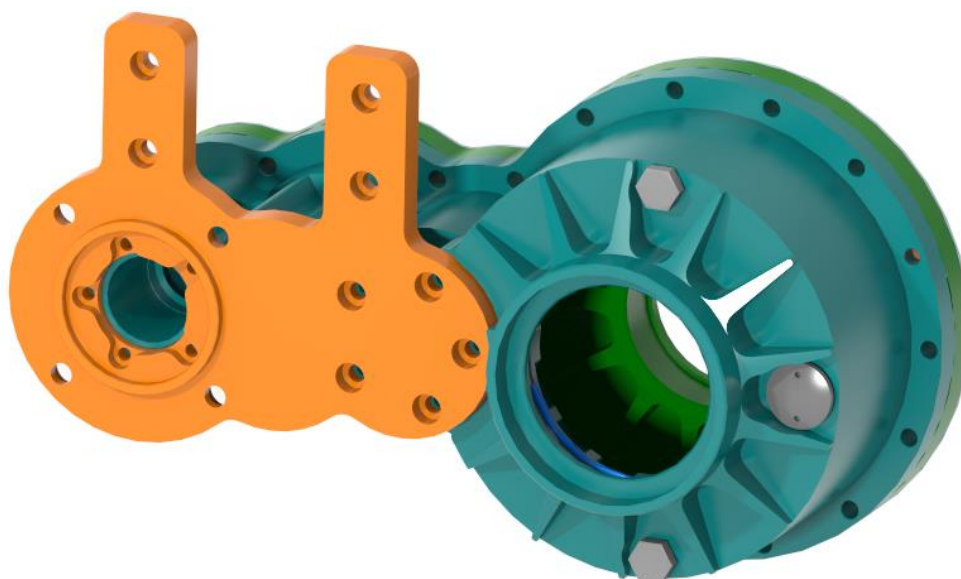
bude vždy vyhotoven pro konkrétní motor a zbytek skříně tak může zůstat stejný. Zároveň tento prvek slouží pro uchycení v rámu. Nejprve po sesazení dílů (motor a příruba) k sobě dojde k vystředění pomocí osazení mezi motorem a přírubou. Momentová reakce je pak tvořena třecím momentem vzniklým mezi těmito díly, vyvolaným předpětím šroubových spojů.

K utěsnění převodovky ze strany dosednutí dojde pomocí tenkého hliníkového plechu a za využití silikonového tmelu (na obrázku 46 světlý prvek mezi deskami převodovek).

Díly, aspoň při tvorbě prvního prototypu, budou vyrobeny pomocí frézování hliníkové slitiny 6061 T6. Tato vystárnutá slitina má vhodné vlastnosti jak z pohledu obrábění, tak mechanických vlastností. Navíc je tento materiál běžně a cenově dostupný.



Obrázek 46: Výsledná sestava obou převodovek s elektromotry



Obrázek 47: Sestava skříně převodovky

7.4.1 Uložení ložisek v dílech skříně

Jak bylo popsáno v bodě 6.2 o toku výkonu v převodovce, axiální složka reakce od ozubení je přenášena v plné výši v obou směrech (na rozdíl od běžných automobilových převodovek). V předchozích kapitolách ohledně volby ložisek bylo zvoleno, že pouze druhá předloková hřídel je osazena kuželíkovými ložisky. Nikde jinde je nebylo možno z důvodu kontextu zástavby použít. Na třech hřídelích ze čtyř se pak vyskytuje situace, že jedno ložisko přenáší radiální i axiální složku a druhé je pouze opora radiální reakci. Za běžných okolností by to nebyl problém – ložisko přenášející oba směry zatížení se pro přenos axiální složky opře do skříně. V našem případě však dochází i k vytahování ložiska ze skříně s maximální velikostí axiální síly. Z toho důvodu bylo potřeba navrhnout systém opory ložiska proti vytáhnutí. Prvotní návrhy počítaly s použitím běžných zajišťovacích elementů, jakožto Seegerové kroužky či pojistné kroužky kruhového průřezu. To však bylo zamítnuto z důvodu, že tyto komponenty nejsou navrženy na primární přenos sil. Jsou to pouze elementy zajišťovací proti případnému uvolnění pojišťovaného tělesa. Navíc uložení těchto prvků má většinou vůli pro montáž a také ze stejného důvodu je zde vůle mezi kroužkem a pojišťovaným tělesem. Z tohoto důvodu by zde při změně smyslu toku výkonu docházelo k možnému posunu ložiska v uložení. To by mohlo mít za následek destrukci uložení a následného protáčení ložiska či destrukci ložiska samotného. Je zde i možnost poničení skříně z důvodu vymačkání uložení pojišťovacího elementu.

Pro bezpečné zajištění se v takovýchto případech využívá šroubovaná příruba, montovaná po montáži ložiska do skříně (průmyslové převodovky). Bohužel, z důvodu maximálního úsilí snížit hmotnost, komplexnost a v konečném důsledku i cenu celé soustavy bylo rozhodnuto o nevyužití tohoto řešení. Nakonec byla zkoumána možnost využití lisovaného spoje. Zda-li je možno vytvořit dostatečný přesah ložiska vůči skříně tak, aby bylo možno přenášet axiální zatížení tímto způsobem. Zároveň aby nebylo zaneseno příliš velké napětí do skříně samotné či nedošlo k deformaci ložiska a tím snížení jeho životnosti. Díky předchozí zkušenosti s validací výpočtů lisovaného spoje (viz. kapitola 7.3.2) byly napočítány potřebné přesahy a využití tohoto spoje bylo shledáno možným. Byly tak obdobně napočítány minimální potřebné přesahy s bezpečností přenosu $k_{lis} = 2$ pro všechna uložení ložisek. Následně dle požadavku maximálního možného vneseného napětí do skříně ($\sigma_{lis} = 100$ MPa) byly vypočteny maximální možné přesahy. Tímto způsobem byly získány tolerance uložení pro výkresovou dokumentaci. Ve výsledku je tedy zaručeno, že každé ložisko je uloženo s bezpečností minimálně $k_{lis} = 2$ a to navíc pro návrhový moment $M_{návrh} = 150$ Nm a zároveň vnesené napětí

do skříně nepřekročí hodnotu 100 MPa. Skutečná hodnota bezpečnosti přenosu je ve výsledku tedy vyšší jak 2. Pro zpřesnění skutečného tolerančního pole byly změřeny skutečné velikosti ložisek při pokojové teplotě. Pokud se tento zádržný systém u prototypu osvědčí, bude využit i u zbylých převodovek. Pokaždé také dojde k odměření skutečných rozměrů ložisek pomocí mikrometrů a podle toho budou zvoleny toleranční pole pro každý kus zvlášť. Dělá se tak hlavně pro nepřekročení maximální vnesené hodnoty napětí do dílů skříně. Poznámka: pozice ložisek odpovídají kinematickým schémátům (kapitoly 7.3.1 až 7.3.4), ignorace chyby měření u mikrometrů byla možná z důvodu hodnoty menší než měřitelné.

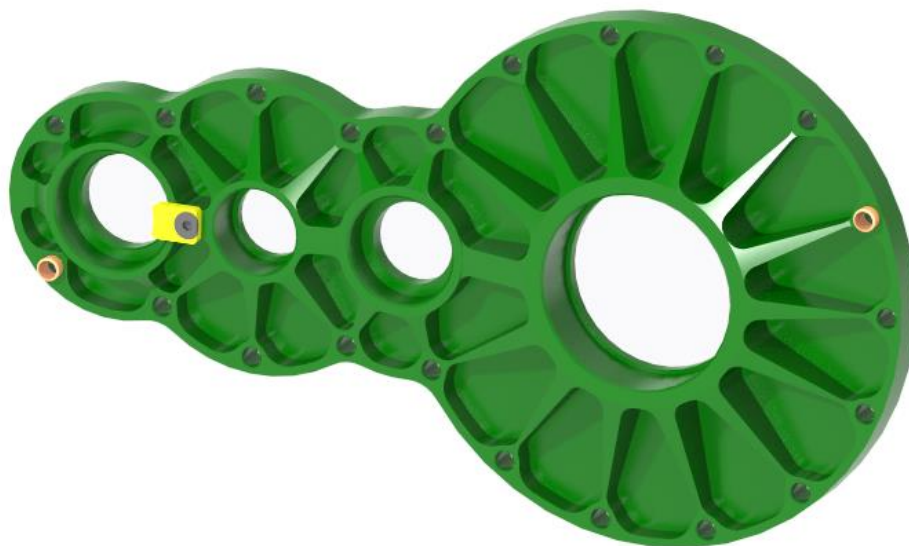
pozice ložiska	kód označení	jmenovité rozměry	skut. prům. vnější	odchylka
A	HK 3016	30x37x16	37,06	0,06
B	6205 C3	25x52x15	52,02	0,02
C	4206 ATN9	30x62x20	62,04	0,04
D	HK 3020	30x37x20	37,07	0,07
E	32005 X	25x47x15	47,01	0,01
F	32005 X	25x47x15	47,01	0,01
G	6014	70x110x20	109,99	-0,01
H	NK 70/25	70x85x25	84,98	-0,02
měřidlo	hodnota chyby	poznámka	poznámka globální	
20-50	0	ignoruji	měřeno při pokojové teplotě 21°C; hodnoty chyb přesnosti mikrometrů určeny dle přiloženého etalonu u každého měřidla	
50-75	0	ignoruji		
75-100	0,01	výsledek měření korigován		
100-125	0,005	ignoruji		

Tabulka 20: Měření skutečných rozměrů ložisek

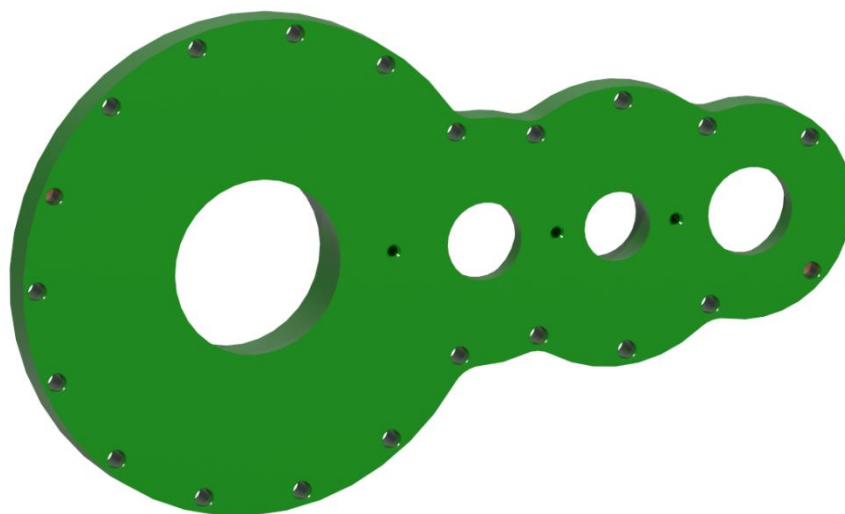
I přes validaci výpočtů přesahů a velkou míru bezpečnosti bylo rozhodnuto pro první prototyp převodovky využití i pojistných prvků. To však pouze pro zabránění případné destrukce prototypu převodovky.

