



**FAKULTA STROJNÍ  
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY  
V PLZNI**

Studijní program: **Konstruování strojů a technických zařízení**

Číslo studijního programu: **N0715A270017**

Studijní specializace: **Konstruování vozidel a manipulačních zařízení**

# **NÁVRH POHONU PODVOZKU ELEKTRICKÉ VLAKOVÉ JEDNOTKY S VNITŘNÍM RÁMEM POMOCÍ PMSM MOTORU S PŘEVODOVOU SKŘÍNÍ**

**Diplomová práce**

Autor práce: **Bc. Vladislav Ledecký**

Vedoucí práce: **Ing. Václav Kraus, Ph.D.**

---

Plzeň 2024

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
Fakulta strojní  
Akademický rok: 2023/2024

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Vladislav LEDECKÝ**  
Osobní číslo: **S22N0030P**  
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**  
Specializace: **Konstruování vozidel a manipulačních zařízení**  
Téma práce: **Návrh pohonu podvozku elektrické vlakové jednotky s vnitřním rámem pomocí PMSM motoru s převodovou skříní**  
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

## Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem práce je návrh konstrukčního uspořádání podvozku elektrické vlakové jednotky s vnitřním rámem s ohledem na implementaci PMSM motoru s převodovou skříní. Navrhnout několik koncepčních řešení pohonu a vybrat nejvhodnější řešení z pohledu výrobní náročnosti, životnosti, ceny a údržbových nákladů.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova práce:

1. Rešerše na téma "Podvozky elektrických jednotek".
2. Návrh převodové skříně včetně všech dílů.
3. Pevnostní výpočet horního nebo spodního víka převodové skříně.
4. Návrh ozubení.
5. Životnostní výpočet ložisek převodové skříně.
6. Ekonomické zhodnocení návrhu.
7. Výkres zástavby v podvozku.
8. Výkres sestavy převodové skříně.
9. Výkres jedné komponenty převodové skříně – včetně výběru materiálu komponenty.

Konzultant: Ing. J. Říha (ŠKODA TRANSPORTATION A.S.)

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**  
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla I*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2017. ISBN 978-80-261-0693-7.
- [2] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2019. ISBN 978-80-261-0773-6
- [3] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2021. ISBN 978-80-261-1047-7
- [4] HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části*. Praha: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3
- [5] Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Václav Kraus, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2023**  
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2024**

L.S.

---

**Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.**  
děkan

---

**Ing. Zdeněk Chval, Ph.D.**  
vedoucí katedry

## Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě Diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Byl/a jsem seznámen/a s tím, že na mou Diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Prohlašuji, že jsem tuto Diplomovou práci vypracoval/a samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v Seznamu použitých zdrojů, který je součástí této práce a na základě konzultací s vedoucím práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

V Plzni dne:

-----  
podpis autora

## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat konzultantovi práce Ing. Jiřímu Říhovi za jeho trpělivost, ochotu při psaní této diplomové práce a také za cenné rady ohledně konstrukčního návrhu. Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Václavu Krausovi, Ph.D. za trpělivost a profesionální rady. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat rodině za podporu během celého mého studia.

## Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá návrhem a ověřením návrhu pohonu podvozku kolejové jednotky. Z toho důvodu, že zadaný podvozek je navržen pro rychlosti až 200 km/h, bylo při návrhu dbáno na co největší snížení neodpružených hmot. Ty zhoršují jízdní vlastnosti, zvyšují opotřebení komponent železničního vozidla a samotných kolejí. Zároveň bylo velmi důležité vybrat ekonomicky vhodnou variantu. Práce je rozdělena do čtyř částí, kde první část se zabývá rešerší podvozků kolejových vozidel a následným výběrem ze tří variant. V další kapitole je popsán celkový návrh všech komponent převodové skříně s výpočty. Ve třetí části je rozebrán výpočet převodové skříně. V této části byly popsány veškeré okrajové podmínky a zatížení. V poslední části bylo řešení ekonomicky zhodnoceno z hlediska výběru materiálu skříně.

Byl navrhnout závěskový pohon pro zadaný podvozek s průchozím PMSM motorem. Veškeré komponenty podložené výpočtem splňují požadavky na provoz z hlediska tuhosti a také všech zadaných norem. Dále byla zhotovena kinematická analýza všech komponent mezi motorem a převodovkou. Tuhost převodové skříně byla vyhodnocena MKP výpočtem, kde výsledky ve všech směrech vyhovují. Bylo prokázáno, že zvolený materiál převodové skříně je ekonomicky vhodnější než porovnávaný materiál.

## Klíčová slova

Pohon, Pohon podvozku, Návrh pohonu, Závěskový pohon, Kolejová vozidla, MKP výpočet, Převodovka, Převodová skříně, Ozubení, Výpočet ložisek, Ekonomické zhodnocení

## Abstract

This master's thesis focuses on the design and validation of the drivetrain for a rail bogie. Since the specified bogie is designed for speeds up to 200 km/h, the design prioritized minimizing unsprung masses as much as possible. These masses degrade driving characteristics, increase wear on train vehicle components and the tracks themselves. Additionally, it was crucial to select an economically viable option. The thesis is divided into four parts, where the first part deals with researching rail vehicle bogies and subsequent selection from three variants. The next chapter describes the overall design of all gearbox components with calculations. The third part covers the simulation of the gearbox. In this section, all boundary conditions and loads were described. In the last part, the solution was economically evaluated in terms of material selection for the gearbox.

A suspension drive with a pass-through PMSM motor was designed for the specified bogie. All components supported by calculation meet operational requirements in terms of stiffness and all specified standards. Furthermore, a kinematic analysis of all components between the motor and gearbox was conducted. The stiffness of the gearbox was evaluated by FEM calculation, where the results in all directions are satisfactory. It was demonstrated that the selected material for the gearbox is economically more suitable than the compared material.

## Key words

Drive, Bogie drive, Design of a bogie drive, Suspended drive, Rail vehicles, FEM simulation, Transmission, Transmission case, Gears, Bearing calculations, Economic evaluation

## Contents

1	Úvod .....	13
2	Uvedení do problematiky pohonů kolejových vozidel, rešerše současných koncepcí pohonů kolejových jednotek .....	14
2.1	Pohony kolejových vozidel .....	14
2.1.1	Centrální pohon dvojkolí .....	14
2.1.2	Individuální pohon dvojkolí .....	14
2.2	Zadání .....	15
2.3	Pohon tlakovým motorem .....	17
2.3.1	Princip tlakového motoru .....	17
2.3.2	Bombardier Flexx Power 140 .....	18
2.4	Závěškový pohon .....	19
2.4.1	Princip závěškového pohonu .....	19
	Podvozek Siemens SF 7500 .....	20
2.5	Pohon dutou hřídelí .....	21
2.5.1	Princip pohonu dutou hřídelí .....	21
2.5.2	Podvozek Stadler RABe 511 .....	22
2.5.3	Shrnutí parametrů pohonu podvozků .....	23
2.6	Výběr koncepce pohonu .....	24
2.6.1	Určení parametrů hodnocení .....	24
2.6.2	Rozhodovací analýza .....	24
3	Návrh pohonu zadaného podvozku .....	26
3.1	Návrh převodu .....	27
3.1.1	Ověření jednostupňové převodovky .....	29
3.1.2	Pevnostní kontrola ozubení .....	31
3.2	Návrh převodové skříně .....	32
3.2.1	Rozklad sil v převodové skříně .....	32
3.2.2	Výpočet zatížení ložisek na dvojkolí .....	33
3.2.3	Výpočet zatížení ložisek na pastorku .....	34
3.2.4	Výběr ložisek .....	36
3.2.5	Ložiska dvojkolí .....	38



3.2.6	Ložiska pastorku.....	40
3.2.7	Modifikovaná životnost ložisek.....	41
3.2.8	Návrh spojení elektromotoru s převodovkou.....	43
3.2.9	Návrh skříně.....	50
3.2.10	Kinematická analýza pohonu.....	55
3.2.11	Výpočet ložisek se skutečnými hodnotami.....	57
4	Pevnostní výpočet skříně pohonu.....	58
4.1	MKP model.....	59
4.1.1	Sestavení MKP modelu.....	59
4.1.2	Definování materiálu.....	60
4.1.3	Vytvoření sítě konečných prvků.....	60
4.2	Výpočetní model.....	61
4.2.1	Určení zatížení.....	61
4.2.2	Určení okrajových podmínek.....	62
4.2.3	Kontaktní podmínky.....	63
4.2.4	Výsledky.....	63
5	Ekonomické zhodnocení.....	66
5.1	Náklady na jeden kus.....	67
5.2	Úspory využitím zvoleného materiálu.....	68
6	Závěr.....	70

## Seznam obrázků

Obrázek 1 - Zadaný podvozek.....	16
Obrázek 2 - Schéma pohonu tlapového motoru .....	17
Obrázek 3 - Podvozek Bombardier s tlapovým motorem [2].....	18
Obrázek 4 - Schéma závěskového pohonu .....	19
Obrázek 5 - Podvozek Siemens se závěskovým pohonem [3].....	20
Obrázek 6 - Schéma pohonu dutou hřídelí.....	21
Obrázek 7 - Podvozek Stadler s pohonem dutou hřídelí [4] .....	22
Obrázek 8 - Schéma pohonu s průchozým hřídelem a dvojstupňovou převodovkou .....	26
Obrázek 9 - Rozměry dovoleného průjezdového profilu [5] .....	27
Obrázek 10 - Znázornění průjezdového profilu v zadaném podvozku .....	28
Obrázek 11 - Bezpečnostní koeficienty ozubení provozního stavu .....	31
Obrázek 12 - Bezpečnostní koeficienty ozubení mimořádného stavu.....	31
Obrázek 13 - Silový rozklad skříně.....	32
Obrázek 14 - Silový rozklad pastorku .....	34
Obrázek 15 - Hodnoty vybraných ložisek dvojkolí [9].....	39
Obrázek 16 - Hodnoty vybraných ložisek pastorku [10] .....	40
Obrázek 17 - Rozstřel zubové spojky [11].....	44
Obrázek 18 - Řez spojky s pryžovými elementy .....	45
Obrázek 19 - Ojnicová spojka.....	46
Obrázek 20 - Řez silentbloku ojnicové spojky .....	46
Obrázek 21 - unašeč.....	47
Obrázek 22 - Sestava spojky na straně elektromotoru.....	48
Obrázek 23 - Distanční plech .....	48
Obrázek 24 - Rozstřel spojovacího ústrojí.....	49
Obrázek 25 - Převodová skřín podvozku Bombardier flexx [12] .....	50
Obrázek 26 - Hrubý návrh skříně.....	51
Obrázek 27 - Finální návrh skříně.....	53
Obrázek 28 - Místo upevnění závěsky .....	54
Obrázek 29 - Víka skříně na pastorku .....	55

Obrázek 30 - Řez sestavy při největším vychýlení dvojkolí .....	56
Obrázek 31 - Pohled na dělicí rovinu zidealizovaného modelu.....	59
Obrázek 32 - Síť MKP modelu se skrytou horní částí skříně.....	61
Obrázek 33 - Zatížení ložisek pastorku .....	62
Obrázek 34 - Okrajové podmínky na dvojkolí .....	63
Obrázek 35 – Posunutí skříně ve směru X .....	64
Obrázek 36 - Posunutí skříně ve směru Y .....	65
Obrázek 37 - Napětí skříně .....	66

## Seznam tabulek

Tabulka 1 - Hodnoty zadání .....	15
Tabulka 2 - Hlavní parametry hodnocených podvozků .....	23
Tabulka 3 - Rozhodovací analýza.....	25
Tabulka 4 - Zadané relativní posuvy dvojkolí vůči podvozku.....	27
Tabulka 5 - Rozměry ozubení.....	30
Tabulka 6 - Hodnoty reakcí ložisek.....	36
Tabulka 7 - Zatížení ložisek se skutečnými hodnotami .....	57
Tabulka 8 - Ceny materiálů v závislosti na dodávaných kusech .....	66
Tabulka 9 - Hmotnost porovnávaných variant.....	67
Tabulka 10 - Náklady na materiál za jeden kus pro množství 0-500 ks .....	67
Tabulka 11 - Náklady výroby pro 0-50 ks.....	67
Tabulka 12 – Ceny 1ks variant v závislosti na počtu vyrobených kusů .....	68
Tabulka 13 - Úspory varianty 1 při 50 ks.....	68
Tabulka 14 - Úspory varianty 1 při 500 ks.....	69

## Přehled použitých zkratk a symbolů

ČSN	Česká technická norma
EN	Evropská norma
ISO	Mezinárodní organizace pro normalizaci (International Organization for Standardization)
MKP	Metoda konečných prvků
PMSM	Synchronní motor s permanentními magnety (Permanent Magnet Synchronous Motor)
CAD	Computer-aided design

## 1 Úvod

V posledních letech se v Evropě znovu rozšiřuje osobní železniční doprava. Je to důsledkem růstu kvality a zlepšování technologie kolejových vozidel, které poskytují v některých případech výhodnější podmínky přepravy osob vůči ostatním typům dopravy. Železniční doprava je velmi výhodná z hlediska udržitelnosti a produkce škodlivých emisí, kde je tento fakt nadále podpořen její účinností, která je jedna z nejvyšších. S budoucími návrhy uvažujícími o úplném zákazu spalovacích motorů v evropské unii a stále vysokými cenami alternativních pohonů silničních vozidel bude s velkou pravděpodobností poptávka po tomto druhu dopravy nadále vzrůstat.

Pro konkurenceschopnost osobní železniční dopravy je jeden z nejdůležitějších parametrů rychlost vozidla. Zvýšení rychlosti vozidel generuje velké množství požadavků na konstrukci vozidel, zejména konstrukci podvozků kolejových vozidel. Zde přichází komplikace s velikostí neodpružených hmot podvozků, kdy je nutno tyto neodpružené hmoty řešit a maximálním možným způsobem minimalizovat. Snížení neodpružených hmot má příznivé účinky nejen na upotřebení kol, ale i kolejového svršku.

Neodpružené hmoty je možné ve velké míře snížit designem pohonu podvozku. U starších železničních vozidel bylo na dvojkolí montována poměrně velká část pohonu. Například u pohonu s tlakovým motorem připadá značná část hmoty motoru a převodovky na dvojkolí. Tato koncepce je velmi ekonomicky příznivá, na druhou stranu kvůli velkým neodpruženým hmotám je velmi nevhodné jí využít u jednotek s vyšších rychlostí.

Cíl této práce bylo zhotovit konstrukční řešení pohonu pro elektrickou jednotku rychlosti nad 200 km/h s vnitřním rámem podvozku. Návrh vycházel z porovnání tří koncepcí pohonů, kde zjištěné poznatky byly využity pro konstrukční řešení výsledné koncepce. Práce je rozdělena do čtyř částí. Začátek práce je věnován krátké rešerši vlakových pohonů a výběr koncepce. Nadále v druhé části byl navrhnout pohon se všemi komponenty splňující zadání práce a veškeré potřebné normy. Třetí část práce se zabývá výpočtem převodové skříně, kde byl popsán výpočet metody konečných prvků. Ke konci byl celý návrh ekonomicky zhodnocen.

## 2 Uvedení do problematiky pohonů kolejových vozidel, rešerše současných koncepcí pohonů kolejových jednotek

Pohony kolejových vozidel zaznamenaly velké změny od doby jejich vzniku. S rostoucími rychlostmi vlaků je v dnešní době brán velký zřetel na snížení neodpružených hmot. U kolejových vozidel jsou to veškeré hmoty, které jsou pevně spojené s dvojkolím nebo částečně zatěžují dvojkolí.

Vysoká hmotnost neodpružených hmot způsobuje snížení komfortu u osobních vozidel a výrazně zvyšuje opotřebení kolejnic a komponent vozidla. Tyto negativní vlivy jsou mnohem větším problémem u vozidel vyšších rychlostí. Z konstrukčního hlediska je snaha přesunout všechny komponenty pohonu na rám podvozku nebo částečně tyto komponenty odpružit.

Pohon se skládá z motoru, převodového ústrojí a spojovacích komponent. Pohonný agregát může být spalovací motor nebo elektromotor. Pro umožnění rozjezdu u většiny vozidel je zapotřebí převodovky k multiplikaci točivého momentu se zachováním maximální rychlosti. Další komponenty jsou zapotřebí pro spojení motoru s převodovkou nebo naopak. Většinou jsou to duté hřídele a zubové nebo pryžové spojky.

### 2.1 Pohony kolejových vozidel

#### 2.1.1 Centrální pohon dvojkolí

Pohon všech dvojkolí vozidla. Možné provedení tohoto pohonu je spojení všech dvojkolí jalovou hřídelí na pravé i levé straně. Spojnice jalové hřídele mohou být velmi ztrátová kvůli třecím ložiskům, proto se tento pohon vyskytuje pouze u rekonstruovaných starších lokomotiv.

U novějších kolejových vozidel se využívají kloubové hřídele s kuželovým převodem ke každému dvojkolí. Tento pohon je vhodný při užití spalovacího motoru přímo spojeným s dvojkolímí přes hydraulickou spojku. [1]

#### 2.1.2 Individuální pohon dvojkolí

Pohon každého hnacího dvojkolí svým jedním elektromotorem. Tento pohon se využívá převážně ve spojení s elektromotorem. Využití se spalovacím motorem je nevýhodné z důvodu potřeby složitého převodového mechanismu a rozpojovacích spojek.

U elektrických jednotek se zpravidla využívá individuální pohon. Většina dnešních kolejových vozidel s vyššími rychlostmi využívá tři typy pohonu. Pohon tlapovým motorem je varianta s vysokou hmotností neodpružených hmot. Na druhou stranu je tato koncepce velmi jednoduchá a finančně nenáročná. Pro vyšší rychlosti je často využíván závěskový pohon, který značně snižuje hmotnost neodpružených hmot oproti tlapovému motoru. Tato varianta obsahuje více komponent a tím pádem i komplikovanost pohonu. Koncepce s nejnižší hmotností odpružených hmot je pohon s dutým hřídelem. Tento pohon je z většiny upevněn na rámu za cenu velkého počtu komponent. Z těchto tří koncepcí je pohon dutým hřídelem nejvíce finančně náročný. Práce se bude detailněji zabývat těmito třemi pohony. [1]

## 2.2 Zadání

Tabulka 1 - Hodnoty zadání

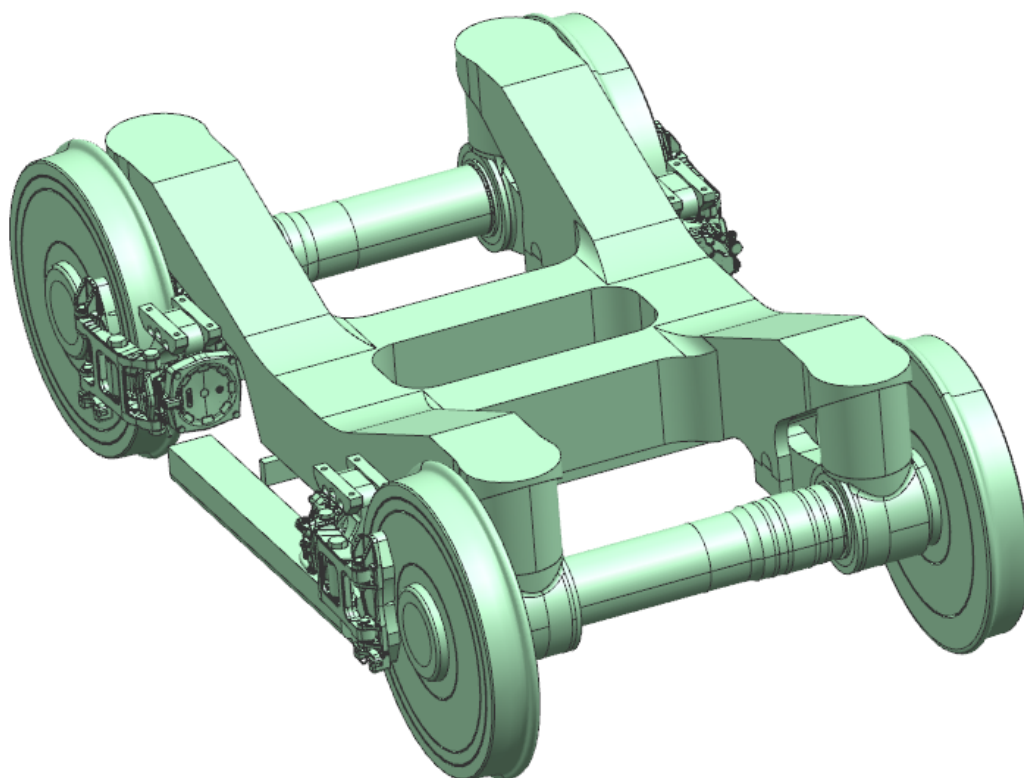
<b>Rozvor:</b>	<b>2 500 mm</b>
<b>Průměr kol (nové / plně ojeté):</b>	<b>850 / 770 mm</b>
<b>Šíře kola:</b>	<b>135 mm</b>
<b>Jízdní profil:</b>	<b>S1002 dle EN 13 715</b>
<b>Rozchod:</b>	<b>1 435 mm</b>
<b>Rychlost:</b>	<b>200 km/h</b>
<b>Nápravové zatížení (na nápravu):</b>	
<b>Max:</b>	<b>17,5 t</b>
<b>Prázdný vůz:</b>	<b>13,5 t</b>
<b>Provozně ložení:</b>	<b>15,5 t</b>
<b>Hmotnost podvozku:</b>	<b>9 500 kg</b>
<b>Hmotnost nevypružených hmot:</b>	<b>4 250 kg</b>
<b>Hmotnost jednou vypružených hmot:</b>	<b>4 100 kg</b>
<b>Hmotnost dvojnásobně vypružených hmot:</b>	<b>1 150 kg</b>
<b>Motor:</b>	<b>PMSM s vlastním chlazením</b>
	<b>Jmenovitě 300 kW při 1 800 ot/min</b>
	<b>Maximálně 400 kW, rozjezdový moment 3 500 Nm</b>
<b>Výška podvozku:</b>	<b>1 000 mm (bez příčnicku)</b>
<b>Obrys vozidla:</b>	<b>G12 dle EN 15 273-2</b>
<b>Brzdová jednotka:</b>	<b>uchycení brzdové jednotky na rámu podvozku</b>
<b>Brzdové kotouče:</b>	<b>uchycení v kolech</b>
<b>Typ pohonu:</b>	<b>motor + převodová skřín + spojka</b>
<b>Interval vyvazovací opravy podvozku:</b>	<b>1 200 000 km nebo 8 let</b>
<b>Normy, které musí pohon plnit:</b>	<b>TSI LOCK AND PAS 1302/2014</b>
	<b>EN 13 749</b>



Rám podvozku ze zadání je vnitřní H rám se sníženou výškou ve středu podvozku. Podélníky v malé vzdálenosti od sebe způsobují omezení zástavbového prostoru. Podvozek využívá brzdové kotouče integrované v kolech. To značně zvětšuje zástavbový prostor pro pohon oproti kotoučům umístěným přímo na dvojkolí. Nejdelší vzdálenost podélníků od sebe je 800 mm. Vzdálenost od příčniců k ose kola je 810 mm.

Prostor je nadále omezen příčnou vůlí dvojkolí. To také znamená, že spojovací mechanismy mezi pohonem a dvojkolím musí umožňovat posuv v příčném směru. Podvozek je navrhován na rychlost 200 km/h a více, to vyžaduje co nejnižší hmotnost neodpružených hmot.

Ze zmíněných charakteristik je možné zúžit výběr koncepce pohonu pro tento podvozek. Proto byly vybrány tři koncepce, které byly zhodnoceny a poté byla vybrána koncepce pro návrh pohonu do zadaného podvozku. Jedná se o koncepci tlapového motoru, závěskového pohonu a pohonu dutým hřídelem.



Obrázek 1 - Zadaný podvozek

## 2.3 Pohon tlapovým motorem

Tato koncepce je jedna z nejjednodušších koncepcí pohonu. Je využívána v mnoha vozech díky své jednoduchosti a příznivé ceně výroby. Z hlediska náročnosti na prostor je tato koncepce velmi kompaktní díky absenci spojky.

Jednoduchost pohonu na druhou stranu způsobuje velkou hmotnost neodpružených hmot. To je způsobeno částečnou váhou elektromotoru a převodovky umístěné na dvojkolí. Tato konstrukce také přenáší vibrace z dvojkolí na samotný elektromotor. [1]

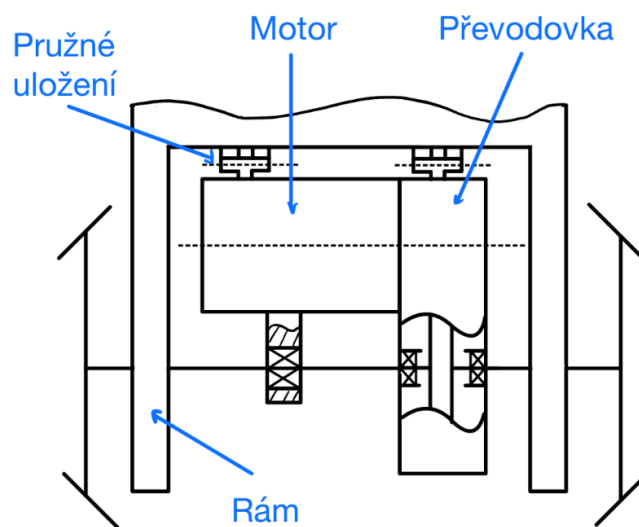
### 2.3.1 Princip tlapového motoru

V této koncepci je motor s převodovkou pevně spojen a tyto dvě komponenty jsou nadále spojeny s dvojkolím pomocí ložisek. Tento celek je upevněn v rámu (nejčastěji pomocí silentbloků) s možností pohybu ve všech směrech. U podvozku s kyvným ramenem je teoreticky možné využít tuhý čep převodové skříně s osou umístěnou v ose kyvného ramena. To by zapříčinilo čistě rotační pohyb motoru s převodovkou. Umístění čepu do této pozice je nemožné z důvodu ostatních pohybů dvojkolí a úspory prostoru.

Z tohoto důvodu je čep umístěn mimo osu kyvného ramena. To způsobuje odlišnou trajektorii dvojkolí a převodovky s motorem při pohybu odpružení. U koncepce odpružení s vodícími trny je trajektorie dvojkolí lineární. Uložení musí zajistit i příčný pohyb z důvodu vůlí v ložiskách dvojkolí.

Z uvedených důvodů je nutné uložení motoru a převodovky konstruovat pružně. Nejčastěji pomocí pryžokovového čepu nebo soudečkových ložisek s možností natočení. Užitím pryžokovových čepů také dochází k tlumení vibrací z dvojkolí.

Hmotnost převodovky je přenášena na dvojkolím přes ložiska. Pro menší zatížení převodové skříně od hmotnosti motoru je často přidáno ložisko spojující motor s dvojkolím.



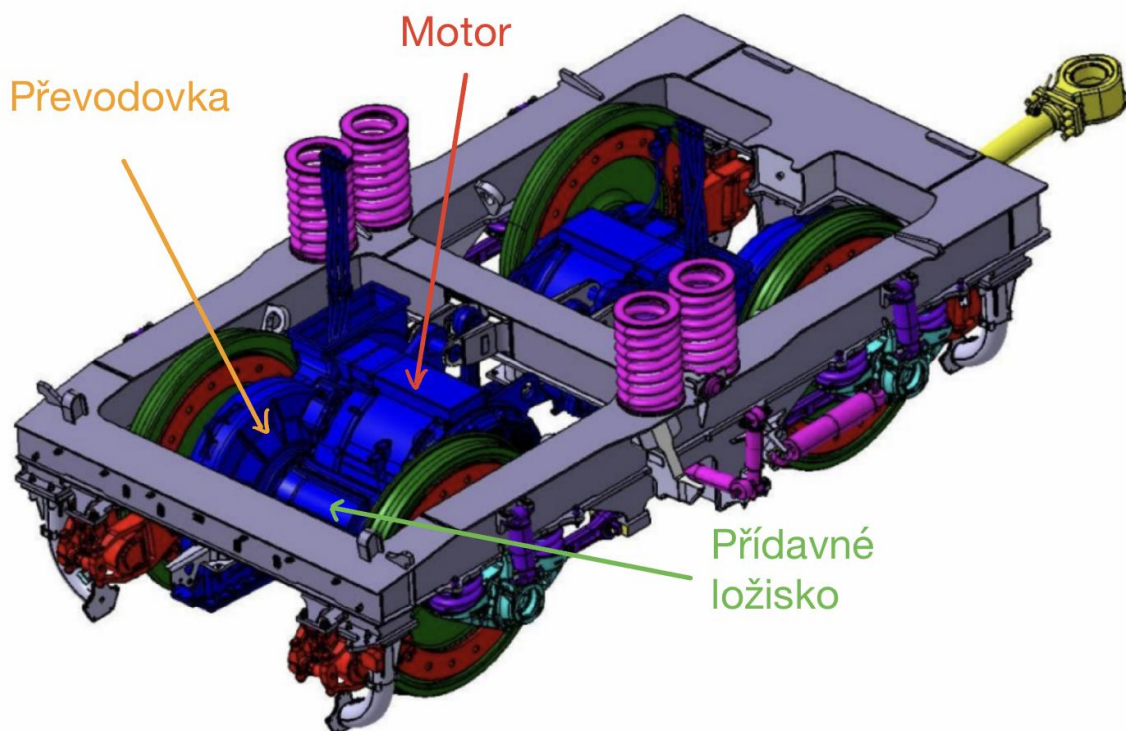
Obrázek 2 - Schéma pohonu tlapového motoru

### 2.3.2 Bombardier Flexx Power 140

Tento podvozek je využíván u lokomotiv Bombardier Traxx. Pohon je realizovaný tlapovým motorem. Vypružení podvozku je drženo kyvnou ojnící a samotný pohon je opevněn pomocí „tlapy“ na rámu podvozku. Lokomotivy byly navrženy ve třech verzích lišící se v maximální dosažitelné rychlosti. Verze na obrázku č. 3 je varianta s maximální rychlostí 140 km/h nebo také 160 km/h. Tyto dvě varianty využívají tlapový motor. Varianta s maximální dosažitelnou rychlostí 200 km/h využívá pohon dutým hřídelem. [2]

Lokomotiva Traxx dosahuje výkonu až 5,6 MW, s dvěma hnacími podvozky připadá 1,4 MW výkonu na jeden motor. Z tohoto je zřejmé, že pohon tlapovým motorem je velmi vhodný pro přenos vysokých výkonů. [2]

Podvozek používá brzdové kotouče integrované v kolech. Tento způsob umístění brzdových kotoučů spoří zástavbovým prostorem oproti brzdovým kotoučům na hřídeli dvojkolí.



Obrázek 3 - Podvozek Bombardier s tlapovým motorem [2]

## 2.4 Závěskový pohon

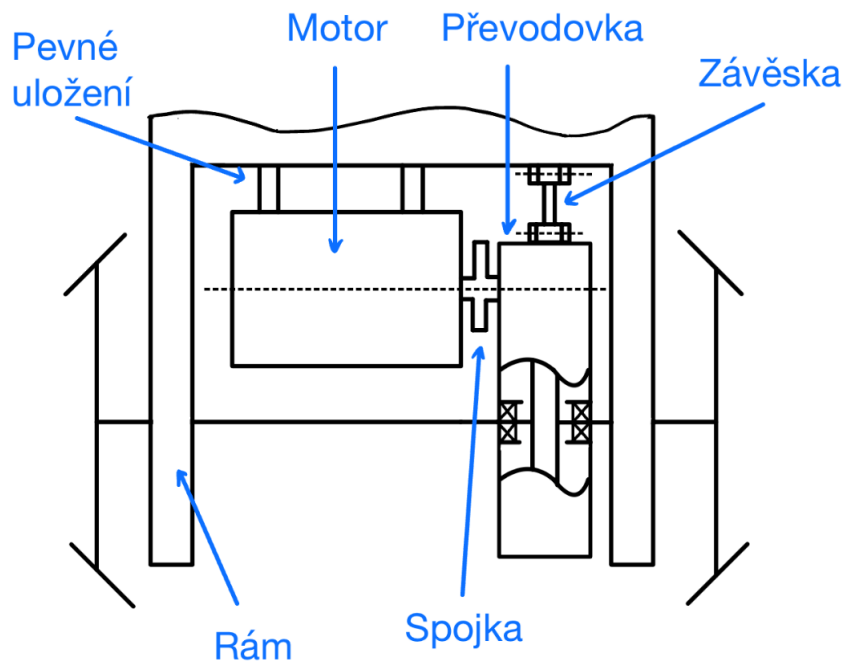
Tento druh pohonu je lepší z hlediska nižších odpružených hmot za cenu složitější konstrukce a větším počtem komponent. Koncepte je vhodnější pro vyšší rychlosti než tlapový motor. Proto je často využívána u vysokorychlostních jednotek (většinou do rychlostí 200 km/h). [1]

Tato koncepte je náročnější na příčný prostor z důvodu potřebného spojení motoru s převodovkou. To je často realizováno zubovou spojkou nebo u podvozků se stísněným prostorem může být využita hřídel skrz náboj elektromotoru.

### 2.4.1 Princip závěskového pohonu

Koncepte závěskového pohonu je velmi podobná tlapovému motoru. Rozdíl je v plně odpruženém elektromotoru, který je pevně připevněn na rám podvozku. Upevnění motoru je pružné pro tlumení vibrací. Převodová skříní je rotačně upevněna na rámu podvozku pomocí závěsky.

Závěska je upevněna opět pomocí pryžokovového čepu k rámu a převodové skříní. To umožňuje jak rotační pohyb kolem osy čepu, tak rotace a posuvy v jiných směrech. Pro relativní pohyb převodovky vůči motoru je zapotřebí vzájemné spojení pro přenos točivého momentu. Zubová spojka vyžaduje prostor mezi převodovkou a elektromotorem viz. Obrázek 4. Pro případ vnitřního rámu je vhodné spojení provést přídatným hřídelem umístěným v dutině elektromotoru. Pryžové spojky pro spojení hřídele s elektromotorem a převodovkou jsou vhodné z důvodu jednoduchosti a možnosti natočení. Hřídel je vhodné navrhnout co nejdelší pro menší úhlové výchylky kloubového spojení u spojky.



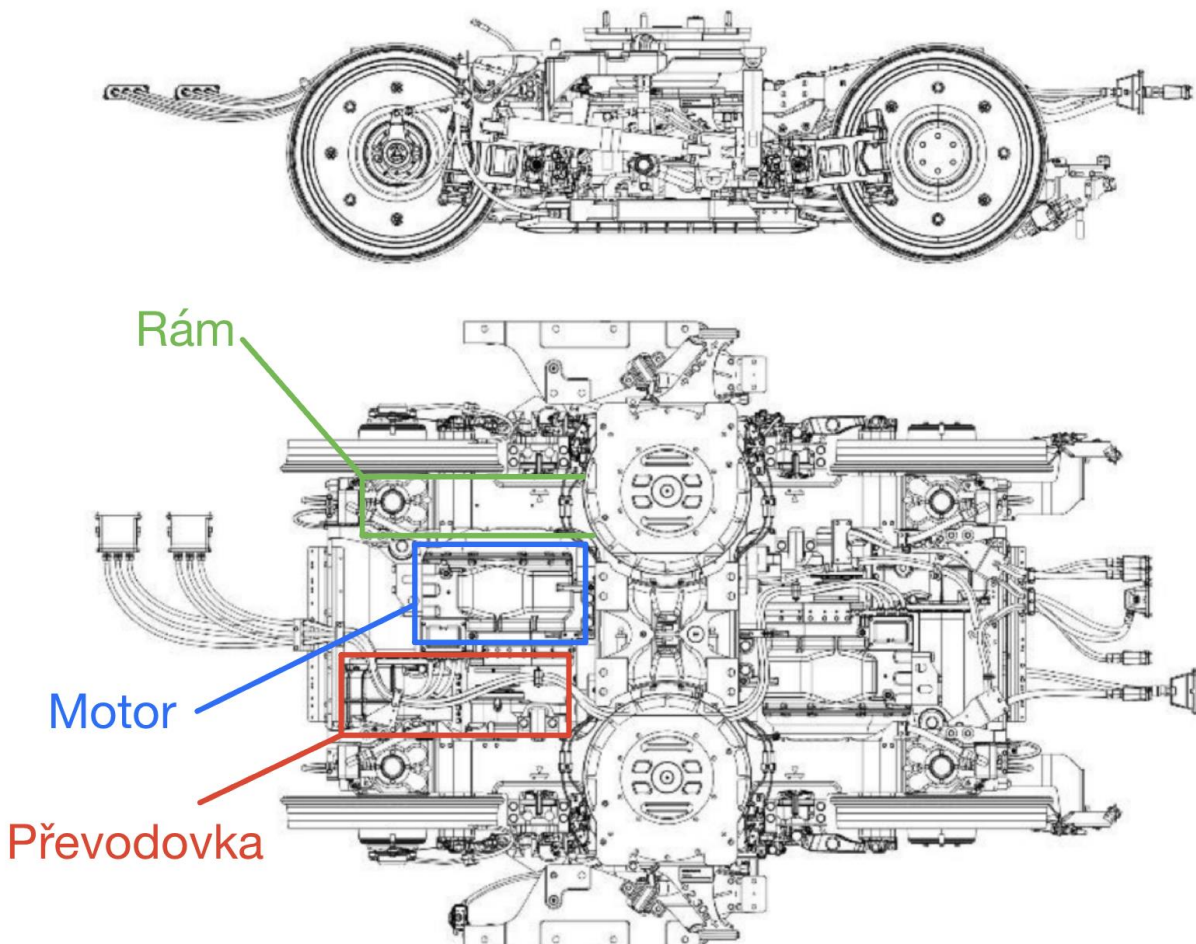
Obrázek 4 - Schéma závěskového pohonu

### Podvozek Siemens SF 7500

Podvozky SF 7500 jsou užívány v jednotkách Siemens Mireo, které jsou dodávány také ve verzích s bateriemi nebo vodíkovým pohonem. Tyto jednopodlažní jednotky jsou vhodné do meziměstské dopravy a dosahují rychlostí 160 km/h s celkovým výkonem jednotky 2 600 kW. Pro tyto rychlosti byl zvolen závěškový pohon pro lepší dynamické chování podvozku. [3]

Díky kompaktní stavbě podvozku s vnitřním rámem je celková váha motorového podvozku pouhých 8,5 tun. Snižování váhy podvozku je důležitý charakter pro jednotky s častým zpomalováním a zrychlením. [3]

V kole jsou integrovány kotoučové brzdy z důvodu úplného zaplnění zástavbového prostoru viz. Půdorysný pohled na obrázku č. 5. Pro větší brzdou sílu je možné podvozek vybavit přídatnou kolejnicovou brzdou.



