

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



Diplomová práce

Elektrická hnací náprava pro nízkopodlažní elektrobus

Vypracoval:	Bc. Jiří Formánek
Vedoucí práce:	Ing. Josef Morkus, CSc.
Zadavatel:	Ing. Jan Černý (SOR Libchavy spol. s r.o.)
Rok:	201

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Formánek** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **439129**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Elektrická hnací náprava pro elektrobuses

Název diplomové práce anglicky:

Electric drive axle for electric bus

Pokyny pro vypracování:

Proveďte rešerši hnacích náprav elektrobuses se 2 motory na nápravě.
Navrhněte pohon hnací nápravy elektrobuses SOR se 2 samostatnými elektromotory a s minimálními úpravami skříňové vozidla. Předpokládejte použití externě dodaného elektromotoru a planetové redukce v kolech. Zpracujte konstrukční návrh a proveďte životnostní a pevnostní výpočty rozhodujících dílů pohonu.

Seznam doporučené literatury:

podklady SOR

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

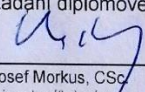
Ing. Josef Morkus, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

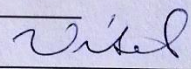
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

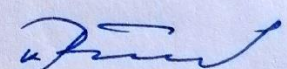
Datum zadání diplomové práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.07.2019**

Platnost zadání diplomové práce:


Ing. Josef Morkus, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce

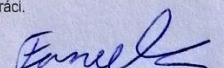

doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

18.4.2019
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Elektrická hnací náprava pro nízkopodlažní elektrobus“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne

Jiří Formánek

Anotace

Jméno autora:	Bc. Jiří Formánek
Název diplomové práce:	Elektrická hnací náprava pro nízkopodlažní elektrobuses
Akademický rok:	2018/2019
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Studijní program:	(N2301) Strojní inženýrství
Obor:	(2301T047) Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí práce:	Ing. Josef Morkus, CSc.
Klíčová slova:	Nízkopodlažní elektrobuses, elektrická náprava, ANSYS, metoda zkrácených únavových zkoušek
Abstrakt:	V této diplomové práci je řešen návrh nové koncepce elektrické nápravy se dvěma elektromotory, určené pro nízkopodlažní elektrobuses SOR EBN 11. Práce obsahuje návrh klíčových uzlů nápravy včetně pevnostních a životnostních kontrolních výpočtů.
Počet stran:	81
Počet obrázků:	63
Počet příloh:	4

Annotation

Author:	Bc. Jiří Formánek
Title:	Electric drive axle for low floor battery bus
Academic year:	2018/2019
University:	CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Study programme:	(N2301) Mechanical engineering
Specialization:	(2301T047) Transportation, aerospace and handling technology
Department:	12120 – Department of Automobiles, Internal Combustion Engines and Railway Vehicles
Supervisor:	Ing. Josef Morkus, CSc.
Keywords:	Low-floor electric bus, electric axle, ANSYS, shortened fatigue test method
Abstract:	In this diploma thesis is designed a new concept of electric axle with two electric motors, designed for low-floor electric bus SOR EBN 11. The thesis contains a proposal of key axle nodes including strength and lifetime check calculations.
Number of pages:	81
Number of pictures:	63
Number of attachments:	4

Poděkování

Tímto děkuji panu Ing. Janu Černému z firmy SOR Libchavy s.r.o. za jeho odborné vedení práce a za poskytnutí cenných rad a dlouholetých zkušeností z konstrukce autobusů. Dále děkuji panu Ing. Jiřímu Kopencovi, Csc. z firmy CAE Support za zasvěcení do kontrolních pevnostních a životnostních výpočtů a metod používaných při vývoji autobusů. V neposlední řadě také děkuji panu Ing. Josefu Morkusovi, Csc. za poskytnutí cenných rad a připomínek.

Největší dík patří mé rodině, která mě podporovala při celé době studia.

Obsah

1	Úvod.....	8
1.1	Legislativa	8
1.2	Elektromobilita v autobusové dopravě.....	9
1.3	Dosavadní stav elektrobusů na trhu	10
2	Přehled základních trakčních rotačních elektromotorů.....	11
2.1	Stejnoseměrné elektromotory.....	12
2.1.1	Spínaný reluktanční elektromotor (SRM)	13
2.2	Střídavé elektromotory	13
2.2.1	Asynchronní	14
2.2.2	Synchronní elektromotor s permanentními magnety (PMSM).....	14
3	Pohony elektrobusů	15
3.1	Nápravy s elektromotory v nábojích kol	16
3.2	Nezávislé elektromotory na nápravě mimo náboje kol.....	18
4	Volba koncepce	23
5	Koncepce s asynchronním elektromotorem	28
5.1	Shrnutí cílů práce	28
5.2	Konstrukční návrh nápravy	29
5.3	Pohon nápravy	38
6	Návrh čelního převodu	41
6.1	Zástavbové požadavky	41
6.2	Výpočet ozubení a ložisek	41
7	Pevnostní kontrola vybraných uzlů	45
7.1	Analýza jízdních stavů statickým zatížením	46
7.1.1	Definice zatížení.....	46
7.1.2	Definice modelu.....	54
7.1.3	Výsledky	60
7.2	Kvazistatická kontrola	68
7.3	Dynamická porovnávací analýza Rešetovou metodou	69
7.3.1	Metodika.....	69

7.3.2	Okrajové podmínky výpočtu	72
7.3.3	Výsledky	73
8	Závěr	74
9	Použité zdroje	75

1 Úvod

Ekologie a kvalita životního prostředí je ve vyspělých zemích stále více považována za důležitější. Z toho plyne tlak legislativy na vývoj nových elektrobuseů, které mají snížit lokální emise ve městech a celkovou produkci oxidu uhličitého. Elektrobusey zatím nejsou běžnými městskými dopravními prostředky, ale jejich produkce exponenciálně stoupá. S trendem stoupajících kapacit lithiových akumulátorů se elektrobusey mohou těšit z velké budoucnosti a jejich vývoj nesmí být pozadu. Pohony elektrobuseů směřují ke stále vyšší účinnosti a musejí často ustupovat zástavbovým omezením nízkopodlažních autobusů, které jsou dnes standardem. Právě pohonným ústrojím nízkopodlažního autobusu se tato práce zabývá. Každý výrobce autobusů má svá konstrukční specifika, která mají být konkurenční výhodou, a těmto specifikům se často musí přizpůsobit i pohon, což vede na vývoj vlastních poháněných náprav s více elektromotory.

1.1 Legislativa

Se snahou snižovat emise je vytvářen tlak na výrobce, aby minimalizovali produkci škodlivých látek. Tento tlak v Evropě začal již v roce 1992, kdy byla zavedena emisní norma Euro I [1]. První emisní normy se tolik nezajímaly o životní prostředí, ale byly zavedeny hlavně z bezpečnostních důvodů, kdy emise obsahovaly velké množství sazí a nespálených uhlovodíků, které značně omezovaly viditelnost pro ostatní účastníky provozu.

Postupem času se řízení spalovacích motorů a výfukové soustavy natolik zdokonalilo, že lze tvrdit, že moderní motory s funkčním filtrem pevných částic dokonce čistí nasávaný městský vzduch od pevných částic. Dnešní motory Euro 6c mají velice složitý výfukový systém kvůli odstranění škodlivých emisí. Tento systém poměrně zdražil produkci motorů, ovšem škodlivé emise snížil na minimum.

Po vyřešení škodlivých emisí, které jsou u spalovacích motorů již na minimálních hodnotách, je kladen větší důraz na minimální produkci „neškodného“ CO₂. V dnešní době se potýkáme s globálním oteplováním, které je dáváno za vinu hlavně rostoucímu množství CO₂ v atmosféře. Údaje o produkci CO₂ vlivem člověka se značně liší. I ty nejvíce pesimistické údaje hovoří o 10% celkové produkce. Z toho na pozemní dopravu

připadá 26 %, což je 2,6% celkové produkce na Zemi [3]. Z těchto údajů je patné, že CO₂ není pouze produktem spalovacích motorů v dopravě, i když je jim to často přisuzováno. Konkrétně kamiony a autobusy se podle evropské unie podílí 5 % na celkové produkci CO₂ v EU [2].

Evropská unie se již delší dobu snaží postupně snížit tuto produkci napříč odvětvími. Nové legislativě se nevyhnula ani autobusová doprava. Dne 17. května 2018 předložila Evropská komise novou legislativu, která stanoví vůbec první emisní limity CO₂ pro autobusy a kamiony. Z této legislativy plyne, že výrobci musejí do roku 2025 snížit průměrnou produkci CO₂ u prodaných vozů o 15 % a do roku 2030 o 30 % vůči referenčnímu roku 2019. Evropská unie si kromě snížení produkce CO₂ slibuje i snížení spotřeby ropy, finanční úspory na provozu vozidel a zvýšení HDP a vytvoření nových pracovních míst [2]. Snížení produkce emisí CO₂ je však značně diskutabilní v zemích jako je Česká republika, kde se elektrická energie vyrábí z 54 % z uhlí [4].

1.2 Elektromobilita v autobusové dopravě

Historie elektrobusů sahá již do 19. století, kdy téměř všechny samohybné stroje měly elektrický pohon. Postupně tento pohon nahradily spalovací motory. Hlavním důvodem byla výkonová hustota uhlíkatých kapalných paliv, která je daleko vyšší než u dřívějších převážně olověných baterií.

V dnešní době došlo k velkému pokroku ve vývoji baterií, elektromotorů a jejich řízení, došlo tak k návratu koncepce elektrobusů. Produkce prvních elektrobusů 21. století byla motivována převážně za účelem demonstrace zájmu dopravních podniků o ekologii nežli ekonomickým zájmem. Pořizovací náklady elektrobusu se díky vysokým cenám lithiových baterií šplhají zhruba na dvojnásobek ceny běžného dieselového autobusu.

Postupem času se začal zvyšovat tlak na snížení lokálních emisí ve městech a přechod vozového parku na elektrobusy je tak jedno z možných řešení. Nákup nových elektrobusů je často dotován, tím pádem je toto řešení i z ekonomického hlediska reálnější.