7.4.2 Skříň převodovky – Deska

Obecné požadavky již byly představeny. V této kapitole je ukázána konkrétní konstrukce dílu, pevnostní simulace a požadavky na výrobu.



Obrázek 48: Deska - přední strana s ukázkou žebrování, středících kolíků a pojištění ložiska B



Obrázek 49: Deska – zadní strana se závitovými dírami pro oporu těsnícího plechu.

Požadavky na tvar desky – uložení čtyř ložisek, vhodné žebrování pro zvýšení tuhosti, zároveň však požadavek na nízkou hmotnost. U ložisek je ponechán průchozí otvor, obzvláště u vstupního hřídele, pro zajištění montáže. Průchozí otvory také dovolí demontáž (vylisování) ložisek. Dále pro zlevnění výroby je díl navrhován pro obrábění na tří-osé frézce (ne pěti-osé).

Ze zadní strany bude pro utěsnění převodovky (resp. převodovek mezi sebou) umístěn

těsnící plech, jenž během testování jedné převodovky na brzdovém stanovišti bude přichycen šrouby jak okolo, tak třemi uprostřed. To aby nedošlo k jeho možnému vyboulení a porušení těsnosti. Po smontování obou převodovek k sobě vypadne potřeba přidržovat plech uprostřed (podrží ho přítlakem deska druhé převodovky).

Dvě z děr pro šrouby mají větší, tolerovaný průměr. Na polohu těchto děr byly dány vysoké nároky na přesnost, poněvadž zde se uloží průchozí středící kolíky. Díky těmto přesným kolíkům dojde k přesnému polohování částí skříně převodovek vůči sobě (na obrázku 48 jsou znázorněny oranžově).

Posledním prvkem na převodovce je pojistný plech pro případ porušení uložení ložiska B. Z principu návrhu uložení ložisek by k uvolnění ložiska nemělo dojít. Avšak vzhledem k tomu, že se jedná o prototyp a uložení je potřeba vyzkoušet, bylo rozhodnuto o využití pojistného prvku (viz. 7.4.1). Na obrázku 48 znázorněn žlutě. Je zde možnost vidět i zápuštěný šroub s kuželovou hlavou, jenž drží plech na místě.

7.4.3 Skříň převodovky – Víko



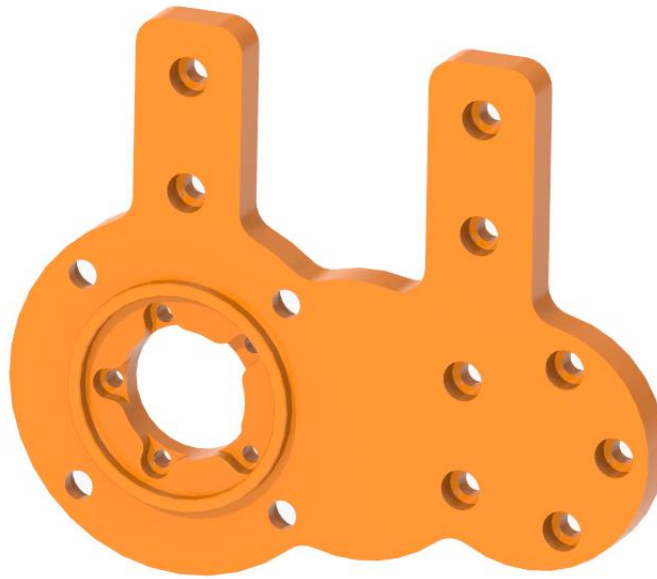
Obrázek 50: Víko. Pohled zepředu (lze vidět vypuštěcí šrouby, olejoznak či plochu na dosednutí příruby).



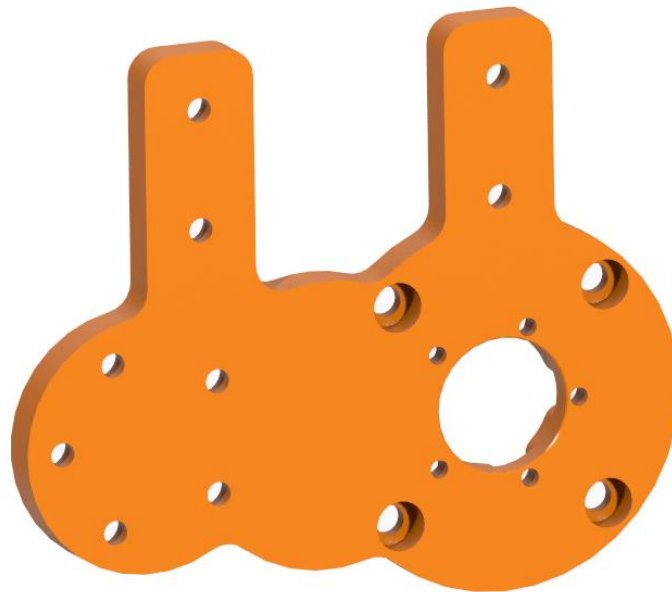
Obrázek 51: Víko - pohled zezadu

Tento díl je primárním elementem celé skříně převodovky. Je navíc osazen prvky pro napouštění a vypouštění oleje či olejoznakem pro sledování hladiny oleje. Všechny díry pro ložiska jsou průchozí kvůli demontáži. Kromě uložení ložisek je tento díl navrhován také pro uložení příruby zajišťující momentovou reakci motoru. U druhého předlohového hřídele 3B-RA také kvůli odměření vůle po montáži a vložení vhodných podložek pro vytvoření předpětí pro kuželíková ložiska (vysvětleno v 7.3.3). U těchto dvou stěžejních míst jsou ve Víku závitové díry pro zajištění dobrého styku Příruby s Víkem. V ploše styku s Deskou má na sobě Víko lokální vybrání, která jsou určena pro případy rozebírání převodovky. Díky těmto vybráním bude možno demontovat poloviny převodovky od sebe pro odlepení vrstvy silikonového tmelu. Tato vybrání jsou dobře patrná na obrázku 46 a také na levé straně obrázku 51.

7.5 Skříň převodovky – Příruba



Obrázek 52: Příruba - pohled zepředu – osazení pro připojení elektromotoru.



Obrázek 53: Příruba - pohled zezadu – přesná díra pro vystředění s Víkem.

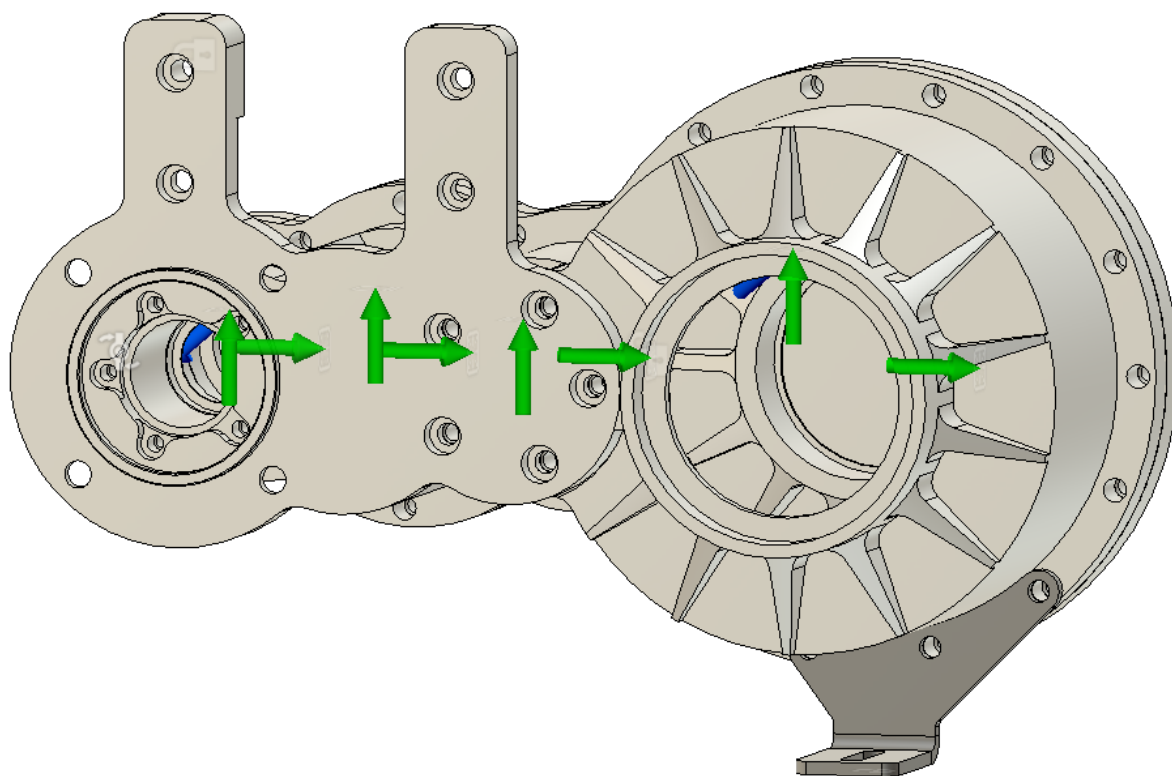
Prvek spojující elektromotor s převodovkou a zároveň s rámem vozidla. Dále slouží k vytvoření předpětí ložisek pro druhou předlohovou hřídel 3B-RA. Pro připojení k jednotlivým dílům slouží šroubované spoje, k těm jsou připraveny průchozí díry a zhloubení pro hlavy šroubů DIN 4762. Na vystředění bude sloužit osazení z obou stran. Jak již bylo zmíněno, tento prvek bude výměnný společně se změnou vstupního hřídele. Očekává se zde však pouze změna tloušťky či osazení a pozice šroubů pro elektromotor.