Obrázek 5 - Podvozek Siemens se závěškovým pohonem [3]

## 2.5 Pohon dutou hřídelí

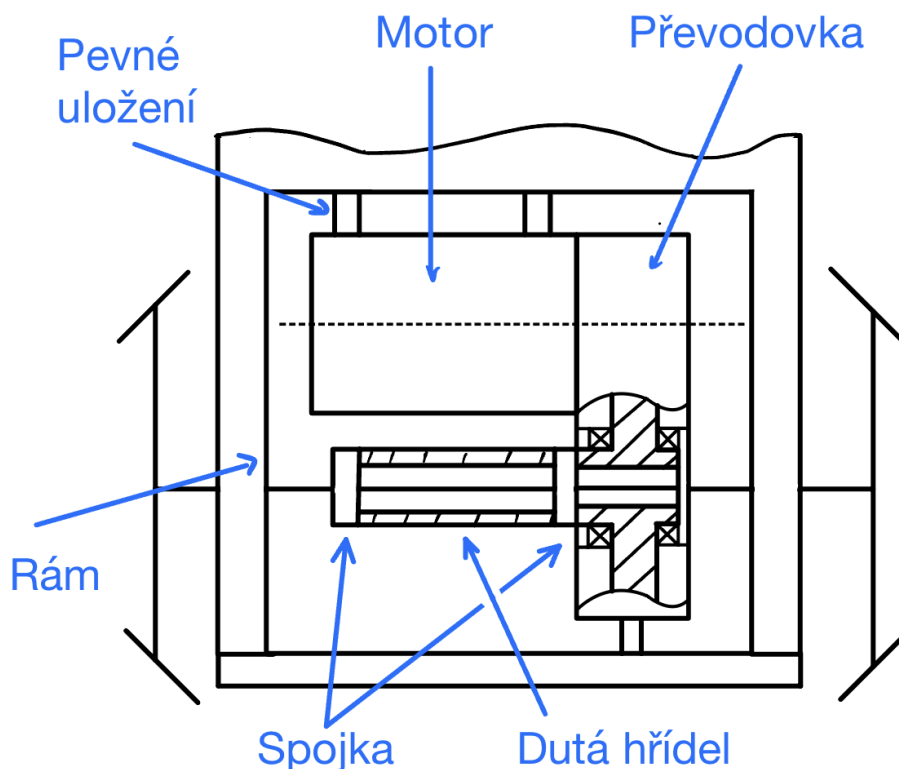
Koncepce dutou hřídelí je nejvhodnější koncepcí v porovnání s předešlými koncepcemi z pohledu dynamického chování pohonu. Tento pohon se užívá u vysokorychlostních vozidel dosahujících rychlostí přes 200 km/h. Na druhou stranu je cenově náročnější a složitější na výrobu kvůli většímu počtu komponent. [1]

S ohledem na prostorovou náročnost koncepce, tento pohon zmenšuje prostor v podélném směru. To je způsobeno dutou hřídelí, která zmenšuje užitečný prostor kolem hřídele dvojkolí. Průměr duté hřídele musí zahrnovat i zdvih odpružení dvojkolí.

### 2.5.1 Princip pohonu dutou hřídelí

Signifikantní výhodou tohoto pohonu je, že motor s převodovkou jsou pevně umístěné na rámu, jsou tedy zcela odpružené. Motor s převodovkou jsou pružně uloženy v pryžových silentblocích pro tlumení vibrací.

Dutá hřídel je vedena kolem hřídele dvojkolí. Připojení k ozubenému kolu se liší podle provedení duté hřídele. U provedení spojení s dvojkolím pomocí ojníčkového mechanismu může být dutá hřídel připevněna šroubovým spojem na ozubené kolo. Častěji užívaná varianta je spojení pryžovými spojky, kde dutý hřídel je spojen pryžovou spojkou s dvojkolím i ozubeným kolem.



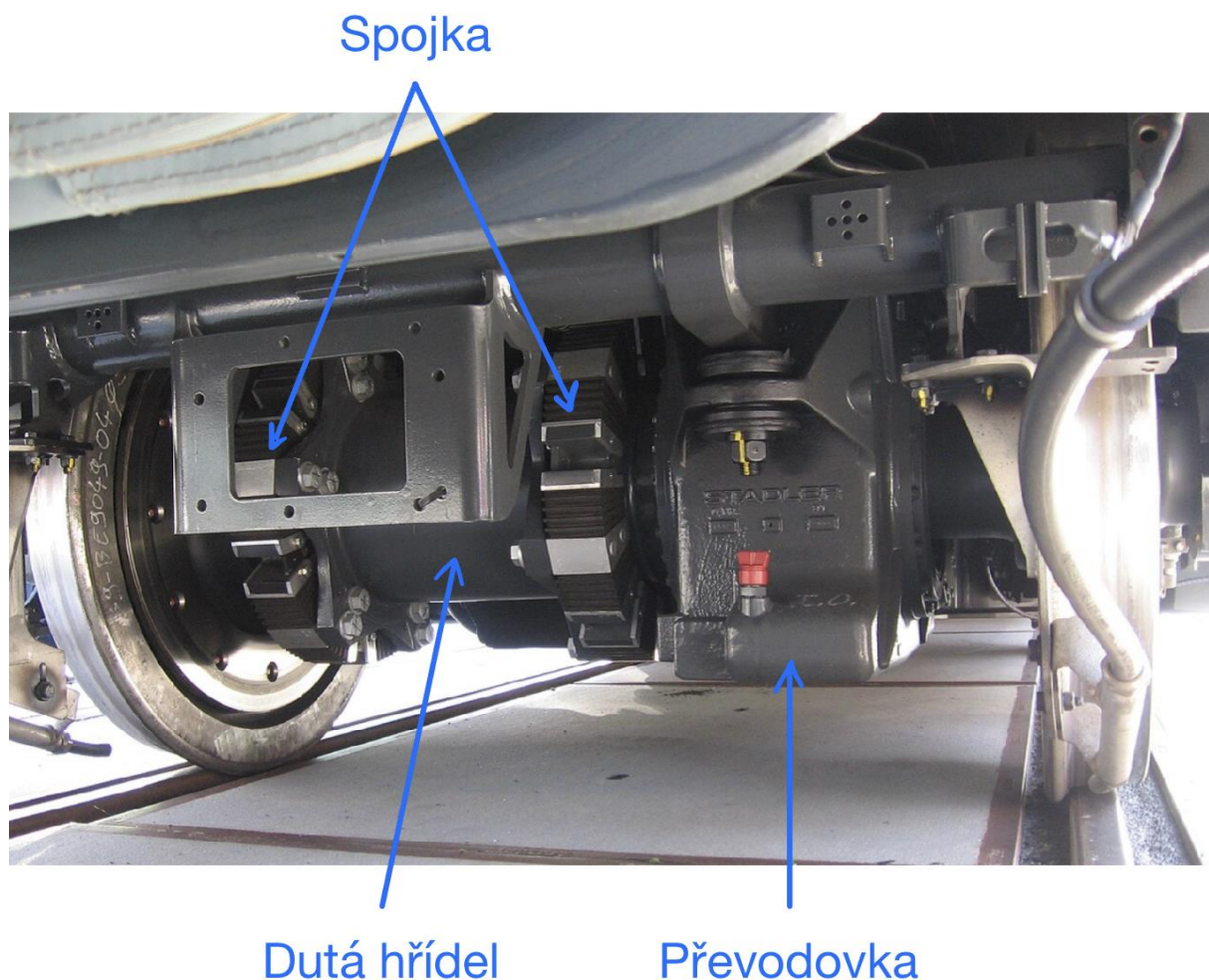
Obrázek 6 - Schéma pohonu dutou hřídelí

### 2.5.2 Podvozek Stadler RABe 511

Podvozek je využíván u elektrických jednotek KISS. Jedná se o dvoupatrové soupravy s vyšším zatížením na dvojkolí. To způsobuje větší rozměry komponent a tím i větší neodpružené hmoty než u jednopatrových souprav. Proto je tento podvozek vybaven pohonem kloubovou dutou hřídelí.

Kloubová hřídel je spojena s dvojkolím pomocí pružných elementů. Převodovka a elektromotor jsou zcela odpruženy, to zaručuje velmi dobré dynamické chování podvozku. Tato koncepce obsahuje více komponent, a proto může zvýšit celkovou hmotnost podvozku.

Rám podvozku je uzavřený s celkovou vahou vozu 66 tun má podvozek pouhých 10 tun. Celkový výkon na podvozek je 750 kW (375 kW na dvojkolí). Z důvodu prostorové náročnosti koncepce jsou zde využity brzdové kotouče v kolech, a to i přes větší zástavbový prostor vnějšího rámu. [4]



Obrázek 7 - Podvozek Stadler s pohonem dutou hřídelí [4]

### 2.5.3 Shrnutí parametrů pohonu podvozků

Velké množství podvozků kolejových jednotek sdílí podobné konstrukční koncepce. V tabulce č. 2 jsou shrnuty základní parametry podvozků.

Tabulka 2 - Hlavní parametry hodnocených podvozků

	<b>Bombardier flex power 140</b>	<b>Siemens SF 7500</b>	<b>Stadler RABe 511</b>
<b>Tvar rámu</b>	H	H	H
<b>Typ pohonu</b>	Tlapový motor	Závěskový	Dutá hřídel
<b>Rozchod [mm]</b>	1435	1435	1435/1520
<b>Váha podvozku [t]</b>	-	8,5	10
<b>Výkon podvozku [kW]</b>	2 800	-	750
<b>Maximální provozní rychlost [km/h]</b>	140	160	200



## 2.6 Výběr koncepce pohonu

Pro výběr varianty je potřeba zhotovit hodnotící analýzu podle dostupných informací individuálních podvozků. Budou vyhodnoceny koncepce podvozků Stadler RABe 511 jako představitel pohonu dutou hřídelí, Siemens SF 7500 jako představitel závěskového pohonu a Bombardier Flexx Power 140 jako představitel pohonu tlakovým motorem.

Hodnocení parametrů není empirický nástroj, může ale sloužit jako základní rozhodovací metoda. Pro tuto metodu je zapotřebí stanovit několik základních parametrů a stanovit jim váhu od 1 do 5. Poté se každé variantě přidá hodnota k parametru, která určuje, jak dobře ho splňuje od 0 do 10.

### 2.6.1 Určení parametrů hodnocení

Parametry byly zařazeny do dvou skupin. Rozděleny byly do skupiny vysoké váhy, jako například cena a hmotnost neodpružených hmot pohonu, a do skupiny nižší váhy, jako například recyklovatelnost.

Jeden z hlavních rozhodovacích parametrů je hmotnost neodpružených hmot z důvodu vysokých rychlostí. Tento parametr lze odhadnout dle znalostí odpružených částí pohonů. Pro vnitřní rám ze zadání je dále velmi důležitý parametr velikosti zástavbového prostoru pohonu. Mezi další důležité parametry patří spolehlivost přenosu výkonu, životnost, opravitelnost a složitost údržby. Tyto faktory ovlivňuje počet komponent, mechanismů a způsob přenosu točivého momentu.

Parametr realizovatelnosti je velmi zobecněný parametr, který určuje vhodnost pohonu pro dané zadání. Tento parametr není samotně určující výběr koncepce pro návrh, ale je to předčasné hodnocení koncepce.

Mezi méně důležité parametry lze zařadit složitost montáže, tuhost pohonu (torzní) nebo komplikovanost pohonu. Tyto parametry jsou ovlivněny počtem komponent, délek hřídelů a přístupností komponent. Hlučnost je obecně důležitý parametr u všech vozidel. U kolejových vozidel je hlučnost pohonu méně důležitá z důvodu jiných zdrojů hluku v blízkosti pohonu (kontakt dvojkolí s kolejí).

### 2.6.2 Rozhodovací analýza

Z rozhodovací analýzy viz. Tabulka 3 je zřejmé, že závěskový pohon vychází jako nejvhodnější varianta. Závěskové pohony jsou nejčastěji užívané pohony u podvozků elektrických jednotek pro střední a vyšší rychlosti. Pro zadaný vnitřní rám je tato varianta vhodná z důvodu mírně většího zástavbového prostoru oproti pohonu tlakovým motorem a zároveň tato koncepce výrazně snižuje hmotnost odpružených hmot.

Je zapotřebí dodat, že je porovnávána koncepce dutého hřídele i přesto, že je tato varianta užívaná u podvozku s vnějším rámem, jako například Stadler RABe 511. Tuto variantu je možné využít u podvozku s vnitřním rámem, jen zástavbový prostor bude více stísněný, a tím pádem může být méně vhodný. Tento fakt byl zahrnut do parametru „realizovatelnost pohonu“.

Koncepce tlakového motoru je vhodná využít ve vnitřním rámu podvozku. Z hlediska stability a životnosti komponent a infrastruktury není vhodný pro podvozky vyšších rychlostí. Z veškerých zmíněných výhod a rozhodovací analýzy byla vybrána koncepce závěskového pohonu, a proto bude práce směřována k návrhu tohoto pohonu.

Tabulka 3 - Rozhodovací analýza

Parametr	váha (1-5)	hodnocení (0-10)		
		Tlakový motor	Závěskový pohon	Pohon dutou hřídelí
Hmotnost neodpružených hmot	5	2	7	9
Realizovatelnost pohonu	5	10	10	2
Zástavbový prostor	5	9	8	5
Bezpečnost při provozu	5	5	8	9
Životnost (vozidla, infrastruktury)	4	4	9	9
Celková odhadovaná cena	4	9	8	6
Spolehlivost přenosu výkonu	4	9	9	8
Opravitelnost	4	7	7	5
Jednoduchost údržby	4	7	7	5
Maximální přenos toč. Momentu	4	9	8	8
Rotační hmoty pohonu	4	8	8	6
Účinnost systému	4	9	9	8
Stabilita při vysokých otáčkách	4	8	9	9
<b>Parametry nižší váhy</b>				
Komplikovanost pohonu	3	8	7	5
Počet komponent	3	8	7	6
Tuhost pohonu	3	8	8	7
Celková hmotnost pohonu	3	8	7	6
Recyklovatelnost komponent	2	9	8	8
Složitost montáže	2	9	7	5
Hlučnost	1	4	8	9
<b>Součet</b>		<b>546</b>	<b>586</b>	<b>488</b>

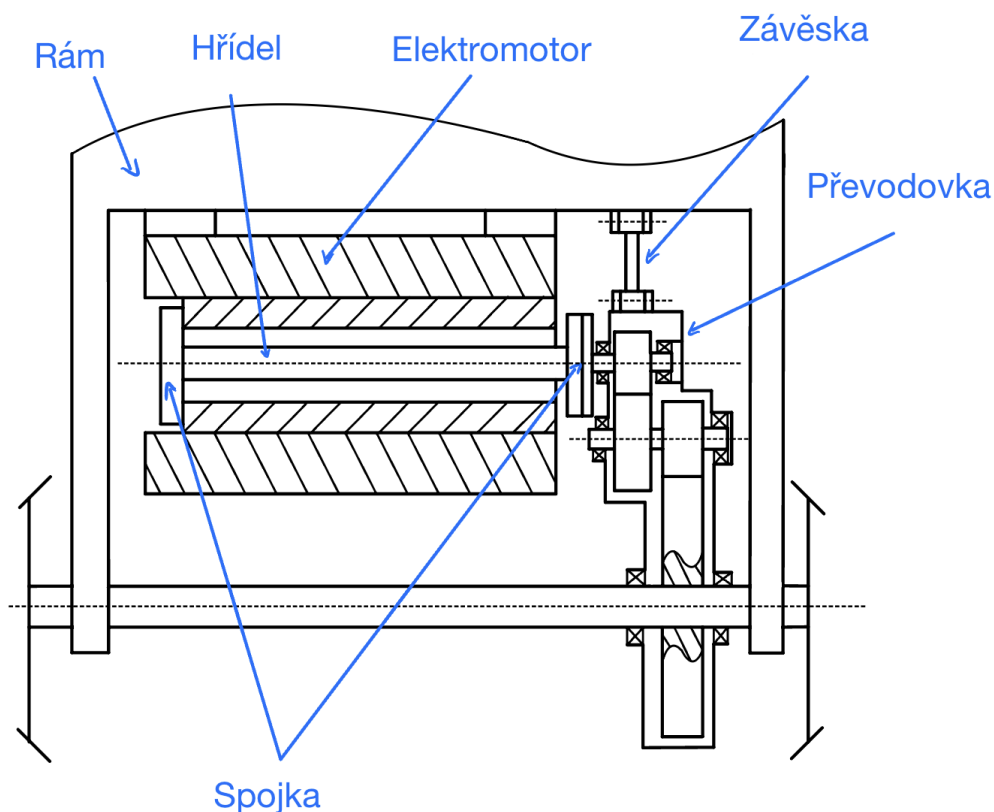
### 3 Návrh pohonu zadaného podvozku

Z rozhodovací analýzy byl vybrán závěsový pohon. Z důvodu stísněného příčného prostoru byla vybrána varianta s hřídelem procházejícím dutinou elektromotoru.

Při uvažování maximálních otáček elektromotoru 1 800 ot/min a průměrem kola 850 mm by maximální rychlost dosahovala 289 km/h. Pro optimální chod elektromotoru při rozjezdu je zapotřebí snížit otáčky na výstupu pomocí převodovky. Pro snížení otáček na rychlost 200 km/h činí převodový poměr 1,44.

Kola železničních vozidel jsou časem opotřebena o velké úběry. Ze zadání maximální opotřebení snižuje průměr kola o 80 mm (průměr 770 mm). S uvažováním převodového poměru 1,44 by vozidlo dosahovalo rychlosti pouze 181 km/h. Převodový poměr pro dosažení maximální rychlosti opotřebeného kola je 1,3.

Zadaný motor dosahuje rozjezdový moment 3 500 Nm. S převodem 1,3 a průměrem kola 850 mm vyvolá trakční sílu na jedno dvojkolí o velikosti 10,7 kN. Velikost trakční síly na jeden podvozek je tedy dvojnásobná.

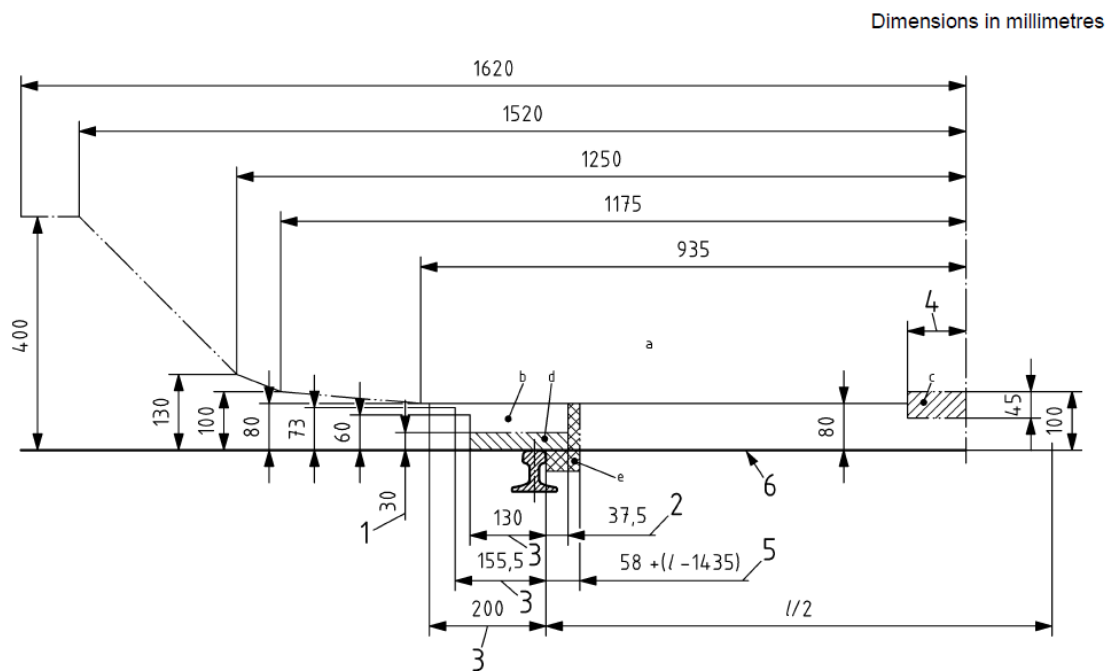


Obrázek 8 - Schéma pohonu s průchozým hřídelem a dvojestupňovou převodovkou

### 3.1 Návrh převodu

Pro návrh převodu je potřeba zjistit maximální možný průměr ozubeného kola na dvojkolí. Podle toho lze determinovat, jestli je zapotřebí využití jednostupňové nebo dvojstupňové převodovky. Proto je zapotřebí určit maximální zástavbový prostor pod osou dvojkolí podle průřezového obrysu vozidla. Obrys vozidla podle zadání je určen GI2 dle normy EN 15 273-2.

Z obrázku č. 9 vyplývá, že střední část vozidla a části vozidla musí být vyšší než 100 mm od temena kolejnice. Ostatní část pohonu nacházející se mimo střed vozidla musí být vyšší než 80 mm včetně vzdálenosti posuvu částí při odpružení. [5]



Obrázek 9 - Rozměry dovoleného průřezového profilu [5]

Pro části umístěné na podvozku a jiné části s relativním pohybem vůči dvojkolí byly zadány hodnoty posuvů způsobené pohybem odpružení (směr Z) a vůlemi v ložiskách (směr X a Y).

Tabulka 4 - Zadané relativní posuvy dvojkolí vůči podvozku

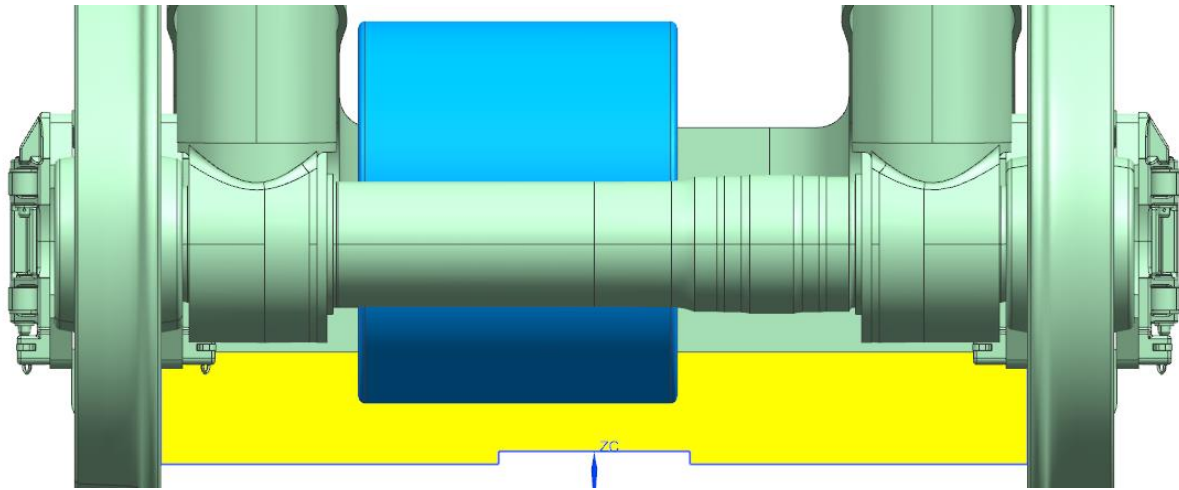
	Směr Z (nahoru)	Směr Z (dolu)	směr 1 Y	směr 2 Y	směr 1 X	směr 2 X
<b>Provozní zatížení</b>	15	28	5	5	2	2
<b>Maximální zatížení</b>	25	35	6	6	3	3

Na obrázku č. 10 je vyobrazen obrys vozidla GI2 v zadaném modelu. Vzdálenost osy dvojkolí od dovolené vzdálenosti je 345 mm. Do tohoto prostoru je zapotřebí zahrnout i skříň převodovky. U částí pevně nespojené s dvojkolím je zapotřebí započítat posuvy dvojkolí při odpružení.

Byl zadán obal elektromotoru a jeho rozměry (modrá barva viz. Obrázek č. 10). Motor zasahuje do střední části podvozku, proto jeho nejnižší část musí být vzdálená aspoň 100 mm nad temenem kolejnice. Z důvodu relativního pohybu motoru vůči dvojkolím je zapotřebí započítat maximální svislý posuv. Maximální svislý posuv při dorazu na narážku je 35 mm. Výška je dále limitovaná opotřebením kol. Změna výšky od maximálního opotřebení kola je 40 mm. Motor tedy musí být usazen minimálně 175 mm nad temenem kolejnice.

Prostor mezi osou dvojkolí a nejbližšího příčnicku je 810 mm. S průměrem elektromotoru 600 mm a poloměrem hřídele dvojkolí 100 mm je nutné uložit osu motoru v podélném směru v rozmezí 400 až 510 mm od osy dvojkolí. Toto rozmezí je také osová vzdálenost ozubených kol. V příčném směru bude motor uložen co nejvíce k nejbližšímu příčnicku. Příčný směr omezuje velký rádius mezi příčnickem a podélníkem, viz. Obrázek č. 10.

Ozubené kolo převodovky bude umístěno mimo středovou část vozidla. Osa dvojkolí je vzdálená 425 mm od temena kolejnice, respektive 345 mm od limitu dovoleného průřezu. To znamená, že poloměr ozubeného kola nalisovaného na dvojkolím nesmí přesáhnout 345 mm (s uvažováním převodové skříně je tato hodnota nižší).



Obrázek 10 - Znárodnění průjezdového profilu v zadaném podvozku

### 3.1.1 Ověření jednostupňové převodovky

V normě ČSN EN 13749 je doporučeno zvýšit torzní zatížení při výjimečném stavu o 1,3násobek zatížení při brzdění/rozjezdu. Provozní zatížení je doporučeno zvýšit o 1,1násobek jmenovitého zatížení. [6]

$$M_{max} = M_{rozjezd} * 1,3 = 3500 * 1,3 = 4550 Nm$$

Jmenovitý moment lze dopočítat podle provozních otáček a výkonu

$$M_{jmen} = \frac{P_{jmen}}{\omega_{jmen}} = \frac{P_{jmen}}{2 * \pi * \frac{n_{jmen}}{60}} = \frac{300000 * 30}{\pi * 1800} = 1592 Nm$$

$$M_{provoz} = M_{jmen} * 1,1 = 1592 * 1,1 = 1751 Nm$$

Návrh modulu bude vypočten pomocí Bachova vzorce. Hodnota 7,5 byla vybrána kvůli využití šikmého ozubení (8,5 pro přímé ozubení).

$$m = 7,5 * \sqrt[3]{\frac{M_{max} * \cos \beta}{c * \Psi * z_1}} [mm] \quad (1)$$

Kde  $\beta$  [-] je úhel sklonu šikmého ozubení,  $c$  [MPa] je materiálová konstanta,  $\Psi$  [-] je poměrná šířka zubu a  $z_1$  [-] je počet zubů pastorku.

Využití Bachova vzorce vyžaduje určení zubů pastorku a ostatních konstant. Pro určení materiálových konstant je zapotřebí zvolit materiál ozubených kol. Proto byl zvolen materiál ČSN 14 140 z důvodu dobré prokalitelnosti a pevnosti. Nadále byl zvolen počet zubů pro splnění minimální osové vzdálenosti (415 mm).

$$z_1 = 60 [-]$$

$$c = 15 [MPa]$$

$$\Psi = 25 [-]$$

$$\beta = 15 [-]$$

Pro osovou vzdálenost musí platit:

$$a \in < 415; 500 >$$

Pro uvedené vybrané hodnoty modul vychází:

$$m = 7,5 * \sqrt[3]{\frac{4550 * \cos 15}{15 * 25 * 60}} = 4,35 mm$$

Z důvodu velkého dynamického namáhání a vysoké požadované životnosti byl zvolen modul 6 mm.

$$m = 6 mm$$

Pomocí zvoleného modulu ozubení je možné vypočítat roztečnou kružnici prvního kola podle následujícího vztahu:

$$d_1 = \frac{m * z_1}{\cos \beta} = \frac{6 * 60}{\cos 15} = 372,699 \text{ mm}$$

Pro výpočet roztečné kružnice a počtu zubu druhého kola je možné použít následující vztahy ( $i = 1,3$  viz. strana č. 25):

$$d_2 = d_1 * i = 372,7 * 1,3 = 484,509 \text{ mm}$$

$$z_2 = z_1 * i = 60 * 1,3 = 78$$

Pomocí roztečných kružnic je možné vypočítat skutečnou osovou vzdálenost soukolí:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{372,7 + 484,5}{2} = 428,604 \text{ mm}$$

U velmi přesných aplikací by bylo vhodné zhotovit korekci ozubených kol pro změnu osové vzdálenosti na hodnotu 428,600 mm. Z hlediska vysokých rozměrů je tato korekce zbytečná kvůli tolerancím výroby, které budou vyšší než tisíce milimetrů.

Z vypočteného modulu a počtu zubů obou kol je možné spočítat ostatní rozměry ozubení.

Tabulka 5 - Rozměry ozubení

Modul	m	6	mm
Zuby kola 1	z1	60	-
Zuby kola 2	z2	78	-
Úhel záběru	$\alpha$	20	°
Čelní úhel záběru	$\alpha_t$	20,65	°
Úhel záběru na hlav. kružnici 1	$\alpha_{a1}$	24,44	°
Úhel záběru na hlav. kružnici 2	$\alpha_{a2}$	23,51	°
Osová vzdálenost	a	428,60	mm
Průměr roztečné kružnice 1	$d_1$	372,70	mm
Průměr roztečné kružnice 2	$d_2$	484,51	mm
Průměr hlavové kružnice 1	$d_{a1}$	384,70	mm
Průměr hlavové kružnice 2	$d_{a2}$	496,51	mm
Průměr základní kružnice 1	$d_{b1}$	348,76	mm
Průměr základní kružnice 2	$d_{b2}$	453,39	mm
Průměr patní kružnice 1	$d_{f1}$	357,70	mm
Průměr patní kružnice 2	$d_{f2}$	469,51	mm
Součinitel trvání záběru	$\varepsilon_\alpha$	1,517	-
Součinitel kroku	$\varepsilon_\beta$	0,824	-

### 3.1.2 Pevnostní kontrola ozubení

Pro pevnostní kontrolu ozubení byla zvolena metoda výpočtu dle ISO 6336:1996. Tato metoda kombinuje teoretické a experimentální znalosti pro stanovení bezpečnosti provozu válcových ozubení. Oproti Bachovo metodě počítá se záběrem více než jednoho zubu a proměnlivým působením síly po celé výšce zubu. Proto výpočet pevnosti bude přesnější a konstrukce nebude přebytečně naddimenzována.

Pro stanovení, zda návrh ozubení vyhovuje je zapotřebí stanovit bezpečnost porušení zubu a bezpečnost v kontaktu zubu. Pro správné ověření ozubení byly stanoveny dva zatěžovací stavy. Provozní stav je počítán s provozním výkonem elektromotoru, který vyplývá z trakčních charakteristik a mimořádný stav je počítán s maximálním točivým momentem, který vzniká při zkratu motoru.

Pro provozní stav byla stanovena bezpečnost v kontaktu 2. Tato bezpečnost byla zvolena na základě využití oceli určené pro povrchové kalení. Následně boky zubů budou broušeny, a proto není vyžadovaná vysoká bezpečnost v kontaktu. Pro mimořádný stav je kladen důraz na bezpečnost porušení zubu. Zde byla bezpečnost v kontaktu zvolena 1.5 a bezpečnost proti porušení 2.5.

Pevnostní kontrola byla stanovená v softwaru Autodesk Inventor Professional 2024. Tento software dokáže poskytnout i CAD data navrženého ozubení.

#### Provozní stav

Z výpočtu vyplývá bezpečnost v kontaktu (bezpečnost proti pittingu) 2.026, což splňuje požadovanou bezpečnost. Nadále bezpečnost proti porušení zubu je 3,470. Další hodnoty lze pozorovat v obrázku č. 11, kde hodnoty pro pastorek jsou v levém sloupci a hodnoty pro výstupní kolo jsou v pravém sloupci.

Factor of Safety from Pitting	$S_H$	2,026 ul	2,028 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	$S_F$	3,470 ul	3,485 ul
Static Safety in Contact	$S_{Hst}$	4,173 ul	4,177 ul
Static Safety in Bending	$S_{Fst}$	7,415 ul	7,422 ul
Check Calculation		<b>Positive</b>	

Obrázek 11 - Bezpečnostní koeficienty ozubení provozního stavu

#### Mimořádný stav

Hodnoty pro mimořádný stav opět splňují veškeré požadavky. Bezpečnost proti porušení zubů je nad 2,5 a statická bezpečnost v kontaktu výrazně převyšuje požadovanou hodnotu.