1.3 Dosavadní stav elektrobusesů na trhu

Produkce elektrobusesů roste v dnešní době exponenciálně. Dopravní podniky nakupují nové elektrobusesy hlavně díky dotacím, které mohou pokrýt 80 % pořizovacích nákladů [5]. Další výhodou jsou nižší provozní náklady, kdy při současných cenách elektrické energie pro podniky zhruba 1,2 Kč/kWh v nízkém tarifu [7] a průměrné spotřebě elektrické energie 1,5 kWh/km [8] elektrobusesy jezdí při účinnosti dobíjení 90 % okolo 2 Kč/km. Z těchto důvodů je pro dopravní podniky nákup elektrobusesů navzdory vysokým pořizovacím cenám poměrně výhodné. Doba nedůvěry a testování těchto vozů přímo ve městech už pomalu končí a „hlad“ po těchto vozech roste.



Obr. 1 Elektrobuses SOR EBN 11 [26]

Problémem dnes není shánění zakázek, ale spíše jejich uspokojení. Například nejdražší součástí elektrobusesů jsou jejich baterie, které se vyrábějí převážně v Číně. Objednání těchto baterií se dělá s velkým předstihem a jejich dodání není vždy možné v požadovaném termínu. Další důležitou částí je elektro výzbroj, která zahrnuje například soustavu frekvenčních měničů, které jsou sestaveny na míru. Výroba této výzbroje má už kvůli problémům sehnat více kvalifikovaných pracovníků omezené kapacity.

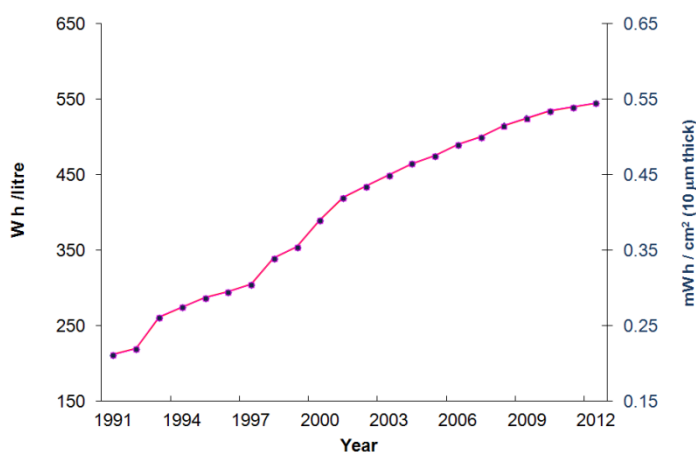
SOR Libchavy s.r.o. je jeden z hlavních průkopníků a producentů elektrobusesů v Evropě. Firma je na trhu s elektrobusesy téměř deset let a za loňský rok 2018 eviduje polovinu prodaných elektrobusesů své dosavadní produkce. Firma má dokonce jisté zakázky na roky dopředu, což se v její více jak 25leté historii stalo málokdy [27].

2 Přehled základních trakčních rotačních elektromotorů

Trakční elektromotor je elektrický otáčivý stroj, který se používá k pohonu dopravních prostředků od lokomotiv přes autobusy až po osobní auta. Z historického hlediska se trakční elektromotory vyvíjely převážně pro aplikaci v lokomotivách se spalovacím motorem, kde je obtížné pro tak velké výkony vyřešit přímou trakci na dvojkolí pomocí převodů. Tuto vazbu se podařilo vyřešit právě pomocí soustavy generátoru a trakčního elektromotoru. Generátor je přímo napojen na spalovací motor, který běží ve většině režimů ve stabilních otáčkách. Změnou buzení generátoru se pak přímo reguluje generovaný elektrický výkon přenášený na trakční elektromotor.

Postupem času došlo i na elektrifikaci téměř všech tratí pro kolejová vozidla. Elektrické lokomotivy jsou již dlouhá léta standardem. Vývoj elektromotorů a jejich řízení se tak již dlouhou dobu zlepšuje.

Vývoj akumulátorových článků však zaznamenal výrazný pokrok až za posledních třicet let [6]. Především zdokonalením lithium-iontových baterií začalo být zajímavé použití baterií na uchování energie pro trakční elektromotory. Jejich zástavba do silničních vozidel tak je snáze proveditelná, aniž by zabíraly většinu prostoru a hmotnosti při zachování požadovaného dojezdu.



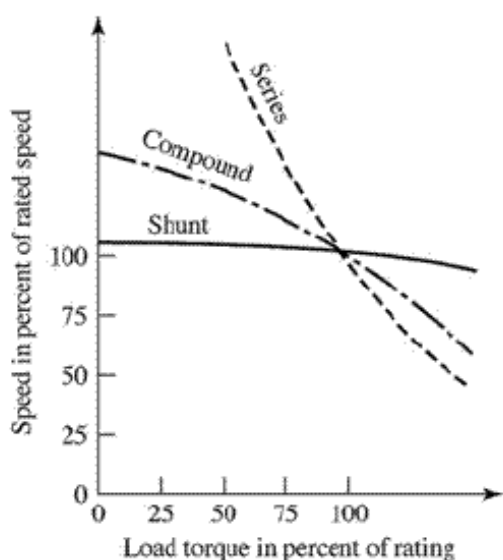
Obr. 2 Vývoj kapacity Li-ion baterií [6]

Při použití omezeného zdroje elektrické energie začal být kladen ještě větší důraz na účinnost řízení elektromotorů a účinnost elektromotorů samotných. Při zvýšení celkové účinnosti pohonu nejenom klesnou provozní náklady, ale lze pak použít menší

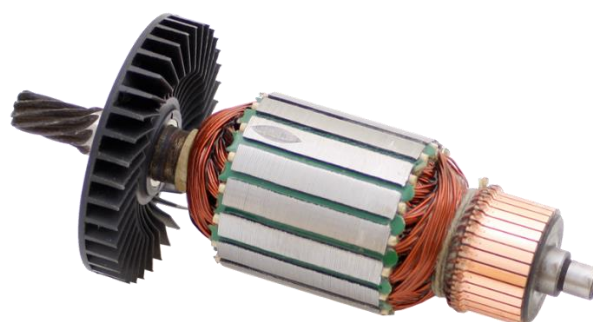
množství drahých baterií a zachovat přitom dojezd. Z těchto důvodů je volba elektromotoru velmi důležitá, ovšem jde vždy o kompromis mezi momentovou křivkou, účinností, rozměry, hlučností, bezpečností a pořizovacími náklady. Dále zmíním jen základní typy elektromotorů, které se vyskytují nejčastěji nebo jsou z historického hlediska důležité.

2.1 Stejnosměrné elektromotory

Stejnosměrné stroje se skládají ze statoru a rotoru. Podle jejich vzájemného zapojení je dělíme na stroje s cizím, paralelním, smíšeným nebo sériovým buzením. Typ buzení má především vliv na momentovou charakteristiku stroje. Princip fungování spočívá ve vytvoření magnetického pole státorem, v tomto poli se nachází rotor. Na rotoru se indukuje střídavé napětí, které je usměrněno pomocí komutátoru. Vznikne tak magnetické pole, které vytváří točivý moment.



Obr. 3 Závislost momentu SS motoru na typu buzení [28]



Obr. 4 Komutátorový rotor SS motoru [9]

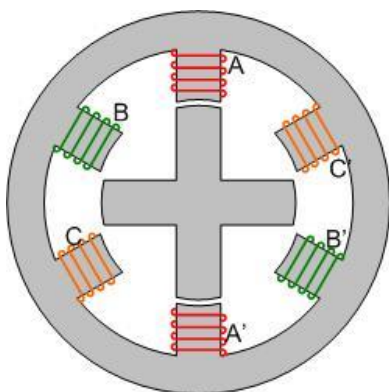
Pozitivní je momentová charakteristika motoru, ze které je patrný maximální moment motoru již v nulových otáčkách, což je pro rozjezd poháněného vozu důležité.

Nevýhodou stejnosměrných strojů je již zmíněný komutátor, na kterém dochází k jiskření a tím ke ztrátám a neustálému opotřebovávání, které vyžaduje údržbu.

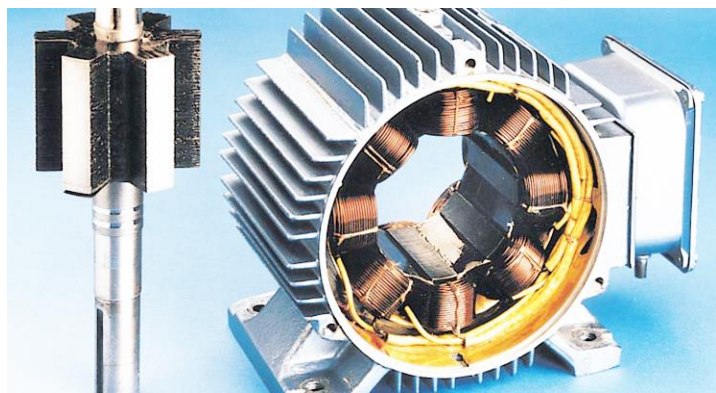
2.1.1 Spínaný reluktanční elektromotor (SRM)

Princip fungování spočívá ve vytvoření silového magnetického pole mezi rotorem a statorem pomocí změny magnetického odporu (reluktance). Rotor elektromotoru se pak natáčí tak, aby dosáhl nejnižší reluktance. [12]

Stator je pak složen z několika vyniklých pólů, které fungují jako elektromagnety. Rotor je vyroben z magneticky měkkého materiálu a tvoří také vyniklé póly. Rotor má obvykle menší počet pólů než stator, minimalizuje se tím cukání motoru. Elektromotor pak funguje tak, že se zavede proud do odpovídajících cívek statoru a rotor se pak nastaví tak, aby magnetický obvod měl minimální magnetický odpor.



Obr. 5 Schéma statoru a rotoru SRM [13]



Obr. 6 SRM elektromotor [14]

Výhodou těchto elektromotorů je jejich jednoduchost a nízká cena a malé nároky na chlazení.

Nevýhodou je hlučnost elektromotoru, hlavně při nízkých otáčkách. Protože se neustále mění velikost a směr síly a tím i reluktanční moment, dochází k pulzacím, které narušují chod stroje. Dále je nutné uvažovat ztráty v železe díky vysokému magnetickému nasycení.