8 Numerické simulace částí skříně

Tato část se zabývá numerickými simulacemi posunutí a napětí částí skříně – víko, deska, příruba a to jako celku. Pro zobrazení jednotlivých dílů došlo pouze k vypnutí zobrazování ostatních dílů. Díly tedy nebyly simulovány samostatně, ale jako funkční celek. Z tohoto důvodu jsou zobrazené hodnoty posunutí u jednotlivých dílů v kontextu celé sestavy a nejedná se tak o skutečné posunutí v rámci dílu.

Výpočty byly provedeny v SW Autodesk Fusion 360. Vždy byly simulovány oba smysly otáčení motoru v plném zatížení (reakce v převodovce od vstupního momentu $M_{\text{návrh}} = 150 \text{ Nm}$). Výpočetní model také pracuje se zatížením od lisování ložisek (horní mez tolerance přesahu) a vnášením momentové reakce od statoru motoru. Na obrázcích jsou vždy zobrazeny výsledky ze smyslu rotace s horšími výsledky z daného hlediska – posunutí či napětí. Vypočtené napětí je zde prezentováno metodou výpočtu HMH (von Mises), zobrazení maximálního tahu a tlaku (1st a 3rd principal) se nachází v příloze.

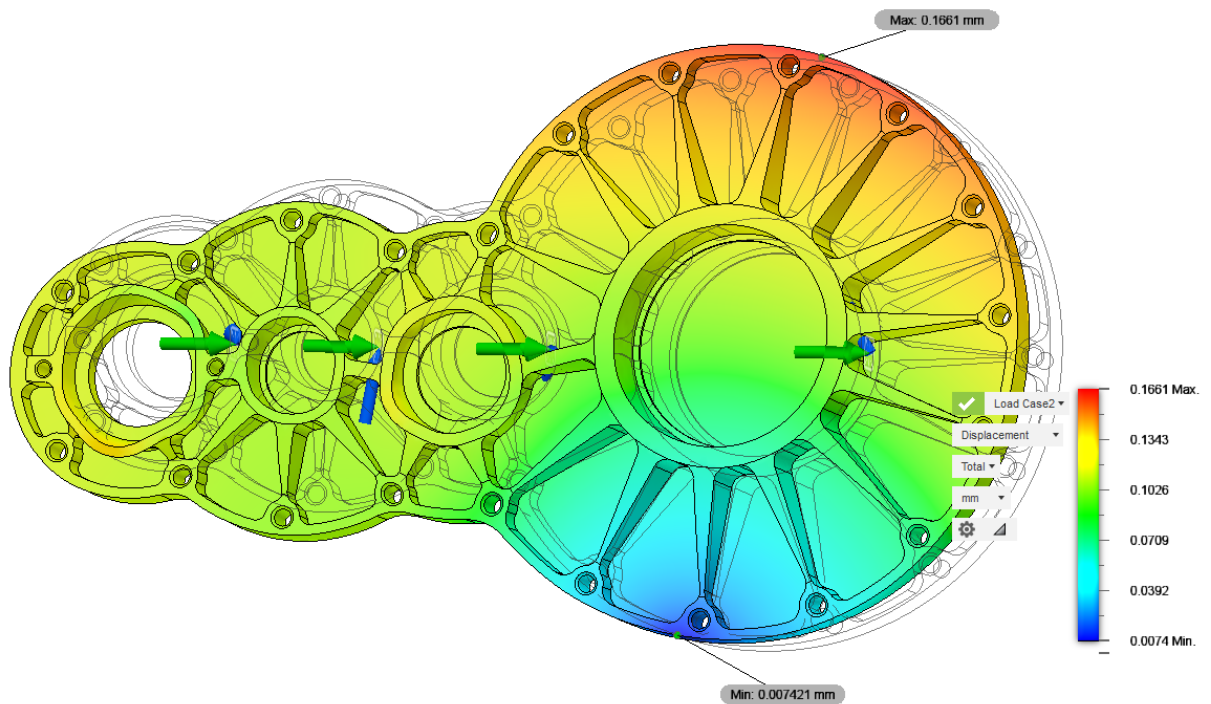
Níže je znázorněn celý výpočtový model. Zelené šipky znázorňují tlaky od ložisek, modré zobrazují vektor síly (nelze bohužel vidět na všech místech v níže přiloženém pohledu). Skříň simulována s okrajovými podmínkami: pevně uchyceno za momentovou vzpěru (ohybek), pevně uchyceno za přírubu (materiál navíc nahrazuje úhelník, za který je přichycena sestava v rámu) a pevná vazba v normálovém směru dosedací plochy desky (nahrazuje dosednutí druhé převodovky).



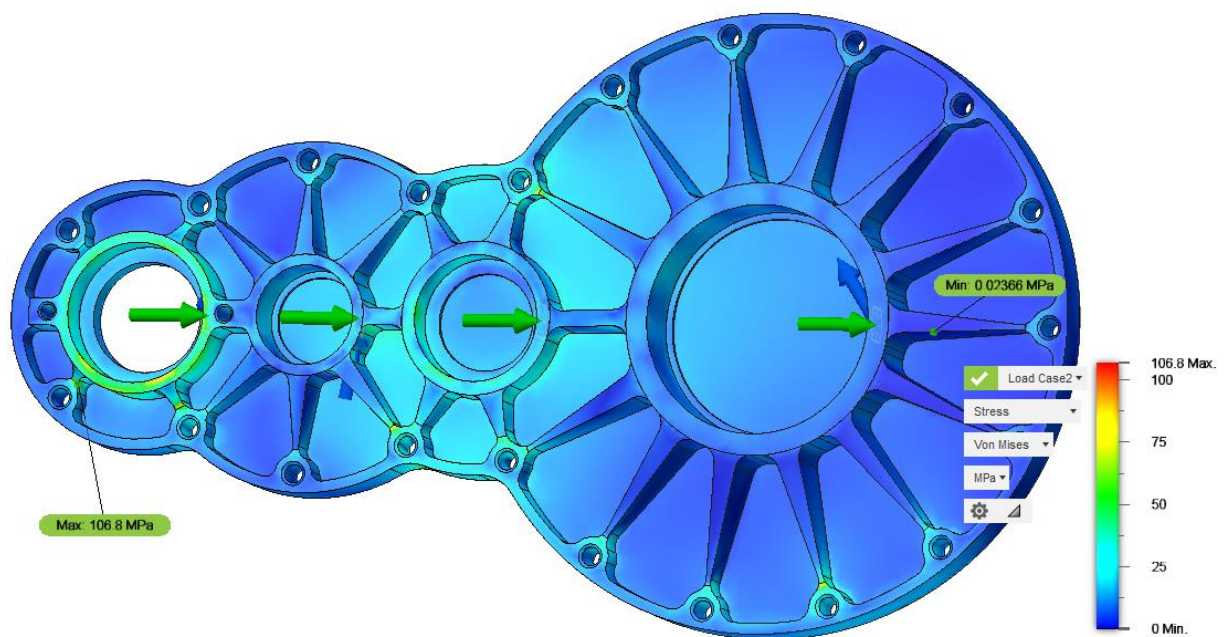
Obrázek 54: Výpočtový model simulace. Modré šipky se neukazují skrz těleso tak, jak je tomu u šipek zelených.

8.1 Simulace Skříň – Deska

Největší lokální posunutí tvořily tlaky od zalisování ložisek, kde k posunutím docházelo po obvodu nerovnoměrně - v důsledku žebrování. I tak jsou však hodnoty v mezích. Maximální hodnota posunutí vychází z kontextu deformace celé sestavy. Více v bodě 8.4.



Obrázek 55: Simulace posunutí dílu Deska. Posunutí je v x-násobném měřítku oproti skutečnosti. Uvedená míra posunutí je vztažena k posunutí celé sestavy.