Factor of Safety from Pitting	$S_H$	1,697 ul	1,699 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	$S_F$	2,539 ul	2,549 ul
Static Safety in Contact	$S_{Hst}$	3,589 ul	3,592 ul
Static Safety in Bending	$S_{Fst}$	5,424 ul	5,430 ul
Check Calculation		<b>Positive</b>	

Obrázek 12 - Bezpečnostní koeficienty ozubení mimořádného stavu

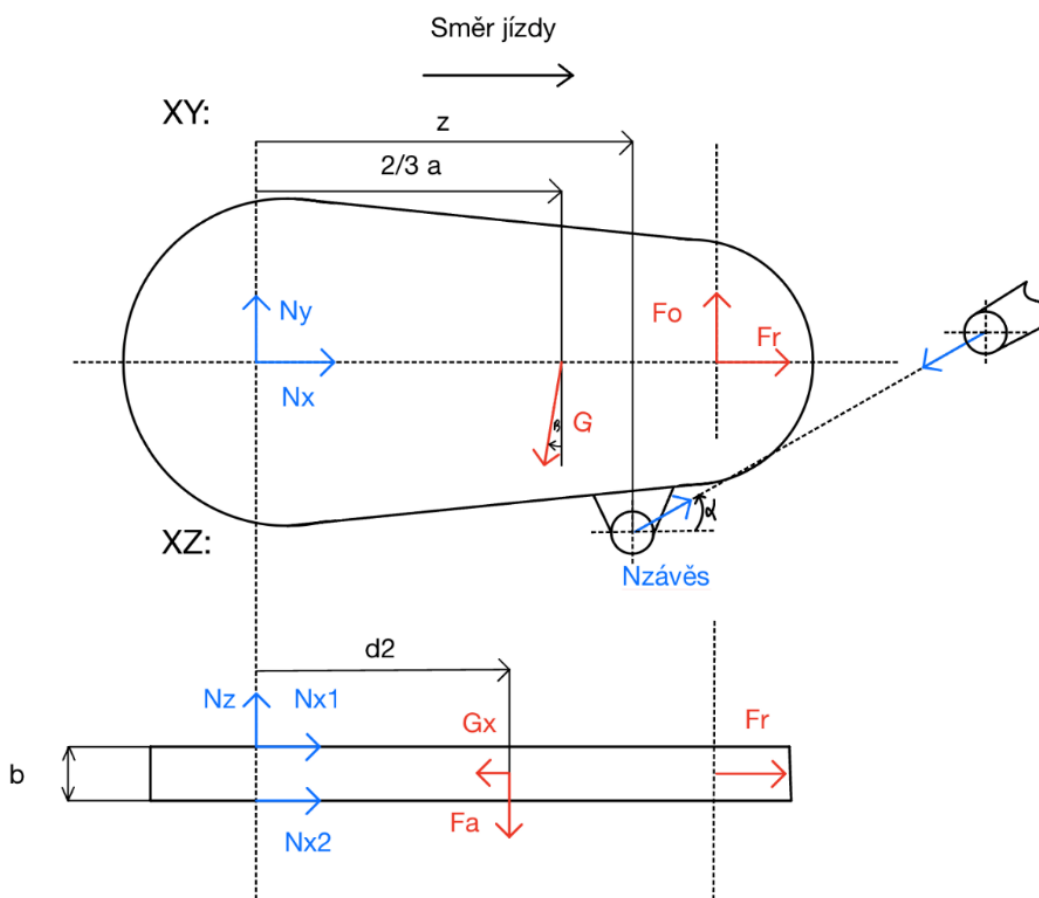


## 3.2 Návrh převodové skříně

Samotný návrh skříně převodovky vyžaduje vyšetření veškerých sil působících na skříně. Dále je zapotřebí uzpůsobit velikost převodové skříně pro možnou integraci ostatních komponent pohonu. Proto před návrhem skříně převodovky je zapotřebí nejdříve zvolit ložiska na pastorku a na dvojkolí. Poté budou navrženy komponenty pro spojení elektromotoru s převodovkou, a nakonec samotná skříně převodovky.

### 3.2.1 Rozklad sil v převodové skříní

Stanovení sil vyplývá z obrázku č. 13. Znázorněné osy reprezentují středy ozubených kol (větší průměr skříně znázorňuje kolo na dvojkolí) a reakce  $N_{(x,y,z)}$  jsou zatížení ložisek. Na skříně působí tři zatížení od ozubení – radiální síla, axiální síla a reakční moment vyvozený obvodovou silou. Dále je zde vnější zatížení tíhovou silou sklopenou o úhel beta  $\beta$ , reakce od závěsky a reakce od ložisek na dvojkolí. Při rozkládání sil je zapotřebí uvažovat pouze se silami působící na pastorek, protože ozubené kolo silově působí na dvojkolí a ne do skříně převodovky. Nadále zde působí síly od deformace spojek mezi pastorkem a elektromotorem. Tyto síly nebudou uvažovány z důvodu nutnosti rozsáhlé analýzy navrhovaných spojek.



Obrázek 13 - Silový rozklad skříně

Je nutno dodat, že některé parametry zatížení nejsou známy. Jedná se o velikost tíhového zatížení a jeho vzdálenost od dvojkolí, směr reakce vyvolané závěskou a její vzdálenost od dvojkolí. Proto pro výpočet ložisek je zapotřebí tyto parametry odhadnout a v konečné fázi překontrolovat samotný výpočet. Nadále vzdálenost reakcí ložisek  $b$  byla odhadnuta. Při šířce pastorku 60 mm je zapotřebí započítat nadále 10 mm z každé strany pro možnost mazání ložisek. Proto byla zvolena vzdálenost středů ložisek 110 mm.

### 3.2.2 Výpočet zatížení ložisek na dvojkolí

Výpočet ložisek vyplývá ze zatížení ložisek, proto je nutné stanovit podmínky rovnováhy z obrázku č. 13. Z roviny XY je možné stanovit zatížení ve směru Y a v rovině XZ je možné stanovit zatížení ve směru X a Z.

#### Podmínky rovnováhy v rovině XY

Rovnováha ve směru Y:

$$N_y - G * \cos \beta + N_{z\underline{a}v\underline{e}s} * \sin \alpha + F_o = 0$$

Rovnováha momentů ke středu dvojkolí:

$$\frac{2}{3} * a * G \cos \beta - F_o * a - N_{z\underline{a}v\underline{e}s} * \sin \alpha = 0$$

Reakce závěsky ve směru X je při výpočtu ložisek nulová.

Po vyjádření reakce  $N_y$  dostaneme následující vztah:

$$N_y = G * \cos \beta - F_o - \frac{\frac{2}{3} * a * G * \cos \beta - F_o * a}{z} [N] \quad (2)$$

#### Podmínky rovnováhy v rovině XZ

Rovnováha ve směru X:

$$N_{x1} + N_{x2} + F_r - G * \sin \beta = 0$$

Rovnováha ve směru Z:

$$N_z = F_a [N]$$

Rovnováha momentů k reakci  $N_{x1}$ :

$$F_a * d_2 + G * \frac{b}{2} * \sin \beta - N_{x2} * b - F_r * \frac{b}{2} = 0$$

Z těchto podmínek rovnováhy vychází vztahy:

$$N_{x1} = -\frac{F_a * d_2}{b} - \frac{1}{2} * F_r - G * \sin \beta [N] \quad (3)$$

$$N_{x2} = \frac{F_a * d_2}{b} - \frac{1}{2} * F_r + G * \sin \beta \quad [N] \quad (4)$$

Z uvedených rovnic pro reakce ložisek ve směru X vyplývá, že jedno ložisko bude více zatížené. Zachycení axiální síly (reakce ve směru Z) je závislé na výběru a uspořádání ložisek. Pro nižší zatížení je vhodné sílu přenášet ložiskem 1.

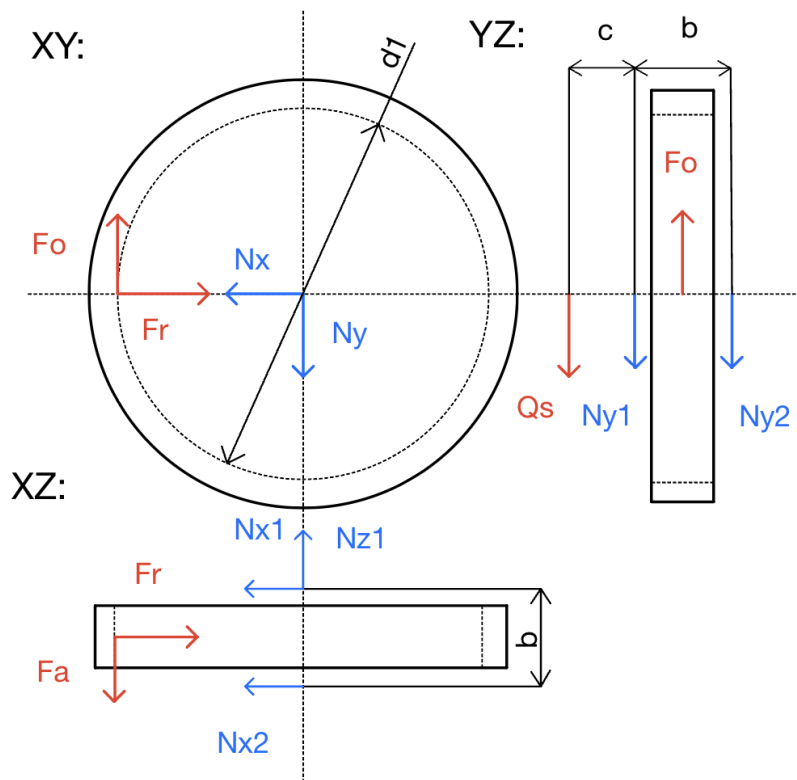
Zatížení ve směru X a Y leží v jedné rovině, proto je vhodné tyto vektory sil sečíst. Velikost zatížení ve směru Y na jedno ložisko je poloviční při uvažování stejné vzdálenosti ložisek od středu ozubeného kola.

$$N_{D1} = \sqrt{N_{x1}^2 + \frac{1}{4} N_y^2} \quad [N] \quad (5)$$

$$N_{D2} = \sqrt{N_{x2}^2 + \frac{1}{4} N_y^2} \quad [N] \quad (6)$$

### 3.2.3 Výpočet zatížení ložisek na pastorku

Síly působící na ložiska pastorku jsou síly vznikající přenosem točivého momentu z ozubení. Silový rozklad je znázorněn ve třech rovinách na obrázku č. 14 Obrázek 14.



Obrázek 14 - Silový rozklad pastorku

Všechny parametry jsou známy, až na vzájemnou vzdálenost reakcí ložisek  $b$  a tíhové zatížení spojek a hřídele z elektromotoru  $Q_s$  se vzdáleností  $c$ . Vzdálenost reakcí ložisek byla odhadnuta opět 110 mm jako u ložisek dvojkolí. Tíhové zatížení ostatních komponent bylo odhadnuto na 400 N a vzdálenost tohoto zatížení na 100 mm.

## Podmínky rovnováhy v rovině YZ

Rovnováha ve směru Y:

$$N_{y1} + N_{y2} + Q_s - F_o = 0$$

Rovnováha momentů k reakci  $N_{y1}$ :

$$N_{y2} * b - Q_s * c - F_o * \frac{b}{2} = 0$$

Z těchto podmínek je možné vypočítat jednotlivé reakce dle následujících vztahů:

$$N_{y2} = \frac{F_o}{2} + \frac{G_s * c}{b} [N] \quad (7)$$

$$N_{y1} = \frac{F_o}{2} - \frac{G_s * c}{b} - G_s [N] \quad (8)$$

## Podmínky rovnováhy v rovině XZ

Rovnováha ve směru Z:

$$N_z = F_a$$

Rovnováha ve směru X:

$$N_{x1} + N_{x2} - F_r = 0$$

Momentová rovnováha k ložisku 1:

$$F_a * d_1 - N_{x2} * b + F_r * \frac{b}{2} = 0$$

Z těchto podmínek rovnováhy poté vychází:

$$N_{x1} = \frac{F_a * d_1}{2 * b} + \frac{1}{2} * F_r [N] \quad (9)$$

$$N_{x2} = -\frac{F_a * d_1}{2 * b} - \frac{1}{2} * F_r [N] \quad (10)$$

Opět je možné síly ve směru X a Y vektorově sečíst.

$$N_{P1} = \sqrt{N_{x1}^2 + N_{y1}^2} [N] \quad (11)$$

$$N_{P2} = \sqrt{N_{x2}^2 + N_{y2}^2} [N] \quad (12)$$

### 3.2.4 Výběr ložisek

Dle rovnic stanovených v kapitole 3.2.3. je možné stanovit hodnoty zatížení, které jsou uvedeny v tabulce č. 6. Kde první sloupec platí pro ložiska na dvojkolí (index D) a druhý sloupec pro ložiska na pastorku (index P). Tyto hodnoty jsou potřeba pro stanovení ekvivalentního dynamického zatížení ložiska.

Tabulka 6 - Hodnoty reakcí ložisek

Provozní zatížení		Provozní zatížení	
$N_{D1p}$	6708 N	$N_{P1p}$	4487 N
$N_{D2p}$	3542 N	$N_{P2p}$	6954 N
Maximální zatížení		Maximální zatížení	
$N_{D2m}$	19063 N	$N_{P1m}$	13471 N
$N_{D2m}$	9914 N	$N_{P2m}$	19875 N

### Požadovaná životnost

Pro výběr ložiska je nadále zapotřebí určit požadovanou životnost ložiska na dvojkolí. Ze zadání vyplývá životnost 1 200 000 km, proto je vhodné životnost vyčíslit v otáčkách namísto hodin.

$$L_D = \frac{1200}{\pi * D} [ot.* 10^6] \quad (13)$$

Kde 1.2 je životnost a D je průměr opotřeбенého kola.

$$L_D = 496 \text{ ot.} * 10^6$$

Pro životnost ložisek na pastorku je možné zvýšit tuto životnost o převodový poměr, protože otáčky pastorku jsou právě vyšší o násobek převodového poměru.

$$L_P = L_D * i [ot * 10^6] \quad (14)$$

$$L_P = 645 \text{ ot.} * 10^6$$

## Ekvivalentní dynamické zatížení

Podle ČSN ISO 281 [7] se stanoví ekvivalentní dynamické zatížení dle následujícího vztahu.

$$P = X * F_r + Y * F_a [N] \quad (15)$$

Kde X je koeficient zatížení ve směru radiálním a Y je koeficient zatížení ve směru axiálním.

Volení koeficientů X a Y je doporučeno volit hodnoty uvedené výrobcem pro válečková ložiska s kontaktním úhlem  $\alpha=0$ . Pro ložiska s jinou hodnotou kontaktního úhlu je ve zmíněné normě popsán postup výpočtu koeficientů. I přesto je vhodnější volit koeficienty dle výrobce pro specifické ložisko.

Veškerá ložiska byla vybírána z katalogu SKF. Tento výrobce udává vlastní postup pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení pro každý druh ložisek na základě vlastních poznatků a znalostí. Výpočet proto bude prováděn dle postupu výrobce.

Pro vybrání správného výpočtu je nadále zapotřebí určit poměr axiální k radiální síle. Ten se nadále porovnává s limitní hodnotou e specifického ložiska. Pro hrubé stanovení základní dynamické únosnosti je možné využít následující vztah dle výrobce SKF [8].

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení pro  $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ :

$$P = F_r [N] \quad (16)$$

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení pro  $\frac{F_a}{F_r} \geq e$ :

$$P = 0.4 * F_r + Y * F_a [N] \quad (17)$$

Při využití vztahu 16 je možné stanovit ekvivalentní dynamické zatížení pro více zatížená ložiska.

$$P_D = 6708 N$$

$$P_P = 6954 N$$

Minimální základní dynamickou únosnost pro ložiska s čárovým stykem lze zjistit ze vztahu:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} [ot.* 10^6] \quad (18)$$

Kde C je dynamická základní únosnost.

Po úpravě vztahu 18:

$$C_{minD} = L_D^{\frac{3}{10}} * P_D [N] \quad (19)$$

$$C_{minP} = L_P^{\frac{3}{10}} * P_P [N] \quad (20)$$

Po dosažení.

$$C_{minD} = 46716 N$$

$$C_{minP} = 48429 N$$

Je nutné dodat, že tyto hodnoty jsou pouze orientační pro výběr ložiska. Reálné hodnoty ložisek vyžadují vyšší hodnoty dynamických únosností. Ložiska byla vybrána s uvažováním hodnot minimální dynamické únosnosti a také dle požadovaných rozměrů. Z důvodu stísněného prostoru je potřeba zvolit ložiska s malou zástavbovou šířkou. Další důležitý rozměr je vnitřní průměr ložisek.

Vnitřní průměr ložisek na dvojkolí byl zvolen co nejmenší vzhledem k ostatním průměrům hřídele dvojkolí. Největší průměr na hřídeli je 198 mm. Proto byl zvolen vnitřní průměr 200 mm pro možnost instalace ložisek.

Pro ložiska hřídele pastorku byla zvolena ložiska s vnitřním průměrem 80 mm z důvodu nutnosti spojení hřídele se spojkou hřídele z elektromotoru. Dané spojení bylo navrženo šroubovým spojem, proto je zapotřebí větší rozměr hřídele.

### 3.2.5 Ložiska dvojkolí

Pro dvojkolí byla zvolena jednořadá kuželíková ložiska T4DB 200 od firmy SKF sestavena do „X“. Neboli vzdálenost reakcí ložisek (rozměr b) je menší. Toto rozložení snižuje životnost ložisek, ale zároveň snižuje zástavbový prostor. Ložiska s vnitřním průměrem 200 mm disponují vysokou únosností, a tím pádem menší vzdálenost reakcí výrazně neovlivní jejich životnost.

Performance	
Basic dynamic load rating	401 kN
Basic static load rating	600 kN
Reference speed	1 700 r/min
Limiting speed	2 200 r/min
Dimensions	
Bore diameter	200 mm
Outside diameter	270 mm
Width, total	37 mm
Width, inner ring	34 mm
Width, outer ring	27 mm
Contact angle	17.5 °

Obrázek 15 - Hodnoty vybraných ložisek dvojkolí [9]

Ze znalostí rozměrů ložiska lze následně určit reálnou vzdálenost reakcí ložisek. Opět je zde započítána šířka ozubeného kola 60 mm a 10 mm prostor mezi ložiskem a ozubeným kolem. Posunutí reakce vlivem kontaktního úhlu od vnějšího kroužku ložiska je 53.197 mm.

$$b_D = 60 + 10 * 2 + 37 * 2 - 2 * 53.197 = 37.606 \text{ mm}$$

S hodnotou  $b_D$  a ostatními již známými hodnotami lze spočítat skutečnou životnost ložisek.

Ložisko 1 (blíže k elektromotoru) je v tomto případě více zatížené s hodnotou radiálního zatížení:

$$N_{D1p} = 16379 \text{ N}$$

Na toto ložisko nepůsobí žádná axiální síla, z tohoto důvodu je poměr axiální k radiální síle nulový, a tím pádem je možné určit ekvivalentní zatížení ložiska dle vztahu 16:

$$P_D = N_{D1p} = 16379 \text{ N}$$

Pomocí hodnoty ekvivalentního zatížení ložiska  $P_D$  a hodnoty základní dynamické únosnosti  $C$  z obrázku č. 15 lze spočítat základní životnost ložiska dle vztahu 18:

$$L_{10D} = 42608 \text{ ot.} * 10^6$$

Nadále je zapotřebí určit statickou bezpečnost ložiska určující plastickou deformaci při maximálním zatížením. Opět je vycházeno z doporučení výrobce ložisek.

$$N_{D1m} = 46768 \text{ N}$$

Statické ekvivalentní zatížení je vyjádřeno podobně jako dynamické:

$$P_{oD} = N_{D1m} = 46768 \text{ N}$$



Statická bezpečnost ložiska je poté vyjádřena následovně:

$$s_o = \frac{C_o}{P_{oD}} [-]$$

Kde  $C_o$  je základní statická únosnost ložiska.

$$s_o = 25$$

Výrobce SKF doporučuje bezpečnost vyšší než 5 pro eliminaci plastické deformace při maximálním zatížení.

### 3.2.6 Ložiska pastorku

Opět byla zvolena jednořadá kuželíková ložiska v rozložení do „X“ pro hřídel pastorku. Jedná se o ložiska s označením 30216 od firmy SKF. Oproti ložiskům na dvojkolí s mnohem větším vnitřním průměrem je vzdálenost reakcí ložisek větší.

Dimensions	
Bore diameter	80 mm
Outside diameter	140 mm
Width, total	28.25 mm
Width, inner ring	26 mm
Width, outer ring	22 mm
Contact angle	15.642 °
Performance	
Basic dynamic load rating	184 kN
Basic static load rating	183 kN
Reference speed	3 800 r/min
Limiting speed	4 800 r/min

Obrázek 16 - Hodnoty vybraných ložisek pastorku [10]

Vzdálenost reakcí ložisek byla určena stejným způsobem jako u vzdálenosti reakcí ložisek na dvojkolí pouze s jinými rozměry ložiska.

$$b_D = 60 + 10 * 2 + 28.25 * 2 - 2 * 27.531 = 71.438 \text{ mm}$$

Poté radiální zatížení více namáhaného ložiska 2 je:

$$N_{P2p} = 8702 \text{ N}$$

Toto ložisko je již zatíženo axiální silou, proto je potřeba určit hodnotu poměru axiální vůči radiální síle.

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.26$$

Limitní hodnota  $e$  u vybraného ložiska je 0.43, proto je možné ekvivalentní zatížení ložiska určit dle vztahu 16:

$$P_P = N_{P2p} = 8702 \text{ N}$$

Poté základní životnost ložiska je:

$$L_{10P} = 26144 \text{ ot.} * 10^6$$

Maximální zatížení ložiska pro určení statické bezpečnosti:

$$N_{D1m} = 24869 \text{ N}$$

Statické zatížení ložiska:

$$P_{oD} = N_{D1m} = 24869 \text{ N}$$

Poté statická bezpečnost ložiska je:

$$s_o = 21$$

### 3.2.7 Modifikovaná životnost ložisek

Základní životnost ložisek je vhodná pro aplikace nižších životností a velmi dobrým mazáním s filtrací a oleji s vyšší viskozitou. Pro aplikaci převodové skříně bez filtrace a s jednoduchým mazacím systémem brodění v oleji s nízkou viskozitou je nedostatečné vyjádření pouze základní životností ložisek. Nadále základní životnost ložisek  $L_{10}$  představuje spolehlivost 90 %, což je nevhodné pro aplikaci v kolejových vozidlech.

Modifikovaná životnost je popsána v normě ČSN ISO 281 [7] jako základní životnost násobena dvěma koeficienty.

$$L_{nm} = \alpha_1 * \alpha_{iso} * L_{10} [\text{ot.} * 10^6] \quad (21)$$

Kde  $\alpha_1$  je koeficient modifikované trvanlivosti pro spolehlivost a  $\alpha_{iso}$  je koeficient modifikované trvanlivosti založený na systémovém přístupu.

Spodní index  $n$  udává procento nespolehlivosti. Samotná spolehlivost je určena koeficientem  $\alpha_1$  kde hodnoty pro samotná procenta jsou uvedeny v normě. Koeficient  $\alpha_1=1$  je pro spolehlivost 90 %, popisující základní životnost. Při požadované spolehlivosti 97 % se tento koeficient snižuje na polovinu. Pro aplikaci v kolejových vozidlech je požadovaná vysoká spolehlivost jak z důvodu bezpečnosti, tak z důvodu možnosti nepřerušovaného provozu. Proto spolehlivost byla zvolena 99 %, tedy koeficient  $\alpha_1=0.25$ .

Koeficient  $\alpha_{iso}$  zahrnuje jak znečištění mazacího média, tak i jeho viskozitu a tloušťku mazací vrstvy. Obecně je tento koeficient funkce více parametrů. [7]

$$\alpha_{iso} = f\left(\frac{e_c * C_u}{P}, \kappa\right)$$

Kde  $e_c$  je koeficient znečištění,  $C_u$  je mezní únavové zatížení udávané výrobcem,  $P$  je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska a  $\kappa$  je viskózní poměr.

Koeficient  $e_c$  je závislý na velikosti a počtu částic znečištění v olejové lázni. Toto znečištění je popsáno v normě ISO 4406. V konkrétní aplikaci bylo zvoleno znečištění dle kódu ISO 4406 -/17/14, kde tři číslice určují počet částic. První číslice určuje počet částic o velikosti 4  $\mu$ , druhá číslice určuje počet částic o velikosti 6  $\mu$  a třetí číslice určuje počet částic o velikosti 14  $\mu$ .

Koeficient  $e_c$  je poté určen dle vztahu [7]:

$$e_c = 0.0288 * \kappa^{0.68} * D_{pw}^{0.55} * \left( 1 - \frac{1.141}{D_{pw}^{\frac{1}{3}}} \right) [-] \quad (22)$$

Kde  $D_{pw}$  je průměr kružnice procházející středy souborů válečků.

Průměr  $D_{pw}$  není udáván výrobcem, proto byl zvolen jako střední kružnice mezi vnitřním průměrem ložiska a vnějším průměrem ložiska.

Viskózní poměr  $\kappa$  je stanoven následovně [7]:

$$\kappa = \frac{v}{v_1} [-] \quad (23)$$

Kde  $v$  je kinematičká viskozita oleje při provozní teplotě a  $v_1$  je referenční kinematičká viskozita.

Referenční viskozita je popsána následujícím vztahem [7]:

$$v_1 = 4500 * n^{-0.5} * D_{pw}^{-0.5} \left[ \frac{mm^2}{s} \right] \quad (24)$$

Pro určení reálné viskozity oleje  $v$  je zapotřebí zvolit olej pro mazání ložisek. Byl zvolen olej řady ISO VG 3 s kinematičkou viskozitou 3  $mm^2 \cdot s^{-1}$ . Tato hodnota viskozity je velmi nízká, to je velmi vhodné pro olejovou distribuci pomocí brodění. Nízká viskozita také představuje menší odpory způsobené broděním ozubeného kola. Naopak oleje s nízkou viskozitou mají zhoršené mazací schopnosti a olejová vrstva se méně zadržuje na funkčních plochách.

Z uvedených vztahů a určeného ISO kódu znečištění lze určit hodnotu  $\alpha_{iso}$  dle následujícího vztahu [7]:

$$\alpha_{iso} = 0.1 * \left( 1 - \left( 1.5859 - 1. \frac{3993}{\kappa^{0.054381}} \right) * \left( \frac{e_c * C_u}{P} \right)^{0.4} \right)^{-9.185} [-] \quad (25)$$

Ze vztahu 21 lze po dosazení koeficientů  $\alpha_1$  a  $\alpha_{iso}$  dopočítat modifikovanou životnost ložisek na dvojkolů a na pastorku.

$$L_{P1m} = 828 \text{ ot.} * 10^6$$

$$L_{D1m} = 1915 \text{ ot.} * 10^6$$

Životnosti obou párů ložisek vyhovuje požadované životnosti ze zadání. Ložiska na dvojkolí vykazují mnohem větší životnost, než je životnost požadovaná. Je nutné dodat, že ve výpočtu životností nejsou započítané dynamické vlivy. Ložiska na dvojkolí jsou zcela neodpružená, tedy všechny nerovnosti z kontaktu kolej-dvojkolí jsou přenášeny přes tato ložiska. Nadále vzdálenost reakcí nemusí odhadovat konečnému návrhu. Proto je vhodné ložiska navrhnout se značně vyšší životností, než ložiska na pastorku.

### 3.2.8 Návrh spojení elektromotoru s převodovkou

Pro návrh převodové skříně je nadále zapotřebí určit rozměry komponent spojující elektromotor s převodovkou. Samotné spojení se skládá ze spojovacího hřídele, spojky a ostatních komponent. Z důvodu limitované šířky zástavbového prostoru je zapotřebí tyto komponenty navrhnout co nejvíce kompaktní a co nejvíce spolehlivé.

Při spojení elektromotoru s převodovkou je zapotřebí uvažovat relativní posuv mezi těmito částmi. Jedná se o posuv svislý, podélný a příčný, kde svislý posuv je nejvýznamnější. Výsledný posuv pastorku vůči elektromotoru není stejný jako relativní posuv dvojkolí vůči elektromotoru. Pohyb pastorku je ovlivněn závěskou, přesněji umístěním čepu závěsky na převodové skříně. Čím více je čep závěsky umístěn blíže ke dvojkolí, tím větší je relativní pohyb pastorku a elektromotoru od svislého pohybu dvojkolí. Příčný pohyb pastorku je identický jako příčný pohyb dvojkolí (bez uvažování deformace skříně) z důvodu pevného spojení.

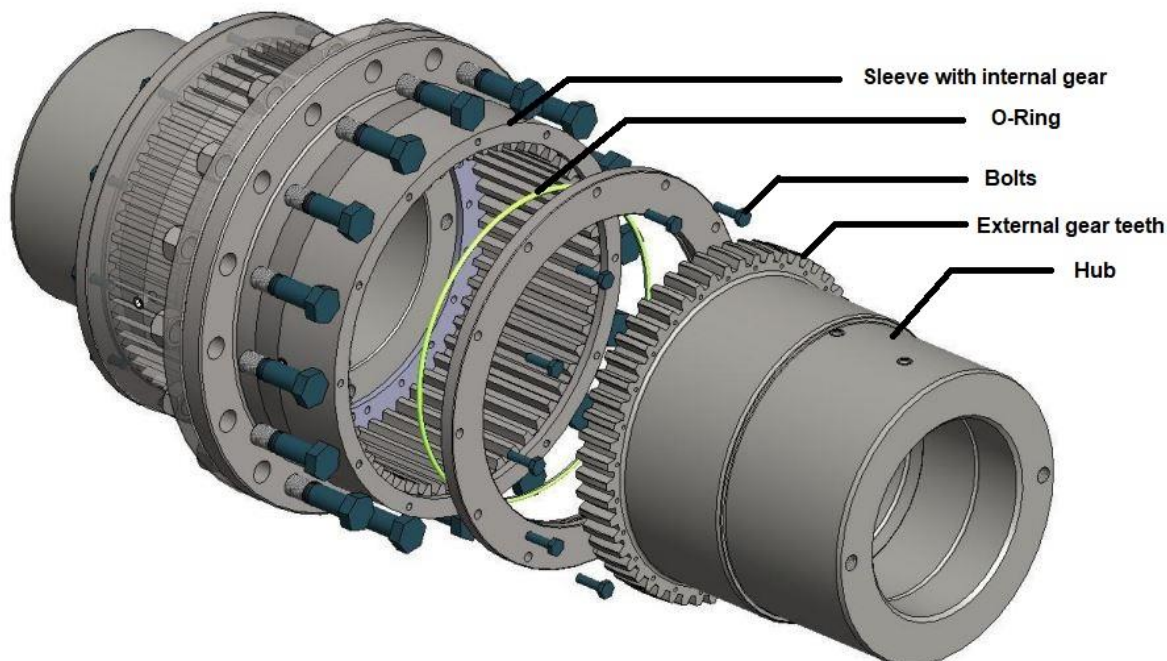
Veškeré zmíněné pohyby způsobují úhlové natočení spojovacího hřídele. Proto navrhované spojky musí splňovat jak axiální posuv, tak úhlové natočení. Ve vybrané koncepci byl vybrán elektromotor s dutým rotorem. Proto je možné prodloužit spojovací hřídel elektromotoru a pastorku. Prodloužení hřídele způsobí menší úhlové vychýlení a tím pádem menší natočení spojky. Ideálně je možné využít jednu spojku na straně elektromotoru pro zkrácení celkové šířky pohonu. Prakticky je tato koncepce velmi nevhodná z důvodu velkého natočení spojky a tím pádem i velkého namáhání spojovacího hřídele. To nadále může způsobit výrazné snížení životnosti ložisek a zvýšení pevnostních požadavků na skříně převodovky.

Pro spolehlivé a bezproblémové přenášení točivého momentu byly využity dvě spojky připevněné na vnější straně elektromotoru a na pastorku. Při volení spojky byl kladen velký požadavek na co nejnižší zástavbovou šířku spojky. U kolejových vozidel jsou často využívány zubové spojky nebo spojky s pryžovými elementy.

### Zubová spojka

Zubová spojka využívá pro možnost relativního pohybu dva ozubené náboje s jedním ozubeným nábojem. Tyto spojky jsou často využívány u kolejových vozidel díky své vysoké životnosti, vysoké únosnosti a poměrně nízké hmotnosti. Nadále je zapotřebí pouze jedna spojka na pohon díky dvou nábojům.

Tato spojka je nevhodná kvůli svému rozměru v axiálním směru. Naopak v radiálním směru je velmi kompaktní. Pokud by spojka měla výrazně menší průměr než průměr dutiny elektromotoru, mohla by být umístěna v dutině a tím by se významně zmenšila šířka celého pohonu. Tato koncepce ale není možná z důvodu nedostatečné únosnosti spojky při malém průměru.



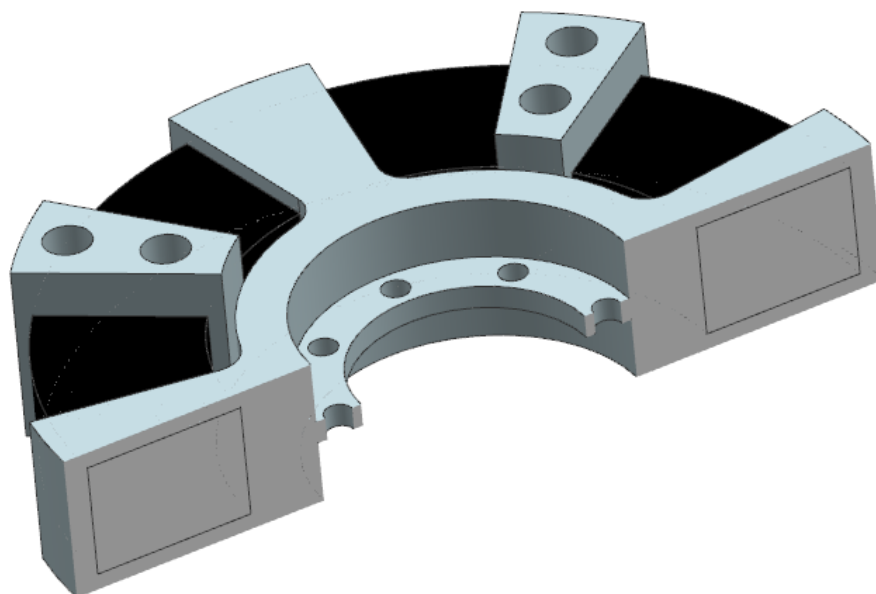
Obrázek 17 - Rozstřel zubové spojky [11]

## Spojka s pryžovými elementy

Tato spojka přenáší točivý moment pryžovými bloky, které jsou uchyceny v unašeči. Tato spojka je používána ve výše zmíněných jednotkách Stadler RABe 511 viz. obrázek č. 7. Výhoda této spojky je menší zástavbová šířka než u zubové spojky a větší možné vychýlení. Naopak u těchto spojek je často průměr zvyšován z důvodu snížení obvodové síly působící na pryžové elementy.

Byla hrubě navržena spojka s pryžovými elementy viz. obrázek č. 18. Zakřivené pryžové bloky jsou upevněny v unašeči pomocí tvarových prvků a spojeny uprostřed s rotorem elektromotoru šroubovým spojem. Pryžové bloky musí mít dostatečnou tuhost pro zabránění ztráty stability při působení maximální obvodové síly ve stavu největšího úhlového natočení spojky. Proto je zapotřebí navrhnut pryžové bloky se zvětšenou šířkou. To opět zvětšuje zástavbovou šířku pohonu. Navíc je zapotřebí zaručit prostor mezi pohyblivými a nepohyblivými částmi, kdy při maximálním vychýlení se tyto prostory zmenšují.

Při kontrole zástavbového prostoru bylo vyhodnoceno, že tato spojka stále nesplňuje požadavky na zástavbovou šířku při uvažování relativních posuvů. Při úlovém vychýlení spojky byla zjištěna kolize ocelových dílů spojky se statickými částmi (rám podvozku, stator elektromotoru).

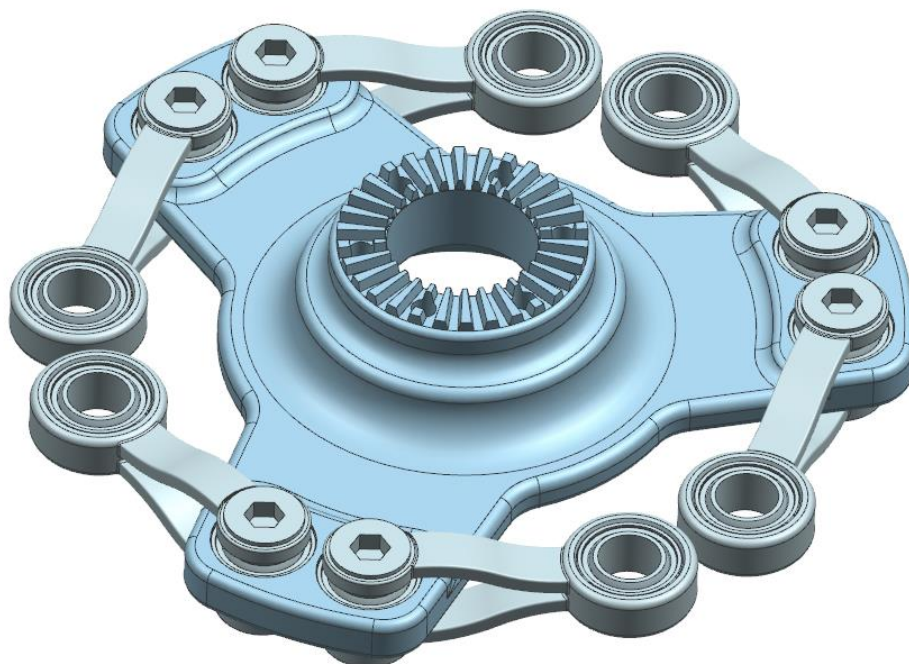


Obrázek 18 - Řez spojky s pryžovými elementy

## Ojnicová spojka

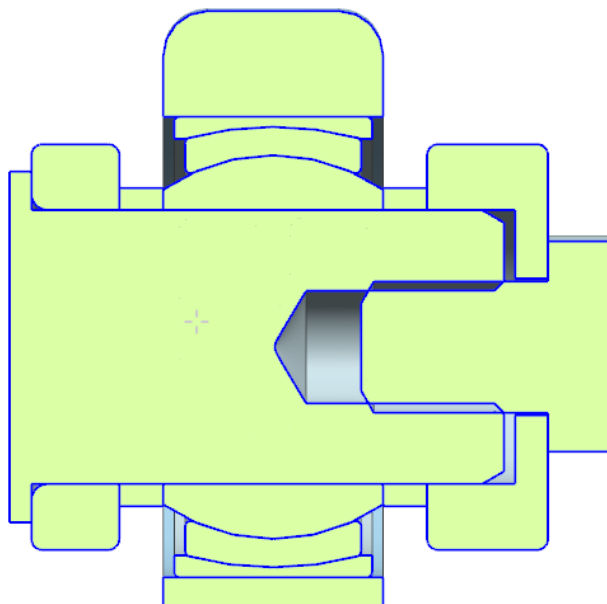
Z důvodu limitovaného zástavbového prostoru byla navržena ojnicová spojka s pryžovými silentbloky v nábojích ojnic. Tato koncepce neztrácí stabilitu pryžových elementů jako v předešlém případě, protože silentbloky tvoří pouze náboj ojnice. Dále je tato spojka spolehlivější z hlediska degradace pryžových elementů z důvodu využití menšího množství pryže. Naopak tato koncepce vykazuje výrazně větší tuhost v axiálním a radiálním směru. To může zapříčinit zvýšené namáhání ostatních komponent. I přesto je tato spojka nejvhodnější díky menším rozměrům.