2.2 Střídavé elektromotory

Střídavé stroje kladou větší nároky na jejich řízení. S rozvojem polovodičových střídačů lze již aplikovat tzv. vektorové řízení, které svými vlastnostmi překonává vlastnosti stejnosměrných pohonů. [29]

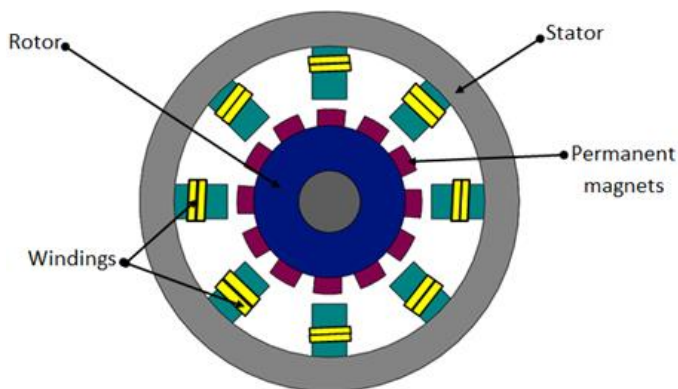
2.2.1 Asynchronní

Asynchronní též indukční motor je nejrozšířenějším elektromotorem vůbec, a to především kvůli své jednoduchosti a spolehlivosti. Princip jejich fungování spočívá ve vytvoření točivého magnetického pole statoru. Toto pole vzniká průchodem střídavého proudu cívkami statoru a indukuje v rotoru napětí, které vytvoří magnetický tok a dojde k otáčení rotoru. Aby mohl elektromotor vytvářet moment, musí být ve skluzu oproti synchronním otáčkám.

Řízení otáček motoru se provádí změnou napájecí frekvence frekvenčními měniči.

2.2.2 Synchronní elektromotor s permanentními magnety (PMSM)

Synchronní elektromotory zažívají v poslední době velký rozvoj použití, a to především kvůli jejich vysoké účinnosti, malých rozměrech, malé hmotnosti a nástupu jejich plného momentu již z nulových otáček.



Obr. 7 Schéma PMSM motoru [10]



Obr. 8 PMSM Honda Civic Hybrid [11]

Stator PMSM je téměř stejný jako u asynchronního elektromotoru, změna je především na rotoru, který vytváří magnetický tok místo budících vinutí permanentními magnety ze vzácných kovů. Odpadají tak ztráty v budících vinutí a na kroužkách a tím je i účinnost lepší než u srovnatelného asynchronního motoru. Tím že elektromotor neobsahuje žádné vinutí k asynchronnímu rozběhu, je nutné motor řídit pouze frekvenčním měničem s šířkovou pulzní regulací. K řízení je tady také třeba snímat natočení rotoru, což se řeší nejčastěji pomocí resolveru.

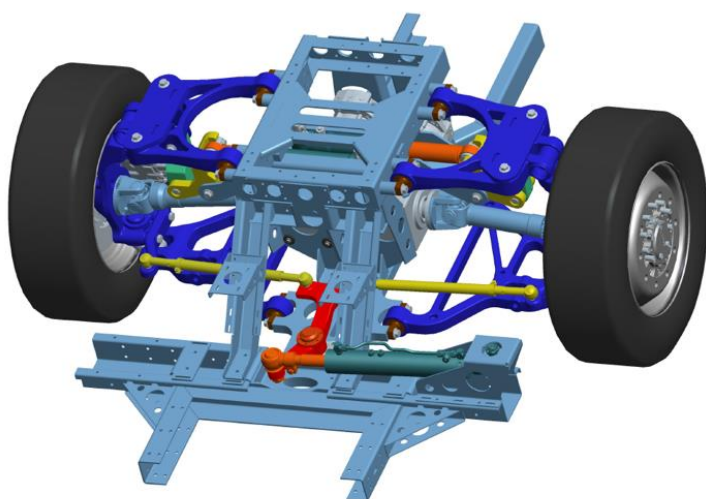
Nevýhodami tohoto motoru jsou především teplotní omezení magnetů, které nesmějí překročit teploty již kolem 60 °C, jinak hrozí odmagnetování permanentních magnetů.

Z tohoto důvodu musí být kladen velký důraz na chlazení. Zástavbu elektromotoru může komplikovat použití snímače natočení rotoru. Nepříjemným parametrem je také cena, ačkoliv je PMSM konstrukčně jednodušší, než asynchronní stroj, tak je násobně dražší než asynchronní, a to právě kvůli drahým permanentním magnetům.

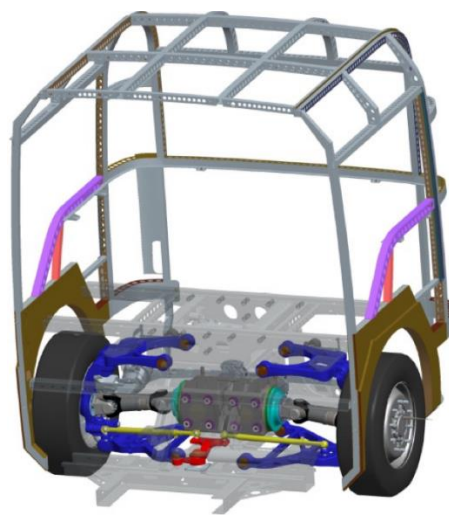
3 Pohony elektrobusů

Existují pohony předních lichoběžníkových náprav tak pohony zadních náprav, které jednoznačně převažují.

Pohon přední nápravy je konstrukčně složitější a neumožňuje nízkopodlažní uličku pro cestující, proto je tento pohon vhodný spíše u hybridních mimoměstských vozů.



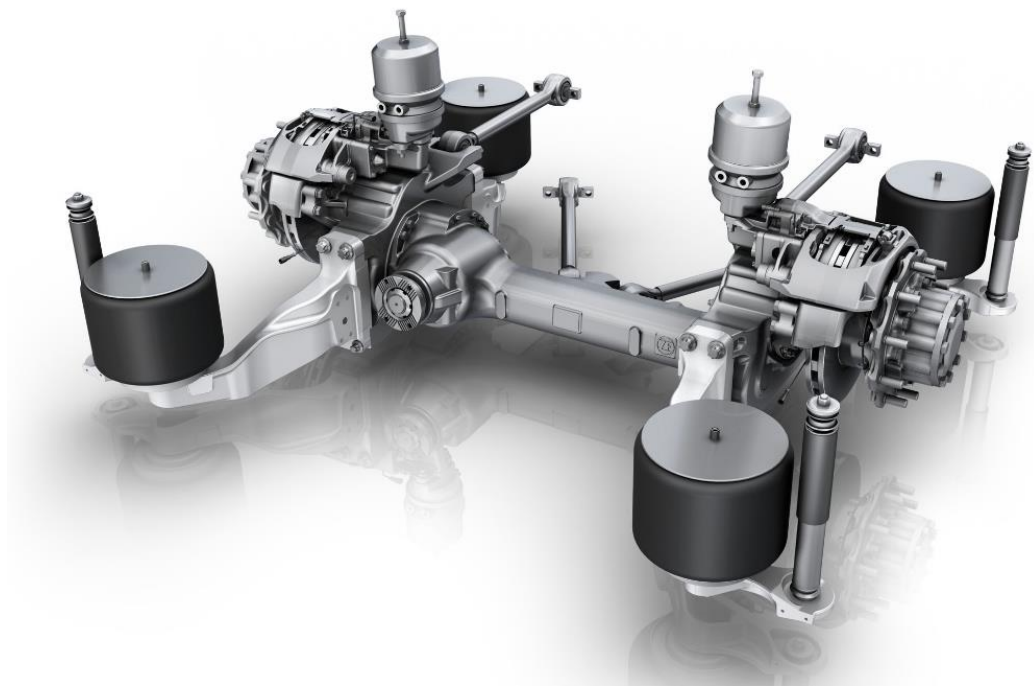
Obr. 9 Přední elektricky poháněná náprava Brist [15]



Obr. 10 Zástavba nápravy Brist v autobusovém rámu [15]

Pohon zadní nápravy je u autobusů téměř pravidlem. Má mnoho výhod, a to především zástavbových. Zadní nápravy nebývají říditelné a lze tedy maximálně využít prostor kolem ní, a to bez použití hřídelových kloubů které by musely zvládat velké úhly a momentové zatížení. Velkou výhodou je také trakční adheze. Zadní nápravy mají větší zatížení než přední a používá se u nich zpravidla dvoumontáž.

Dnes běžně používané řešení pohonu nízkopodlažních elektrobusů se řeší pomocí tzv. „portálové“ nápravy, která se liší od klasické nápravy tím, že obchází soustavou čelních převodů a hřídelů uličku pro cestující. Má tak zachovaný diferenciál a jeden vstup točivého momentu, který je posunut mimo osu vozu.



Obr. 11 Portálová náprava ZF AV133 [30]

Vzhledem k požadavkům na maximální využití prostoru u nízkopodlažních vozů bude se zabývat použitím více elektromotorů přímo na nápravě, tak aby nízkopodlažní prostor byl co největší.

Jednotlivé pohonné nápravy nízkopodlažních elektrobusů bych tedy rozdělil podle umístění elektromotorů.

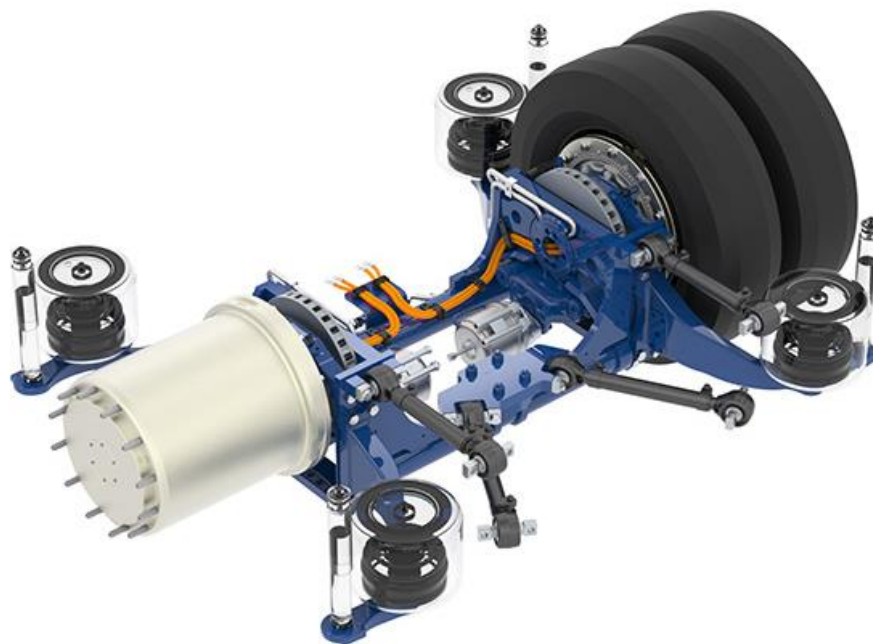
3.1 Nápravy s elektromotory v nábojích kol

Jedno z možných řešení nápravy s více elektromotory je jejich umístění do nábojů kol. Takové řešení má velké výhody v jednoduchosti, kdy není použit žádný mechanický převod. Jak jsem se mohl přesvědčit při zkušební jízdě s nápravou Ziehl-Abegg, provoz této nápravy je při použití PMSM je téměř bezhlučný. Zástavbové možnosti takové nápravy jsou natolik rozmanité, že se používají dokonce na přestavby starých městských výletních autobusů na elektrobusy.