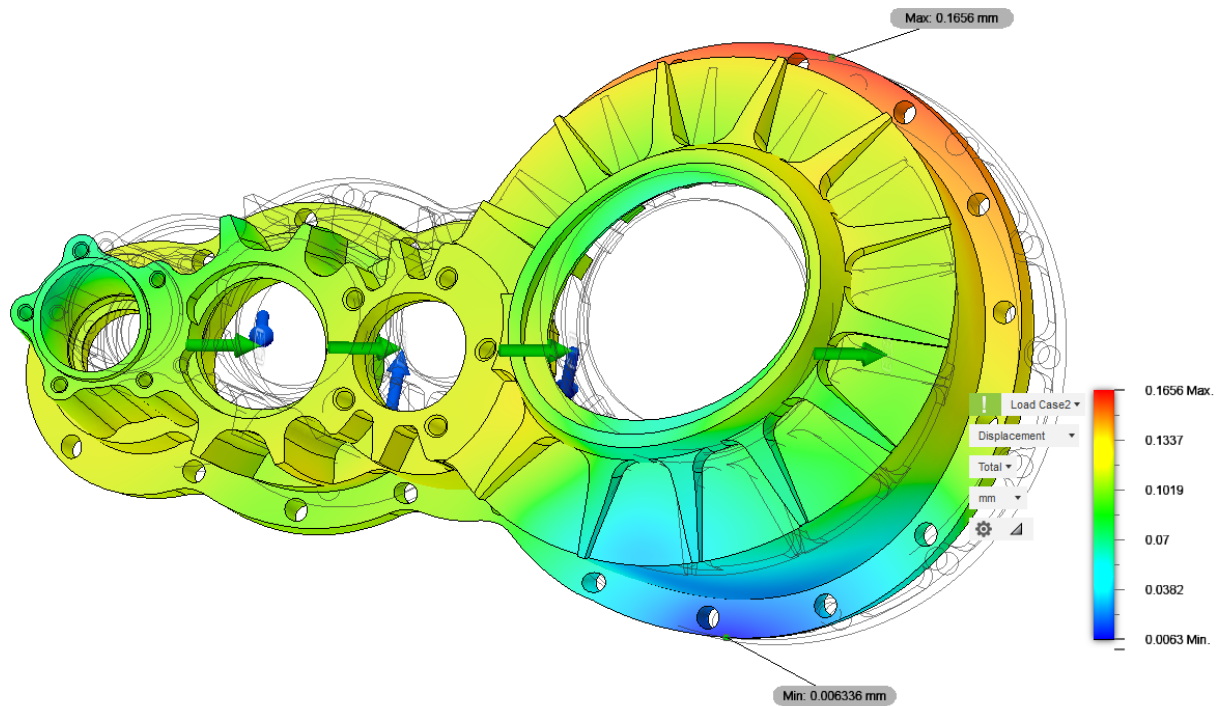


Obrázek 56: Simulace napětí dílu Deska

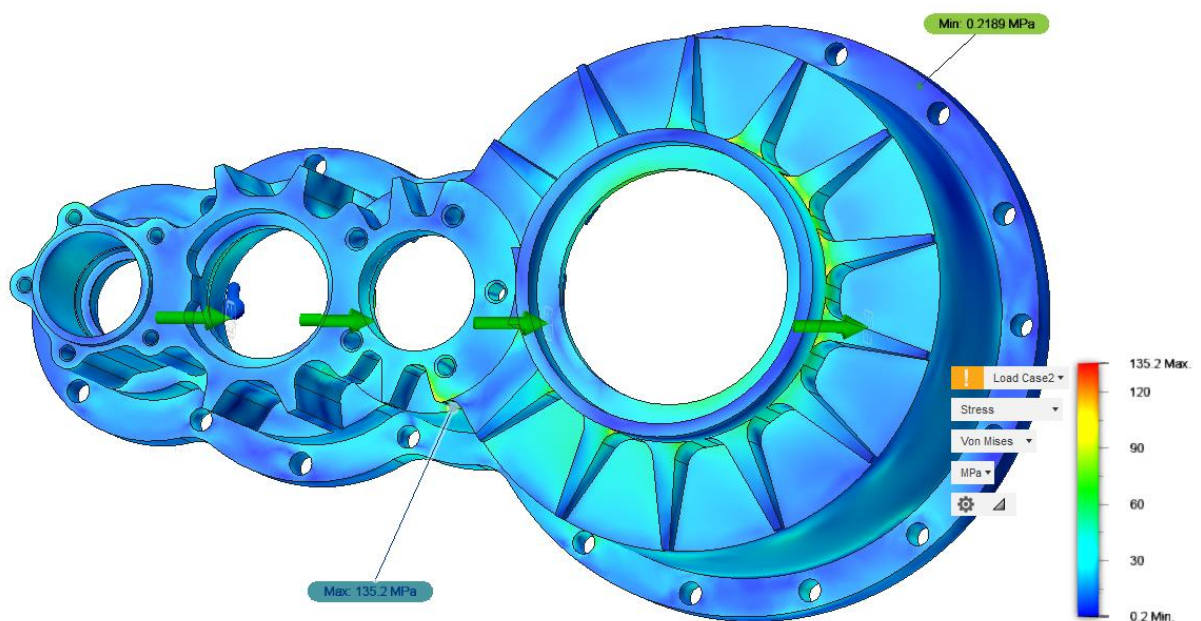
Co se týká napětí, maximální hodnota 107 MPa se nachází v singularitě – v ostré hraně na ploše styku. Stejně tak lze vidět, že se tyto singularity objevují i v dalších obdobných místech. Tyto hodnoty napětí byly zanedbány. Je možno si to dovolit proto, že nástroj vyrábějící toto napojení ploch bude mít vždy svůj rádius, čímž se singularita odstraní. Ve zbytku dílu je

napětí vhodně rozloženo. Nejmenší napětí je v žebrech u výstupního hřídele. Zde je však tloušťka žebër zachována pro zajištění tuhosti.

8.2 Simulace Skřín – Víko



Obrázek 57: Simulace posunutí Skřín – Víko.



Obrázek 58: Simulace napětí Skřín – víko.

Na rozdíl od Desky je tento díl více vytažen do prostoru. Z toho důvodu dochází u tohoto dílu k většímu celkovému posunutí. Je však nutné si uvědomit, že celkové posunutí není důležité. Důležité je posunutí v rámci os hřídelů mezi sebou, více v bodě 8.4. Z tohoto hlediska díl vyhověl po jistých úpravách. Problém nastal pouze mezi hřídeli posledního soukolí. Zde dochází k nejvyšším hodnotám zatížení a tudíž nejvyšším hodnotám posunutí. Pro snížení hodnot této veličiny bylo přidáno žebrování i na vnitřní straně Víka.

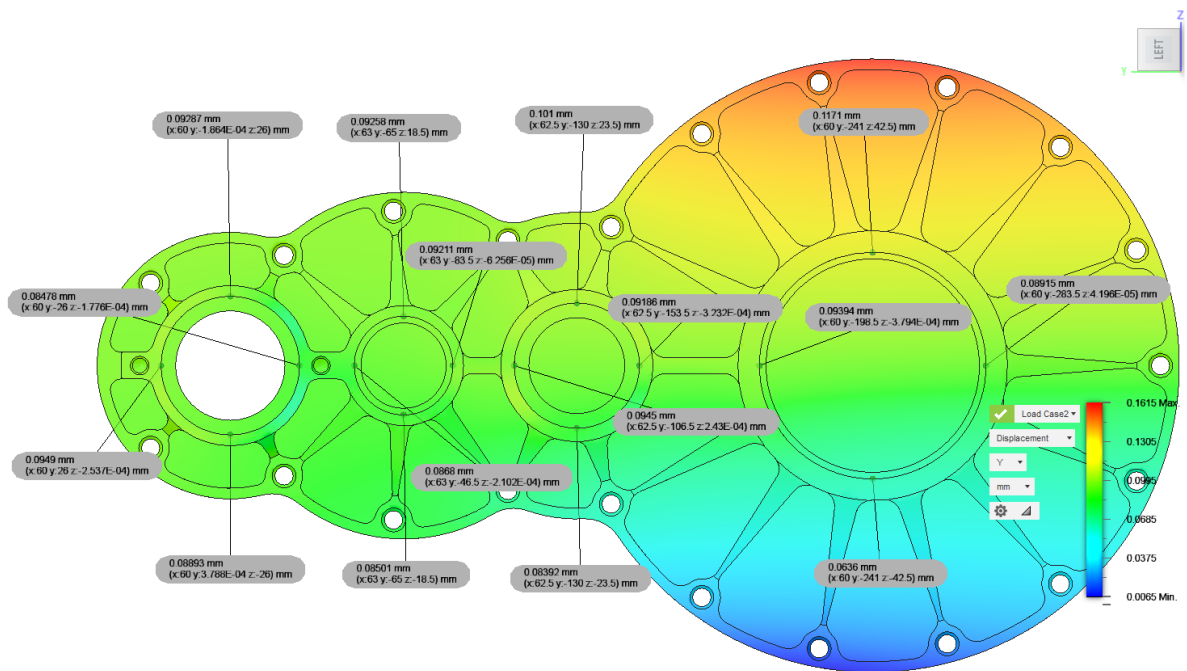
Napětí je v tomto případě nižší a lépe rozložené, každopádně maxima jsou opět v singularitách – ostrých rozích. Z toho důvodu byly nakonec přidány zvětšené rádiusy a některé singularity byly vyhodnoceny čistě jako nereálně možné (rádiusy od výrobních nástrojů je odstraní).

8.3 Simulace Skříň – Příruba

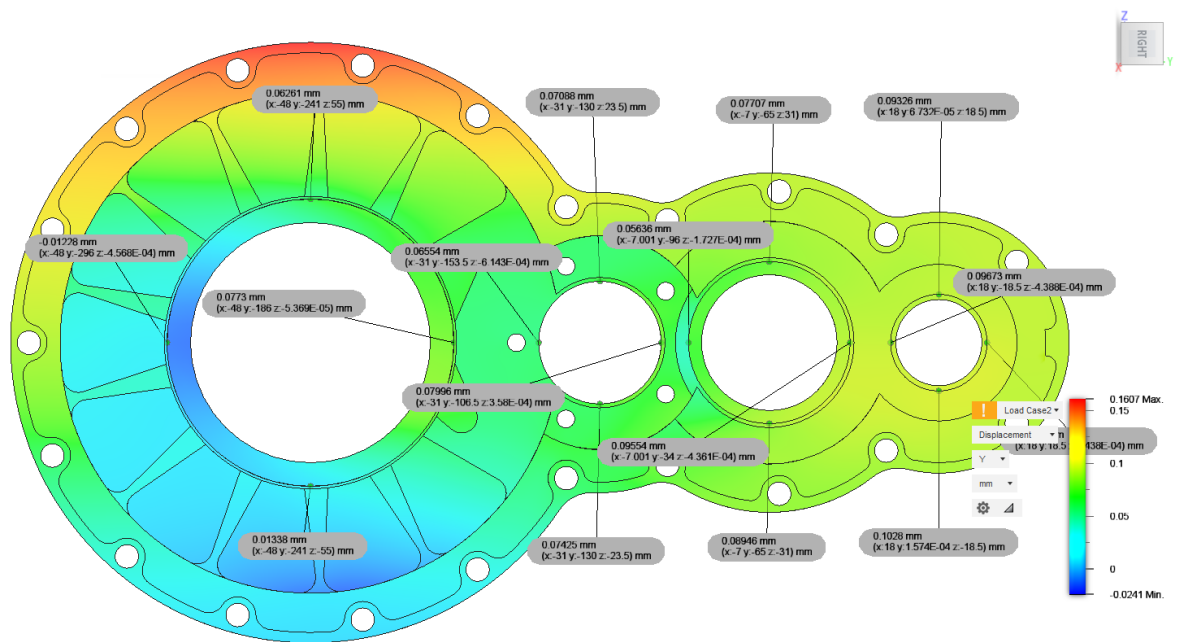
Díl neprošel simulací vzhledem k předimenzování více exponovaných částí (Deska a Víko) a vzhledem k tomu, že celý díl je výrazně masivnější a po celé jedné straně na plochu uchycen k víku.