Disk spojky spojený s pastorkem převodovky je připevněn k průchozímu hřídeli pomocí Hirthovo ozubení. Toto ozubení přenáší jak točivý moment, tak radiální zatížení i axiální zatížení. Nadále díky geometrii ozubení je zajištěno vystředění disku vůči průchozímu hřídeli. Při přenosu točivého momentu vzniká axiální síla, která odděluje obě části od sebe. Proto je ozubení spojeno šesti šrouby procházející skrz ozubení.



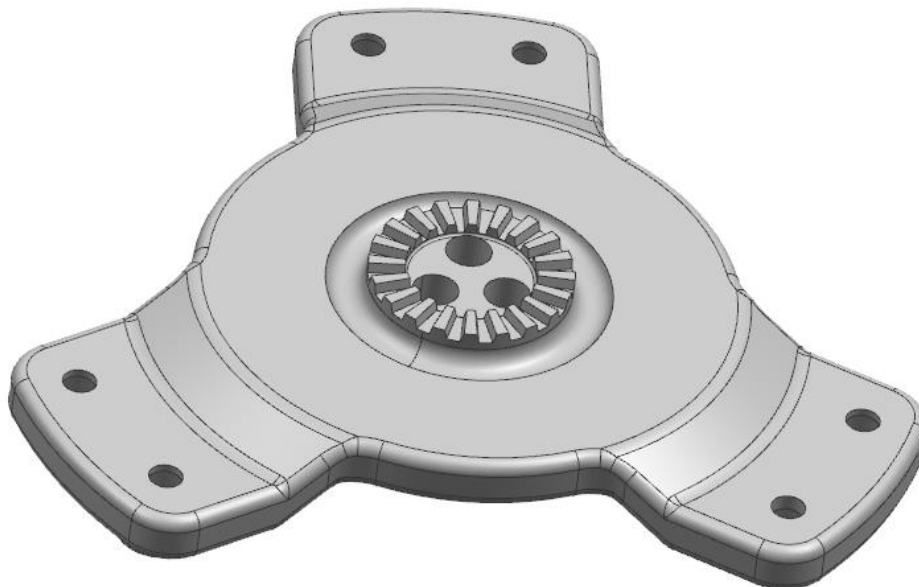
Obrázek 19 - Ojnicová spojka

Spojka se skládá z šesti ojnic, kde na každou ojnic jsou připevněny dva silentbloky pro možné natočení. Samotné silentbloky jsou sestaveny z ocelové kulové vložky, pryžového obalu a ocelového kroužku, který je nalisován v nábojích ojnic viz. obrázek č. 20. Dále jsou silentbloky předepnuty šroubovým spojením a v disku spojky jsou oddáleny distančními kroužky pro eliminaci kolize silentbloků s ojnicí.



Obrázek 20 - Řez silentbloku ojnicové spojky

Pro spojení disku spojky s pastorkem je zapotřebí spojit náboje ojnic na velkém průměru s nejmenším průměrem pastorku. Proto byl navrhnut unašeč, který je spojen s ojnicemi stejným způsobem jako jsou spojeny ojnice s diskem spojky. Průměr pastorku je značně malý rozměr, proto je točivý moment přenášen z unašeče na pastorek pomocí Hirthovo ozubení a axiální síla z ozubení je zachycena pomocí šroubového spoje. Přenos pouze šroubovým spojením na takto malém průměru by vyžadoval značně předeprnutí, kvůli kterému by vznikalo vysoké napětí na hřídéli pastorku v oblasti závitů. Nadále toto ozubení přenáší radiální síly vznikající z pohybu převodové skříně.



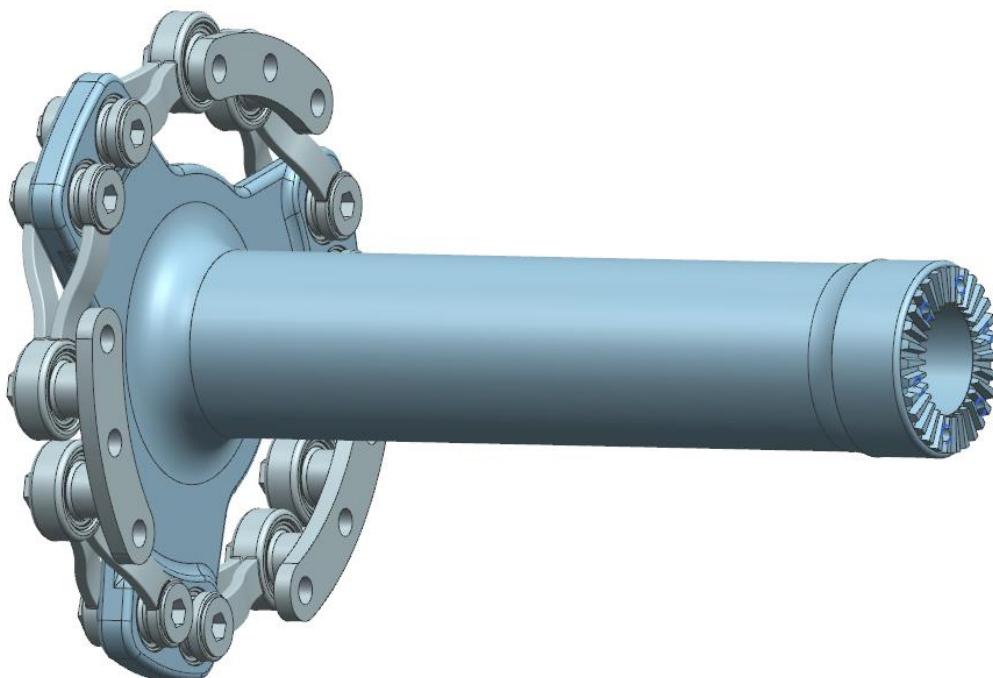
Obrázek 21 - unašeč

Geometrie unašeče je realizovaná s vysunutím ploch s náboji ojnic do strany. To je z důvodu zamezení kolize mezi unašečem a diskem spojky při relativním pohybu těchto částí. Nadále jsou zde využity šrouby se šestihrannými hlavami z důvodu dostatečného prostoru pro montáž a náboje ojnic jsou opatřeny vnitřními šestihrany pro možnost utažení.

Hirthovo ozubení je předepráno třemi šrouby s vnitřními šestihrany kvůli nedostatečnému prostoru pro montážní klíč. Šrouby jsou umístěny mimo ozubení pro co nejmenší narušení zubů. Kvůli menšímu průměru pastorku než u průchozího hřídele, bylo zapotřebí zachovat celé ozubení z důvodu únosnosti.

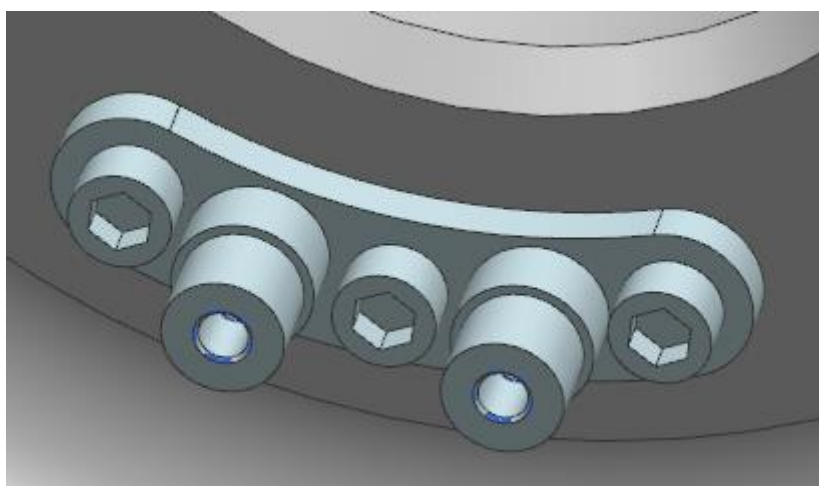
U předešlých částí bylo využito Hirthovo ozubení díky jeho značným výhodám jako jednoduchost montáže, kompaktního zástavbového prostoru a únosnosti. Na druhou stranu je toto ozubení poměrně ekonomicky náročné. Toto bylo uvažováno při návrhu spojení spojky na straně elektromotoru s průchozím hřídelem, kde je opět možné využít tento typ ozubení. Výhodnější varianta je zhotovit průchozí hřídel s diskem spojky jako celistvý komponent.





Obrázek 22 - Sestava spojky na straně elektromotoru

Spojení disku spojky s rotorem elektromotoru bylo navrženo stejným způsobem jako na straně převodovky. Výhodou je absence unašeče, která je způsobena velkým průměrem rotoru elektromotoru. Pro spojení s rotorem elektromotoru byly vytvořeny pomocné distanční plechy. Ty jsou připevněny třemi šrouby s vnitřními šestihrany pro eliminaci poruchy při přenášení maximálního točivého momentu. Pro předeptutí nábojů ojníc byly vytvořeny dva závity v plechách pro šroubový spoj.

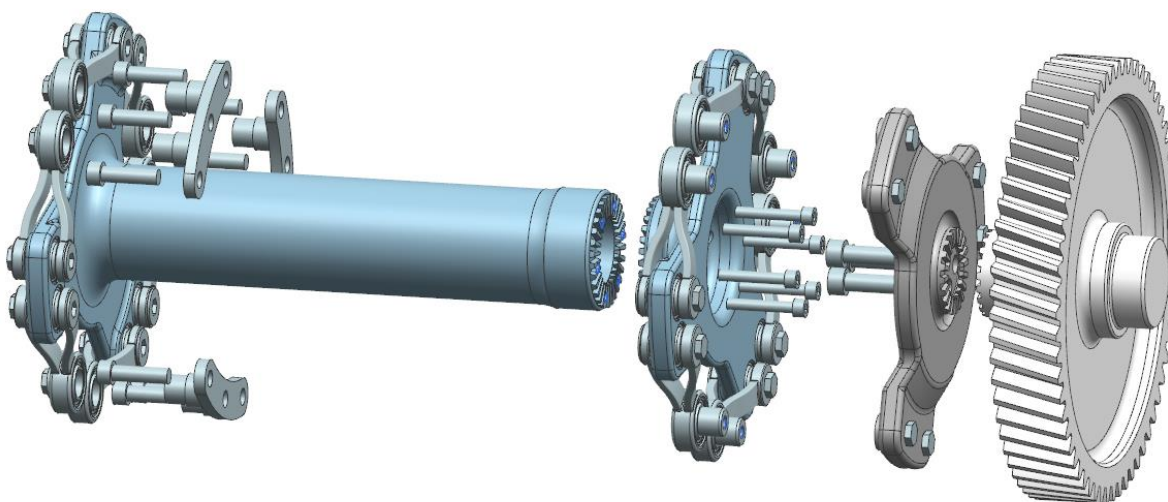


Obrázek 23 - Distanční plech

## Montáž spojky

Montáž spojky je rozdělena na dvě části. Před umístěním pohonu do podvozku je zapotřebí samostatně smontovat jednotlivé spojky s ojnícemi. Unašeč je zkompletován s pastorkem po montáži převodové skříně na podvozku. Spojka s průchozím hřídelem je spojena s elektromotorem a spojka blíže k převodovce je poté spojena s průchozím hřídelem. Po montáži elektromotoru do podvozku je unašeč spojen se spojkou pomocí 6 šroubů.

Tento návrh je vhodný z hlediska minimalizování montáže přímo na podvozku. Realizovaná montáž na podvozku je pouze spojení unašeče s pastorkem a poté spojení unašeče se spojkou.

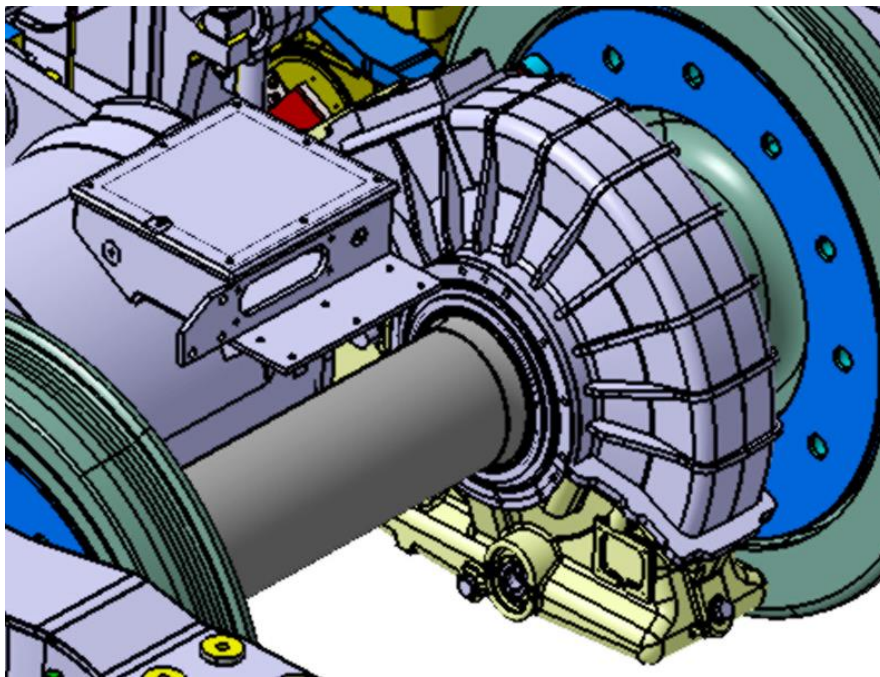


Obrázek 24 - Rozstřel spojovacího ústrojí

### 3.2.9 Návrh skříně

Z předešlých návrhů ložisek, ozubení a ostatních komponent je možné zhotovit návrh samotné skříně převodovky. Zástavbový prostor omezený navrhnutými komponenty určuje maximální možnou šířku převodové skříně. Jak již bylo řečeno, prostor mezi ozubeným kolem a převodovou skříní musí být nejméně 10 mm pro možnost mazání broděním v oleji. Proto nejmenší vnitřní šířka převodové skříně musí být 80 mm (se započítanou šířkou ozubení). Je ale vhodné využít veškerý možný prostor, protože čím dále jsou ložiska od sebe, tím se zvyšuje jejich životnost viz. kapitola č. 3.2.2.

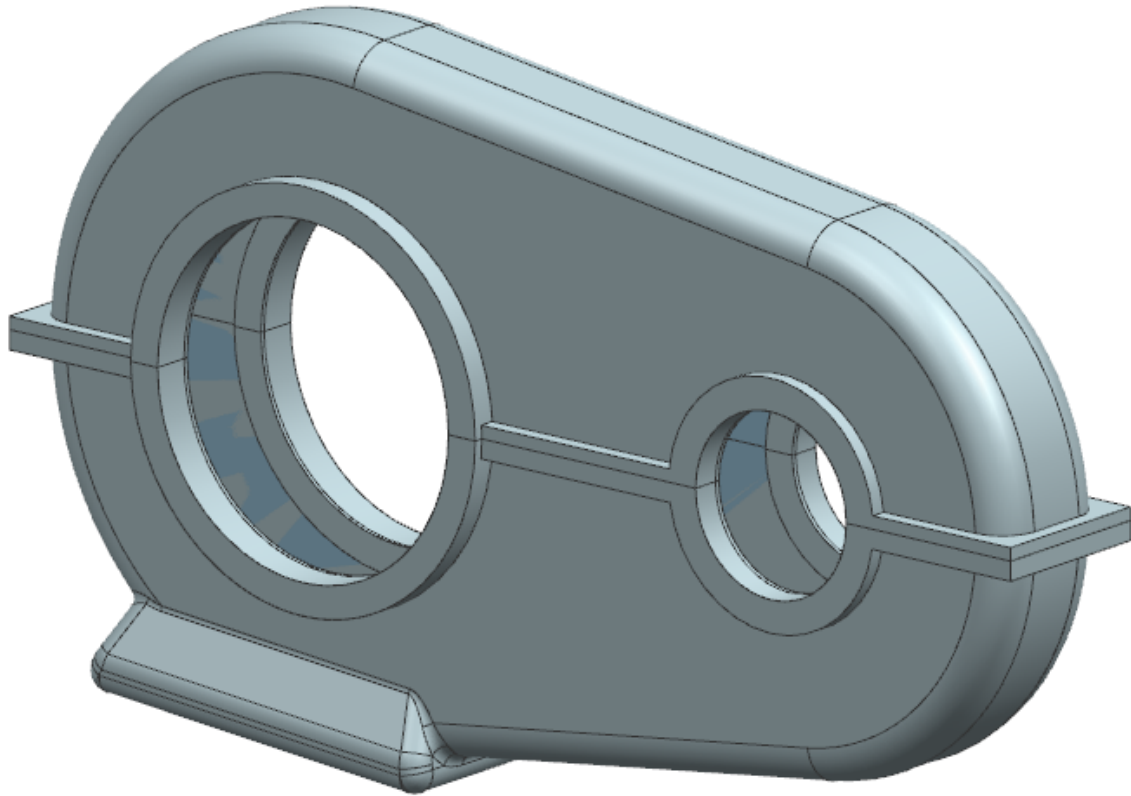
Skříně je možné vyrobit mnoha způsoby, například svařováním z mnoha různých komponent. Tento způsob je nevhodný kvůli vysokým požadavkům na materiál (svařitelnost, pevnost). Dále je tento způsob nevhodný z důvodu vysokých nákladů na výrobu. Další možnost je obrábění, jenže je zřejmé že tento způsob je velmi nevhodný opět kvůli vysokým nákladům na výrobu. Z hlediska technologie výroby dílů s komplexnějšími tvary je vhodné využít lití. Pro zaručení tuhosti je nutné vyztužení skříně žebry v oblasti ložisek. Pro snížení hmotnosti je tendence zmenšit tloušťku skříně, proto je vhodné využít materiálů s možností odlití i relativně tenkých stěn odlitku. To by mělo zajistit výrobu komplexních tvarů s menšími tloušťkami stěn díky lepší zabíhavosti.



Obrázek 25 - Převodová skříně podvozku Bombardier flexx [12]

Převodová skříně může být dělená v jedné nebo více rovinách. Pro tento případ byla zvolena varianta s jednou dělicí rovinou procházející přes díry ložisek. Více dělicích rovin přináší problém se středěním částí skříně, zvýšenou hmotností a složitostí montáže. Nadále je vhodné rozšířit prostor pro mazací médium ve spodku skříně. To zajistí zvýšené množství oleje a zlepšené mazání kritických částí jako například ložisek při mazání broděním.

Základní tvar skříně je složen z dvou kružnic reprezentující průměr ozubených kol s přídavkem pro možnost prostupnosti oleje spojených dvěma přímkami, které jsou tečné na tyto kružnice. Hrubý nástřel převodové skříně lze pozorovat na obrázku č. 26.



Obrázek 26 - Hrubý návrh skříně

Skříně je v základní poloze vypružená nakloněná o  $5^\circ$ , proto rozšíření spodní části skříně pro zvýšení množství oleje je nakloněno o stejný úhel vůči skříně. To je z důvodu zachování hladiny oleje ve vodorovné poloze. Nadále byly vytvořeny náboje pro ložiska, které mají větší šířku než samotná skříně kvůli zachování pevnosti. Tento prostor musí zajistit implementování ložisek a také část víka, která přenáší axiální zatížení z ložisek.

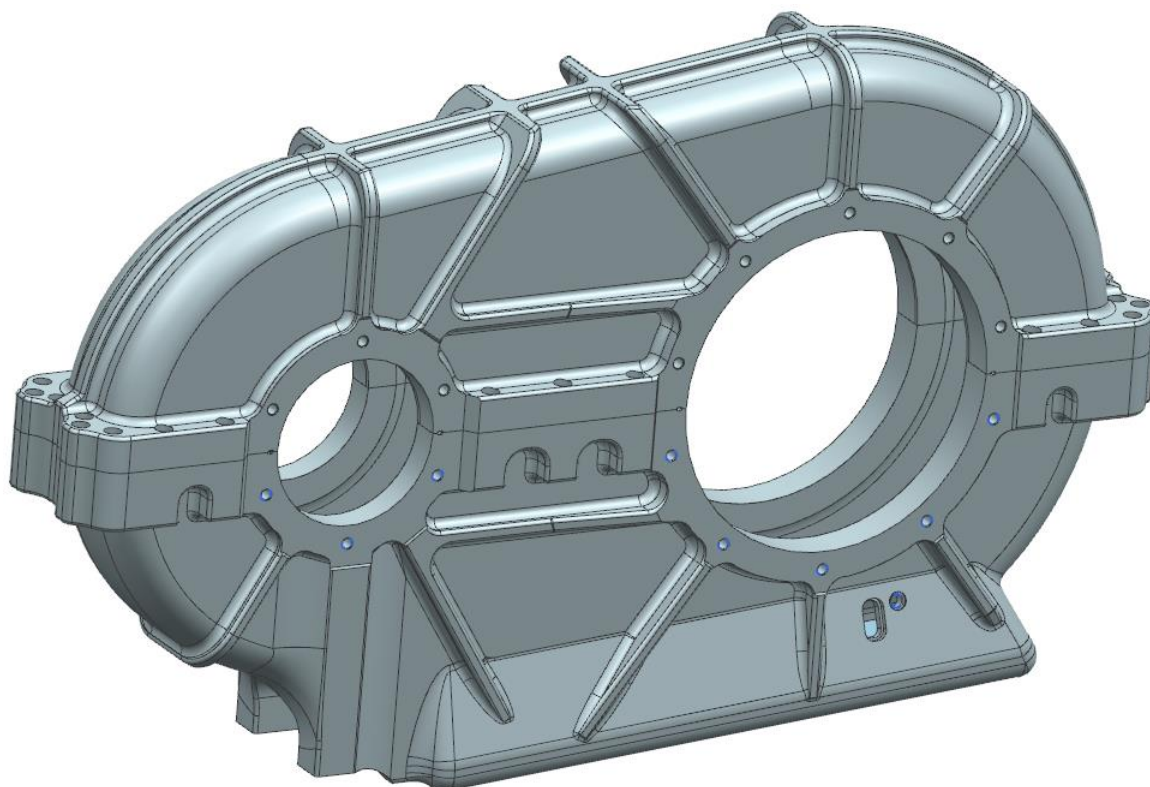
Obě části skříně musí být spojeny v dělící rovině se zachováním rozeberatelnosti a pevnosti. Pro tento případ bylo zamýšleno šroubové spojení. Kvůli omezenému prostoru v podvozku byla snaha navrhnout skříně co s nejmenší šířkou. Proto prostor na šrouby je velmi limitován a nebylo by možné provést montáž s použitím montážního klíče. Místo šroubů s šestihrannou hlavou byly zvoleny šrouby s vnitřním šestihranem. Nadále bylo zapotřebí navrhnout, jak šrouby upevnit. Upevnění klasickou maticí opět není možné kvůli nedostatečnému prostoru pro klíč, tak byla zvolena varianta se závitů ve spodní části skříně. Při navrhování závitů bylo zapotřebí dbát na dostatečnou délku závitu a tloušťku okolo závitu pro eliminaci vysokých napětí kolem závitu.

V hrubém návrhu nebylo uvažováno se zachycením závěsky do spodní části skříně. Tato část je velmi namáhaná, protože se zde zachycuje značná část obvodové síly. V pozdějších fázích návrhu byla rozšířena spodní část skříně blíže k pastorku, kde byla napojena na část se závitovými dírami pro závěsku viz. obrázek č. 27.

Z hlediska vznikajícího napětí je zapotřebí, jak již bylo zmíněno, brát v potaz závity a dotykové plochy ložisek. V ostatních částech není až tak důležité dbát na nízké napětí, ale spíše na deformaci skříně. Je nutné si uvědomit, že při deformaci skříně se mění vzájemná poloha ozubení. Při velké deformaci skříně nemusí již docházet k odvalování zubů po evolventní kružnici a tím pádem se zkracuje životnost ozubení kvůli vznikajícímu tření mezi zuby. Proto byla navržena vyztužující žebra v radiálním směru od nábojů ložisek, tak i žebra mezi ložisky, které snižují deformaci vyvolanou od axiální síly. Nadále byly zvětšeny tloušťky v místech dělicí roviny ze stejného důvodu, a také z důvodu tlaku vyvolaného z doléhajících šroubů.

Při samotné výrobě je zapotřebí relativně přesně ustavit obě části skříně vůči sobě. Tento problém nastává i při demontáži skříně v případě údržby pohonu. Tato problematika byla vyřešena čtyřmi kolíky na obou koncích skříně. Díry pro tyto kolíky jsou vyrobeny před vyvrtáním nábojů ložisek a šroubů v dělicí rovině. Samotné kolíky jsou poté nalisovány do děr horní části skříně a zatmelovány pro eliminaci možnosti vysunutí při montáži.

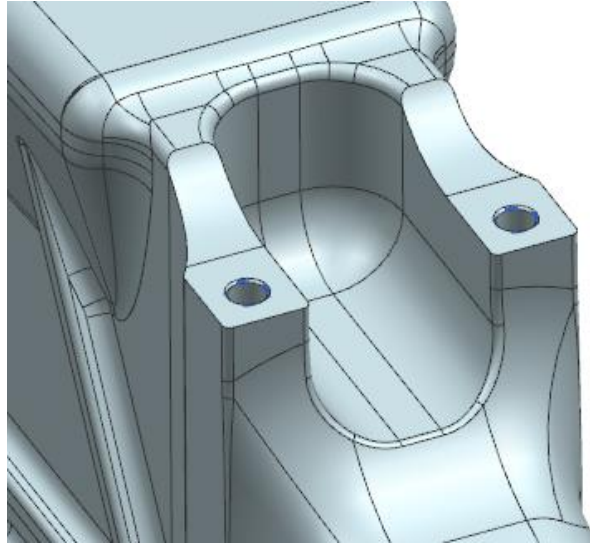
Na konec bylo zapotřebí utěsnit prostor v dělicí rovině. Na místo pryžového těsnění, které by značně ztěžovalo montáž skříně, byl zvolen těsnící tmel. Ten může zaručit dokonce i lepší těsnící vlastnosti než klasické těsnění. Pro těsnící tmel byla zhotovena drážka v dělicí rovině i přes náboje ložisek, kde se tato drážka střetává s „O“ pryžovými kroužky vík. Nadále byla navržena hladina mazacího média a k tomu kontrolní olejoznak pro hladinu oleje z boku skříně, kde se nachází i napouštěcí otvor. Bok skříně je nejlépe dostupný při kontrole hladiny oleje, tak i při výměně. Výpustný otvor byl zhotoven ve spodní části skříně za dvojkolím.



Obrázek 27 - Finální návrh skříně

Jako materiál skříně byla zvolena litina EN-GJS-400-18-LT. Kde značka LT označuje litinu pro nízké teploty neboli snížené množství nežádoucích prvků v litině. Číslo 400 reprezentuje napětí na mezi kluzu, číslo 18 je zaručená minimální tažnost 18 %. Daná litina obsahuje kuličkový grafit, který napomáhá obrobitelnosti a také tepelné vodivosti. Na druhou stranu tato litina nedisponuje vysokou pevností v tahu, což vyžaduje tužší konstrukci skříně. [13]

U veškerých ostrých hran byla snaha udělat co nejhladší přechody s rádiusy o velkých poloměrů. To je z důvodu jak eliminace koncentrátorů napětí, které mohou inicializovat trhliny, tak i z hlediska technologie výroby. Čím jsou hladší přechody neboli čím větší rádiusy, tím lepší je kvalita odlitku. Veškeré ostré hrany na odlitcích jsou obrobené funkční plochy jako dosedací plochy vík, díry pro ložiska a dosedací plocha pro závěsku viz. obrázek č. 28.



Obrázek 28 - Místo upevnění závěsky

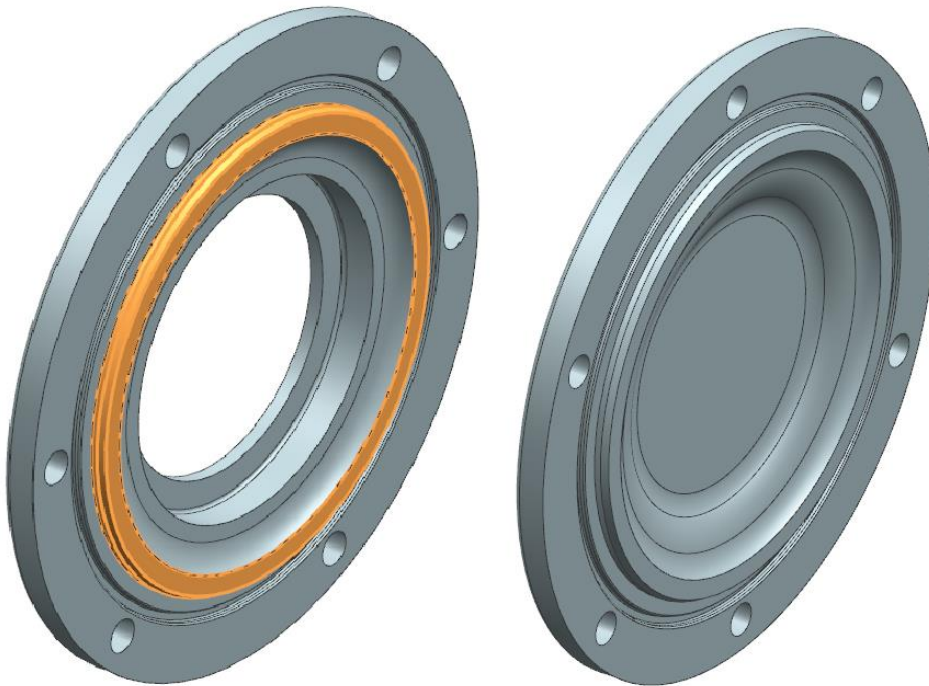
## Víka skříně

Víka na straně pastorku jsou připevněny na skříň šroubovým spojem šesti šrouby. Na straně dvojkolí jsou víka přišroubované deseti šrouby. Tuhost spojení vík s převodovou skříní musí poměrně vysoká z důvodu přenosu axiální sil z ložisek. Při odlehnutí víka od převodové skříně by mohlo dojít k odlehnutí těsnění umístěného v drážce na víku. Nadále nesmí nastat větší posunutí ozubení v axiálním směru kvůli dosažení požadované životnosti.

Pro rotační těsnění skříně na straně pastorku byly zvolené klasické hřídelové těsnící kroužky. Tyto kroužky jsou ekonomicky příznivé a vykazují nízké třecí ztráty. Těsnící kroužky od firmy SKF jsou již vybavené protiprachovým kroužkem. Zástavbový prostor těsnění je velmi kompaktní, ale pod ložiskem se vydírá drážka od kontaktu. Proto je zapotřebí nainstalovat na hřídel přídavný rukáv, který zabraňuje poškození pastorku.

Pro víka skříně byl zvolen materiál 42CrMo4+QT. Tento druh oceli je jeden z nejčastěji využívaných v ušlechtilém stavu. Po ušlechtní tato ocel dosahuje meze kluzu až 1300 MPa při malých průměrech. Zvýšené množství chromu napomáhá prokalitelnosti materiálu a molybden také navyšuje prokalitelnost a snižuje popouštěcí křehkost. [14]

Víka jsou vystředěna pomocí osazení, které jsou pozorovatelné na obrázku č. 29. Ty jsou nadále v kontaktu s vnějšími kroužky ložisek a přenáší axiální zatížení z ozubení. Obě víka na dvojkolí jsou identická, na pastorku jsou víka odlišná. To je z důvodu, že hřídel pastorku je průchozí pouze z jedné strany.



Obrázek 29 - Vika skříně na pastorku

## Návrh závěsky

Závěska převodovky musí splňovat jak pevnostní, tak zástavbové prostory. Proto bylo při návrhu dbáno na kinematiku závěsky pro eliminaci kolize závěsky jak s rámem, tak i s převodovkou. Dále je vhodné navrhnout čepy závěsky v co nejvíce horizontální poloze vůči sobě. To snižuje tahové namáhání závěsky od obvodové síly z ozubení.

Jak již bylo řečeno, čep závěsky je přišroubovaný dvěma šrouby k převodové skříní. Stejně je připevněn čep závěsky k rámu podvozku. Čepy jsou uloženy v pryžových pouzdrech, které jsou nalisované do nábojů závěsky s ocelovým kroužkem. To slouží k umožnění pohybu v axiálním (příčném) směru, kde je zapotřebí oddálit čepy dále od sebe, což je zaručeno deformací pryžových pouzder. Nadále je v závěsce navrženo odlehčení, které dělá závěsku v jedné rovině méně tužší. Tímto se docílí menší namáhání skříně způsobené posuvem v příčném směru díky větší deformaci závěsky.

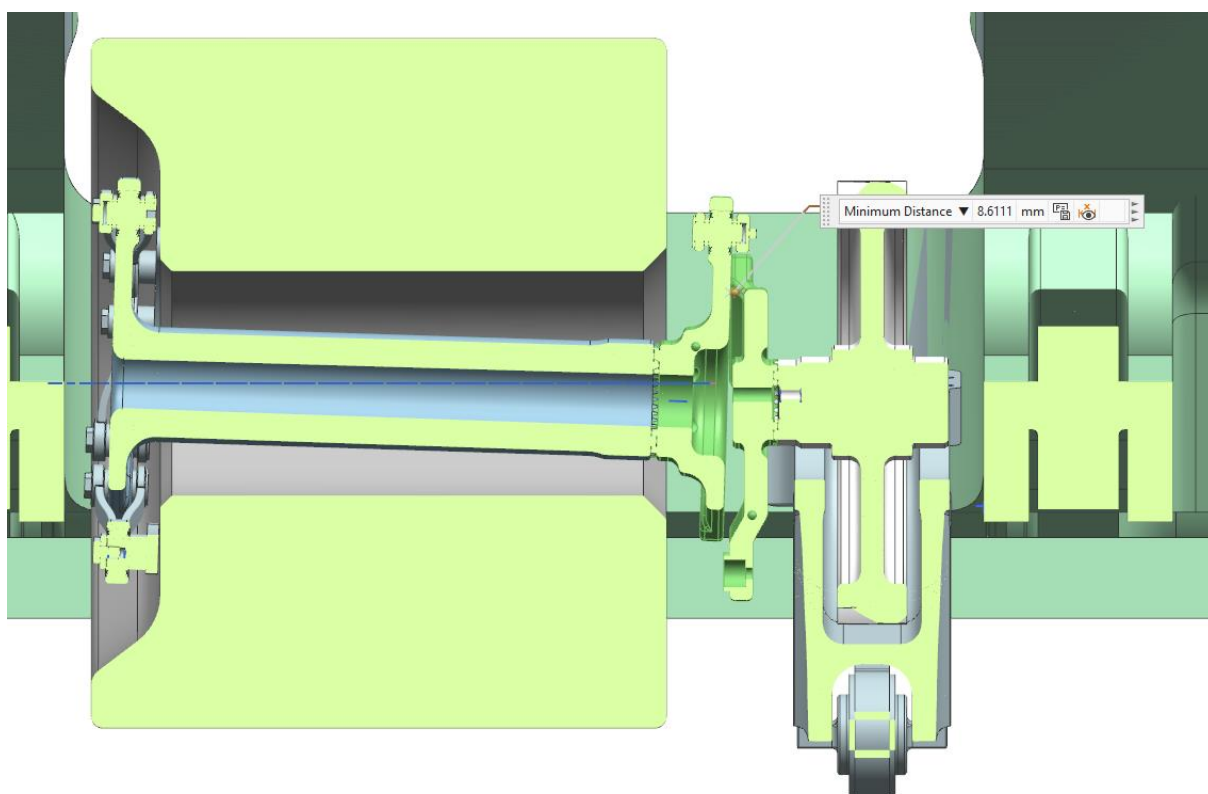
### 3.2.10 Kinematická analýza pohonu

Správné fungování komponent muselo být zkontrolováno kinematikou pohonu. Tedy posuvem dvojkolí vůči podvozku a tím pádem relativním posuvem komponent pohonu. Bezporuchový provoz komponent je zaručen vhodným konstrukčním návrhem z hlediska pevností tak i znemožněním srážek komponent při pohybu vůči sobě. Maximální posuv dvojkolí vůči rámu podvozku je 35 mm ve vertikální ose. Tento pohyb nejvíce ovlivňuje vzájemnou polohu spojovacích komponent, kde zbývající dva posuvy dvojkolí se projeví ve stlačení pryžových elementů v závěsce a spojkách.