Obr. 12 Přestavba starého autobusu na elektrobus s nápravou Ziehl-Abegg na veletrhu v Hannoveru 2018 [19]

Hlavní nevýhodou této koncepce je její cena, která je díky drahým a velkým PMSM oproti jiným koncepcím velmi vysoká. Důvodem použití velkých a předimenzovaných PMSM motorů je snaha provozování motoru v oblasti vysoké účinnosti. Jelikož zde není žádný převod, motor tak pracuje v rozmezí zhruba 0-500 ot/min. což při dodržení požadovaných stoupavostí vede na vysoká proudová zatížení při rozjezdech a tím i provozování ve špatné účinnostní oblasti elektromotoru. Výrobce se tak snaží tuto účinnost zlepšit zvětšením elektromotorů a tím snížit proudové zátěže. Další nevýhodou je použití speciálních ráfků, které zvětšují použitelný prostor pro elektromotor.



Obr. 13 Náprava Ziehl-Abegg ZAwheel® [17]



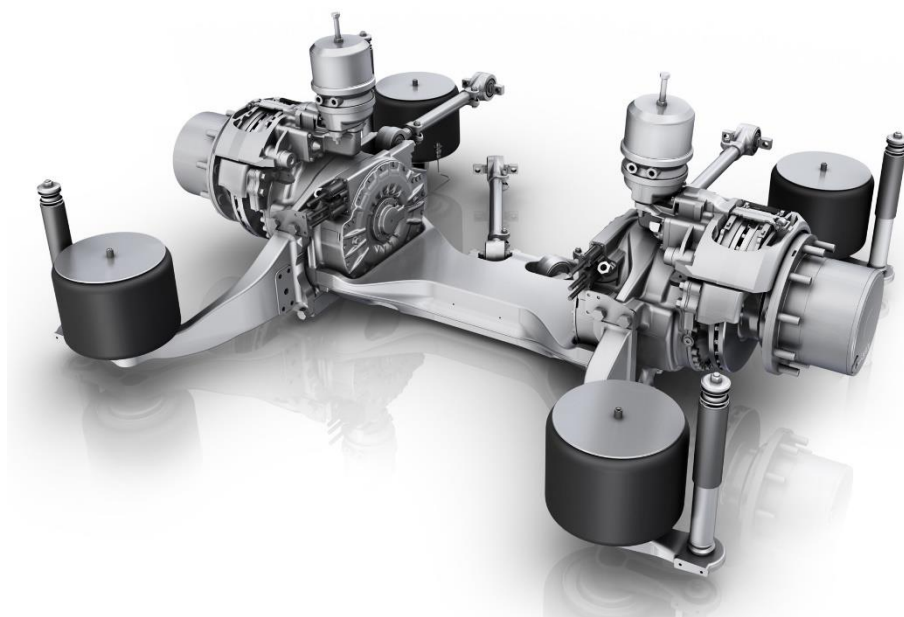
Obr. 14 Náprava E-Traction na veletrhu IAA v Hannoveru 2018

3.2 Nezávislé elektromotory na nápravě mimo náboje kol

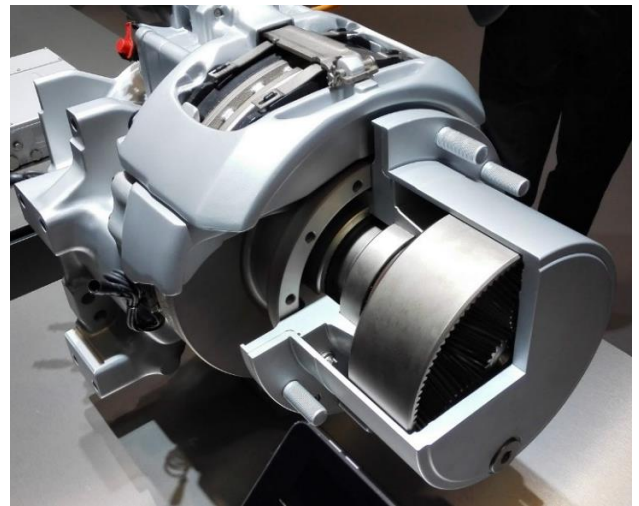
Řešení s elektromotory, které jsou umístěny mimo náboje kol, ale stále na nápravě, umožňuje zařazení mechanického převodu. Jak jsem zmínil v účinnostní mapě v kapitole trakčních elektromotorů, je velmi výhodné provozovat elektromotor v oblasti vysoké účinnosti. Hlavními výhodami je především nižší spotřeba elektrické energie, která je u bateriového vozu omezená. Lze tak při vyšší účinnosti pohonu

zachovat dojezdovou vzdálenost a použít menší množství baterií, které tvoří velkou část ceny elektrobusu. Samozřejmě při použití převodu dochází k dalším energetickým ztrátám, ovšem zlepšená účinnost elektromotoru tyto ztráty násobně převyšuje. Další výhodou je možnost použití menšího elektromotoru, který je levnější a jednodušeji zabudovatelný.

Existující nápravy tohoto typu jsou spíše novinkou čerstvě uvedenou na trh a výběr zatím není velký. Takovou nápravu vyvinula společnost ZF, používá asynchronní vysokootáčkové elektromotory o výkonech 125 kW a maximálních otáčkách 11000 ot/min. Celkový převod od elektromotoru ke kolu je 22,66. Na veletrhu IAA v Hannoveru 2018 byl vystaven částečný řez tímto pohonem, ze kterého je patrná pouze planetová redukce v kole. Další převod, kvůli vyosení elektromotoru vůči ose kola, bude nejspíše čelní.



Obr. 15 Náprava ZF AVE 130 [18]



Obr. 16 Řez nápravou ZF AVE130 ze strany elektromotoru Obr. 17 Řez nápravou ZF AVE130 ze strany kola

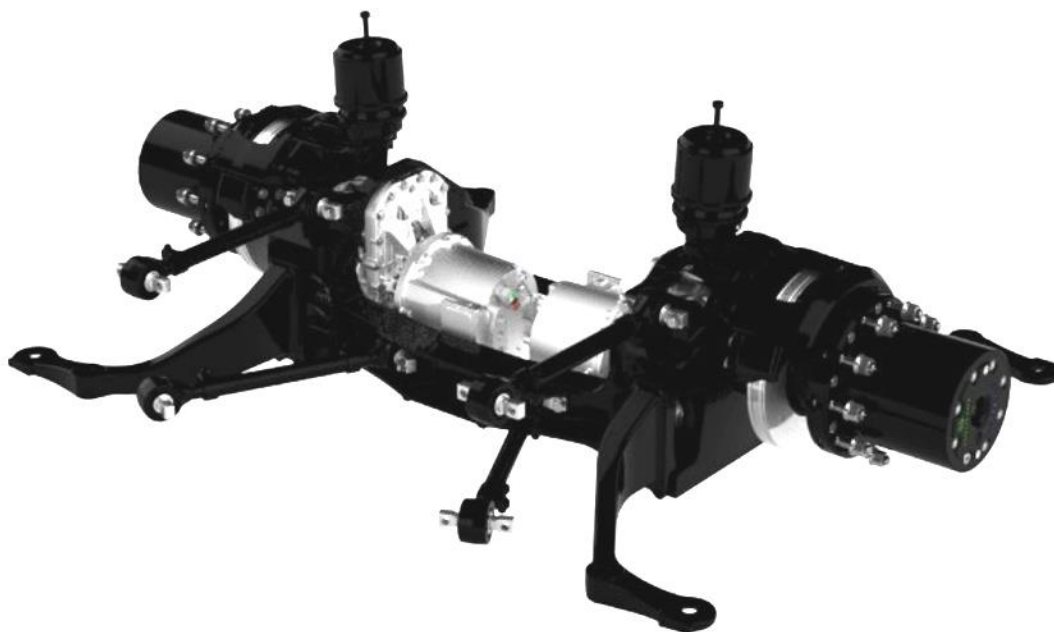
Ekvivalentní variantu představila čínská společnost BYD, která využívá PMSM elektromotory o maximálním výkonu 90 kW s maximálním kroutícím momentem 350 Nm. Převod na nápravě je uskutečněn podobně jako u nápravy ZF s rozdílem celkového převodu, který činí 17,7.



Obr. 18 Náprava BYD s PMSM elektromotory [20]

Nevýhodou této varianty je poměrně málo točivý elektromotor, který omezuje maximální rychlost na 70 km/h.

Nápravu podobného typu vyvinula americká společnost Axletech pro autobusy Proterra. Liší se především tím, že má řaditelnou převodovku.



Obr. 19 Řaditelná dvourychlostní náprava autobusů Proterra [21]

Nevýhodou této nápravy je pozice elektromotorů, které vyžadují zvýšení uličky pro cestující. V koncepci s řaditelnou převodovkou již není prostor na použití krátkého elektromotoru na velkém průměru jako má ZF.

Kolem aplikací řaditelných převodovek k elektromotorům jsou stále velké diskuse, zdali to má vůbec smysl. Zvýšení ceny převodovky a její ztráty mají převyšovat úspory na elektromotoru a zvýšení jeho účinnosti díky jeho provozování v ideální oblasti. Nelze také opomenout výrazné zvýšení stoupavosti. Názory jsou na toto téma rozdílné, ovšem existují tvrzení, které dokazují, že řaditelná převodovka je výhodná.