8.4 Posunutí mezi osami hřídelů

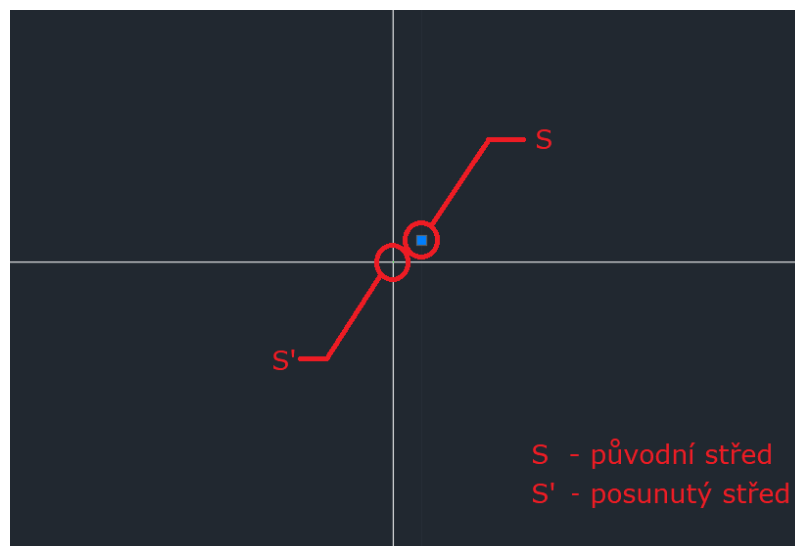
Z pohledu funkčnosti převodovky je zásadní dodržet podmínku posunutí v místě záběru ozubených kol na maximální hodnotě $0,05 \cdot \text{modul}$. To však v sobě zahrnuje nejen deformaci zubů, ale také průhyb hřídele či uložení – skříně převodovky. Proto nejdůležitější část kontroly skříně převodovky je právě z tohoto pohledu. Pro zjištění posuvů os uložení ložisek ve skříně bylo provedeno měření ve výsledku simulace. Na čtyřech vhodných místech u každého uložení došlo ke změření posunutí ve dvou směrech – Z a Y. Měřicí bod se vždy nacházel ve středu plochy uložení ložiska (rozměr X). Hodnoty posunutí ve směrech „Z“ a „Y“ byly zaneseny do 2D prostředí v AutoCAD Mechanical (viz. obrázek 62). Spojením dvou protějších bodů vznikla úsečka, protínající druhou úsečku tvořenou obdobně. V průsečíku těchto úseček se nachází skutečná osa posunutého uložení S' . Posunutí bodu S' vůči původnímu bodu S je patrné z obrázku 61.



Obrázek 59: Znázornění měřících míst na dílu Deska. Ukázány hodnoty posunutí ve směru Y.

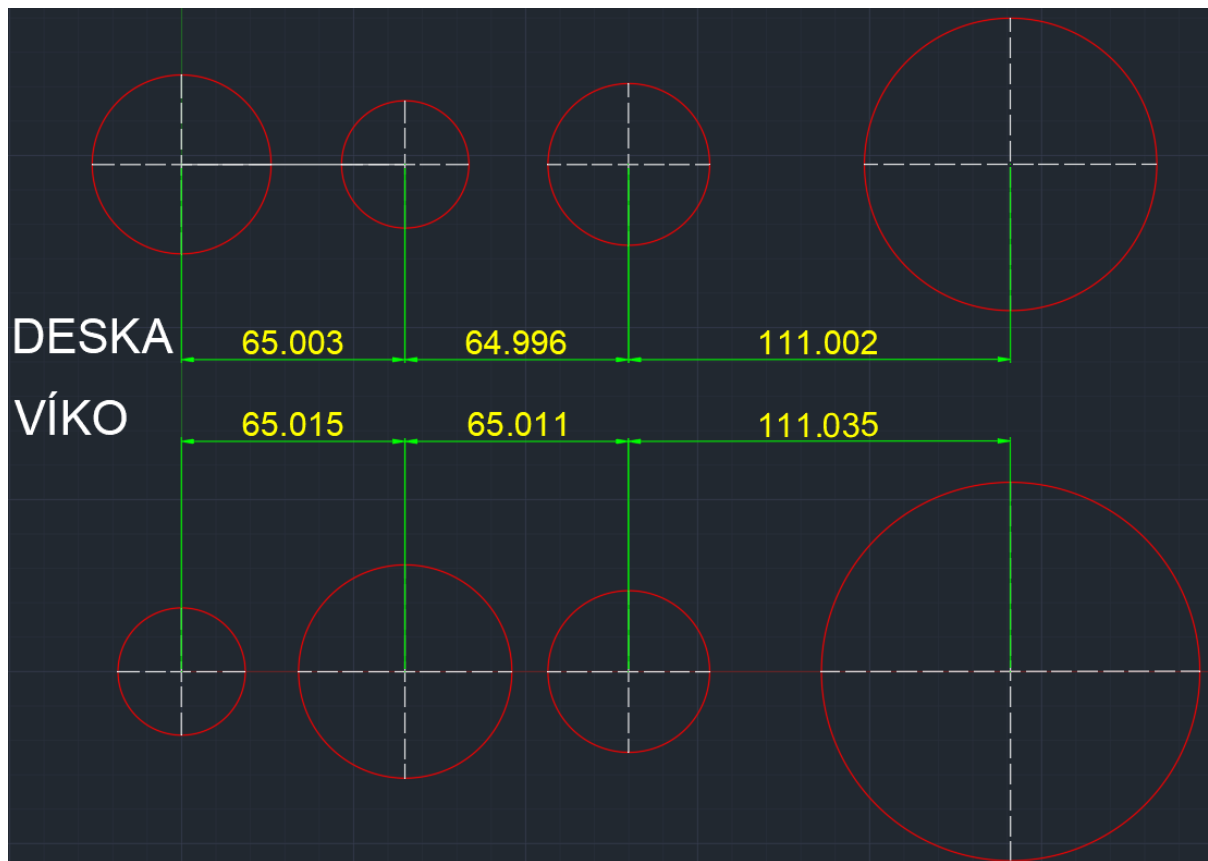


Obrázek 60: Znázornění měřících míst na dílu Víko. Ukázány hodnoty posunutí ve směru X.



Obrázek 61: Ukázka posunutého středu po vyhodnocení deformací. Bod S znázorňuje střed červené kružnice z obrázku 62.

Na obrázku 62 jsou ukázány výsledky analýzy posunutí výpočtového modelu. Nalevo jsou díry vstupu (vstupní hřídele), napravo pak díry pro ložiska na straně výstupu. Schéma tedy znázorňuje pohled obdobný jako na obrázku 54. Kóty na obrázku znázorňují skutečné osové vzdálenosti v absolutní hodnotě (ne horizontální složky, ale čistě osové vzdálenosti). V důsledku deformace skříně již skutečné osy neleží v jedné rovině. To je však pro záběr kol nepodstatné. Z výsledků je patrné, že díl Víko je poddajnější než deska (hodnoty osových vzdáleností jsou větší). Tento výsledek byl předpokládán v důsledku prostorového tvaru dílu Víko, který je náchylnější na kroucení v důsledku zanášení reakce točivého momentu. Dále také proto, že zde umístěná ložiska jsou od sebe výrazně více vzdálená ve směru X (oproti dílu Deska), což přispívá ke kroucení dílu. Celkově je však skříň dostatečně tuhá, navíc samotná ložiska a hřídele sestavu skříně ještě více vyztuží.



Obrázek 62: Skutečné osové vzdálenosti v uložení hřídelů v důsledku deformace částí skříně.

9 Kompletace převodovky

V této kapitole bude nastíněna kompletace převodovky a i jednotlivých komponent.

9.1 Vstupní hřídel

Gufero a obě ložiska jsou součástí dílů převodové skříně. Jejich montáž bude rozebrána v další kapitole. V této části kompletace došlo pouze k osazení pouzdra na vstupní hřídel. Stalo se tak pomocí indukčního ohřevu pouzdra na hodnotu přibližně 150° C. Tato hodnota byla nastavena na zařízení pro indukční ohřev a kontrolována termočlánkem. Vyšší hodnota neměla smysl vzhledem ke zvoleným tolerancím na obou součástech. Navíc byla snaha předejít změnám struktury kaleného pouzdra či k tvorbě oxidů na leštěném povrchu. Po ohřátí pouzdra došlo k jeho přenosu na hřídel pomocí tepelně izolačních rukavic a nasunutí pouzdra na připravenou hřídel ve vertikální poloze. Po vychladnutí došlo ke vzniku předepjatého spoje.

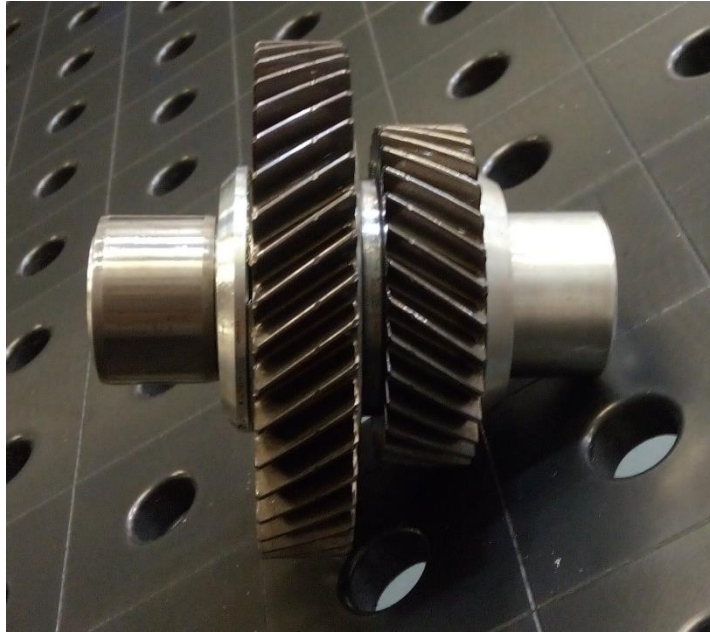


Obrázek 63: Vlevo - ohřev pouzdra pomocí indukčního ohřevu na přesnou teplotu, vpravo - ukázka ustavení hřídele pro osazení pouzdem.