Relativní posuv spojky na straně převodovky vůči unašeči a spojky na straně elektromotoru vůči rámu podvozku je velmi obtížné stanovit přesně. Proto byly uvažovány nejhorší stavy těchto posuvů. Nejkritičtější místa byla nalezena mezi spojkou na straně převodovky a unašečem při maximálním vychýlení dvojkolí o 35 mm. I přesto vzdálenost mezi těmito částmi byla vyhovující i s připočítáním příčné vůle dvojkolí. Malé vzdálenosti je možné v těchto místech akceptovat z toho důvodu, že tyto komponenty mají identické otáčky při provozu.

Vzdálenost mezi převodovou skříní a rámem podvozku je 20 mm, což se započítáním maximálního příčného posuvu vyhovuje minimální bezpečné vzdálenosti pohyblivé komponenty vůči statické komponentě. V analyzované poloze byla odměřena vzdálenost mezi spojkou a státorem elektromotoru 4 mm. Tato hodnota ale ve skutečnosti bude větší, protože byl uvažován posuv spojky maximálně ke straně převodovky.



Obrázek 30 - Řez sestavy při největším vychýlení dvojkolí

Detailnější zobrazení CAD modelu navrhnutých komponent viz. příloha A.

### 3.2.11 Výpočet ložisek se skutečnými hodnotami

Kvůli velmi omezenému příčnému prostoru byla vzdálenost reakcí ložisek posunuta, respektive ložiska byla posunuta blíže k sobě. Tímto bylo možné navrhnout kompaktnější převodovou skříně ale tím byla snížena životnost ložisek. Výpočet ložisek byl uskutečněn stejně jako v kapitole 3.2.2, jen s rozdílnými hodnotami.

Vzdálenost ložisek byla změněna pouze na dvojkolí z 37.606 mm na 34.606 mm. Tento rozměr byl zmenšen z důvodu zachování šířky skříně, kvůli větší šířky ložisek na dvojkolí než na pastorku. Životnost ložisek pastorku nebyla ovlivněna vzdáleností reakcí, ale již známou hmotností spojovacích komponent a jejich vzdáleností těžišť odměřenými z CAD modelu. Tímto na ložisko blíže k elektromotoru připadá navíc 500 N a na druhé 60 N (se zaokrouhlením). Dále byla změněna vzdálenost závěsky od dvojkolí (rozměr z). Upevnění závěsky bylo posunuto za osu pastorku o 4.4 mm.

Tabulka 7 - Zatížení ložisek se skutečnými hodnotami

Provozní zatížení		Provozní zatížení	
$N_{D1p}$	17635 N	$N_{P1p}$	5513 N
$N_{D2p}$	14432 N	$N_{P2p}$	8731 N
Maximální zatížení		Maximální zatížení	
$N_{D2m}$	50399 N	$N_{P1m}$	17102 N
$N_{D2m}$	41203 N	$N_{P2m}$	13102 N

Zatížení ložisek dvojkolí se výrazně zvýšilo s malou změnou ve vzdálenosti reakcí od sebe. I přesto životnost s vyšším zatěžováním je značně větší než požadovaná. Na straně pastorku byla ložiska velmi mírně ovlivněna, kde jejich životnost byla zkrácená okolo jednoho procenta.

Životnosti ložisek byly znova vypočtené dle kapitoly č. 3.2.7:

$$L_{P1m} = 819 \text{ ot.} \cdot 10^6$$

$$L_{D1m} = 1465 \text{ ot.} \cdot 10^6$$

## 4 Pevnostní výpočet skříně pohonu

Kvůli poměrně komplexnímu tvaru skříně převodovky je velmi obtížné manuálně sestavit vhodné výsledky pro evaluaci, zda návrh skříně je vyhovující požadovaným zatížením. Z tohoto důvodu byl vytvořen model v softwaru Siemens NX 12.0. Pro výpočet byl vytvořen MKP model, kde byla definovaná síť konečných prvků a dalších operací. Byl vybrán výpočtový řešič Siemens Nastran 101, který se využívá pro lineární statiku.

Základní účel výpočtu je zjištění napětí vznikající v komponentě, které je poté porovnáno s mezí kluzu daného materiálu. Z tohoto porovnání je možné určit bezpečnost komponenty, která je určena dle využití. Zjištěné napětí může být velmi zkreslené jak samotným CAD modelem komponenty, tak i nevhodnou sítí konečných prvků, nesprávném zjednodušením výpočtu, nesprávnému zatížení nebo nevhodnými okrajovými podmínkami. Nevhodné výsledky je možné pozorovat například špičkami napětí v ostrých hranách v případě nevhodného modelu, ale v ostatních případech nesprávnost výpočtu nemusí být ihned zjevná.

Napětí v převodové skříně není až tak velmi důležité oproti posunutí. Posunutí převodové skříně je důležité z důvodu relativního posunutí ozubených kol. Posunutí v nevyhovující škále značně snižuje životnost ozubení a v případě velkého posunutí může nastat i destrukce ozubení. To může být z důvodu zmenšené dotykové plochy zubů nebo působením síly na větší kružnici, než je roztečná kružnice. Velký posuv může nadále zapříčinit neodvalování zubů po evolventní kružnici, což zapříčiní tření mezi zuby.

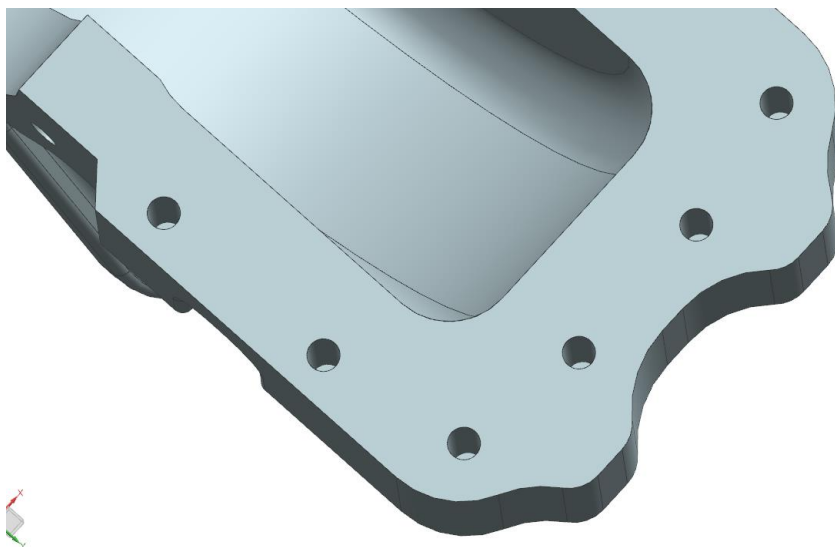
V provedeném výpočtu jsou uvažována značná zjednodušení a jsou zanedbány některé zóny modelu. To zkresluje výsledky nebo nepočítá s některými možnými komplikacemi. Jedno zjednodušení je neuvažování šroubového spoje v dělicí rovině. To znamená, že plochy v dělicí rovině jsou pevně spojeny neboli spodní a horní skříně jsou uvažovány jako jedno těleso. Toto zjednodušení nepočítá s možností odlehnutí horní a spodní části skříně a nadále nepočítá s napětím v závitech. Další zjednodušení je v zatížení skříně, kde je počítáno pouze se zatížením popsáno v kapitole č. 3.2.1. Tedy uvažované zatížení je stejné jako u zatížení ložisek. V reálné aplikaci je skříně zatěžovaná tuhostí spojek při jejich vychylování a také setrvačnými silami od nerovnostech kolejnic. Nadále víka skříně jsou také uvažována jako pevně spojená se skříní, kde při odlehnutí by mohlo dojít k přerušení těsnění víka. Veškerá tato zjednodušení výpočtového modelu byla implementována z důvodu zkrácení doby výpočtu a také kvůli snížení rozsahu této diplomové práce na přijatelnou úroveň (po dohodě s konzultantem diplomové práce).

V následujících kapitolách byl popsán postup sestavení MKP modelu a samotného výpočtu převodové skříně.

## 4.1 MKP model

Před sestavením MKP modelu byl vytvořen idealizovaný model, kde byly odstraněny nepodstatné prvky pro výpočet. Tyto prvky výrazně neovlivní tuhost, naopak zvýší komplexnost výpočtu a tím mohou zhoršit výsledky napětí. Jedná se o prvky malých rozměrů, ostrých hran a nepodstatných prvků pro účely výpočtu.

Jeden z odstraněných prvků je drážka pro těsnící tmel v dělicí rovině. Tento prvek výrazně neovlivní výpočet s uvažováním plně tuhého spoje v místě dělicí roviny. Nadále byly odstraněny díry pro středící kolíky, protože jsou na krajích obou částí a nepřenáší žádnou sílu. Nakonec byly odstraněny všechny kužely a sražení ve vyvrtaných dírách.



Obrázek 31 - Pohled na dělicí rovinu zidealizovaného modelu

### 4.1.1 Sestavení MKP modelu

Do MKP modelu nevstupují všechny komponenty pohonu. Cílem práce bylo vyhodnotit horní nebo spodní díl skříně převodovky. I přes zadání do modelu vstupuje horní i spodní část skříně. Výpočet jedné části skříně je komplikovanější z hlediska určení okrajových podmínek než při zahrnutí obou komponent, protože části skříně nejsou symetrické. Nadále bylo vhodné do modelu vstupovat s dalšími komponenty, které značně ovlivňují tuhost převodové skříně nebo nahrazují okrajové podmínky, které jsou velmi těžké pro definování.

Víka skříně jsou do výpočtu také implementována kvůli přenášené axiální síle, která by nemohla být správně určena bez nich, protože vnější kroužky ložisek se dotýkají právě vík skříně. Nadále víka skříně zpevňují horní a spodní část skříně vůči sobě. To je z toho důvodu, že víka skříně jsou připevněny šroubovým spojem s těmito částmi skříně.

Určení přenosu síly z ložiska je poměrně složitý úkol. Tlakové zatížení z ložiska do skříně je ovlivněno jak počtem valivých elementů, tak i tvarem valivých elementů, materiálem kroužků ložisek a dalšími vlivy. Do výpočtu byly vloženy i vnější kroužky ložisek pro lepší simulaci přenosu zatížení z ložiska do skříně převodovky.

Nakonec byl do modelu přidán čep závěsky, který je zapotřebí pro simulaci rotační vazby a spojení s převodovou skříní. Při zadání okrajových podmínek pouze na doléhací plochu skříně se závěskou a do závitů pro šrouby závěsky by okrajové podmínky nevyhovovali realitě, protože by byly zamezeny rotace kolem všech os.

Přenos sil je nutné definovat co nejvíce blíže realitě. Pro tuto problematiku existuje mnoho způsobů, kde jedna z nich je zatížení v bodě. Pro tento případ byly vytvořeny čtyři body pro čtyři ložiska v uprostřed ploch pro ložiska. Tyto body jsou nadále spojeny s vnitřními plochami vnějších kroužků ložisek 1D prvky. Tyto prvky spojují každý uzel na těchto plochách s definovaným bodem ideálně tuhými RBE2 prvky. Nadále byla využita funkce „mesh-mating“ v dělicí rovině. Tato funkce zapříčiní, že uzly prvků na ploše horní dělicí roviny se přesunou do uzlů spodní dělicí roviny. Tedy tyto uzly jsou identické. Okrajové podmínky závěsky byly stejným způsobem definovány bodem uprostřed čepu závěsky.

#### 4.1.2 Definování materiálu

Jak již bylo řečeno v předešlých kapitolách, jako materiál skříně byla zvolena litina s kuličkovým grafitem EN-GJS-400-18-LT. Při definování izotropního materiálu jsou zapotřebí dva parametry. První z nich je Youngův modul pružnosti a druhý je Poissonova konstanta. Z těchto dvou parametrů lze odvodit ostatní potřebné konstanty, které jsou již dopočítané v softwaru. Dle normy ČSN EN 1563 [13] je Youngův modul pružnosti zvolené litiny 169 GPa. Tato hodnota je značně nižší než obvyklá hodnota oceli. Poissonovo číslo dle stejné normy je 0.275.

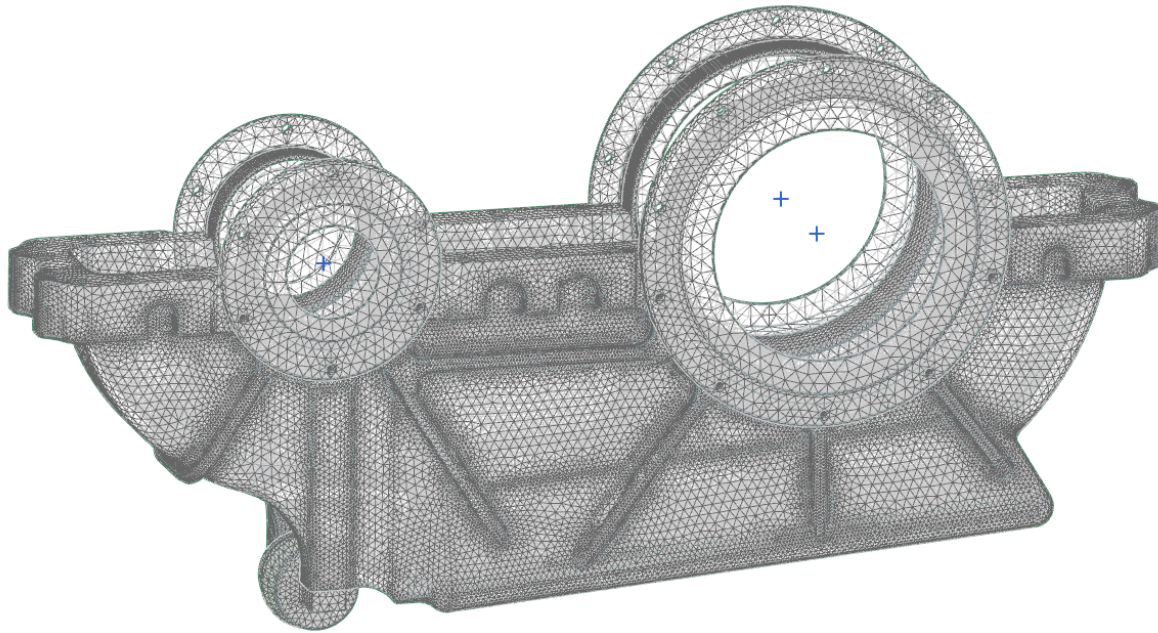
Jako materiál vík byla zvolena ocel 42CrMo4. Často používaný materiál pro kroužky ložisek, který využívá i firma SKF je ocel 100Cr6. Většina ocelí mají podobné materiálové konstanty, proto pro tyto části byl uvažován Youngův modul pružnosti 210 GPa. Poissonovo číslo bylo uvažováno 0.3.

#### 4.1.3 Vytvoření sítě konečných prvků

Z hlediska kvality sítě je vhodné využít alternativní metody tvoření sítí jako hybridní 3D síť, tažené síť a nebo vytvoření tělesa z 1D a 2D sítí. Tvoření sítě z 1D nebo 2D prvků je nevhodné pro tento případ, vhodnost těchto prvků je hlavně např. u svařených rámu a profilů. Pro využití hybridní sítě je těleso nevhodné z důvodu malé tloušťky materiálu. Velké objemy tělesa se při využití hybridní sítě vyplní šestistrannými prvky a ostatní prostor je vyplněn pětistrannými prvky.

Pro zasítování komplexnějších tenkostěnných tvarů je vhodné využít klasickou tetraedrovou síť neboli čtyřstěnné prvky. Skříně převodovky byla zasítována CTETRA prvky, které obsahují meziuzly ve spojnicích. Tedy tyto prvky mají celkem 10 uzlů. Nadále byla síť nastavena na 70 % možného zjemnění. To znamená, že prvky se mohou zmenšit o 70 % v hranách a stísněných místech.

Velikost elementů sítě konečných prvků má značný význam z hlediska kvality výsledků napětí. Při využití prvků menších rozměrů do určité míry je možné vygenerovat výsledky bližší realitě. Naopak s prvky větších rozměrů se značně snižuje výpočetní čas z důvodu menšího počtu rovnic ve výpočtu. Pro účely práce byla zvolena velikost prvků s ohledem na krátký výpočetní čas a na dostatečné výsledky. Velikost elementů převodové skříně byla zvolena 9 mm. Elementy vík a čepu závěsky byly zvoleny 15 mm, a to z toho důvodu, že tyto komponenty jsou nepodstatné ve výpočtu a stačí pouze simulovat jejich tuhost. Naopak kroužky ložisek byly sestaveny z menších prvků o rozměru 7 mm kvůli kontaktní podmínce.



Obrázek 32 - Sít' MKP modelu se skrytou horní částí skříně

## 4.2 Výpočetní model

Jak již bylo řečeno, výpočetní model byl vytvořen v řešiči Siemens Nastran 101, který se zabývá lineární statikou. V samotném prostředí řešiče se definují zatížení, okrajové podmínky a ostatní podmínky jako glue podmínky nebo kontaktní podmínky.

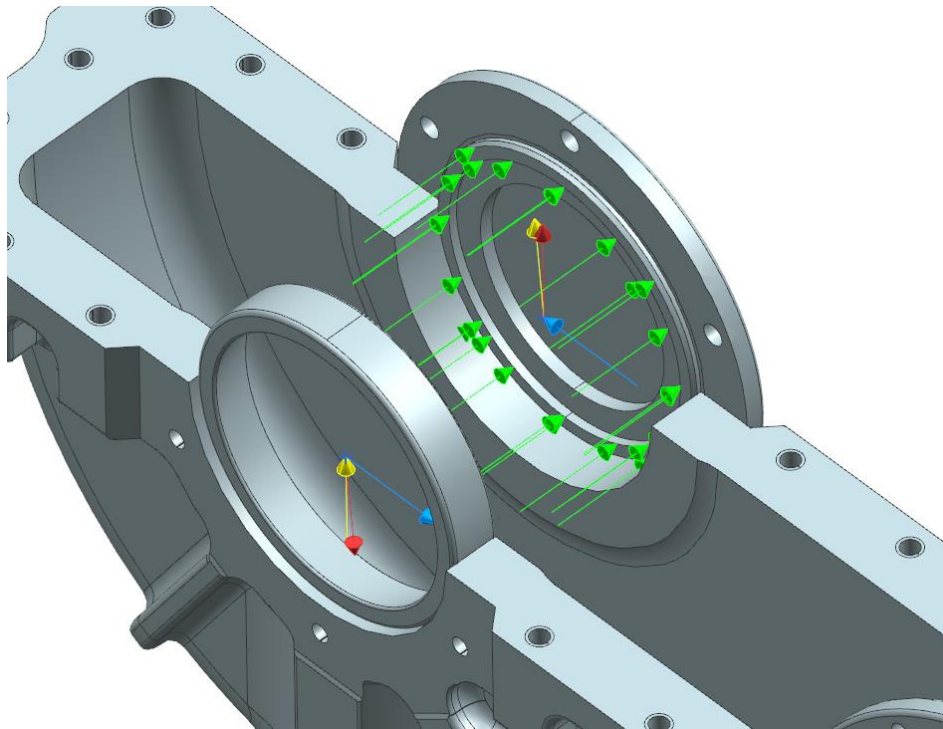
### 4.2.1 Určení zatížení

Zatížení bylo odvozeno ze statického výpočtu ložisek viz. kapitola č. 3.2.1. Tedy do výpočtu bylo vloženo zatížení z ozubení, tíhové zatížení z komponent spojovacího ústrojí a tíhové zatížení skříně. Obvodová síla z ozubení byla definovaná jako půl násobek v každém bodě ložisek pastorku.

Axiální síla z ozubení byla definovaná jako ideálně rozložená síla na výběžcích vík viz. obrázek č. 29. Tato síla je přenášena i přes tření mezi kroužky ložisek a skříní. Toto může být zanedbané z důvodu předepnutí ložisek. Nadále bylo potřeba započítat vznikající moment z této síly, protože axiální síla nepůsobí v ose pastorku. Tento moment byl započítán do reakcí ložisek pastorku stejně jako v kapitole 3.2.2, kde je možné sečíst reakce vzniklé z axiální síly se silou radiální. To je možné z toho důvodu, že tyto silové účinky působí v jedné rovině. Zatížení v radiálním směru na jedno ložisko je poté polovina radiální síly sečtená s reakční silou od momentu z axiální síly.

Další zatížení vstupující do výpočtu je tíhové zatížení od spojovacích komponent (spojky, unašeč). Toto zatížení je úhlově vychýlené o  $5^\circ$ . To koreluje s natočením skříně v klidové poloze podvozku. Hmotnost spojovacích komponent a jejich těžiště bylo zjištěno z CAD modelu. Tato váha není nesena pouze ložisky, ale také upevněním k elektromotoru.

Znázorněné síly v modelu jsou zobrazeny na obrázku č. 33. Axiální síla je zobrazena zelenou barvou, obvodová síla žlutou barvou, radiální síla modrou barvou a tíhové zatížení od spojovacích komponentů je zobrazeno červenou barvou.



Obrázek 33 - Zatížení ložisek pastorku

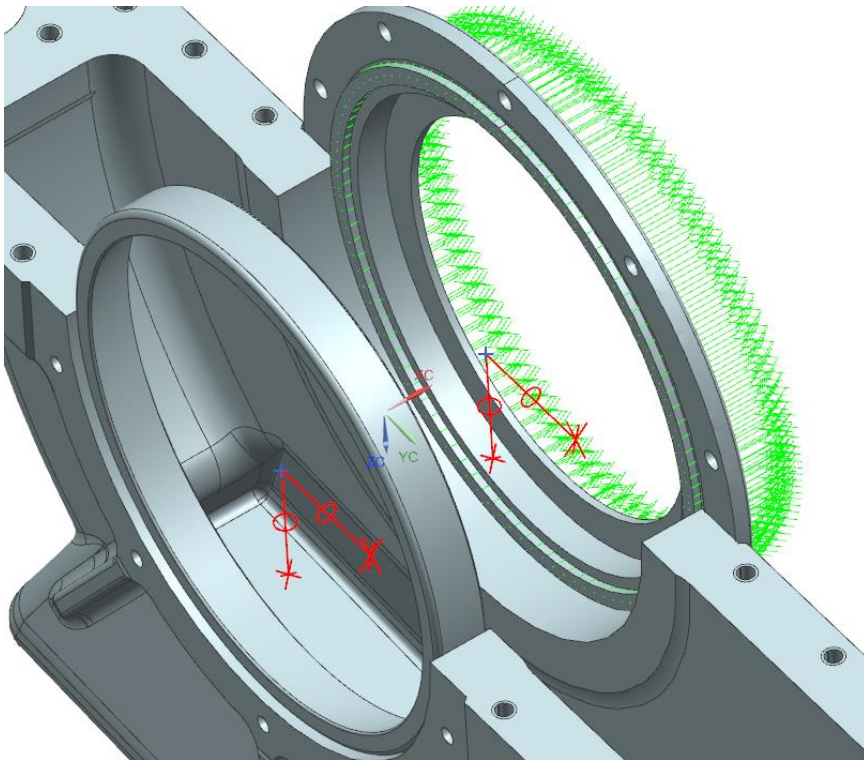
#### 4.2.2 Určení okrajových podmínek

Okrajové podmínky byly sestaveny stejným způsobem jako v kapitole č. 3.2.1. Tedy byly přidány okrajové podmínky do bodů ložisek na dvojkolí, do bodu závěsky a do výběžku víka. V každé okrajové podmínce se definuje odebrání stupně volnosti. Každé těleso ve třírozměrném prostoru má 6 stupňů volnosti, kdy u statického výpočtu je zapotřebí odebrat všech 6 stupňů volnosti. Jedná se o 3 posuvy ve třech směrech a rotaci kolem 3 os na sebe kolmých.

Při definování okrajových podmínek je zapotřebí dbát na to, jestli se odebírají stupně volnosti u plochy nebo u bodu. Při odebírání stupňů volnosti u plochy stačí odebrat pouze 3 posuvy pro statickou určitost, u bodu je však zapotřebí odebrat všech 6 stupňů volnosti. Proto podmínky na ložiskách dvojkolí odebírají 2 posuvy kolmé na osu dvojkolí a 2 rotace kolem os kolmých na osu dvojkolí. Dvě rotace jsou odebrány právě z důvodu, že tyto okrajové podmínky jsou umístěny v bodu. Poslední rotace musí zůstat volná, protože skříně je připevněna na dvojkolí pomocí ložisek.

V bodě závěsky byly odebrány pouze dva posuvy ve vertikálním směru a v podélném směru. Tyto podmínky byly takto nastavené kvůli pryžovým ložiskům, které dovolují rotace kolem všech os a se závěskou vykazují malou tuhost v příčném směru.

Na výběžku víka byla přidána podmínka, která odebírá posuv v axiálním směru, protože víka na dvojkolí přenáší axiální sílu z ozubení. Poslední podmínka byla stanovena v místě závěsky, kde závěska je připevněna ke skříně pomocí šroubového spoje. Na ploše zjednodušeného závitu byla přidána podmínka, která zamezuje posuv ve vertikálním směru (směr obvodové síly). Nadále na plochu, kde dosedá závěska, byl zamezen posuv v podélném směru (směr radiální síly).



Obrázek 34 - Okrajové podmínky na dvojkolí

### 4.2.3 Kontaktní podmínky

Podmínky kontaktu umožňují simulaci dotyku dvou nebo více částí. Hlavní rozdíl kontaktních podmínek od „slepení“ částí je že může docházet k odlehnutí částí od sebe (např. u šroubového spoje). Touto podmínkou mohou být vhodně simulovány všechny části, které jsou zatěžovány měrným tlakem. V této práci byla využita kontaktní podmínka pro simulaci působení síly z ložiska do skříně a nadále byla využita glue podmínka pro tuhé „slepení“ vík se skříní.

Je nutné zmínit, že software obsahuje zatížení simulující ložisko, tedy funkce, která nerovnoměrně zatěžuje komponentu dle zadaného vektoru. Tato funkce lze použít pouze jako zatížení, a ne jako okrajová podmínka. Proto je zapotřebí využít kontaktní podmínky, protože okrajové podmínky jsou určeny v místech ložisek. Tímto je samotný výpočet značně prodloužen, protože výpočet s kontaktními podmínkami je počítán v několika iteracích.

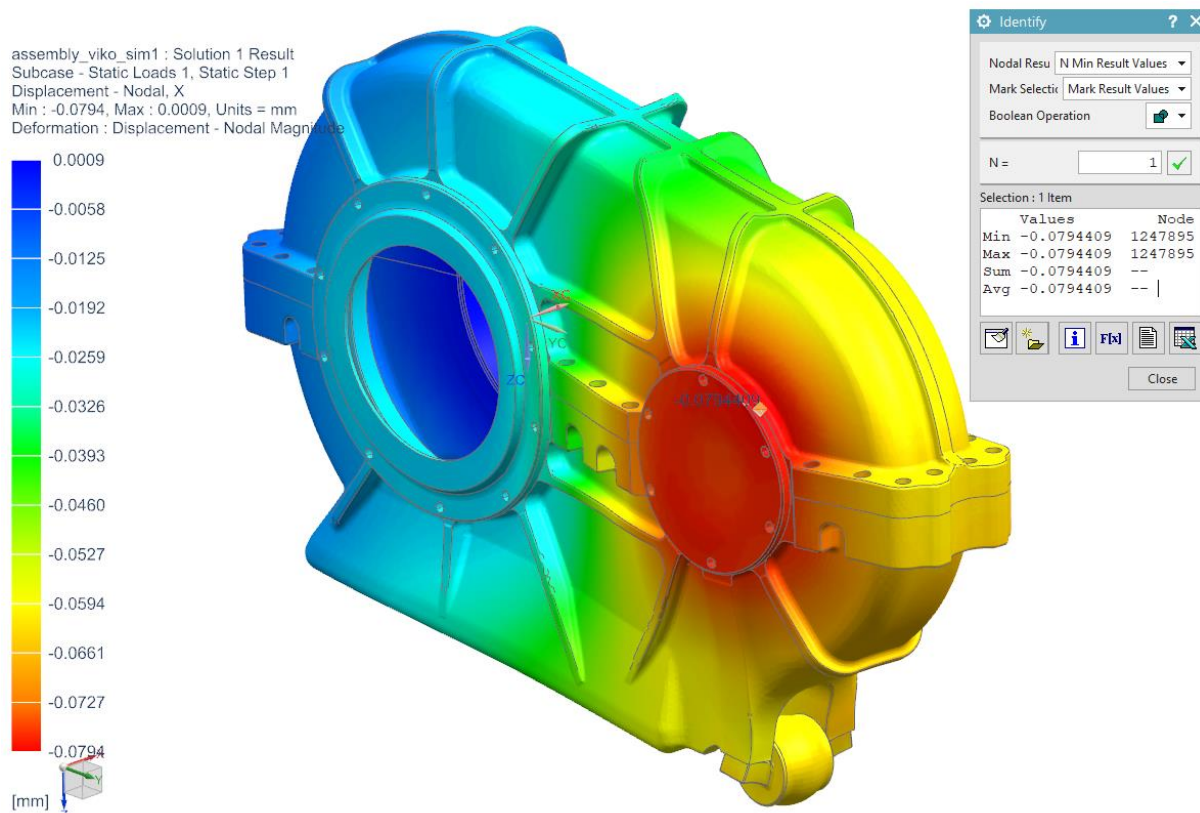
Kroužky ložisek mají stále jeden stupeň volnosti v axiálním směru. To je z důvodu, že kontaktní podmínka nebyla určena s výběžkem vík. Pro odebrání posledního stupně volnosti bylo v kontaktní podmínce mezi kroužkem a skříní přiřazeno tření oceli.

### 4.2.4 Výsledky

Jak již bylo řečeno, byl kladen velký důraz na tuhost. Proto nejdůležitější výsledky byly posunutí, z čehož kvůli správné funkci ozubení a ložisek byly posuzovány výsledky v příčném směru a v podélném směru. Celkové posunutí v příčném směru nesmí dosahovat výrazně vysokých hodnot vůči modulu ozubení. Dále je doporučováno nepřesáhnout posunutí osové vzdálenosti více jak 1 % modulu.



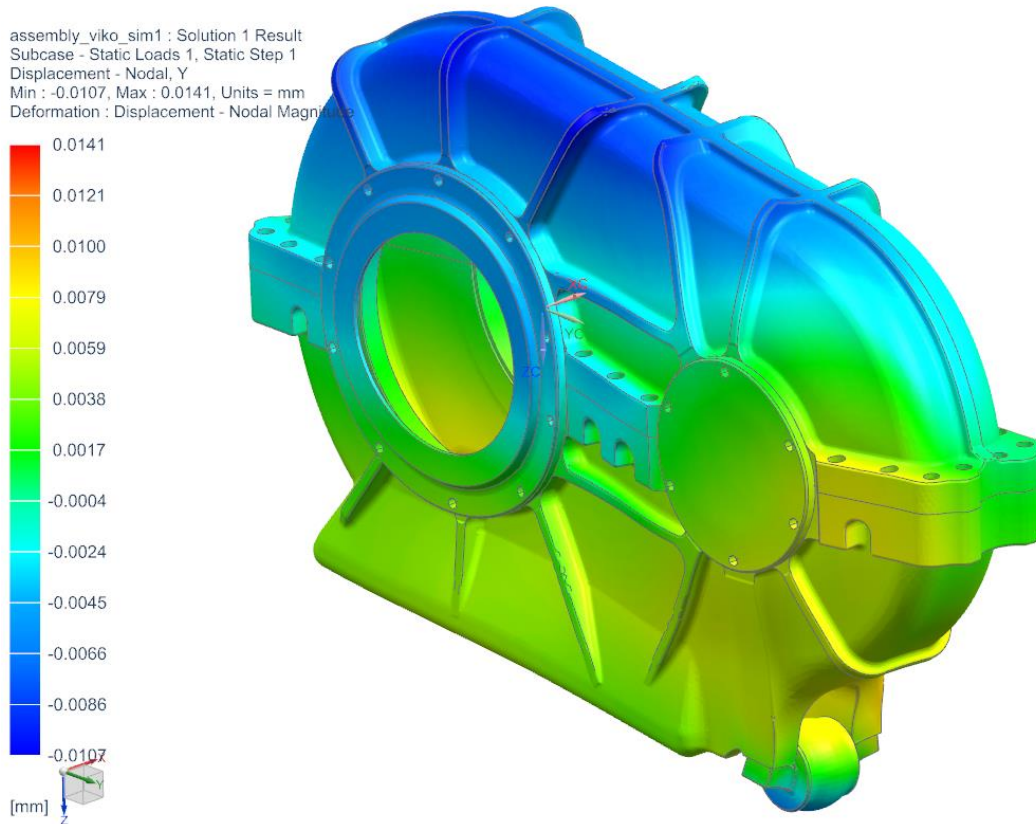
Z výpočtu bylo zjištěno maximální posunutí 0.079 mm v příčném směru, které se nachází na uzlech ve výběžku zatěžovaného víka pastorku (znázorněno na obrázku č. 35). Tento posuv je také nejvyšší ze všech směrů, protože skříň je zatěžovaná nejen axiální silou, ale také momentem vznikající z této síly. Nadále skříň disponuje nejnižší tuhostí v tomto směru. Při uvažování posuvů dvojkolí je tento posuv velmi vyhovující a nenarušuje kinematiku pohonu ani výrazně provoz ozubení. Vhodné výsledky byly zaručeny podélnými žebry, které zvyšují tuhost skříně v tomto směru.



Obrázek 35 – Posunutí skříně ve směru X

V podélném směru bylo maximální posunutí opět vyhovující. Vnější kroužky ložisek byly posunuty v rozmezí 0 až 0.01 mm v podélném směru. Jak již bylo zmíněno, změna osové vzdálenosti způsobené deformací skříně by měla být menší než 1 % modulu. U zvoleného modulu 6 mm nesmí deformace převyšovat 0.06 mm. Z naměřené deformace vyplývá, že změna osové vzdálenosti se nepřibližuje tomuto limitu, a proto tuhost skříně v příčném směru splňuje požadavky na deformaci.

Vertikální směr posuvu v oblastech ložisek byl naměřen v hodnotách 0.01 mm. Opět je tato deformace velmi vyhovující s malým dopadem na životnost jak ložisek, tak i ozubení. To je možné stanovit i u celkové deformace elementů, kde hodnoty nedosahují více jak 0.06 mm.