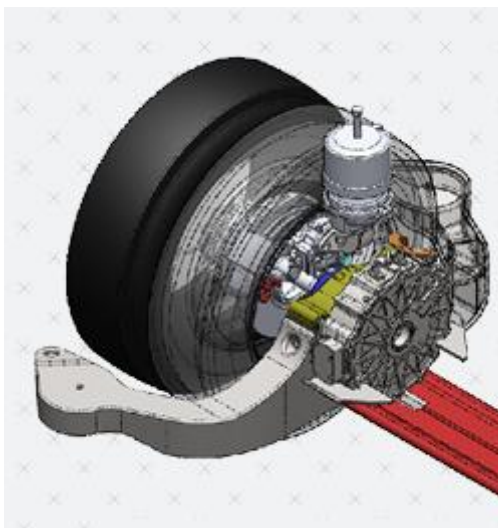
Americký výrobce elektrobusů Proterra tvrdí, že jejich nová koncepce s řaditelnou převodovkou přináší zvýšení účinnosti až o 20 %. S tímto pohonem dokonce drží světový rekord v dojezdu elektrobusu na jedno nabití a to 1772 km [21].

Společnost EATON uvádí na trh druhou generaci převodovek pro elektromotory, které mají dokonce čtyři rychlostní stupně. Tato převodovka údajně podle silničních testů přináší úsporu 20-30 % a oproti dvourychlostním převodovkám 10-15 % [22]. Nevýhodou těchto převodovek je ovšem jejich velikost, která často neumožňuje jejich zástavbou přímo na nápravě.



Obr. 20 Čtyřstupňová převodovka EATON [22]

Dalším příkladem řešení nápravy je od maďarské konstrukční kanceláře Silex. Jejich řešení je omezeno na maximální zatížení 8,5 tun, což je vhodné pro menší autobusy.



Obr. 21 Model elektrická nápravy Silex [31]



Obr. 22 Prototyp Silex na IAA Hannover 2018

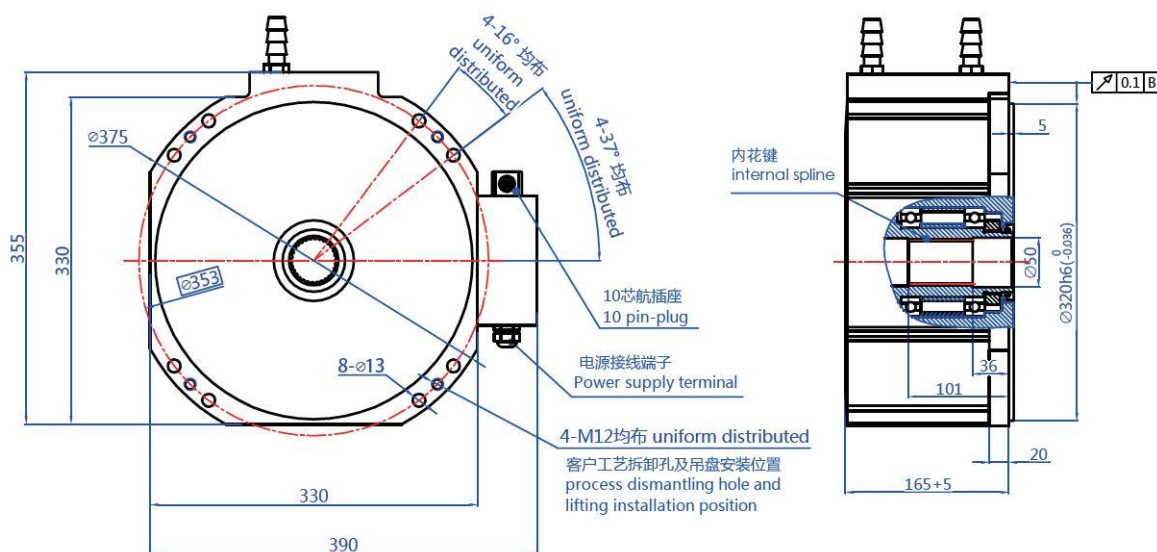
Jako převod použili jednoduchá planetová soukolí v sérii s dobrou účinností a celkovým převodem 13. Elektromotory jsou zde synchronní reluktanční, které mají výhodu v nízké pořizovací ceně. Problémem těchto motorů je již zmíněná hlučnost, která vzniká při kolísání momentu elektromotoru.

4 Volba koncepce

Mým úkolem bylo vybrat nejvhodnější koncepci s ohledem na zástavbu do nízkopodlažního autobusu SOR. Náprava zároveň musí pohon splňovat kritéria stoupavosti, velké účinnosti pohonu a rozumných výrobních nákladů.

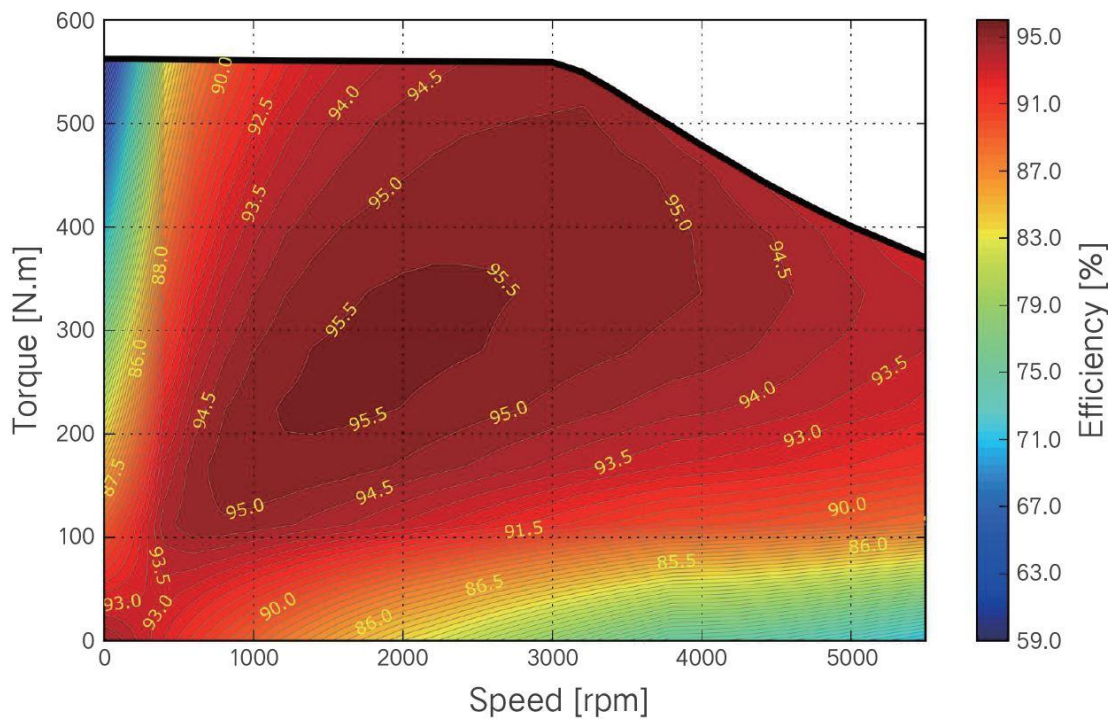
Z již zmíněných výhod pohonných náprav elektrobusů s elektromotory přímo na nápravě vznikl požadavek na vývoj nápravy tohoto typu. Požadavek je na pohon s vysokou účinností a na zástavbu do rámu nízkopodlažního autobusu při zachování průchodu pro cestující. Také je kladen důraz na lacinost nápravy a s tím související použití velkého množství sériových nakupovaných dílů.

Z těchto požadavků vznikl první návrh, ve kterém jsem uvažoval použití PMSM elektromotoru, a to hlavně kvůli jeho vyšší účinnosti, než má asynchronní elektromotor. Výhodou jsou jeho malé rozměry a nástup plného kroutícího momentu již z nulových otáček, což je velmi výhodné pro rozjezd do kopce.



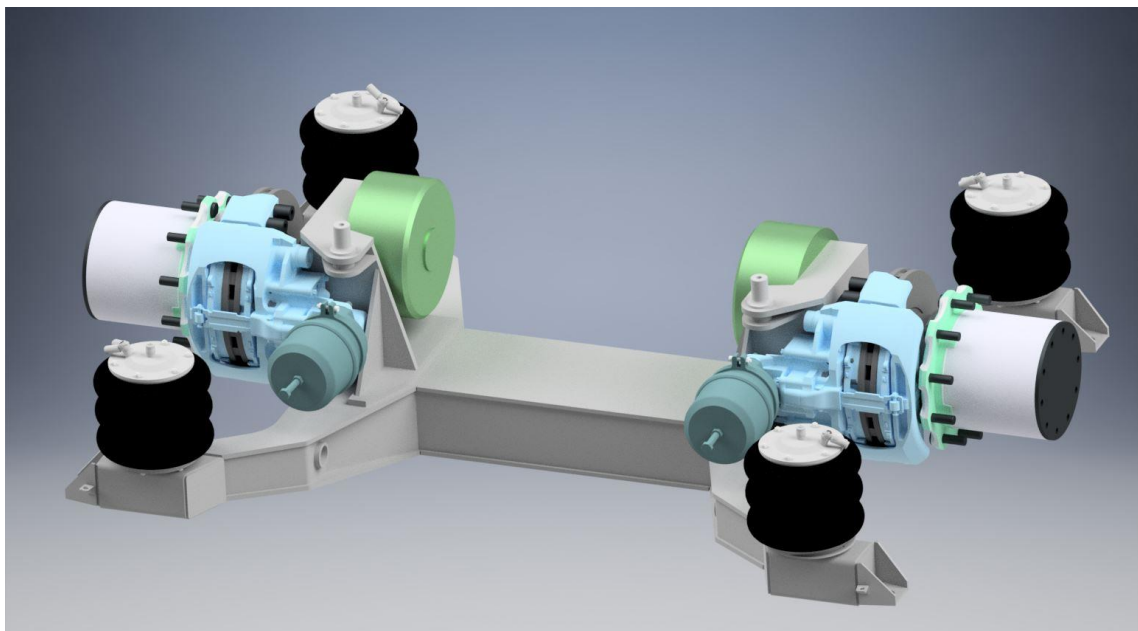
Obr. 23 PMSM Realland ETM25C ($P_{nom}=80$ kW, $M_{nom}=255$ Nm) [23]

Z důvodu nižší ceny a možné variability použitých elektromotorů jsem v tomto řešení nezahrnul elektromotor do nosné struktury nápravy. Rozhodl jsem se použít elektromotor od čínského výrobce Realland [23], který nabízí PMSM elektromotor kompaktních rozměrů, vyhovujících výkonů a deklaruje jeho základní parametry včetně rozměrů a účinnostní mapy.