9.2 První předlohovový hřídel (2B-3A)

Na tento vyráběný hřídel bylo nutno nasadit obě kola pomocí mírného ohřevu. To z důvodu vyrobených přesných osazení na hřídeli pro zajištění soustřednosti kol, která jsou s mírným přesahem. Nesměla však být překročena teplota 100°C kvůli lepidlu. Návrh tolerancí pro přípravu těchto součástí s tím však počítal a tedy za pomoci lisu (primárně pro zajištění rovnoběžnosti os při nasazování) došlo k montáži kol na hřídel. Lepidlo bylo nanášeno na hřídel před osazením kola.

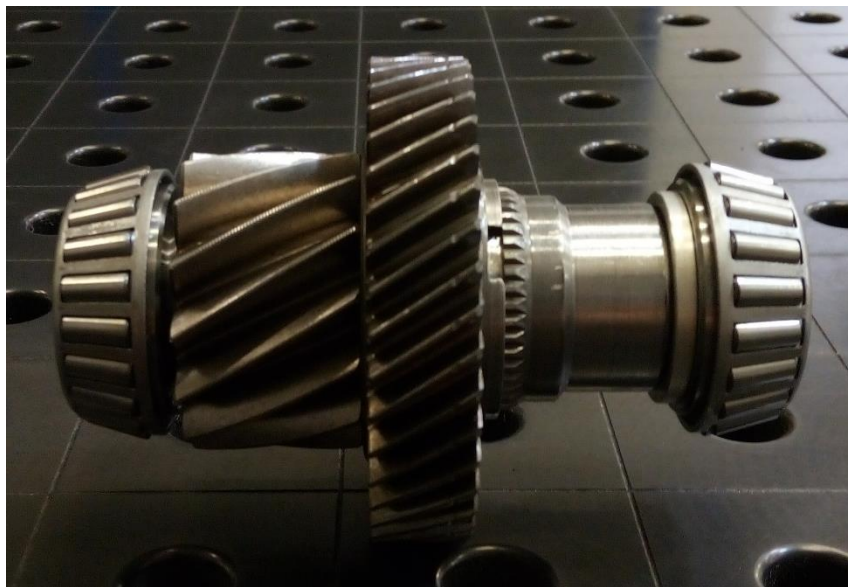
Stejně jako u vstupního hřídele došlo k montáži kaleného pouzdra pod jehličkové ložisko.



Obrázek 64: Zkompletovaná první předlohová hřídel 2B-3A

9.3 Druhá předlohová hřídel 3B-RA

Tato hřídel je využita tak, jak je po úpravě obráběním. Nedošlo zde k žádné kompletaci. Vše až při finální zástavbě do skříně převodovky.



Obrázek 65: Sestava druhého předlohového hřídele 3B-RA

9.4 Výstupní hřídel

Zde došlo pouze k osazení hřídele kaleným pouzdrem pod jehličkové ložisko, opět obdobně jako u předchozích hřídelů.

9.5 Montáž ložisek do Desky a Víka

Kvůli značným přesahům bylo potřeba ohřát desku tak, aby vznikla vůle pro zasunutí ložiska na své místo. Pro montáž ložisek se tedy nepoužíval lis, ale ložiska byla osazena po ohřátí Desky. Teplota byla sledována pomocí termočlánku a potřebné hodnoty ohřátí byly vypočteny. Zpravidla se ale jednalo o hodnoty cca 150-170°C, přičemž vůle často vznikala teoreticky již při cca 100°C. Zde je nutno si uvědomit, že během provozu však vůle vznikne až při vyšších hodnotách, protože se bude díl i ložisko roztahovat spolu. Sice je tepelná roztažnost hliníkových slitin asi 3x větší jak u ocelových ložisek [16], ale i tak bude za provozní teploty zaručen přenos axiálních sil. Nakonec se využilo ohřátého dílu a došlo k vložení středících kolíků do připravených děr.



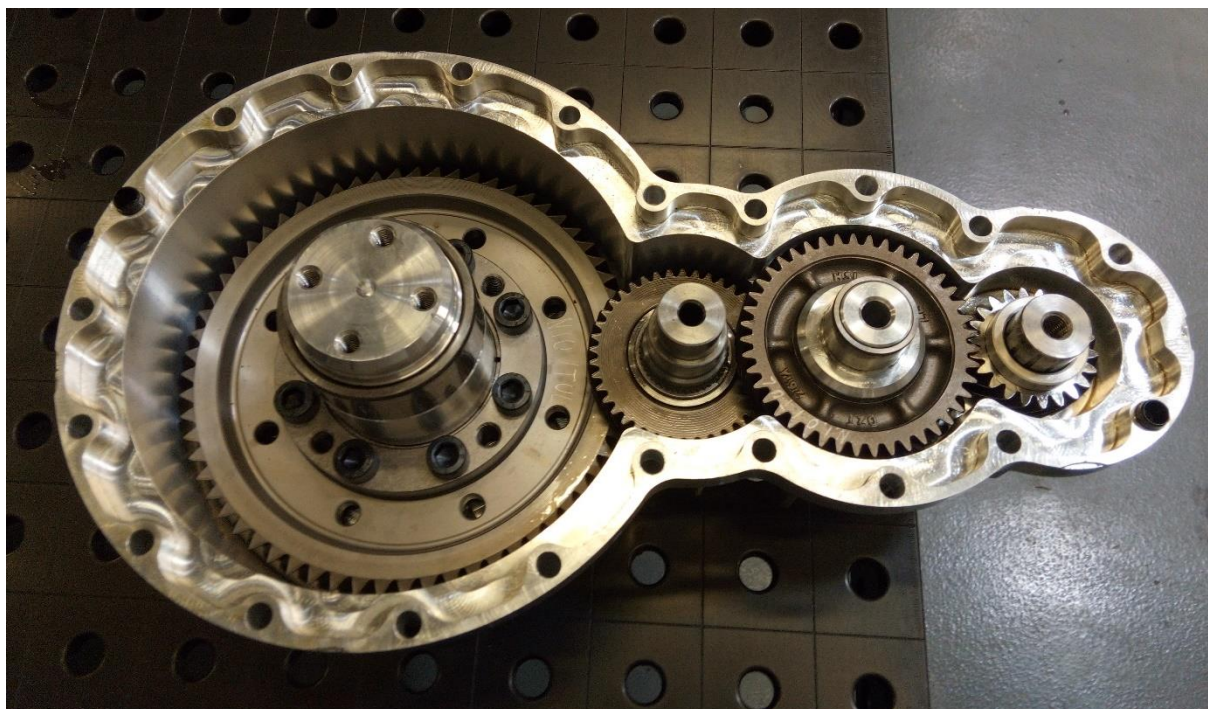
Obrázek 66: Ohřev Desky pro vkládání ložisek.



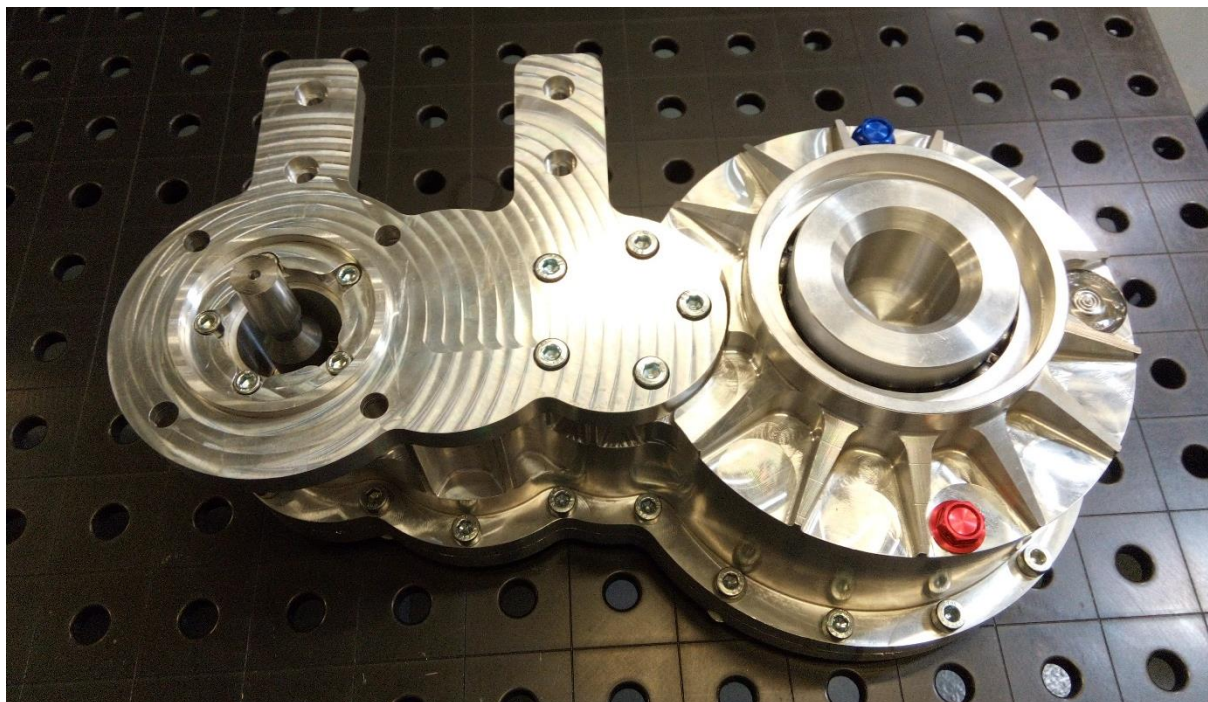
Obrázek 67: Ohřev Víka pro vkládání ložisek, na fotografii lze vidět i termočlánek pro kontrolu teplot

9.6 Kompletace převodovky

Nejprve se vloží výstupní hřídel skrz ložisko G (kuličkové) na své místo. Na něj se nasadí společně s korunovým kolem svěrné pouzdro. Následuje druhý předlohový hřídel, pak první předlohový hřídel. Víko se otočí a namontuje se příruba přenášející axiální zatížení druhého předlohové hřídele pomocí šroubu. Tím dojde k přesnému uložení hřídele v rámci této části skříně. Nakonec se vloží vstupní hřídel a přiklopí se vše Deskou na odmaštěné plochy pomocí Loctite 7063 s naneseným tmelem Loctite 518. Po přiklopení desky dojde k nasazení příruby na vstupní hřídel a zajištění šroubem. Dále proběhne utážení dílů k sobě pomocí šroubů po obvodu, otočení a nasazení příruby pro elektromotor, opět odmaštěné s naneseným tmelem. Na závěr proběhne montáž napouštěcích šroubů a olejznaku.