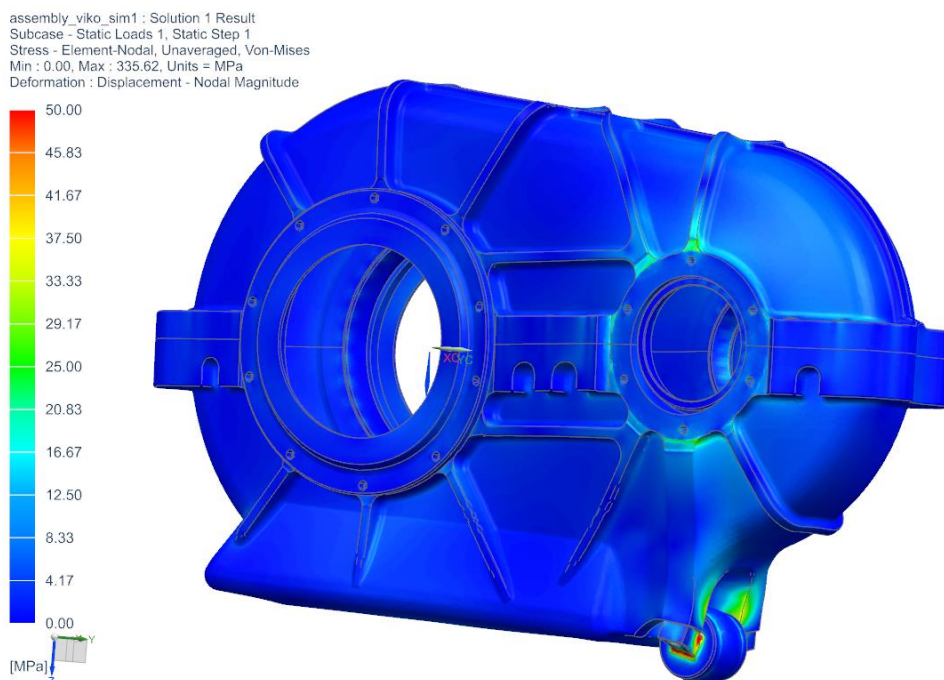
Obrázek 36 - Posunutí skříně ve směru Y

Z hlediska napětí se ve výpočtu vyskytují prvky s mírným skokovým napětím, nacházející se v místech závitů pro šrouby ze závěsky, v oblastech doteku čepu závěsky se skříní a na jednom kroužku ložiska. Tyto napětí nerepresentují skutečnost, protože vznikají ze zjednodušení modelu.

V oblastech přechodu nábojů pro ložiska do vyztužovacích žebér byla naměřená napětí v rozmezí 10-25 MPa. Nadále bylo zjištěno zvýšené napětí v prostorech připevnění závěsky, kde se napětí pohybuje kolem 15 MPa. Zjednodušení závitů může zobrazovat nižší výsledky napětí ve výpočtu oproti skutečnosti. I přesto v závitech napětí dosahuje hodnoty 30 MPa (bez uvažování skokového napětí 47 MPa).

V místě doteku závěskového čepu s převodovou skříní vzniká napětí přibližně 100 Mpa. Toto je způsobeno tím, že závěskový čep je spojen tuhými prvky v místě s ostrou hranou. Tyto zvýšené výsledky je možné ignorovat. Pro zlepšení interpretace výsledků bylo měřítko napětí změněno pro relevantní hodnoty.

Byl simulován i druhý zatěžovací stav, který reprezentuje jízdu v opačném směru než v prvním zatěžovacím stavu. Pro tento stav byla přesunuta jak axiální síla, tak i okrajová podmínka v příčném směru na víko opačné strany. Nadále byl otočen směr obvodové síly. Ostatní zatížení a okrajové podmínky byly zachovány, protože působí v obou případech stejně. Bylo zjištěno, že výsledky toho stavu jsou velmi podobné a také splňují veškeré požadavky.



Obrázek 37 - Napětí skříně

Detailnější zobrazení výsledků viz. příloha B.

## 5 Ekonomické zhodnocení

Jeden z dalších obecně velmi důležitých parametrů jakékoliv strojní části je cena. Tento parametr ovlivňuje mnoho faktorů jako je např. technologie výroby, návrh části nebo materiál výrobku. Byla vyhodnocována převodová skříně, která je hlavním tématem práce. Byly porovnány 3 různé materiály, přesněji porovnání materiálu skříně vstupující do MKP výpočtu (varianta 1) s ocelí G24Mn6+QT1 (varianta 2) a hliníkovou slitinou AlSi7Mg0,3ST6hp (varianta 3). Veškeré hodnoty byly převzaty z poskytnutých materiálů firmy Škoda Transportation.

V tabulce č. 8 jsou zobrazeny ceny porovnávaných materiálů. Obecně ceny jsou závislé na počtu vyráběných kusů, tedy čím více kusů, tím se snižuje jejich cena do nějaké meze. Proto jsou ceny v tabulce zobrazeny v závislosti na vyráběných kusech. Z tohoto lze pozorovat, že cena vybraného materiálu skříně je 3x levnější než varianta 3, a 2x levnější než varianta 2. Toto porovnání nemůže být závěrečné, protože materiál skříně zároveň mění ceny např. obrobění.

Tabulka 8 - Ceny materiálů v závislosti na dodávaných kusech

Cena materiálu dle dodávaného množství [ks]	0-50	50-100	100-500	500 a více
Materiál EN-GJS-400-18-LT [Kč/kg] - (Varianta 1)	178	161	143	121
Materiál G24Mn6+QT1 [Kč/kg] - (Varianta 2)	346	312	277	234
Materiál AlSi7Mg0,3ST6hp [Kč/kg] - (Varianta 3)	548	494	439	371

Pro určení výsledné ceny každé varianty je zapotřebí znát jejich hmotnost. V tabulce 9 je zobrazena hmotnost všech variant dle navrženého modelu. Je zapotřebí dodat, že hmotnost varianty 3 může být vyšší z důvodu menšího modulu pružnosti.

Tabulka 9 - Hmotnost porovnávaných variant

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Hmotnost variant převodové skříně [kg]	123	126	60

## 5.1 Náklady na jeden kus

Z tabulky 8 a 9 lze určit cenu materiálu jednoho kusu skříně. To je dosažené pouze vynásobením ceny jednoho kilogramu materiálu s celkovou hmotností skříně. V tomto případě je varianta 1 levnější o zhruba 33 % než varianta 3 a o 50 % než varianta 2.

Tabulka 10 - Náklady na materiál za jeden kus pro množství 0-500 ks

Cena materiálu dle dodávaného množství [ks]	0-50	50-100	100-500	500-více
Materiál EN-GJS-400-18-LT [Kč/ks]	21 894	19 803	17 589	14 883
Materiál G24Mn6+QT1 [Kč/ks]	43 596	39 312	34 902	29 484
Materiál AISi7Mg0,3ST6hp [Kč/ks]	32 880	29 640	26 340	22 260

Pro přesnější určení nákladů pro výrobu všech variant je zapotřebí započítat i ostatní náklady než jenom ceny materiálů. Mezi tyto náklady patří zřízení modelu odlitku a náklady na obrábění. Opět je zde varianta 1 nejvhodnější viz. tabulka 11.

Tabulka 11 - Náklady výroby pro 0-50 ks

Náklady pro výrobu horního a spodního víka převodové skříně [0-50 ks]	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Modelové zařízení [Kč]	700 000	690 000	740 000
Jednorázové náklady na obrábění [Kč]	124 000	124 000	124 000
Obrábění [Kč] (obrobení 1 ks obou částí)	48 500	52 000	46 500
Materiálové náklady [Kč] (obrobení 1 ks obou částí)	21 894	43 596	32 880
Celkové náklady [Kč]	86 874	111 876	96 660

Finanční zhodnocení výrobních operací z tabulky 11 bylo nadále vyčísleno pro různý počet vyrobených kusů viz. tabulka 12. Tímto je možné určit, zda je vybraný materiál vhodný pro menší počet kusů i přes to, že může být cena vyšší. Například u výroby 0-50 ks je možné pozorovat relativně malý cenový rozdíl mezi variantou 1 a variantou 3 okolo 10 000 Kč, což při výrobě pouze do 50 ks negeneruje tak vysoké úspory jako u výroby více kusů. I přesto jsou tyto úspory značné.

Tabulka 12 – Ceny 1ks variant v závislosti na počtu vyrobených kusů

Celkové náklady na výrobu podle počtu vyrobených kusů [Kč]	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
0-50 ks	86874	111876	96660
50-100 ks	76543	99452	84780
100-500 ks	67 737	88 530	74 568
500 a více ks	64 207	82 298	69 624

## 5.2 Úspory využitím zvoleného materiálu

Při rozhodování na základě ceny materiálu hraje hlavní roli výsledná cena. Ta ukazuje reálné úspory oproti ostatním variantám a opět je závislá na počtu vyrobených kusů. Jak je možné pozorovat v tabulce 12, rozdíl ceny jednoho kusu varianty 1 oproti variantě 2 se snižuje s vyšším počtem vyrobených kusů. I přesto finanční úspory jsou vyšší při výrobě více kusů.

V zadání není určeno pro kolik kusů poháněných podvozků má být pohon navržen. Tato hodnota není ani známa v praxi, protože všechny zakázky nejsou předem známy. Proto byly úspory opět vyhodnoceny v hodnotách 50 a 500 kusů.

Byly zjištěny úspory 489 300 Kč při porovnání výroby 50 kusů varianty 1 s variantou 2. Tyto úspory jsou vysoké, ale v porovnání s cenou jedné vlakové jednotky je možné z některých důvodů zvolit variantu 3. Například je vhodné využít variantu 3 z důvodu lepšího poměru pevnosti vůči hmotnosti pro další snížení neodpružených hmot, kde nastává otázka, zda není vhodné využít jinou koncepci pohonu. Navrhnutá skříně vyhovuje z tohoto hlediska, a proto je vhodné využití varianty 1. Nadále byla zjištěna úspora 1 250 100 Kč oproti variantě 2. Tato varianta je velice nevhodná, protože nenabízí tak vysoké potencionální odlehčení skříně, ale také cena je mnohem vyšší.

Tabulka 13 - Úspory varianty 1 při 50 ks

Úspora nákladů - 50 ks [Kč]	50 ks	Úspora var. 1
Varianta 1	86 874	-
Varianta 2	111 876	1 250 100
Varianta 3	96 660	489 300

Při určení úspor s uvažováním 500 vyrobených kusů byly využity stejné počty. Jak již bylo zmíněno, s narůstajícím počtem vyrobených kusů rostou vzniklé úspory. Cenový rozdíl mezi variantou 1 a 2 činí 10 396 500 Kč, a rozdíl s variantou 3 činí 3 415 500 Kč, viz. tabulka 14. Tyto částky jsou již vysoké a zásadní z hlediska rozhodnutí výběru materiálu. Z tohoto zcela vyplývá výhoda zvoleného materiálu, protože ekonomicky vhodnější řešení zvyšuje konkurenceschopnost.

Tabulka 14 - Úspory varianty 1 při 500 ks

Úspora nákladů - 500 ks [Kč]	500 ks	Úspora var. 1
Varianta 1	67 737	-
Varianta 2	88 530	10 396 500
Varianta 3	74 568	3 415 500

## 6 Závěr

Tato diplomová práce se zabývala návrhem pohonu pro podvozek elektrické jednotky s vnitřním rámem s ohledem na snížení neodpružených hmot a ekonomickou vhodnost. Pro určení zástavbového prostoru byla zadána geometrie PMSM. Obecně je pohon pro kolejové podvozky složen z převodovky a komponent pro spojení elektromotoru s převodovkou. Pro výběr varianty pohonu byly zvoleny tři různé koncepce, přesněji pohon tlapovým motorem, závěskový pohon a pohon dutým hřídelem. Z rozhodovací analýzy vyplývala nejlepší možná koncepce závěskového pohonu. To je zejména tím, že tato koncepce kombinuje vyhovující dynamické vlastnosti s příznivou cenou. Dále byly navrženy veškeré komponenty přenášející točivý moment motoru na převodovku. Z důvodu stísněného prostoru byly využity ojníčkové spojky s průchozím hřídelem přes dutinu motoru. Pro ověření návrhu byla jedna část převodové skříně analyzována z hlediska tuhosti a pevnosti v MKP výpočtu. Nakonec byl návrh ekonomicky zhodnocen v porovnání s využitím jiného materiálu.

Pozornost byl věnována minimalizaci neodpružených hmot. Výhoda závěskového pohonu spočívá v zcela odpruženém motoru a částečně odpružené převodovce, která je za pomoci ložisek rotačně uložena na dvojkolí. Pro zachycení reakčního momentu převodovky je skříň upevněna pomocí závěsky ke skříní. Závěska je tvořena ze dvou čepů, které jsou umístěny v silentblocích umožňující rotaci kolem všech os a také malá posunutí ve všech směrech. Tímto způsobem je umožněn pohyb převodovky.

Přenos točivého momentu byl dosažen jednostupňovou převodovkou se šikmým ozubením. Návrh ozubení byl ověřen pomocí softwaru Autodesk Inventor Professional 2024. Pro splnění minimální životnosti pohonu dle zadaného údržbového intervalu byly navrženy ložiska dle ČSN ISO 281. V této normě je popsán výpočet modifikované životnosti ložiska, který není závislý pouze na dvou hodnotách, ale také na hodnotách např. viskozity mazacího média. Pro případ ložisek pastorku tak i ložisek na dvojkolí byla zvolena radio-axiální kuželíková ložiska v sestavení do X. Toto rozložení ložisek bylo navrženo ze zástavbových důvodů a také jednodušší smontovatelnosti převodovky. Ložiska byla zkontrolována na konci návrhu skříně převodovky s rozměry dle CAD modelu.

Pro správný chod ozubení a ložisek je zapotřebí zachovat maximální deformace skříně při působení sil co nejmenší. Pro osovou vzdálenost bylo určeno maximální posunutí 1 % modulu. Pro dosažení vhodné tuhosti skříně byly navrženy vyztužení v radiálním směru od děr ložisek a také v podélném směru. Pro zjištění maximálního posunutí byl zhotoven MKP výpočet. Ve výpočetním modelu byla uvažována některá zjednodušení pro zkrácení výpočtu s malým dopadem na výsledky. Jedná se o uvažování tuhého spoje mezi horní a spodní částí převodové skříně a také mezi víky zachycující axiální zatížení. Nadále nebyly uvažovány dynamické účinky z dvojkolí a tuhost spojovacích komponent, protože toto zatížení nebylo náplní práce.

Vyhodnocovány byly výsledky nejen napětí, ale hlavně tuhosti, které jsou z hlediska fungování pohonu nejdůležitější. Veškeré výsledky posunutí splňují podmínky správného fungování ozubení s vysokou bezpečností. Ve výsledcích napětí vznikaly skokové hodnoty převyšující 100 MPa. Zmíněné hodnoty byly určeny jako chybné, protože se nacházejí v místech spojení závěsky s ostrou hranou. Ostatní kritické místa byla v rozmezí 10-50 MPa, a proto výsledky vyhovují podmínkám provozu pohonu.

Bylo navrženo spojovací ústrojí mezi převodovkou a motorem, protože osa pastorku převodovky mění svojí polohu při pohybu dvojkolí za provozu. Celek se skládá z dvou ojnicových spojek, hřídele a unašeče, který spojuje spojku s pastorkem převodovky. Kombinace dvou ojnicových spojek zachovává všechny stupně volnosti, tedy hřídel mezi spojkami se může posouvat ve všech směrech, tak i natáčet kolem všech os. Tento pohyb spojovacího ústrojí je možný díky silentblokových pouzder v nábojích ojnic.

Návrh pohonu spočívá i v ekonomické vhodnosti, která zvyšuje konkurenceschopnost výrobku. Proto bylo zhotoveno ekonomické zhodnocení, které porovnává zvolený materiál s dalšími dvěma alternativními materiály. Bylo zjištěno, že při výrobě 50 kusů je varianta 1 výhodnější o 489 300 Kč oproti variantě 3, a 1 250 100 Kč oproti variantě 2. Při vyšším počtu vyrobených kusů se tyto úspory několikanásobně zvyšují. Z těchto hodnot úspor bylo zvolené řešení materiálem EN-GJS-400-18-LT.

Práce by se mohla nadále vyvíjet ve směru přesnějších návrhů komponent, které neprošly výpočtem. Tedy komponent spojovacího ústrojí, kde by mohla být nadále zjištěna kardanická tuhost spojek. Nadále by mohlo být zjištěno dynamické chování pohonu a s tím spojené dynamické účinky přenášené na skříně. Tím by se mohl zpřesnit MKP výpočet s optimalizací skříně. Práce může být podkladem pro návrh pohonu elektrické jednotky s vnitřním rámem.

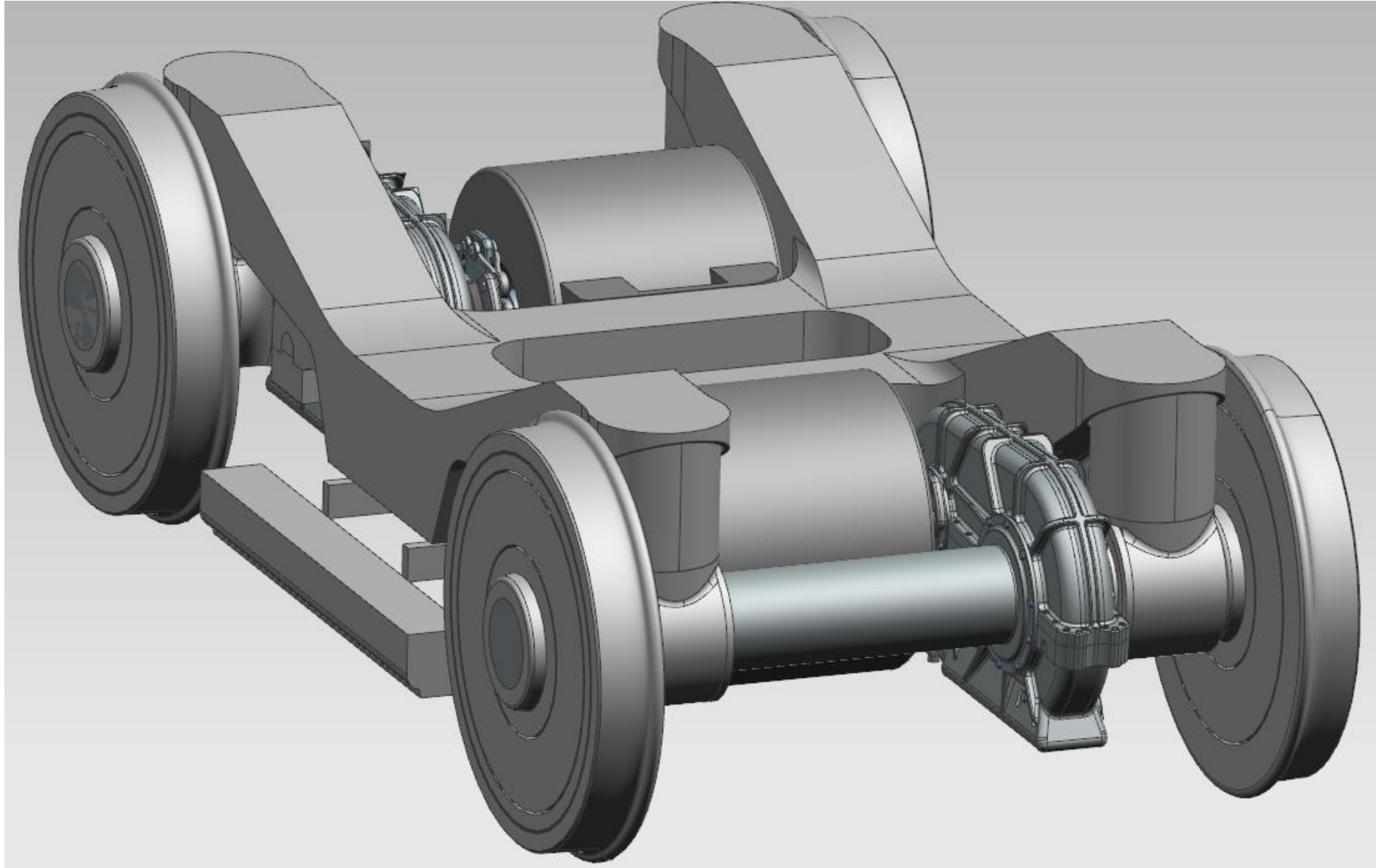


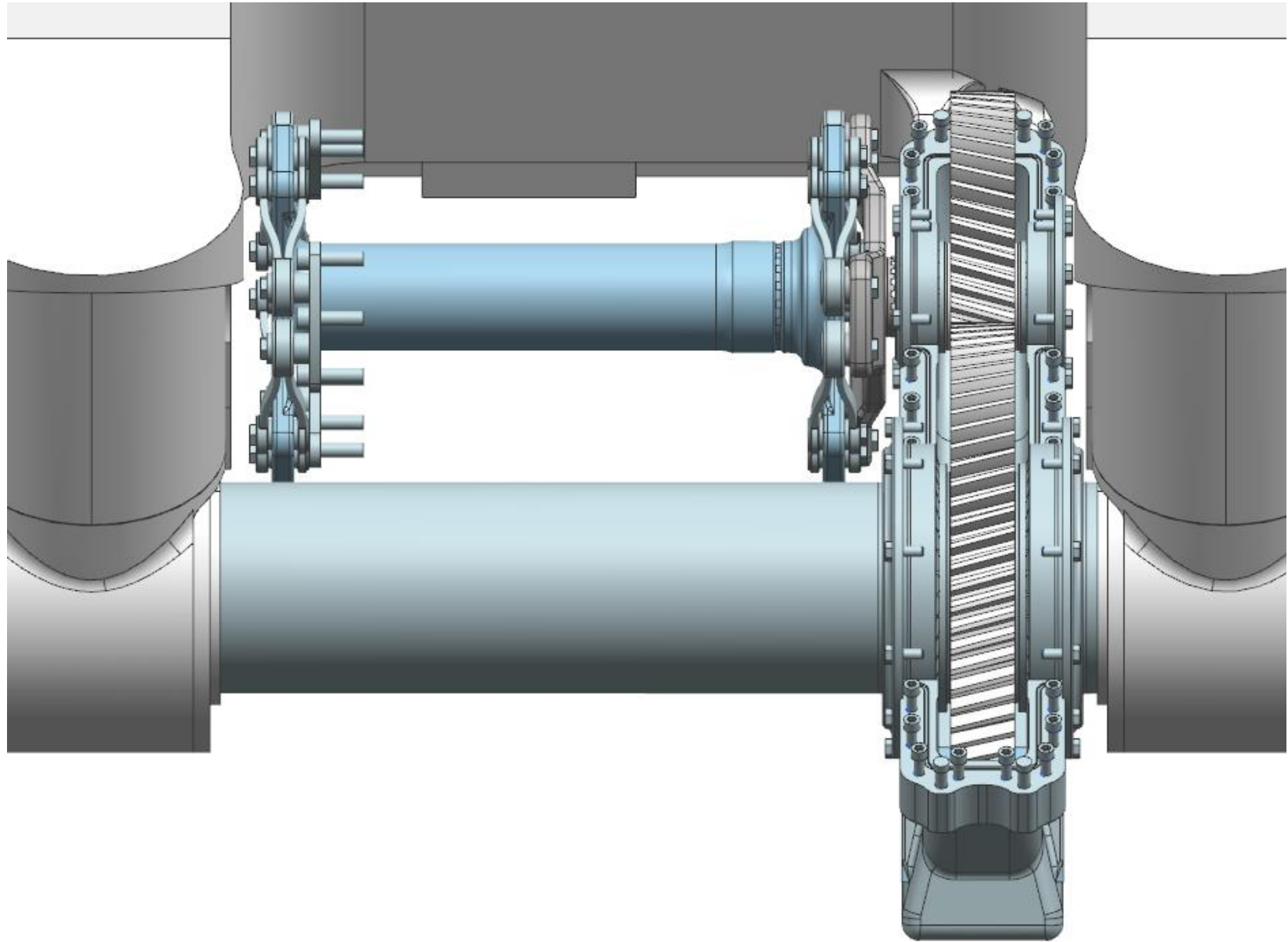
## Reference

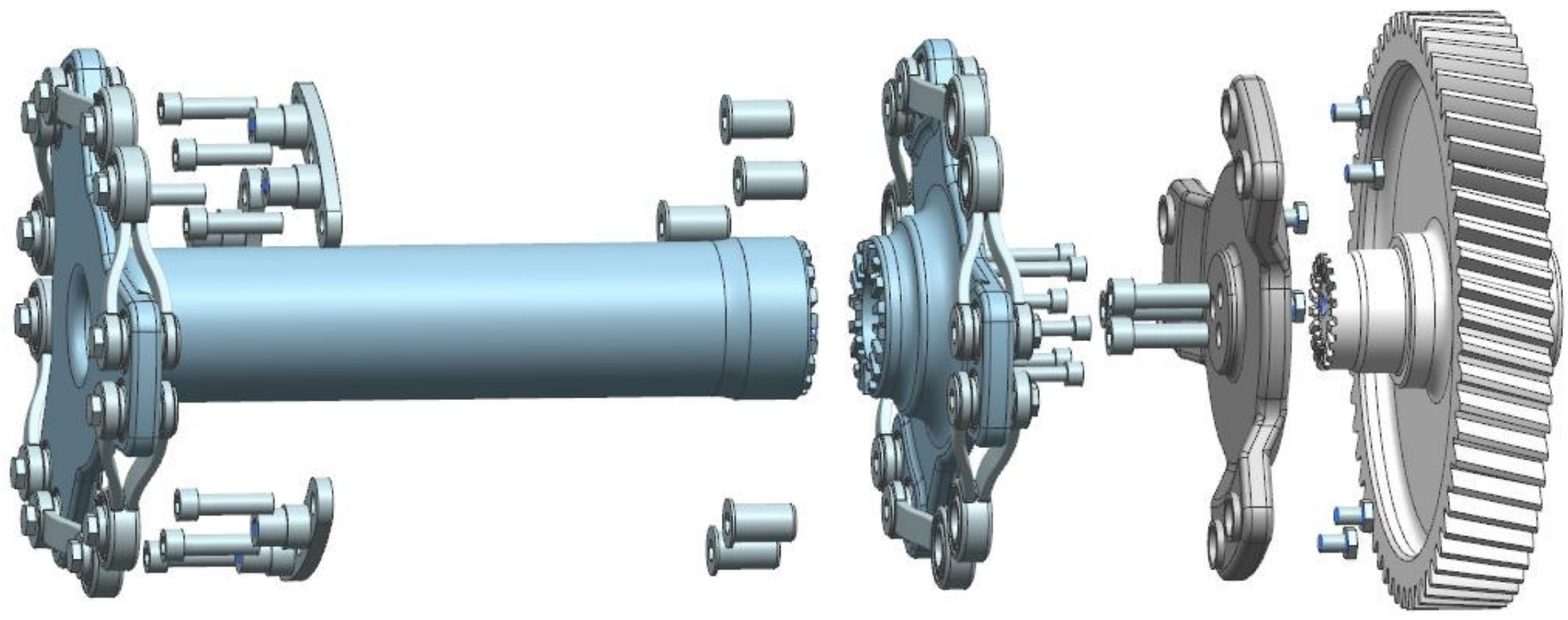
- [1] Kolejová vozidla III, 2011. 3. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Vydavatelství. ISBN 978-80-621-0028-7.
- [2] Future Freight Locomotive for Europe: Evaluation report of three most promising designs, 2019. 02.
- [3] MoComp Bogie SF7500: Platform for trains, 2022. In: SIEMENS MOBILITY GMBH. Siemens.com/mobility [online]. [cit. 2024-05-12]. Dostupné z: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:bae1a760-144a-4e3d-a1c6-5d613dda4378/mobility-datasheet-bogies-sf7500-en.pdf>
- [4] Stadler KISS, 2024. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2024 [cit. 2024-05-12]. Dostupné z: [https://de.wikipedia.org/wiki/Stadler\\_KISS#mw-head](https://de.wikipedia.org/wiki/Stadler_KISS#mw-head)
- [5] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ, 2017. Železniční aplikace – Průjezdne průřezy tratí a obrysy vozidel – Část 2: Obrysy vozidel. Část 2. Praha.
- [6] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ, 2022. Železniční aplikace – Dvojkolí a podvozky – Metoda specifikování pevnostních požadavků na rámy podvozků. Praha.
- [7] ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2008. Valivá ložiska - Dynamická únosnost a trvanlivost. Praha.
- [8] Loads SKF, 2024. AB SKF (PUBL.). SKF [online]. [cit. 2024-05-12]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/loads>
- [9] Single row tapered roller bearing T4DB 200, 2024. AB SKF (PUBL.). SKF [online]. [cit. 2024-05-12]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-T4DB%20200>
- [10] Single row tapered roller bearing 30216, 2024. AB SKF (PUBL.). SKF [online]. [cit. 2024-05-12]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-30216>
- [11] Parts of gear coupling, 2019. In: Stuffworking.com [online]. [cit. 2024-05-12]. Dostupné z: <https://stuffworking.com/basic-function-of-a-gear-coupling/>
- [12] Bombardier Flexx bogie, 2024. In: Bombardier [online]. [cit. 2024-05-12]. Dostupné z: <https://bombardier.com/en/news/bombardier-hosts-first-international-flexx-bogie-operator-forum>
- [13] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ, 2019. Slévárnství - Litina s kuličkovým grafitem. Praha.

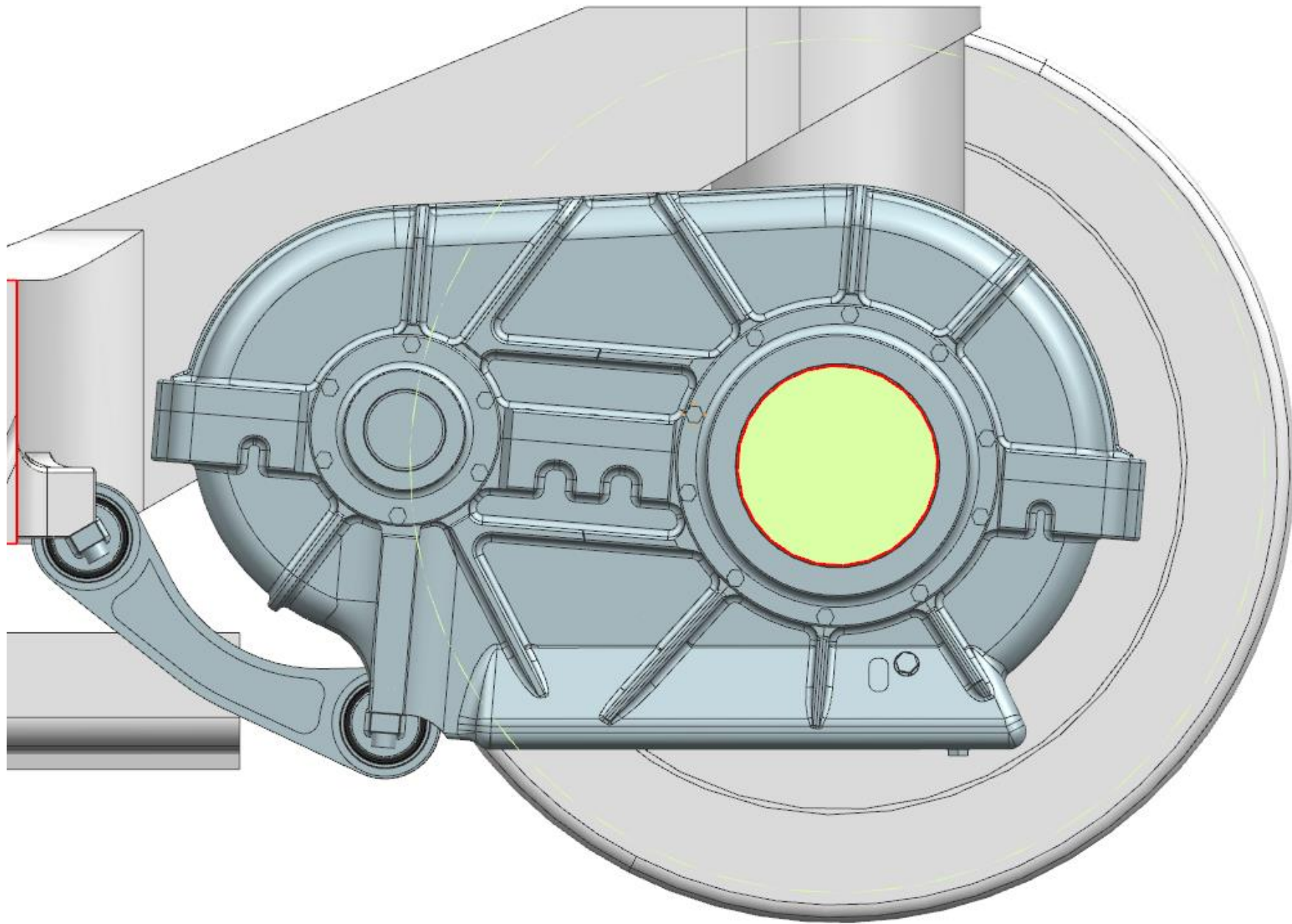
- [14] Vliv legujících prvků, 2024. In: FABORY. FABORY [online]. [cit. 2024-05-12]. Dostupné z: [https://www.fabory.com/cs/group/knowledge\\_center/technical/steel/influence\\_of\\_alloying\\_elements](https://www.fabory.com/cs/group/knowledge_center/technical/steel/influence_of_alloying_elements)

**Příloha A**  
**Pohledy CAD modelu pohonu**







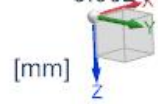
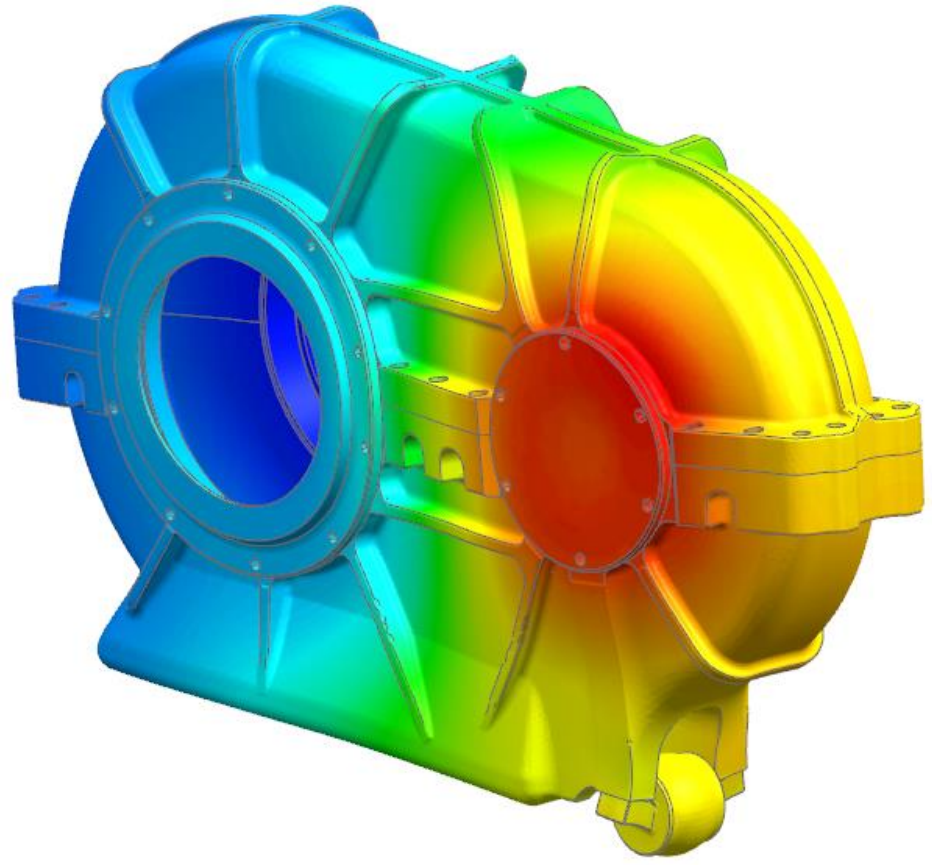