Obr. 24 Účinnostní mapa PMSM Realland ETM25C [23]

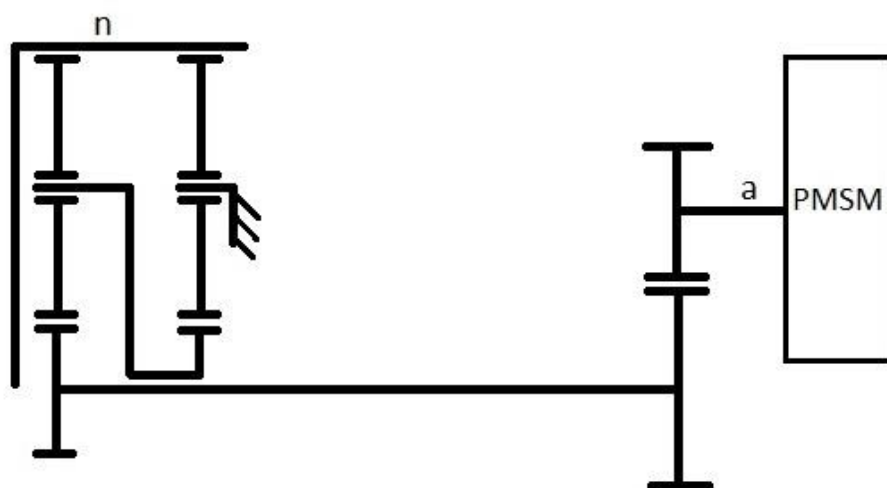
Z účinnostní mapy je patrné, že pro provoz v ideálním spektru vysokých účinností je třeba použít převod. Lze tak dosáhnout vyšší účinnosti a stoupavostí při použití relativně malého elektromotoru.



Obr. 25 Model koncepce elektrické nápravy s PMSM

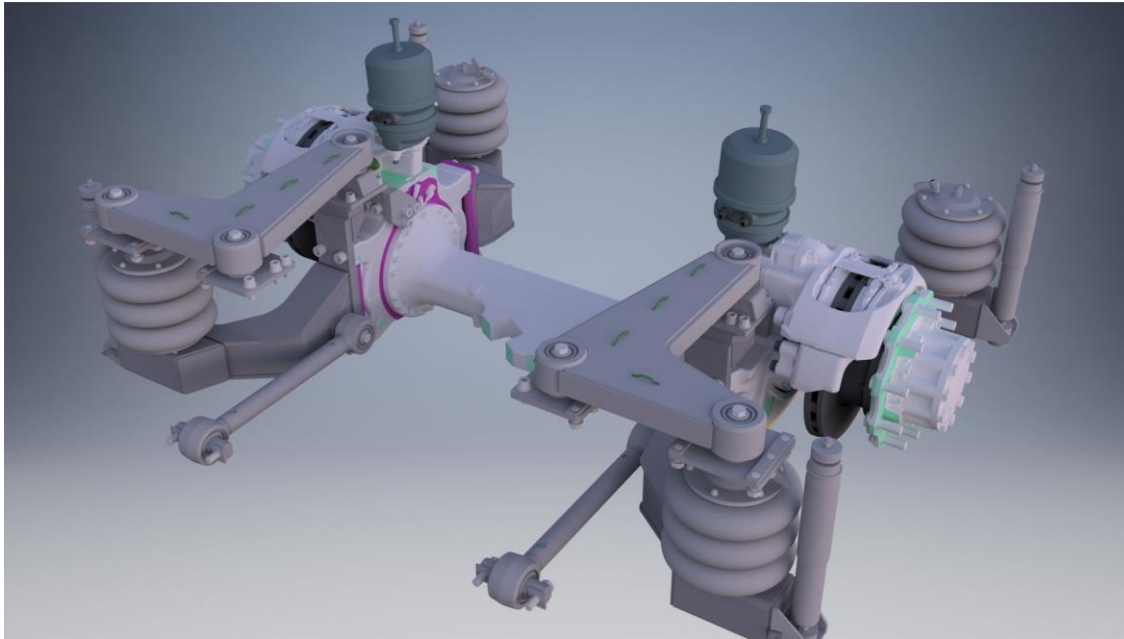
V této koncepci jsem uvažoval svařenou nosnou skříň čelního převodu z ocelových výpalků, ke které by byl pomocí šroubového spoje přidělán výkovek čepu kola a další svařence nosníků nápravy. Tato technologie je ve firmě SOR často používaná a pro výrobu prototypu by mohla být časovou i finanční úsporou.

Ze zástavby tohoto elektromotoru vyplynulo jeho nutné vyosení vůči ose kola, kvůli zavazovacímu brzdovému třmenu a průchodu pro cestující. Převod jsem tedy navrhl jako sérii čelního převodu od elektromotoru k hřídeli, která prochází čepem kola ke kolové složené planetové redukci. Hlavní převodový poměr je vytvořen hlavně v planetové redukci, protože hřídel spojující výstup čelního převodu s planetovou redukcí v kole je (z důvodu jeho průchodu čepem kola) omezen maximálním průměrem. Tím pádem nejsou tak velké nároky na nadimenzování hřídele na přenášený kroutící moment.



Obr. 26 Schéma převodu nápravy koncepce s PMSM

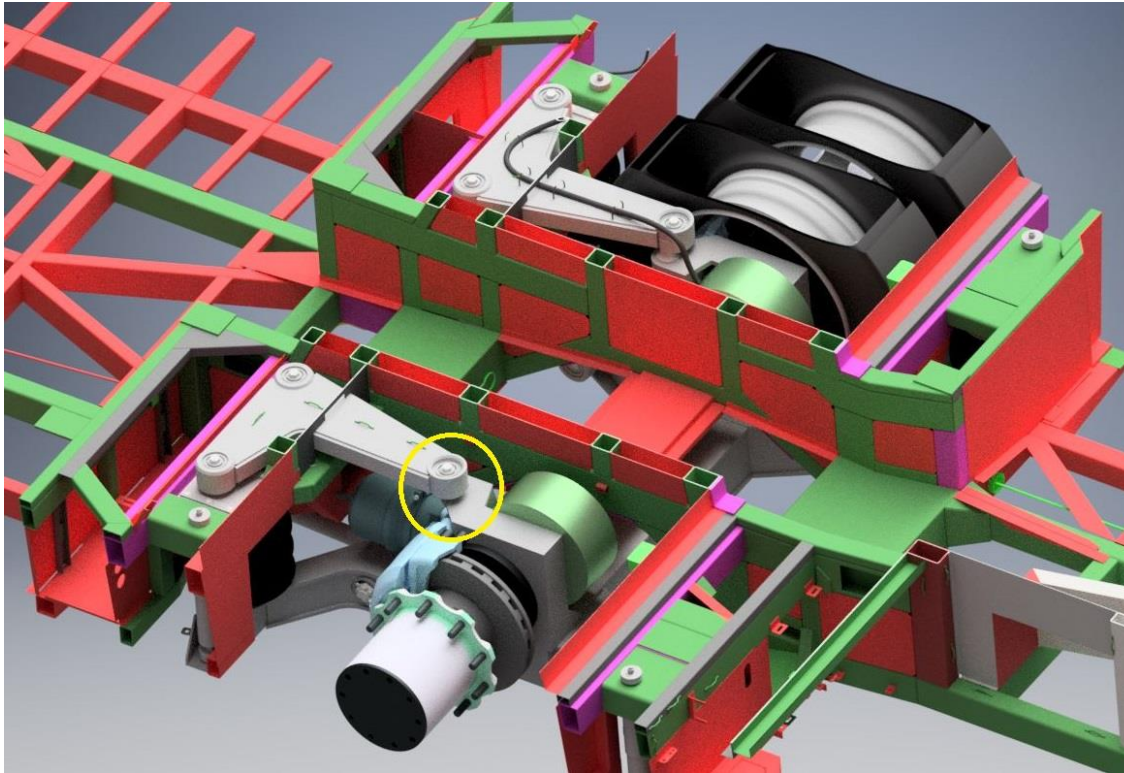
Dalším požadavkem bylo zachování způsobu vedení nápravy, které je typické pouze pro nízkopodlažní autobusy SOR. Vedení nápravy je zde uskutečněno pomocí dvojice trojúhelníkových ramen a dvojice podélných ramen, kterými je náprava přes silentbloky připevněna k rámu autobusu.



Obr. 27 Vedení nápravy ZF s nosníky a vedením nápravy typu SOR s trojúhelníkovými rameny

Hlavními výhodami tohoto vedení jsou větší tuhost vůči bočnímu pohybu nápravy a stabilizující účinek při průjezdu zatáčkou. Klasické řešení vedení náprav je běžně realizováno pomocí čtyř ramen, z toho horní dvě zachycují podélné síly a zbývající jsou umístěny šikmo tzv. do A a zachycují boční sílu například při průjezdu zatáčkou. Nevýhodou běžného řešení je právě malá tuhost vedení a velký příčný chod nápravy, který potřebuje víc prostoru pro zástavbu. Dalšími důsledky jsou zhoršená dynamika jízdy, kdy autobus v zatáčkách tzv. „plave“.

Speciální vedení nápravy ovšem vyžaduje poměrně robustní kotvící čep na nápravě, kde za předpokladu že elektromotor není nosným prvkem, je obtížné takové místo v řešené zástavbě vytvořit.



Obr. 28 Uchycení čepu trojúhelníkového ramena na nápravě

Kromě problémů s vytvořením nosné struktury nápravy také do hry vstoupilo ekonomické hledisko pořízení PMSM a jeho vlastnosti v různých poruchových stavech. U elektrobuseů se uvažuje i režim rekuperace, kdy elektromotor pracuje v generátorickém režimu a dobíjí baterie. Právě tento stav může být nebezpečný pro PMSM. Jelikož rotor není buzený, ale tvoří ho permanentní magnety, nelze toto silné magnetické pole vypnout. Když budeme uvažovat málo pravděpodobný, ale možný stav, kdy dojde ke zkratu ve statorovém vinutí, ať už mechanickým poškozením, či porušením izolace vinutí, může dojít k nekontrolovatelnému brždění elektromotorem, které může ohrozit stabilitu vozu.