Obrázek 68: Osazení sestav hřídelů do převodovky



Obrázek 69: Sestavená převodovka (bez těsnících prvků)

10 Závěr

V této práci byl popsán návrh redukční převodovky pro autonomní vozidlo vyvíjené na Technické Univerzitě v Liberci. Návrh se opírá o mnohá rozhodnutí ohledně koncepce celého vozidla a i jeho zástavby. Rozhodnutí o základní koncepci je podepřeno úvodní rešerší v této práci. Následně byl popsán způsob výběru převodového poměru v redukčních převodovkách elektromobilů a vliv jeho velikosti na provozní charakteristiky vozidla. Následovalo představení konkrétních požadavků na konstrukci převodovky, jako právě převodový poměr či využití dílů z převodovky Škoda Auto MQ200-5F. Po ukázce a rozhodnutí o zástavbě dílů v převodovce byly provedeny výpočty silových poměrů v převodovce, později využitých pro volbu ložisek či pevnostní analýzu skříně převodovky. Ta sloužila pro zjišťování tuhosti sestavy tak, aby byl zajištěn vhodný přenos ozubenými převody. Na základě těchto simulací byly modifikovány jednotlivé díly pro zvýšení jejich lokální či globální tuhosti nebo odstranění koncentrátorů napětí. V práci je také detailně popsána konstrukce jednotlivých komponent, což je podepřeno případnými pevnostními výpočty. Na závěr práce je ukázána montáž jednotlivých podsestav a i výsledné sestavy převodovky.

Po složení převodovky dojde k jejímu testování na stavu PowerTrain na Katedře vozidel a motorů na Technické Univerzitě v Liberci. Zjišťovat se bude, kromě dalších parametrů, hlavně účinnost přenosu převodovky v obou možných směrech zatěžování. Vzhledem ke konstelaci prvků pro toto testování bylo nutno navrhnout speciální hřídel s výstupem z převodovky na opačné straně, než bude ve výsledném vozidle. Po testování převodovky a proběhnutí zatěžujících zkoušek dojde k jejímu rozebrání a zaznamenání stavu. Na základě získaných dat poznatků budou případně navrhována konstrukční opatření pro zvýšení užitné hodnoty převodovky. Po finalizaci těchto kroků dojde k výrobě dalších kusů tak, aby byly k dispozici celkem čtyři kusy této převodovky do zástavby vyvíjeného vozidla.

Aktuální model převodovky je současně využíván pro další konstrukční práce na vyvíjeném vozidle. Slouží hlavně pro zajištění zástavby v rámci náprav vozidla, volby poloos a návrhu rámové konstrukce. Odvozenými konstrukčními pracemi je pak návrh chlazení motorů či návrh svazku pro zapojení.

Na základě této práce také vznikl odborný článek „Transmission Design For An Autonomous Modular Platform“ pro účely konference „IRF2020 – Integrity-Reliability-Failure“ (viz. CD).

11 Seznam příloh

Příloha 1	Výkres: 100_VSTUPNI_HRIDEL_2A
Příloha 2	Výkres: 101_VSTUPNI_HRIDEL_UPRAVENO
Příloha 3	Výkres: 102_VYMEZOVACI_PODLOZKA_2A-B
Příloha 4	Výkres: 103_PRIRUBA_VSTUPNI_HRIDEL-B
Příloha 5	Výkres: 120_PREDLOHOVA_HRIDEL_2B-3A_4
Příloha 6	Výkres: 121_PREDLOHOVA_HRIDEL_2B-3A_4
Příloha 7	Výkres: 122_VYMEZOVACI_PODLOZKA_3A-C
Příloha 8	Výkres: 123_PRIR_PREDL_HR_2B-3A-C
Příloha 9	Výkres: 131_KOLO_2B_UPRAVENO_3
Příloha 10	Výkres: 132_KOLO_3A_UPRAVENO_3
Příloha 11	Výkres: 140_PREDLOHOVA_HRIDEL_3B-RA
Příloha 12	Výkres: 141_PREDLOHOVA_HRIDEL_UPRAVENO
Příloha 13	Výkres: 143_VYMEZOVACI_PODLOZKA_RA-E
Příloha 14	Výkres: 160_VYSTUPNI_HRIDEL_RB_2
Příloha 15	Výkres: 161_VYSTUPNI_HRIDEL
Příloha 16	Výkres: 162_KOLO_RB_UPRAVENO
Příloha 17	Výkres: 171_VYSTUPNI_HRIDEL_EXP
Příloha 18	Výkres: 172_PRIRUBA_EXP
Příloha 19	Výkres: 200_SKRIN_DESKA
Příloha 20	Výkres: 201_SKRIN_DESKA_6
Příloha 21	Výkres: 220_SKRIN_VIKO
Příloha 22	Výkres: 221_SKRIN_VIKO_4
Příloha 23	Výkres: 222_PRIRUBA_3
Příloha 24	Výkres: 002_OBAL_PREVODOVKY
Příloha 25	Výkres: 001_SESTAVA_PŘEVODOVKA_4
Příloha 26	Výsledek simulace dílu Skříň – Deska, tahová napětí v dílu (1st principal)
Příloha 28	Výsledek simulace dílu Skříň – Deska, tlaková napětí v dílu (3rd principal)
Příloha 29	Výsledek simulace dílu Skříň – Deska, tahová napětí v dílu (1st principal)
Příloha 30	Výsledek simulace dílu Skříň – Deska, tlaková napětí v dílu (3rd principal)
Příloha 31	CD s CAD daty a všemi výkresy v PDF formátu a článkem „Transmission Design For An Autonomous Modular Platform“

12 Seznam obrázků

Obrázek 1: Volvo HX2 [1]	15
Obrázek 2: Continental Conti Bee v úpravě pro převoz vozíčkáře [2].....	16
Obrázek 3: Schéma Výzkumného záměru 2 projektu Reg. No. CZ.02.1.01/0.0/0.0/16_025/0007293	17
Obrázek 4: Blokové uspořádání koncepce jednoho elektromotoru s redukční převodovkou a diferenciálem(M - motor, P – redukční převodovka, D - diferenciál).....	18
Obrázek 5: Ukázka pohonného ústrojí vozu Škoda CITIGOe iV [3].....	19
Obrázek 6: Blokové schéma koncepce s jedním motorem pro pohon obou náprav (M - motor, P – redukční převodovka, D – diferenciál, DM – mezinápravový diferenciál).....	20
Obrázek 7: Koncepce dvou motorů s pohonem dvou náprav (M - motor, P – redukční převodovka, D - diferenciál).....	21
Obrázek 8: Ukázka uspořádání pohonného ústrojí vozu Porsche Taycan s dvoustupňovou převodovkou na zadní nápravě (a jednostrupňovou na nápravě přední) [4]	21
Obrázek 9: Blokové schéma koncepce uspořádání se čtyřmi motory a čtyřmi převodovkami (M - motor, P – redukční převodovka, D - diferenciál).....	22
Obrázek 10: Sestava pohonu jednoho z kol elektrické studentské formule týmu e-Froce z ČVUT [5].....	23
Obrázek 11: Uspořádání čtyř motorů se čtyřmi převodovkami, avšak s poloosami na rozvod výkonu ke kolům	24
Obrázek 12: Elektrické vozidlo eŠus s první generací redukční převodovky. [6]	25
Obrázek 13: Účinnostní mapa elektromotoru Engiro 205W [7]	27
Obrázek 14: Výkonová mapa motoru Engiro 205W [7]	28
Obrázek 15: Schéma převodovky Škoda Auto MQ200-5F, značené též jako 02T [8]	31
Obrázek 16: Převodovka MQ-200-5F, konkrétní kusy určené pro zástavbu do převodovky TUL	32
Obrázek 17: Rozklad sil na čelním ozubeném kole se šikmým ozubením [9].....	34

Obrázek 18: Schéma převodovky MQ200-5F - ukázka způsobu uchycení kol na hřídel a jejich pozic [8].....	35
Obrázek 19: Schéma kompozice 3°-2°-R - verze 1	36
Obrázek 20: Schéma kompozice 3°-2°-R - verze 2	37
Obrázek 21: Schéma kompozice 3°-2°-R - verze 3	38
Obrázek 22: Složky momentu na výstupu ze spalovacího motoru [13]	39
Obrázek 23: Schéma kompozice 2°-3°-R – verze 1	41
Obrázek 24: Schéma kompozice 2°-3°-R – verze 2	42
Obrázek 25: Schéma kompozice 2°-3°-R – verze 3	43
Obrázek 26: Schéma kompozice 2°-3°-R – verze 4	44
Obrázek 27: Rozklad sil na čelním ozubeném kole se šikmým ozubením [9].....	47
Obrázek 28: Schéma zatížení vstupního hřídele.....	49
Obrázek 29: CAD model vstupního hřídele. Vytvořen pomocí reverzního inženýrství.	49
Obrázek 30: Výsledná sestava vstupního hřídele	52
Obrázek 31: Řez výslednou sestavou vstupního hřídele	53
Obrázek 32: Schéma prvního předlohového hřídele 2B-3A.....	53
Obrázek 33: Výsledek simulace drážkovaného prvního předlohového hřídele	55
Obrázek 34: Výsledek simulace lisovaného spoje kola 3A na druhý předlohový hřídel	56
Obrázek 35: Výsledek simulace kola 3A po nalisování na hřídel. Zobrazeno napětí von Mises	57
Obrázek 36: Detail uložení kola 2B - dvojité osazení na centrování kola na hřídeli a ukázka mezery na lepidlo.....	58
Obrázek 37: Řez sestavou prvního předlohového hřídele	59
Obrázek 38: Sestava prvního předlohového hřídele.....	59
Obrázek 39: Schéma zatížení druhého předlohového hřídele 3B-RA.....	60
Obrázek 40: Prostor pro podložku na axiální předpětí kuželíkových ložisek	62
Obrázek 41: Schéma výstupního hřídele	62