## **Příloha B**

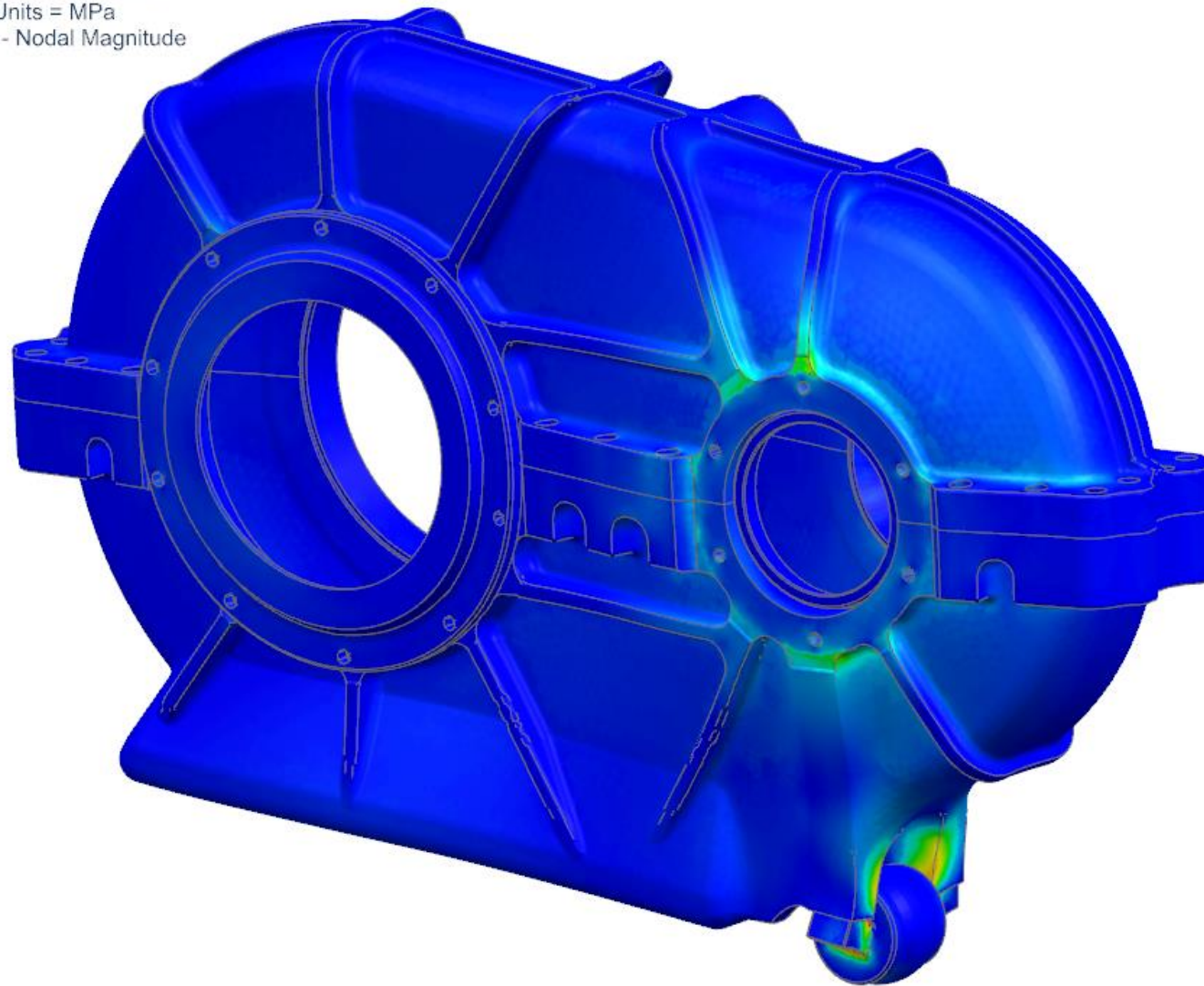
### **Výsledky MKP výpočtu pro dva zatěžovací stavy**



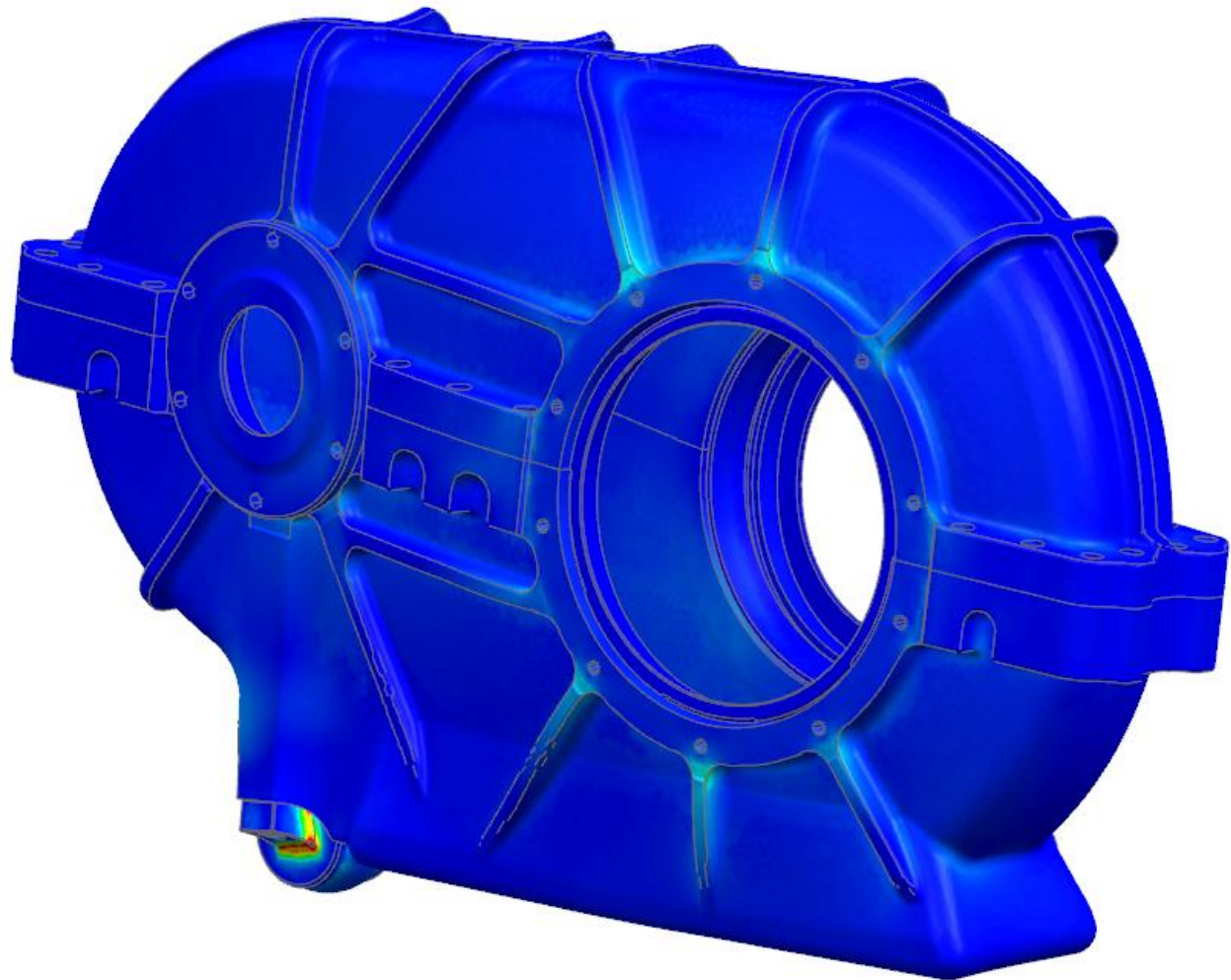
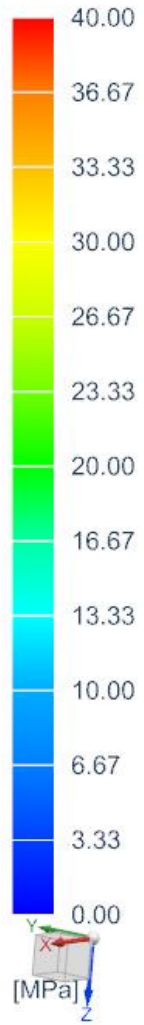
assembly\_viko\_sim1 : Solution 1 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Displacement - Nodal, Magnitude  
Min : 0.0000, Max : 0.0817, Units = mm  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



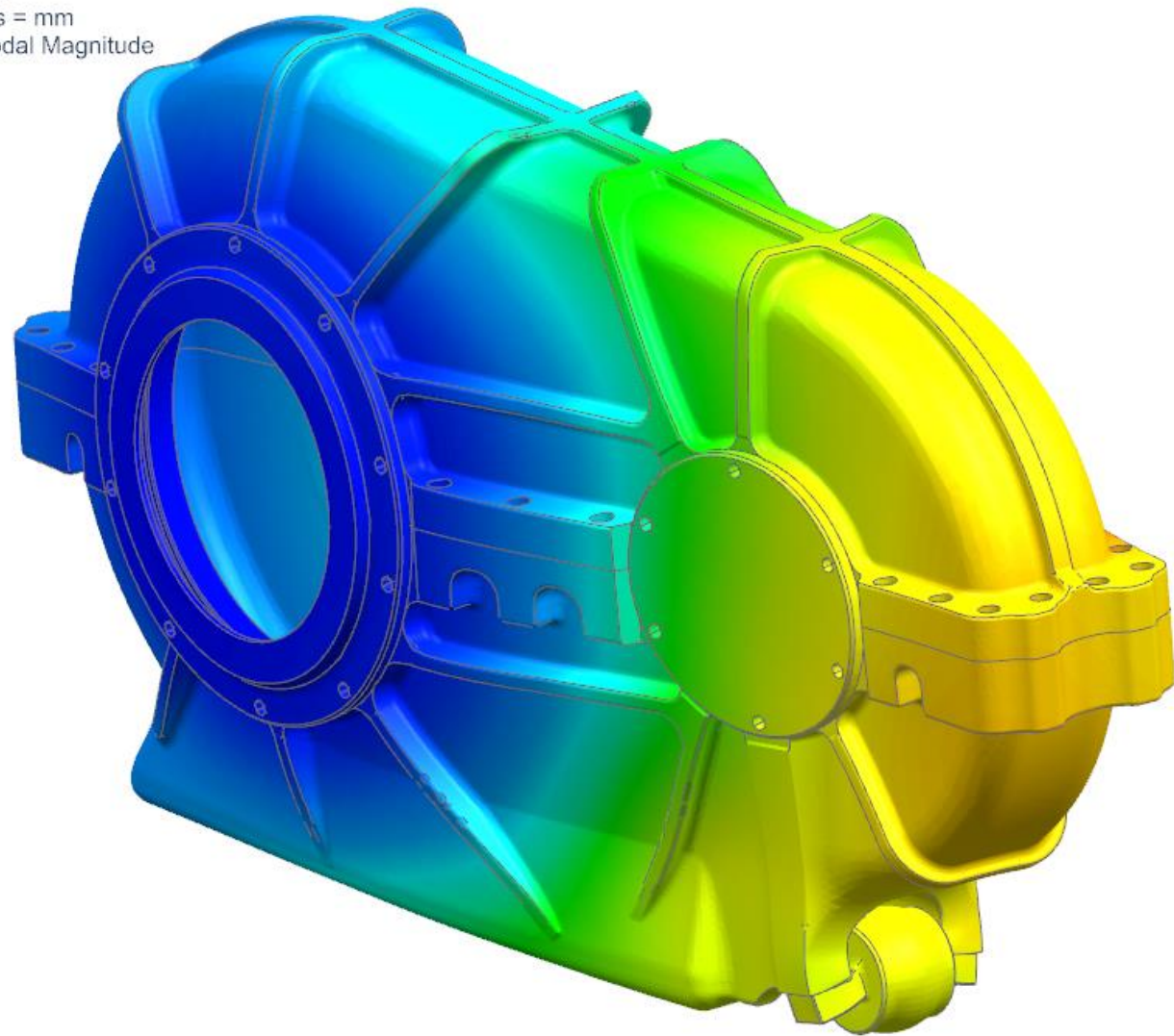
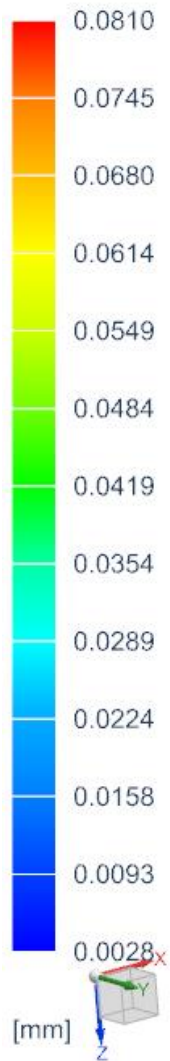
assembly\_viko\_sim1 : Solution 1 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Stress - Elemental, Averaged, Max Principal  
Min : -23.52, Max : 137.59, Units = MPa  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



assembly\_viko\_sim1 : Solution 1 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Stress - Elemental, Averaged, Max Principal  
Min : -23.52, Max : 137.59, Units = MPa  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

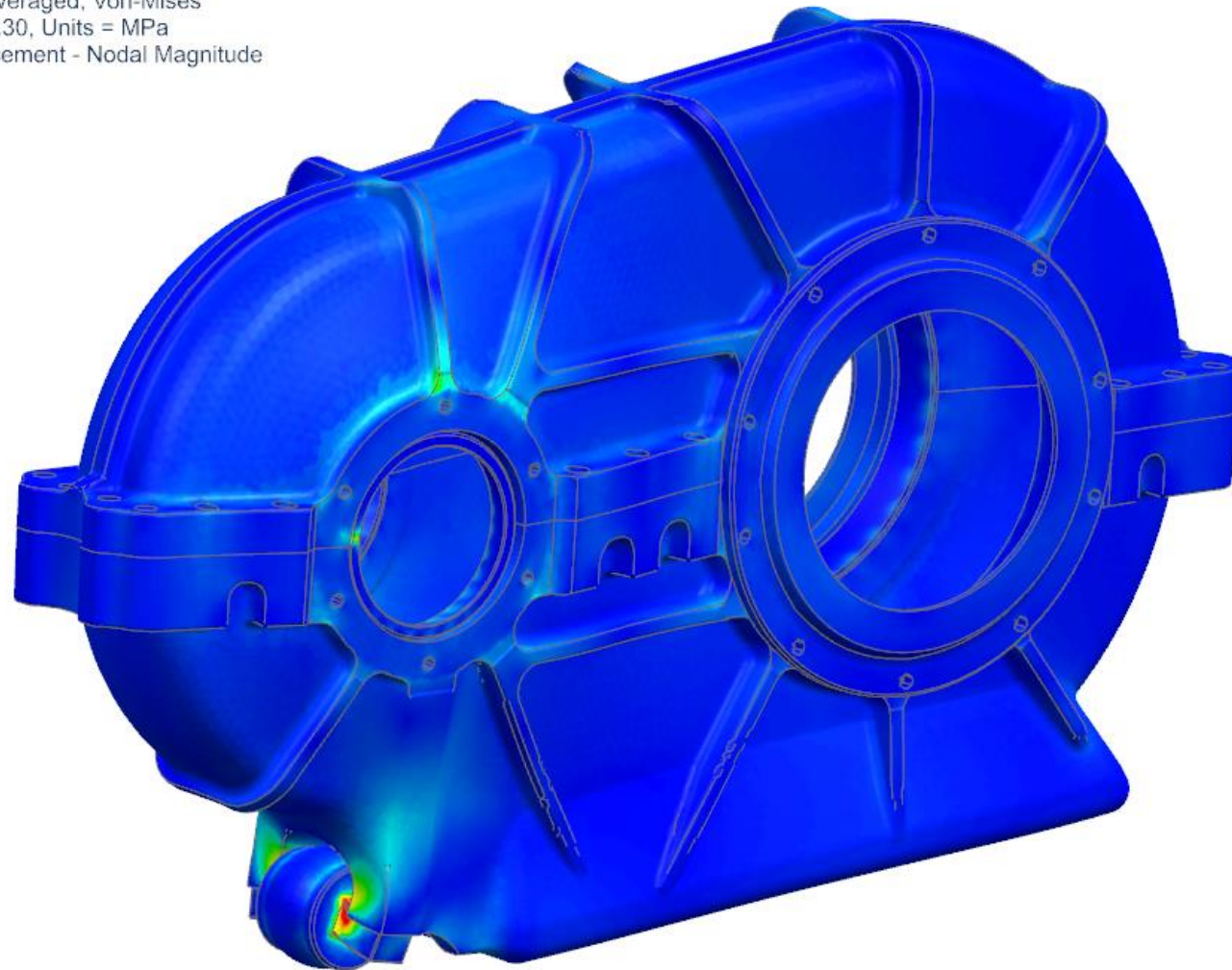
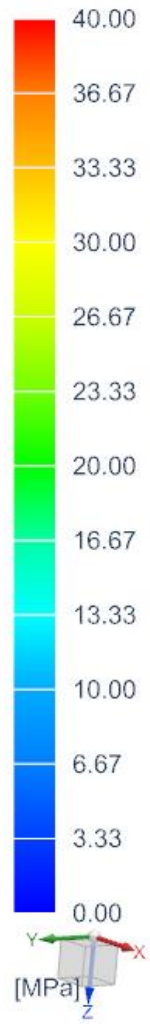


assembly\_viko\_sim1 : solution 2 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Displacement - Nodal, Magnitude  
Min : 0.0001, Max : 0.0810, Units = mm  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

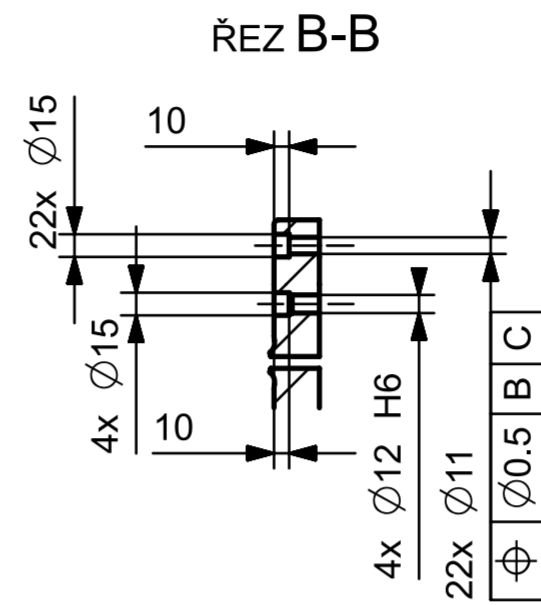
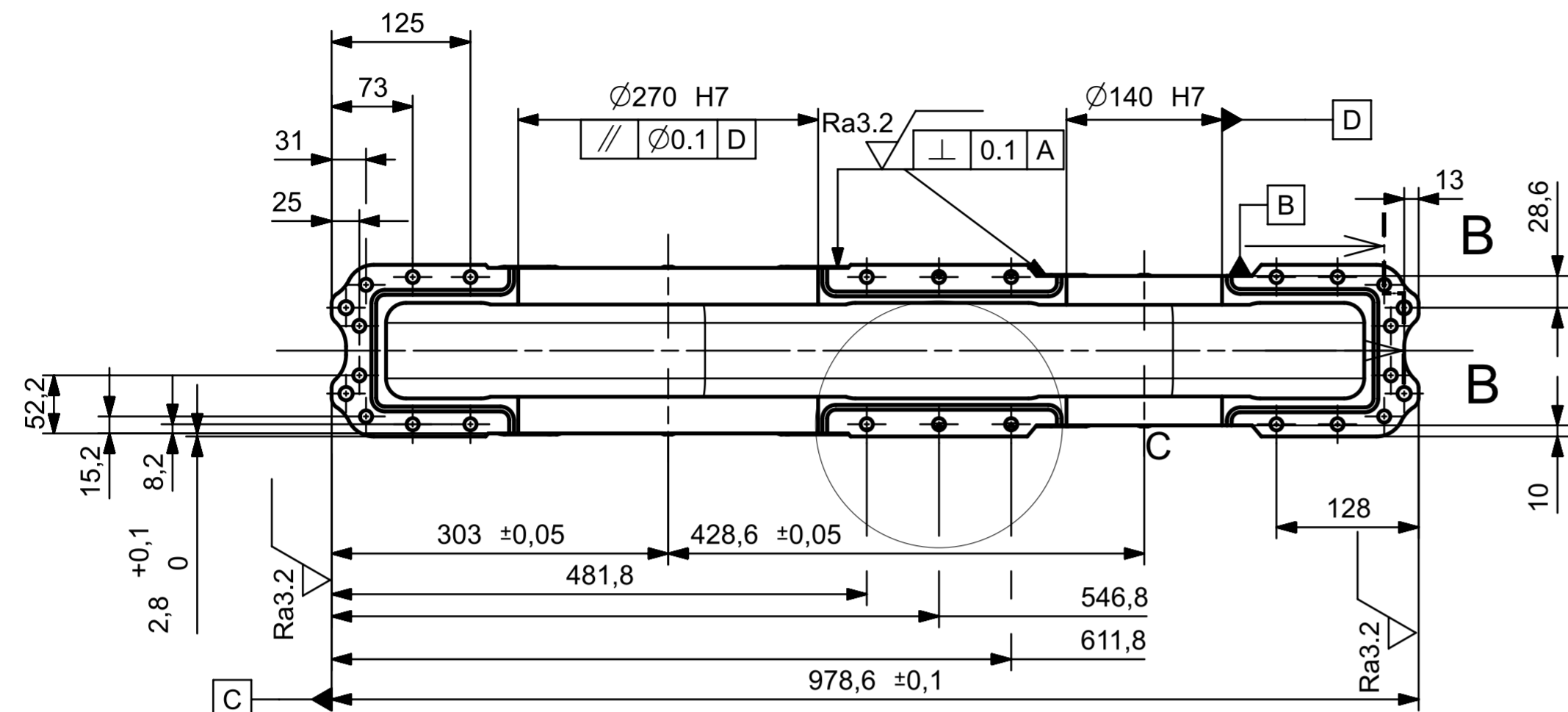


[mm]

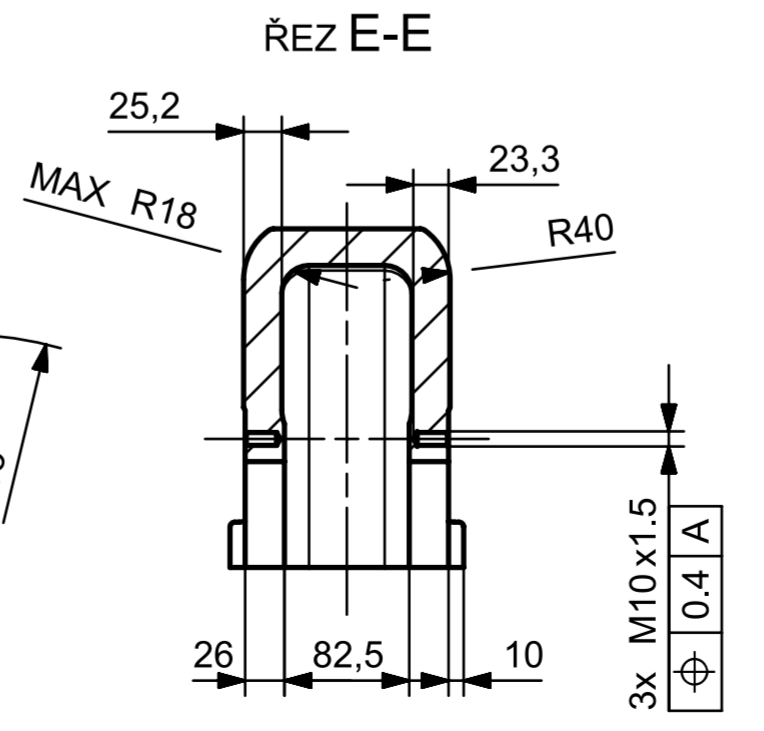
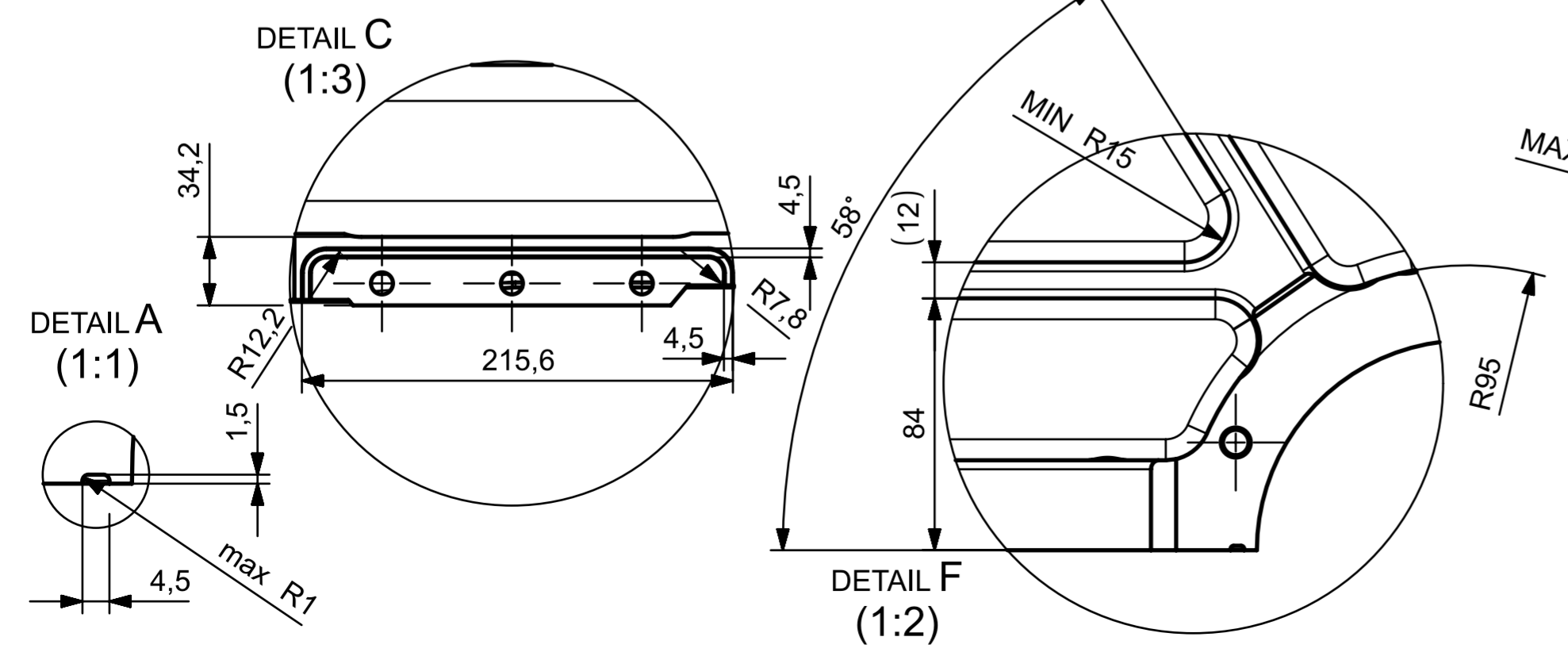
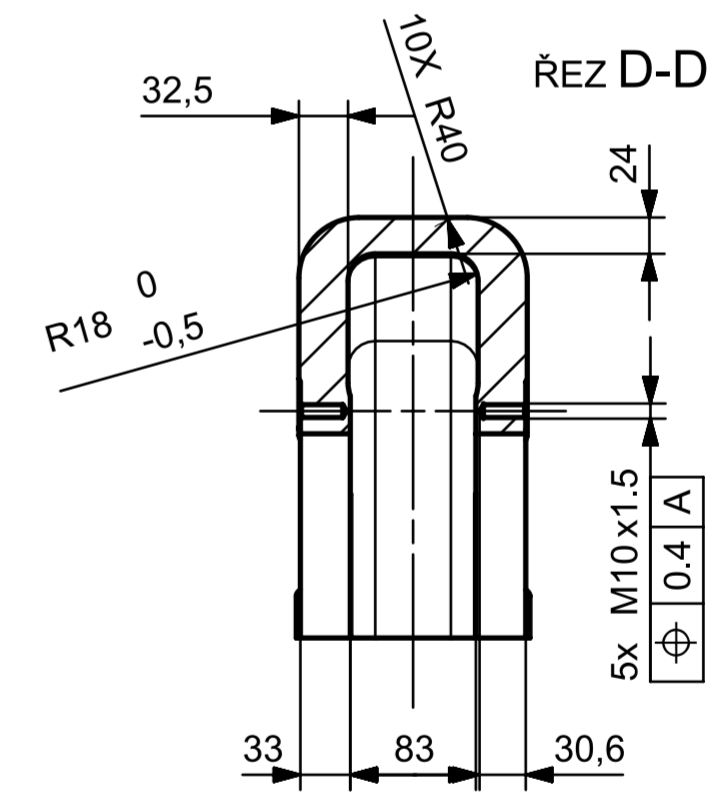
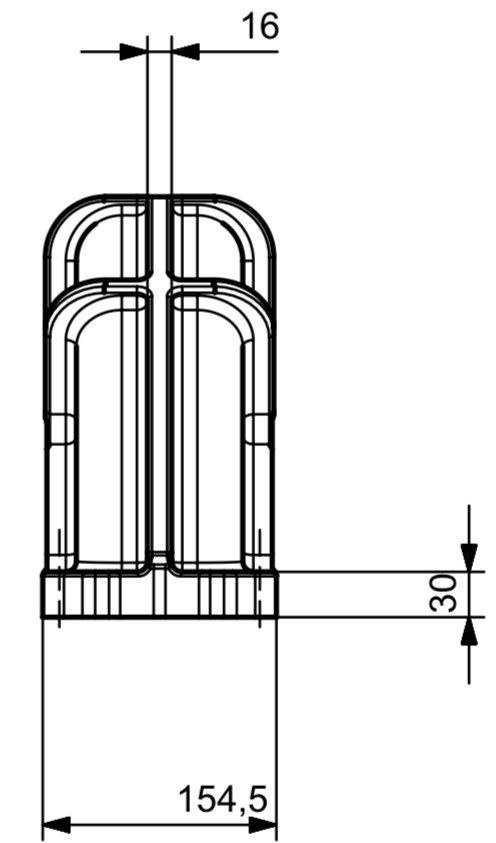
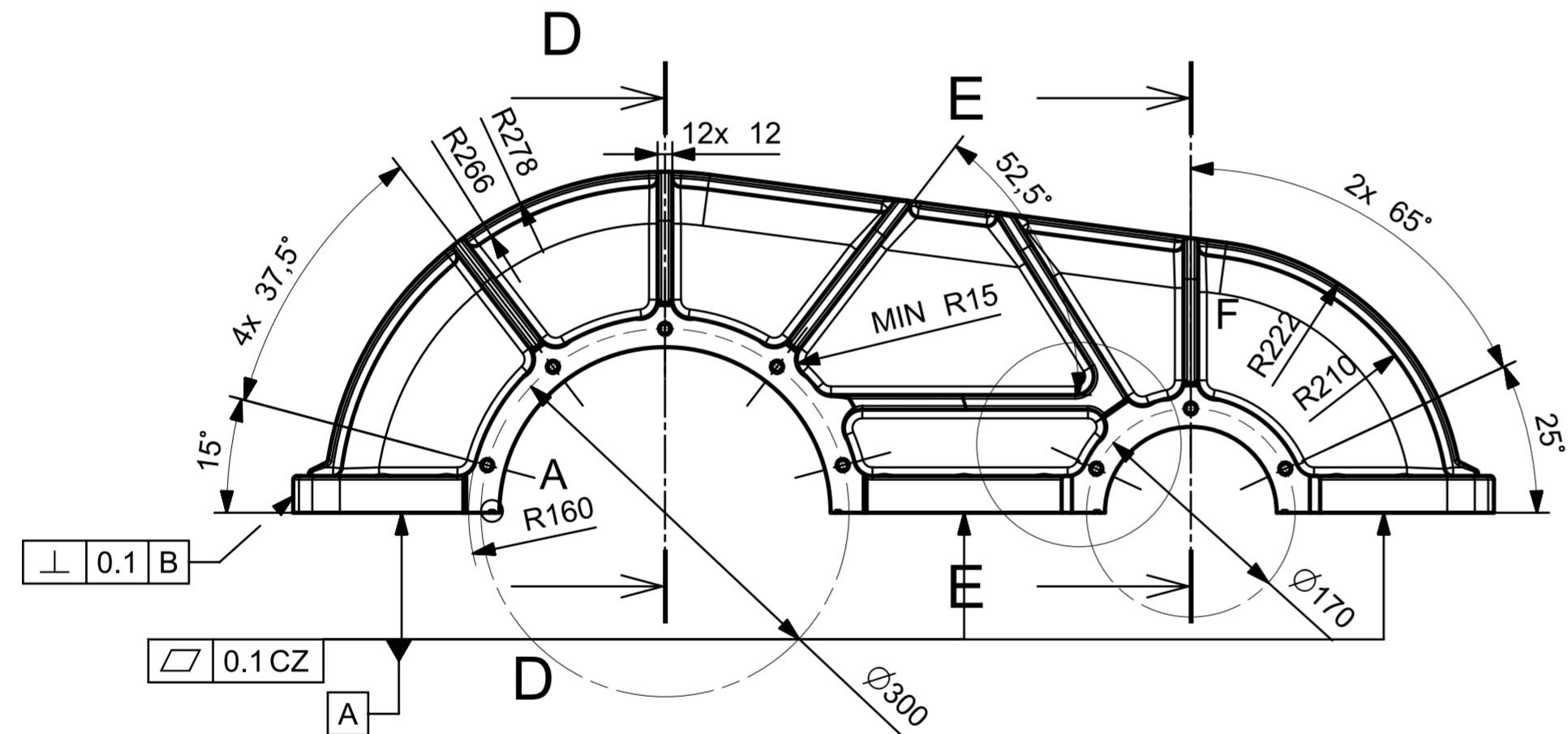
assembly\_viko\_sim1 : solution 2 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises  
Min : 0.00, Max : 143.30, Units = MPa  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude





**Příloha C**  
**Výkresová dokumentace**



1. ODLITEK DLE EN 10204-3.1
2. MATERIÁL ODLITKU EN-GJS-400-18-LT DLE EN 1563
3. SOUČÁSTÍ ODLITKU JSOU NÁLITKY PRO VÝROBU ZKUŠEBNÍCH VZORKŮ
4. U KAŽDÉ TAVBY PROVÉST ZKOUŠKY MECHANICKÝCH VLASTNOSTÍ A SKTRUKTURY MATERIÁLU ZKUŠEBNÍCH NÁLITKŮ
6. PROVÉST ZKOUŠKU POVRCHOVÉ JAKOSTI ODLITKU MAGNETICKOU ZKOŠKOU DLE EN 1369
5. PROVÉST VIZUÁLNÍ KONTROLU DLE EN 13018
7. PŘESNOST ODLITKU DLE ISO 8062-3
8. V OBLASTI KRITICKÝCH ZÓN A ZÁVITŮ JE ZAKÁZANÁ OPRAVA
9. NEKÓTOVANÁ ZAOBLENÍ DLE CAD DAT +0.5 mm
10. HRANY PO OBRÁBĚNÍ ODJEHLIT
11. GEOMETRIE POPSÁNA CAD MODELEM JE MOŽNÉ POUŽÍT PRO NC PROGRAMOVÁNÍ
12. DÍRY PRO LOŽISKA A STŘEDÍCI KOLÍKY VRTAT SE SPODNÍ ČÁSTÍ SKŘÍŇE



Číslo / No.	Datum / Date	Jméno / Name	 FAKULTA STROJNÍ ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Všechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>		
Kreslil / Drawn by	10.5.2024	Vladislav Ledecky			
Probral / Checked by	---	---			
Šedlil / Approved by	---	---			
Index změny /	Popis změny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:
---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---
 Tolerance / Tolerování 150 128 150 8015 150 2768mk	Soubor-model / ASM-File Prevodova_skrin_horni_1	Projekt / Project: Číslo / Assembly No. C.hmot.sest / 53,20	Měřítko / Scale 1:5		
Název / Title HORNÍ ČÁST SKŘÍŇE		Rev. / 0	Číslo výkresu / Drawing No. 1	Formát A2	
List / sheet no. 1		Počet listů / sheets 1			