Například u tramvají je toto riziko eliminováno pomocí spojky, která je schopna při překročení určitého momentu odpovídajícího poruše tento elektromotor mechanicky od kola odpojit. Bohužel toto mechanické řešení vyžaduje místo pro zástavbu, které na konceptu nápravy se dvěma elektromotory je problematické najít. Nebylo by tedy možné použití konvenční spojky, ale bylo by nutné řešit návrh speciální spojky, kterou by šlo zástavbově použít.

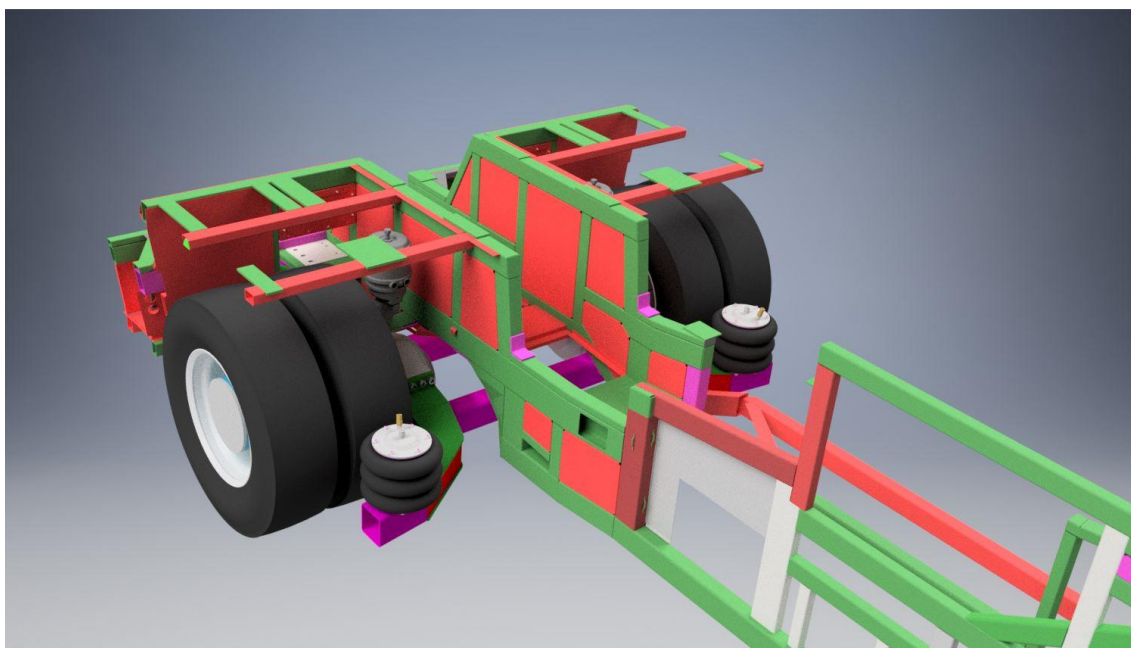
Z uvedených problematik této koncepce bylo nutné vytvořit kompromis a najít konstrukčně schůdnější řešení. Z konstrukčních důvodů bylo nutné uvažovat skříň statoru elektromotoru jako nosný prvek nápravy. Lze tak zjednodušit a odlehčit celou nápravu a přesunout brzdový třmen z nevýhodné pozice, která zeslabuje modul uložení čepu kola ve směru zatížení od brzd. Z bezpečnostních důvodů je i nutné řešit poruchové stavy PMSM elektromotorů. Zástavba ovšem má svá omezení, která vedou na kompromis, kdy je pro tuto aplikaci vhodnější asynchronní elektromotor, který je větší a má horší účinnost, ale je zároveň řádově levnější, odolnější a bezpečnější.

5 Koncepce s asynchronním elektromotorem

Z důvodu hlubšího poznání problematiky elektromotorů a jejich reálných cenových hladin prozatím pozbylo smyslu zabývat se nadále konceptem nápravy s PMSM elektromotory. Nová koncepce s asynchronními elektromotory umožňuje cenově dostupné použití elektromotorů postavených na míru. Lze tedy využít speciální obal statorového vinutí i jako nosný prvek nápravy, což je velmi úsporné řešení z hlediska hmotnosti i rozměrů. Tato zástavba elektromotoru má i výhodu ve větší tepelné kapacitě jeho okolí, což zlepšuje podmínky pro možnost jeho krátkodobého přetížení, které vodní chlazení není schopno stabilně uchládit.

5.1 Shrnutí cílů práce

Cílem této práce má být základní konstrukční návrh nové koncepce, s ohledem na komponenty prozatím neznámých parametrů a zástavbu do nízkopodlažního autobusu SOR s minimálními úpravami rámu. Provedení pevnostní a životnostní kontroly navržených klíčových uzlů nápravy, které mohou rozporovat koncepční návrh jako celek. Předmětem návrhu a kontroly nejsou nakupované díly jako elektromotor, planetová redukce v kole, brzdový třmen a brzdový kotouč.

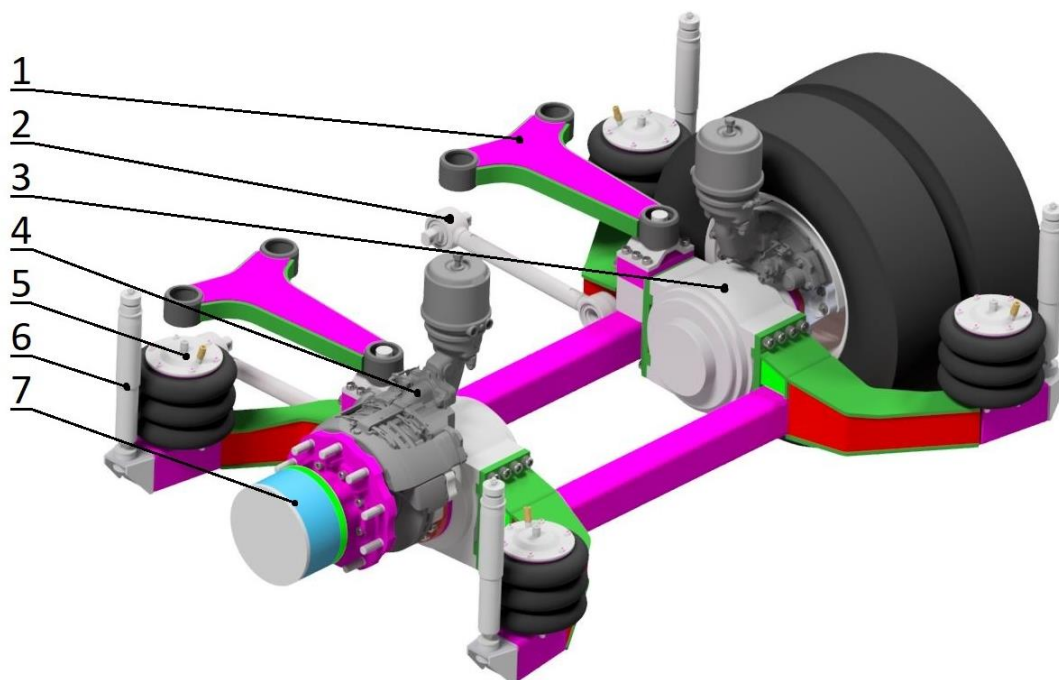


Obr. 29 Koncepte nápravy s ASM v rámu nízkopodlažního autobusu SOR

5.2 Konstrukční návrh nápravy

Mým úkolem bylo konstrukčně zpracovat návrh nápravy mimo součásti, které budou dodávány externími dodavateli. Mezi tyto součásti patří především elektromotor, planetová redukce v kole, brzdový třmen a brzdový kotouč. V další práci budou tyto

součásti vyobrazeny ve velmi zjednodušeném provedení, nebo jen v zobrazení vnější obálky.

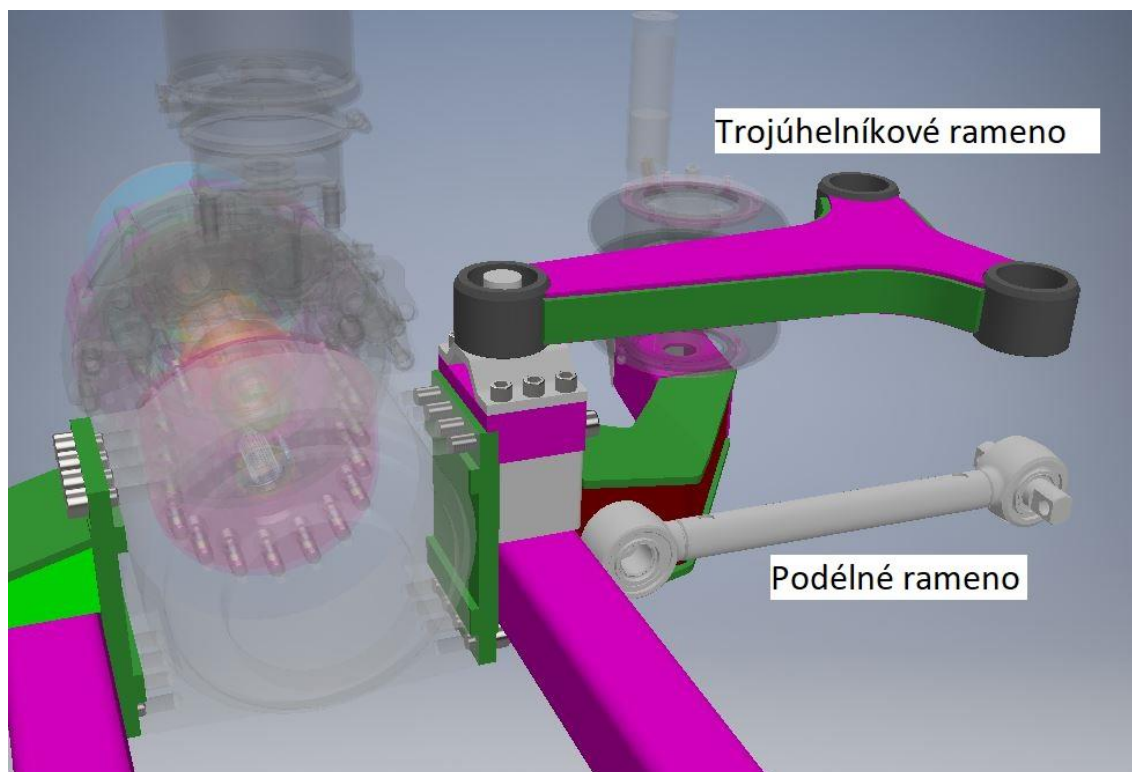


Obr. 30 Uspořádání nápravy s asynchronními elektromotory {(1)-trojúhelníkové rameno; (2)-podélné rameno; (3)-elektromotor; (4)-brzdový třmen; (5)-měch pérování; (6)-tlumič; (7)-planetová redukce}

V návrhu uvažuji dle požadavků SORu kola o rozměrech 19,5" místo obvyklých pro autobusy 22,5". Výhoda menších kol spočívá hlavně v ekonomickém hledisku, které z hlediska provozních nákladů vychází výhodněji s levnějšími koly 19,5". Autobusy SOR jsou od začátku navrhovány s cílem dosáhnout velkých hmotnostních úspor, což pak umožňuje použití menších kol, která omezují maximální zatížení nápravy na 11,6 t.