Obrázek 42: Řez sestavou výstupního hřídele usazeného ve skříni	65
Obrázek 43: Sestava výstupního hřídele.....	65
Obrázek 44: Řez experimentální sestavy výstupního hřídele.....	66
Obrázek 45: Experimentální sestava výstupního hřídele.....	67
Obrázek 46: Výsledná sestava obou převodovek s elektromotry	68
Obrázek 47: Sestava skříně převodovky.....	68
Obrázek 48: Deska - přední strana s ukázkou žebrování, středících kolíků a pojištění ložiska B	71
Obrázek 49: Deska – zadní strana se závitovými dírami pro oporu těsnícího plechu.	71
Obrázek 50: Víko. Pohled zepředu (lze vidět vypuštěcí šrouby, olejoznak či plochu na dosednutí příruby).	72
Obrázek 51: Víko - pohled zezadu	73
Obrázek 52: Příruba - pohled zepředu – osazení pro připojení elektromotoru.....	74
Obrázek 53: Příruba - pohled zezadu – přesná díra pro vystředění s Víkem.	74
Obrázek 54: Výpočtový model simulace. Modré šipky se neukazují skrz těleso tak, jak je tomu u šipek zelených.....	76
Obrázek 55: Simulace posunutí dílu Deska. Posunutí je v x-násobném měřítku oproti skutečnosti. Uvedená míra posunutí je vztažena k posunutí celé sestavy.	77
Obrázek 56: Simulace napětí dílu Deska.....	77
Obrázek 57: Simulace posunutí Skříň – Víko.	78
Obrázek 58: Simulace napětí Skříň – víko.	78
Obrázek 59: Znázornění měřících míst na dílu Deska. Ukázány hodnoty posunutí ve směru Y.	80
Obrázek 60: Znázornění měřících míst na dílu Víko. Ukázány hodnoty posunutí ve směru Y.	80
Obrázek 61: Ukázka posunutého středu po vyhodnocení deformací. Bod S znázorňuje střed červené kružnice z obrázku 62.	81

Obrázek 62: Skutečné osové vzdálenosti v uložení hřídelů v důsledku deformace částí skříně.	82
Obrázek 63: Vlevo - ohřev pouzdra pomocí indukčního ohřevu na přesnou teplotu, vpravo - ukázka ustavení hřídele pro osazení pouzdrém.	83
Obrázek 64: Zkompletovaná první předlohová hřídel 2B-3A	84
Obrázek 65: Sestava druhého předlohového hřídele 3B-RA.....	84
Obrázek 66: Ohřev Desky pro vkládání ložisek.	85
Obrázek 67: Ohřev Víka pro vkládání ložisek, na fotografii lze vidět i termočlánek pro kontrolu teplot	86
Obrázek 68: Osazení sestav hřídelů do převodovky.....	87
Obrázek 69: Sestavená převodovka (bez těsnících prvků)	87

13 Seznam tabulek

Tabulka 1: Tabulka vstupních parametrů vozidla, se kterými projektový tým určoval přibližnou dynamiku vozidla pro zvolený pohon.....	28
Tabulka 2: Výsledné trakční charakteristiky vozidla	29
Tabulka 3: Tabulka převodových čísel jednotlivých soukolí převodovky Škoda Auto MQ200-5F.....	33
Tabulka 4: Zadané / zjištěné a vypočtené hodnoty soukolí druhého převodového stupně, obdobně provedeno i pro soukolí třetího stupně a stálého převodu.	46
Tabulka 5: Zadávané parametry pro výpočty silových poměrů na vstupním hřídeli	49
Tabulka 6: Ukázka výsledků silového zatížení vstupního hřídele v rovině XY.....	49
Tabulka 7: Ukázka výsledků silového zatížení vstupního hřídele v rovině XZ.....	50
Tabulka 8: Tabulka důležitých výsledků a kontroly výpočtů vstupního hřídele.....	51
Tabulka 9: Volba ložisek pro vstupní hřídel.....	51
Tabulka 10: Zadávané parametry pro výpočty silových poměrů na prvním předlohovém hřídeli	53
Tabulka 11: Tabulka důležitých výsledků prvního předlohového hřídele	54
Tabulka 12: Volba ložisek pro první předlohový hřídel.....	54
Tabulka 13: Tabulka kontroly pevnosti lepeného spoje	58
Tabulka 14: Zadávané parametry pro druhý předlohový hřídel 3B-RA.....	60
Tabulka 15: Tabulka důležitých výsledků a kontroly výpočtů druhého předlohového hřídele.....	60
Tabulka 16: Volba ložisek pro druhý předlohový hřídel.....	61
Tabulka 17: Zadávané parametry výstupního hřídele	63
Tabulka 18: Důležité výsledky výstupního hřídele	63
Tabulka 19: Měření skutečných rozměrů ložisek.....	70

14 Seznam grafů

Graf 1: Graf možné stoupavosti v závislosti na aktuální rychlosti vozidla	29
Graf 2: Graf možného zrychlení v závislosti na aktuální rychlosti vozidla	30
Graf 3: Průběh sil a ohybového momentu ve vstupním hřídeli v rovině XY – akcelerace. Měřítko sil zmenšeno 100x pro přehlednost.....	50

15 Zdroje

- [1] IVT INTERNATIONAL. *Volvo CE prototypes deliver near-zero emissions in real-world deployment* [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: https://www.ivtinternational.com/wp-content/uploads/2018/11/web_The-HX2-autonomous-battery-electric-load-carriers2-e1542990641994.jpg
- [2] INTELLIGENTE WELT. *Conti BEE – autonomes Fahrzeug für die intelligente Stadt*. [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=8WnOzvEMJ6o>
- [3] ŠKODA STORYBOARD. *Škoda CITIGOE iV - Infographic*. [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: https://www.skoda-storyboard.com/en/press-kits/skoda-citigo%E1%B5%89-iv-skoda-superb-iv-press-kit/infographics/attachment/citigoe_iv_powertrain_technology/
- [4] PORSCHE NEWSROOM. *The powertrain: Pure performance*. [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: https://newsroom.porsche.com/en_AU/products/taycan/powertrain-18555.html
- [5] EFORCE PRAGUE FORMULA. EForce Prague Formula Facebook page. [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/e.force.prague/>
- [6] CXI TUL. [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: <https://cxi.tul.cz/files/creatives/Kreativ-esus.jpg>
- [7] ENGIRO. *ENGIRO Datasheet 205W 04037 ABC V004*. [online]. [cit. 2020-02-25]. Dostupné z: https://www.engiro.de/fileadmin/pdfs/Datenblaetter_engiro/205W/ENGIRO_Datasheet_205W_04037_ABC_V004.pdf
- [8] Skoda Fabia in Israel: LMG gearbox aggregate assignment, ratios, capacities. Skoda Fabia in Israel [online]. Dostupné z: <http://skoda-fabiaisrael.blogspot.com/2011/02/lmg-gearbox-aggregate-assignment-ratios.html>
- [9] MitCalc. [cit. 2020-02-28]. [online]. Dostupné z: http://www.mitcalc.com/index_cz.htm
- [10] Wu, Guang & Zhang, Xing & Dong, Zuomin. (2013). Impacts of Two-Speed Gearbox on Electric Vehicle's Fuel Economy and Performance. SAE Technical Papers. 2. 10.4271/2013-01-0349.
- [11] Ruan, Jiageng. (2015). Comparing of single reduction and CVT based transmissions on battery electric vehicle. 10.6567/IFTtoMM.14TH.WC.OS17.010.
- [12] BŘOUŠEK, Josef. *Převodovka elektromobilu*. Liberec, 2014. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci.

- [13] Brabec, Scholz. Pohonné jednotky II – Přednáška 4. [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2858/P%C5%99edn%C3%A1%C5%A1ka_4_PJ-II.pdf
- [14] PEŠÍK, L. Části strojů 2. díl. 3. vydání. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008. ISBN 978-80-7372-320-0
- [15] PEŠÍK, L. Části strojů 1. díl. 3. vydání. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008. ISBN 978-80-7372-319-4.
- [16] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. Strojnické tabulky. 4. vydání. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [17] SEKAL, Vlastimil. Pružnost a pevnost. 4. vydání. Ústí nad Labem: Střední průmyslová škola strojní a elektrotechnická, 2012.
- [18] LOCTITE. *Loctite® 638™ Technical Data Sheet*. [online]. [cit. 2020-03-10]. Dostupné z: [https://tdsna.henkel.com/americas/na/adhesives/hnauttds.nsf/web/FB168836AB931A10882571870000D859/\\$File/638-EN.pdf](https://tdsna.henkel.com/americas/na/adhesives/hnauttds.nsf/web/FB168836AB931A10882571870000D859/$File/638-EN.pdf)
- [19] TYMA. *Katalog řemenic 2014 small*. [online]. [cit. 2020-03-15]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/files/doc/rck60.pdf>
- [20] FULLER, DUDLEY D. *Coefficients of Friction*. [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: <https://web.mit.edu/8.13/8.13c/references-fall/aip/aip-handbook-section2d.pdf>