11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

E

D

C

B

A

E

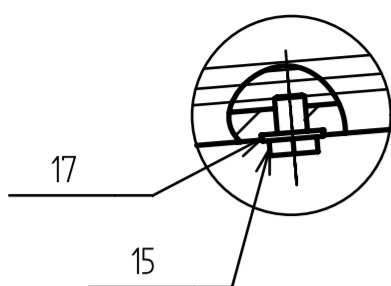
D

C

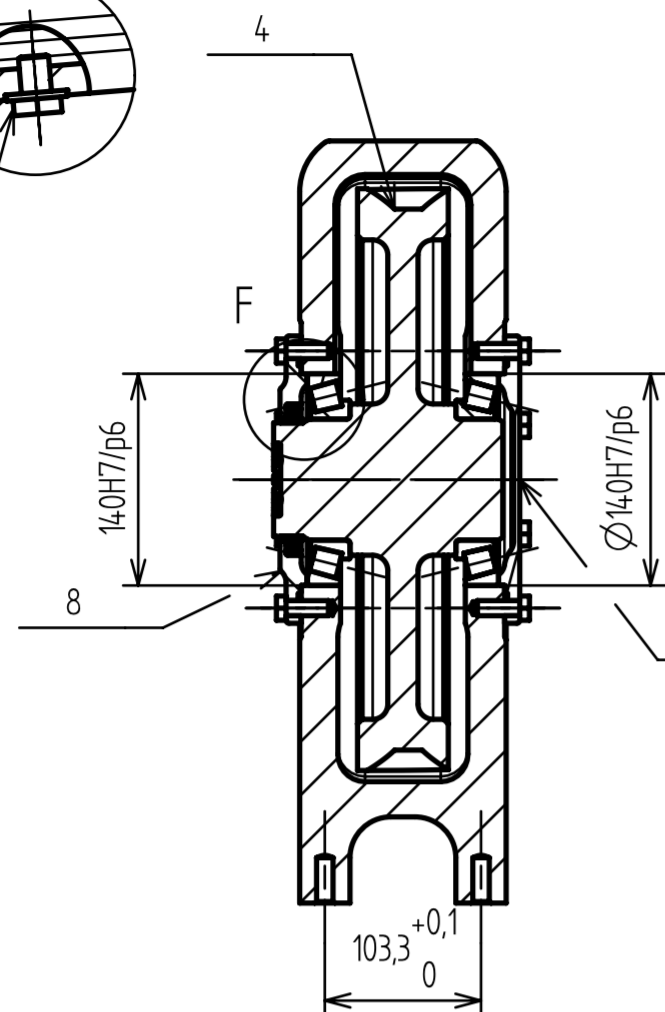
B

A

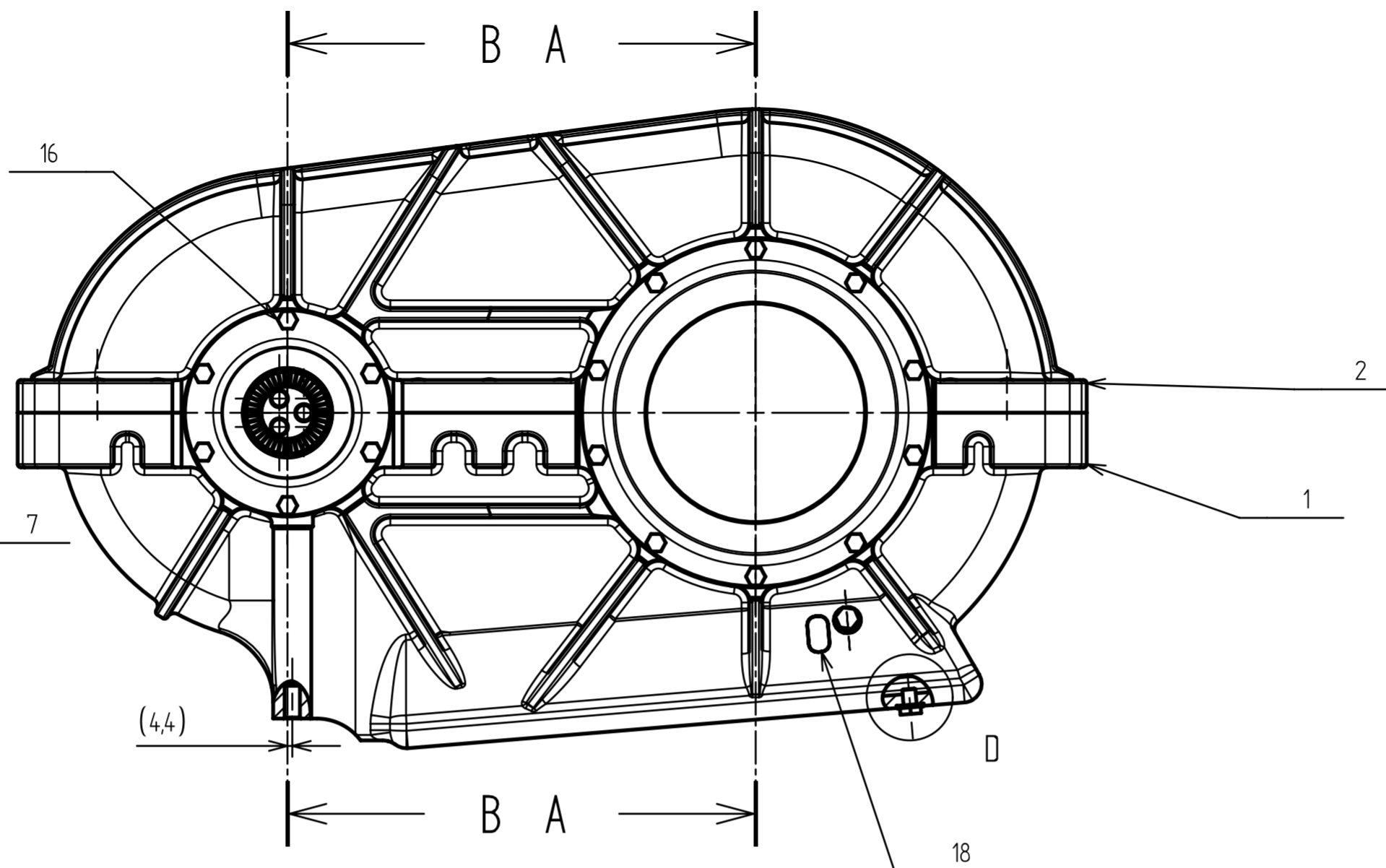
DETAIL D  
(1:3)



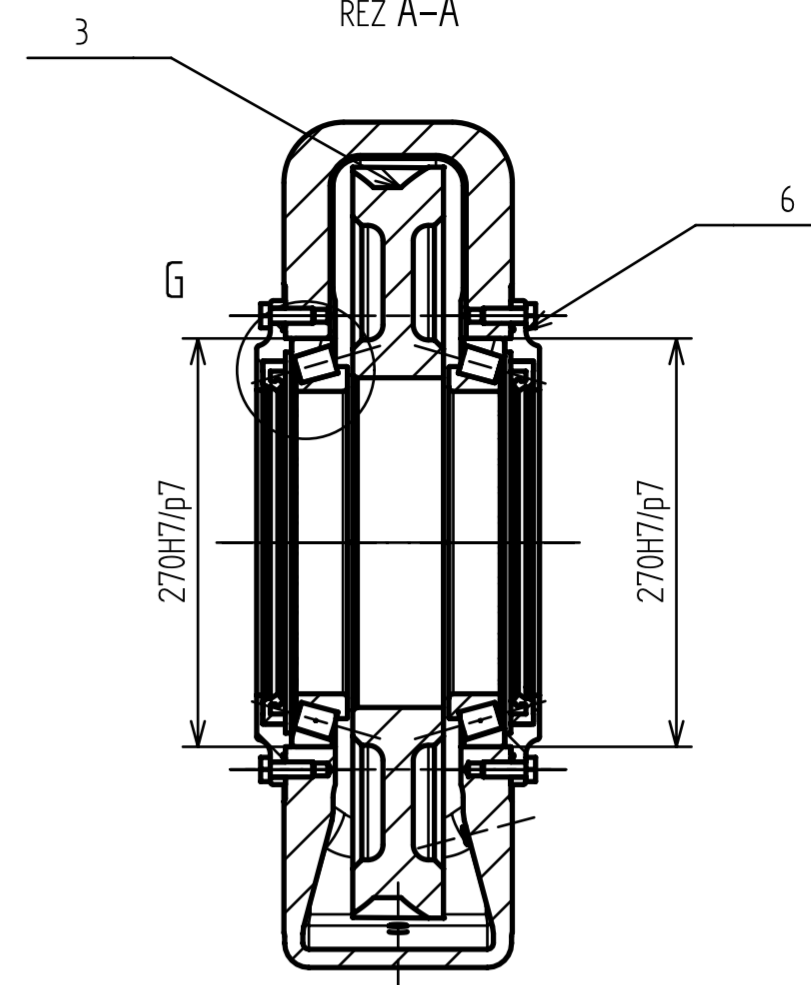
ŘEZ B-B



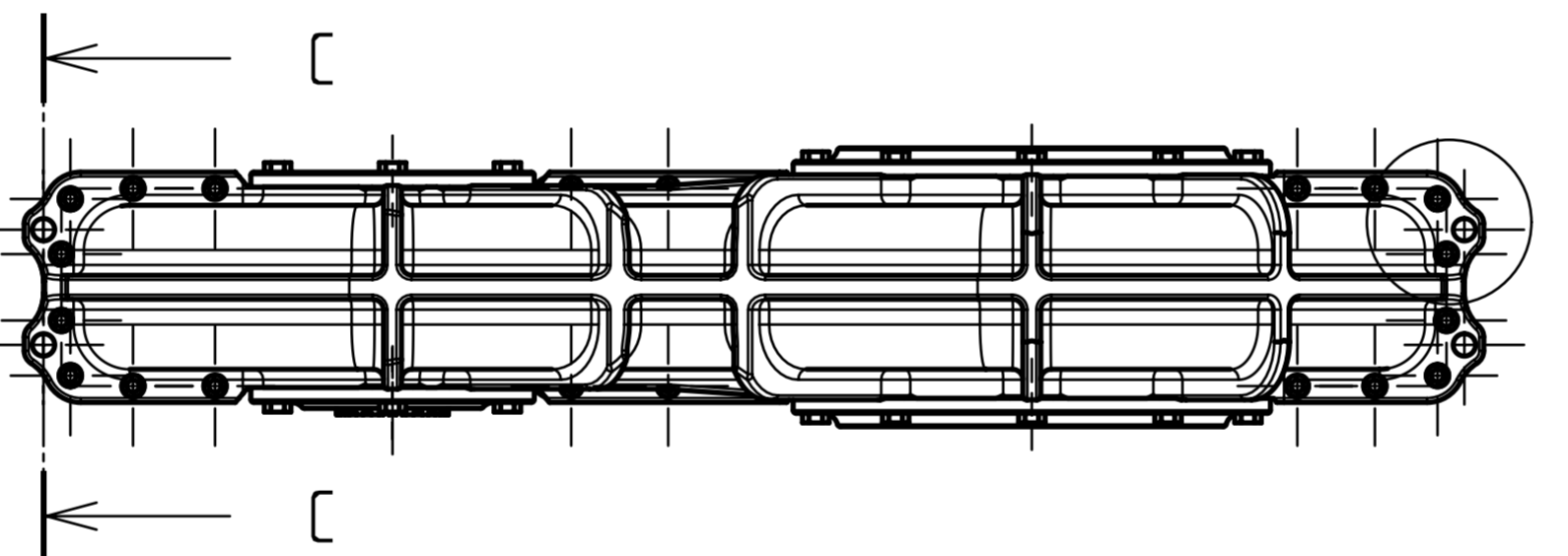
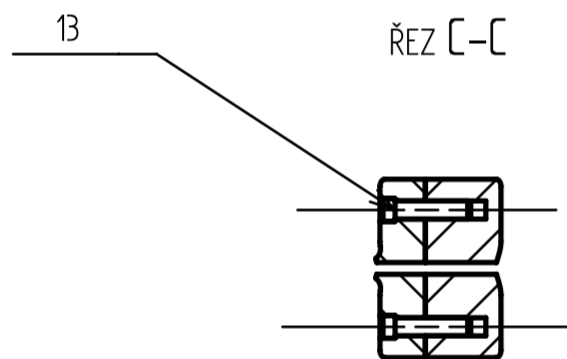
B A



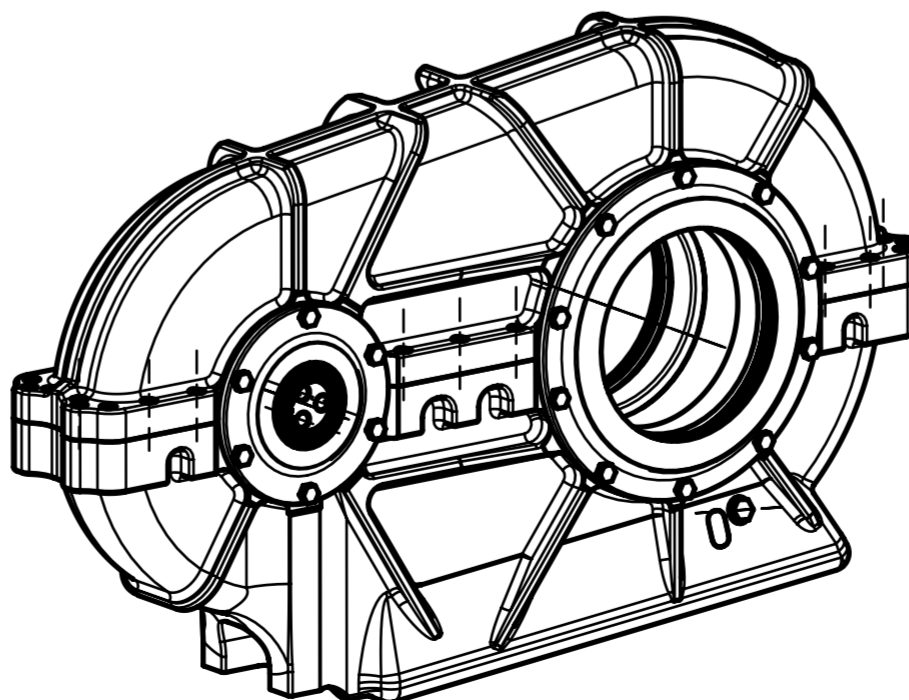
ŘEZ A-A



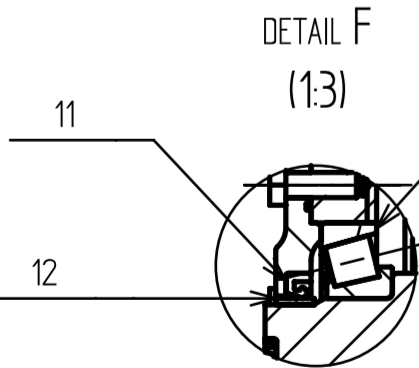
ŘEZ C-C



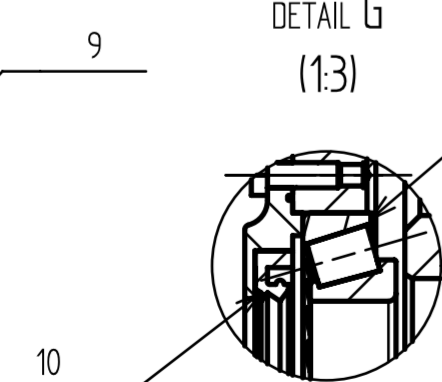
ISOMETRICKÝ POHLED H



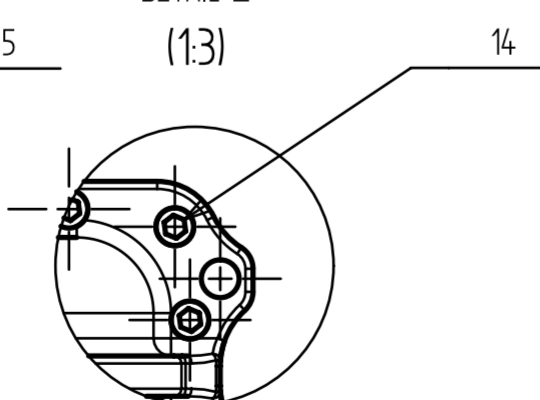
DETAIL F  
(1:3)



DETAIL G  
(1:3)



DETAIL E  
(1:3)

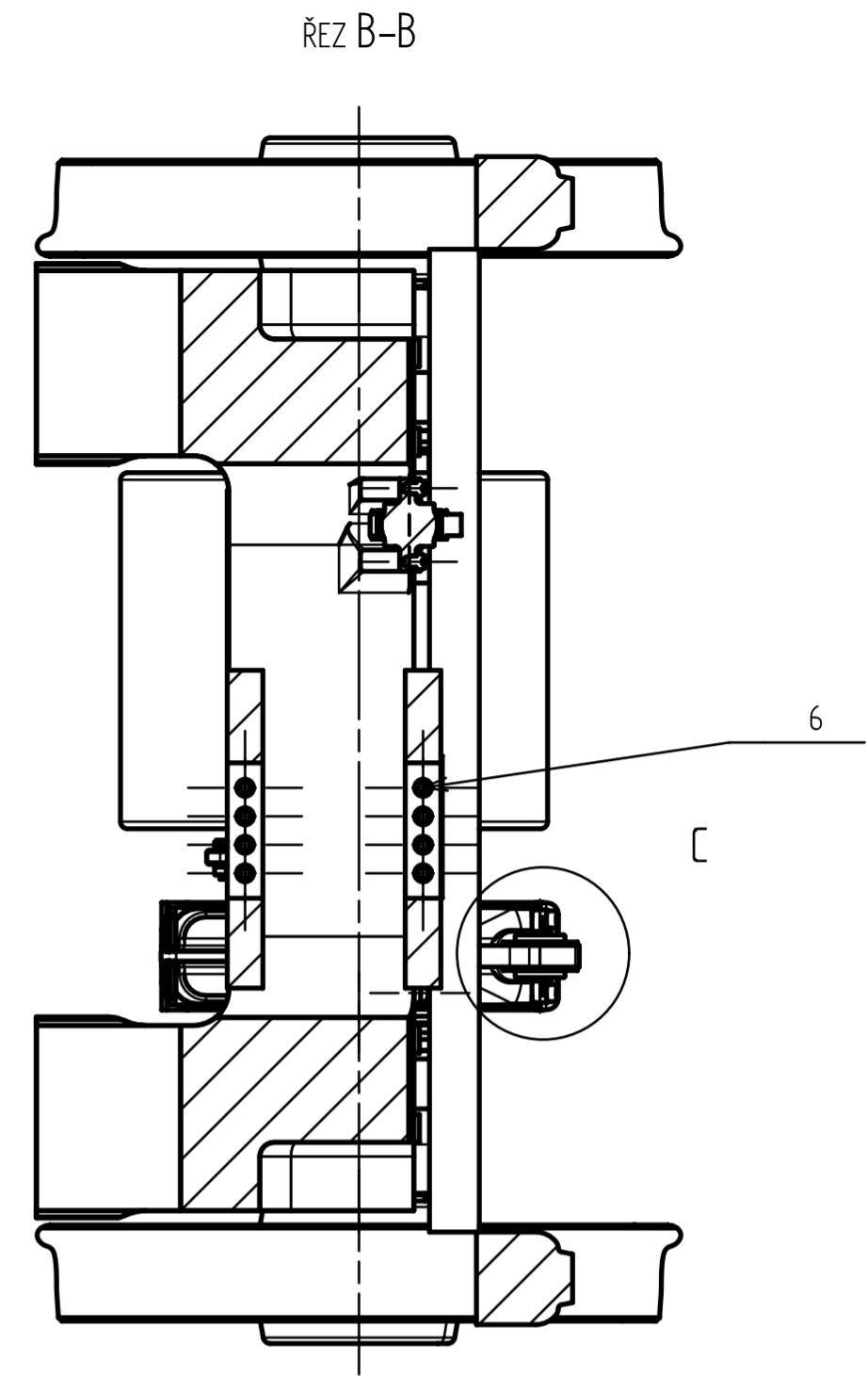
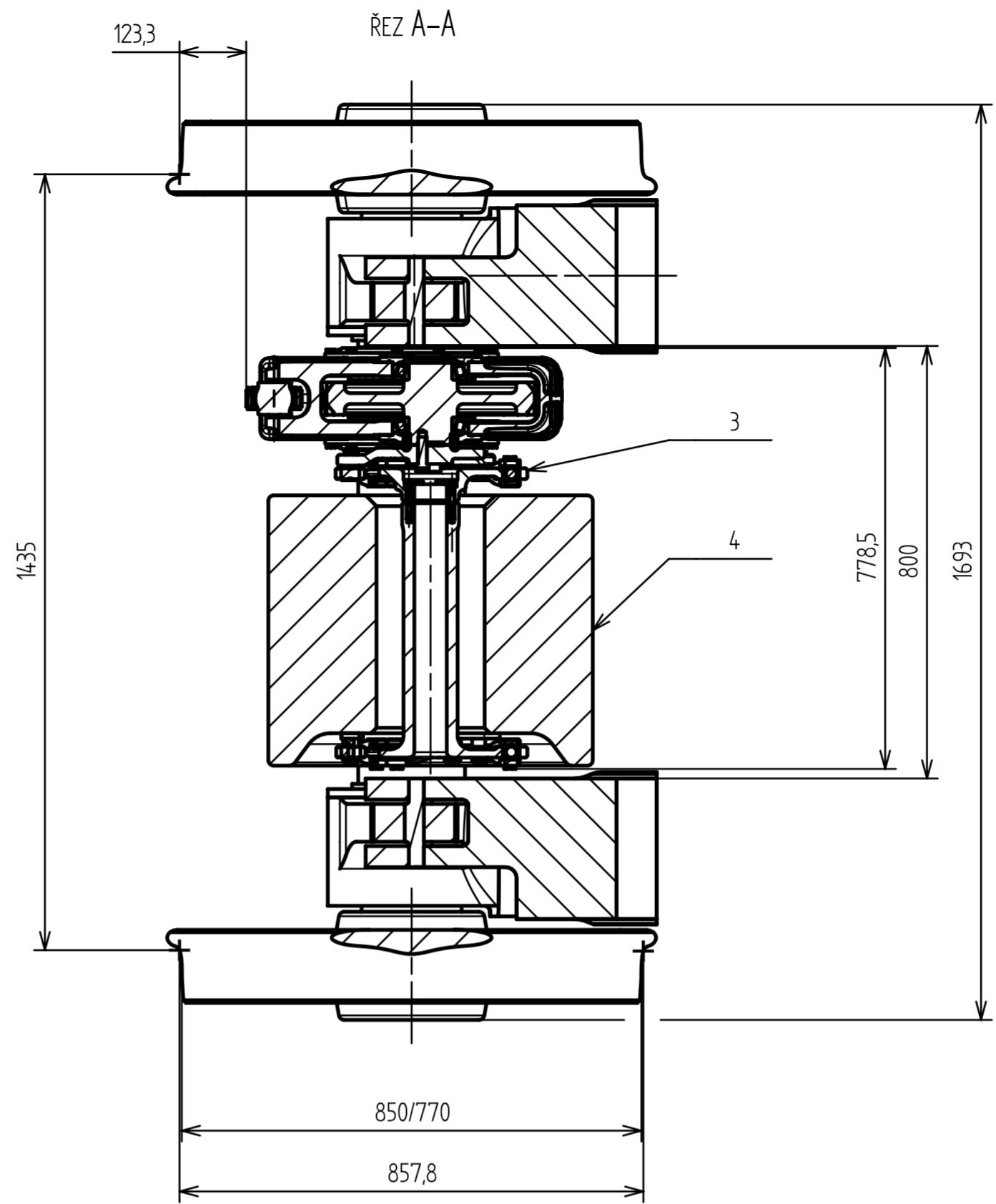
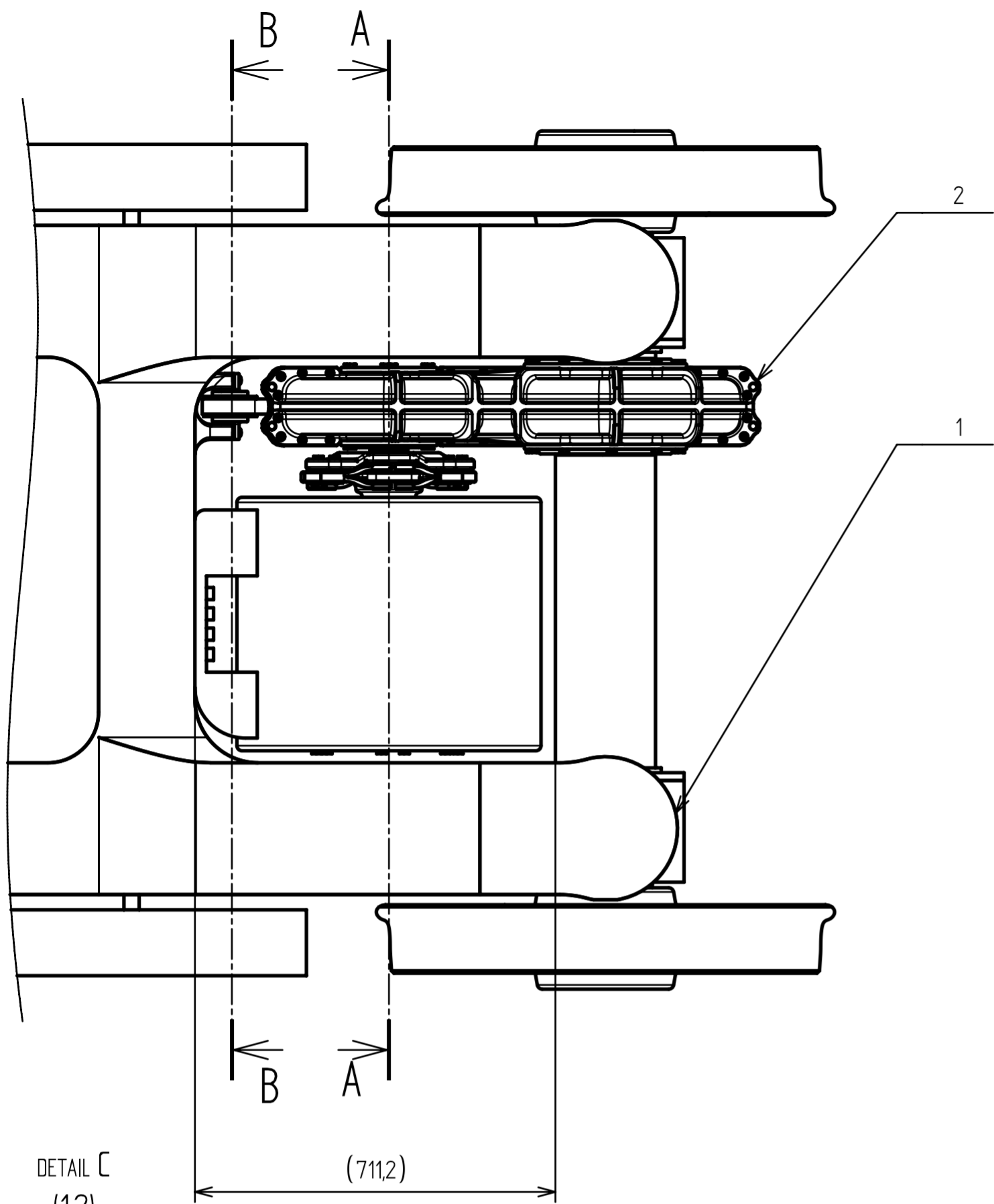


18	VODOZNAK	-	-	---	0,004	-	-	1
17	PODLOZKA M12	-	-	---	0,006	-	-	2
16	SROUB M10X1.25	-	-	-	0,028	-	-	32
15	SROUB M12X1	-	-	-	0,030	-	-	2
14	SROUB S VNITRNI M SESTIHRANEM M10x1.25	-	-	-	0,044	-	-	22
13	STREDICI KOLIK	-	-	-	0,055	-	-	4
12	OCHRANY NAVLEK	-	-	-	0,071	-	-	1
11	TESNENI 80x100x10	-	-	-	0,148	-	-	1
10	TESNENI 200x240x15	-	-	-	1,080	-	-	2
9	LOZISKO SKF 30216	-	-	-	1,551	-	-	2
8	VIKO 190X18	VYKOVEK	42CrMo4+QT	-	1,877	-	-	1
7	VIKO 190x18 UZAVRENE	VYKOVEK	42CrMo4+QT	-	1,924	-	-	1
6	VIKO 320x23	VYKOVEK	42CrMo4+QT	-	3,990	-	-	2
5	LOZISKO SKF t4db	-	-	-	5,172	-	-	2
4	PASTOREK	VYKOVEK	CSN 14140	-	32,671	-	-	1
3	OZUBENE KOLO	VYKOVEK	CSN 14140	-	43,254	-	-	1
2	PREVODOVA SKRIN HORNÍ	ODLITEK	EN-GJS-400-18-LT	-	53,248	-	1	1
1	PREVODOVA SKRIN SPODNÍ	ODLITEK	EN-GJS-400-18-LT	-	68,531	-	-	1
Poz.	NAZEV	Polotovár	Material	T.O.	Hmotnost	Hr.hmot	Císlo vykresu	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R.weight	Drawing No.	Quant.
CAD 1		Datum / Date		Jméno / Name				
Vytvořil / Drawn by		10.5.2024		Vladislav Ledecky				
Projedl / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index změny		Popis změny / change description		Schvál. / APP		Datum / Date		Podpis / Signature
Tolerance / Tolerovani		Soubor-model / ASM-File		Projekt / Project		Měřítko / Scale		
ISO 128		assembly_prevodovka		Sestava / Assembly No.		1:5		
ISO 8015		Soubor-vykres / DRW-File		C.hmot.sestavy / C.weight		227,00		
ISO 2768mk		assembly_prevodovka		Císlo vykresu / Drawing No.		2		Format
Nazev / Title		SESTAVA PREVODOVKY		Rev.		Císlo vykresu / Drawing No.		A2
						2		
				List / sheet no. 1		Pocet listu / sheets 1		

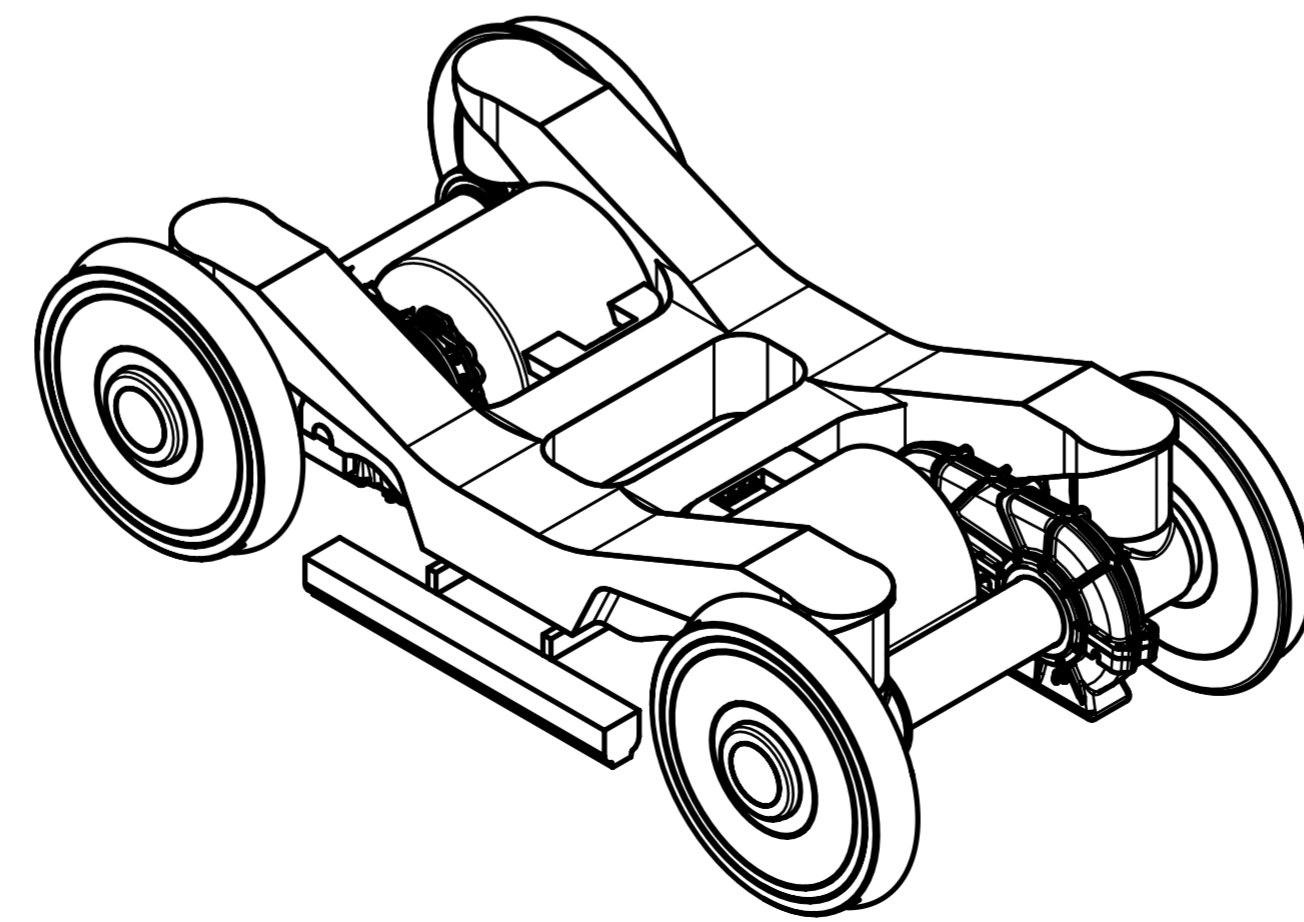
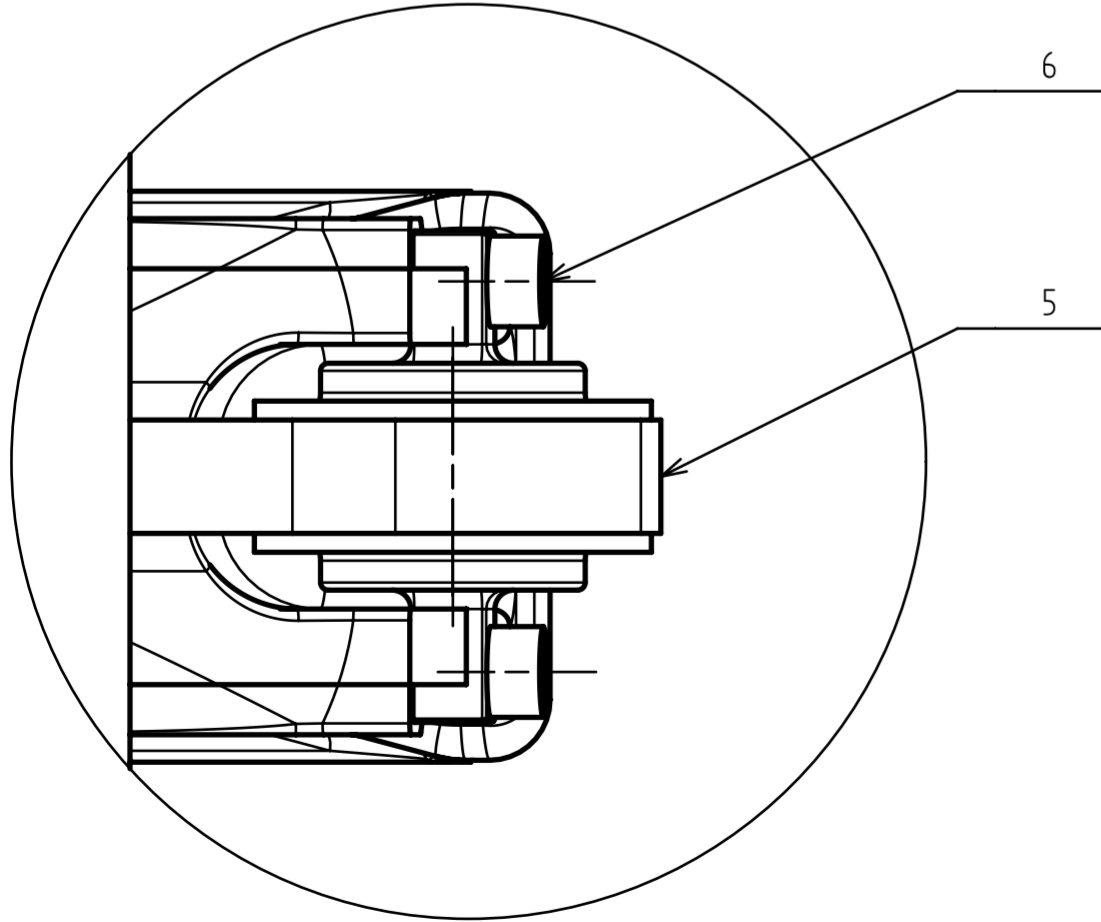
11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1



11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1



DETAIL C  
(1:2)  
(711,2)



6	SROUB M16X1.5	-	-	0,112				24
5	SESTAVA ZÁVĚSKY	-	-	5,060				2
4	PMSM MOTOR	-	-	-				2
3	SESTAVA SPOJKY	-	-	54,000				2
2	SESTAVA PŘEVODOVKY	-	-	200,000			2	2
1	RÁM PODVOZKU	-	-	-				1
Pos.	Název - rozměr	Polotovary	Material konečný/vychozí	T.O.	C.hmot	Hr.hmot	Číslo výkresu	Počet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weight	Drawing No.	Quant.
CAD 1		Datum / Date		Jmeno / Name				
Kreslil / Drawn by		10.5.2024		Vladislav Ledecsky				
Prezkoušel / Checked by		---		---				
Schválil / Approved by		---		---				
Index změny	Popis změny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			
Tolerance / Tolerování		Soubor-model / ASM-file			Projekt / Project:		Meritko / Scale	
ISO 8015		assembly1			---		1:10	
ISO 128		Soubor-vykres / DRW-file			C.sestavy / Assembly No.		---	
ISO 2768mK		assembly1			C.hmot.sestavy		0,00	
Název / Title				Rev.	Číslo výkresu / Drawing No.			Format
SESTAVA POHONU				0	3			A2
				List / sheet no.	1		Počet listů / sheets 1	

11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1