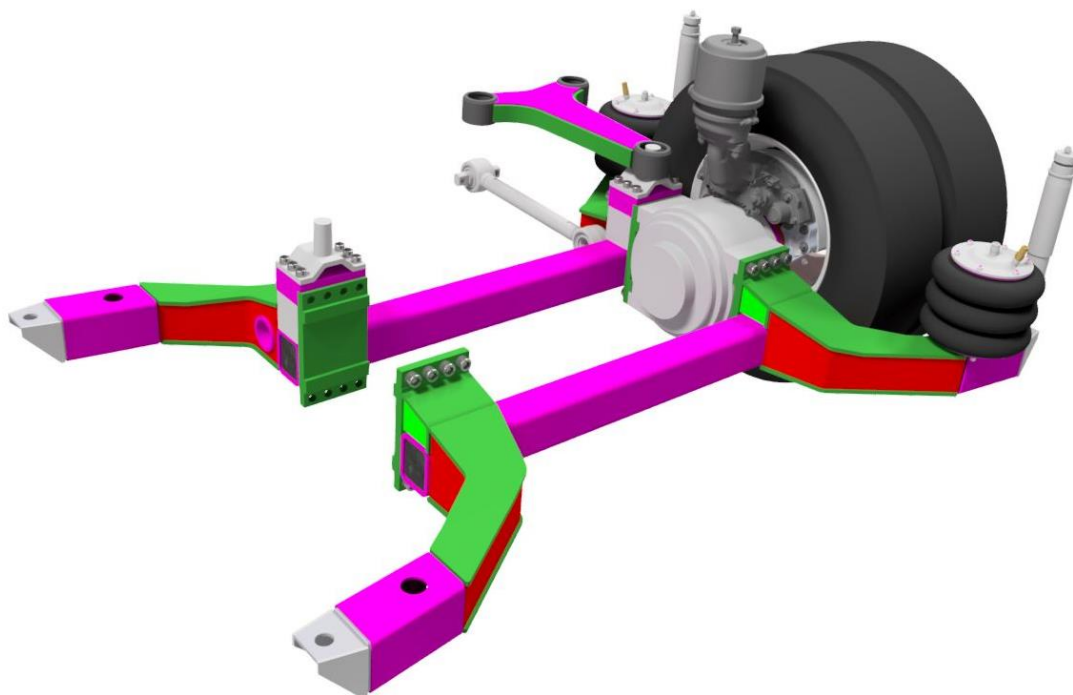
Z hlediska zástavby ovšem nelze použít standartní přírubu k ráfku 19,5" kola. Jelikož musí být splněna podmínka smontovatelnosti kola s nápravou bez zásahu do planetové redukce, je zde nutné omezení průměru této redukce. Problém by nastal použitím právě běžné příruby k 19,5" kolům. Redukce by tak mohla mít jen velice malý průměr a byl by problém s jejím dimenzováním. Z těchto důvodů v koncepci uvažuji speciální ráfky kol, které mají přírubu běžných 22,5" ráfků, ale kraje ráfku budou standartní 19,5". Tyto ráfky bude dodávat externí firma a nejsou předmětem zkoumání v mém návrhu.

Vedení nápravy bude opět zachováno jako již zmíněné pomocí trojúhelníkových ramen a podélných ramen. Bude tak možné maximálně využít prostor kolem nápravy, které bude umožněn jen minimální příčný pohyb v rámci pružnosti silentbloků.



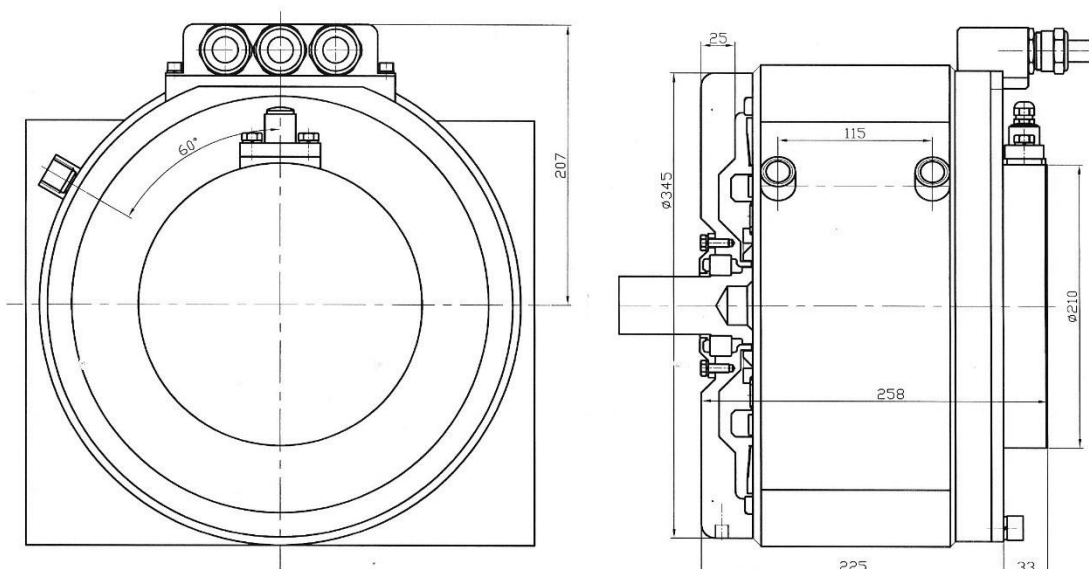
Obr. 31 Ramena vedení nápravy

Náprava bude využívat standartní měchy pérování a tlumiče jako ve stávající nápravách. Měchy a tlumiče budou připevněny k svařencům nosníků nápravy, které se budou jen velmi málo lišit od dnes používaných. Jedná se o kombinaci silnostěnných ocelových jechlů, ohýbaných i neohýbaných ocelových plechových výpalků. Tyto nosníky by měly být svařovány robotickým ramenem metodou MAG (Metal Active Gas). Lze tak dosáhnout poměrně lehké konstrukce s dobrými materiálovými vlastnostmi bez velkých počátečních nákladů na zápustkové formy pro výkovky apod., které se pro menší série nemohou vyplatit.



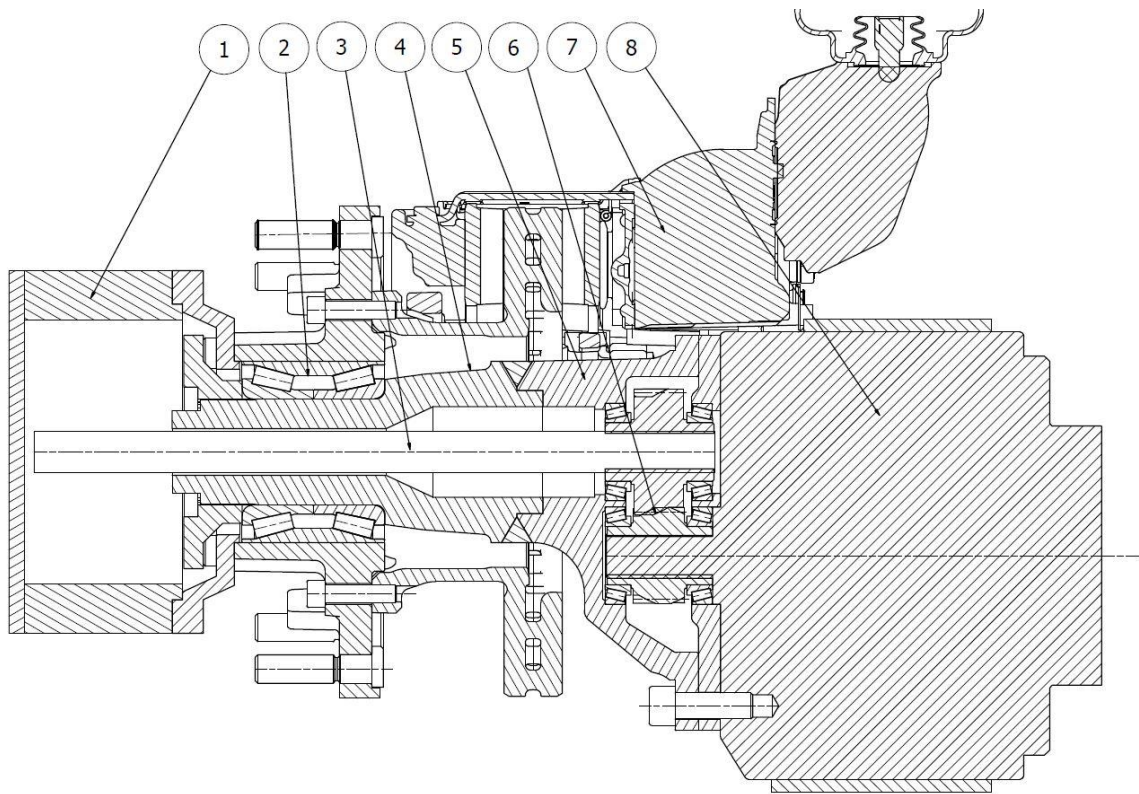
Obr. 32 Svařence nosníků nápravy

Elektromotor bude dodávat firma Pragoimex, která má s trakčními elektromotory velkou zkušenost, hlavně s tramvajovými elektromotory. V současné době firma dodává asynchronní elektromotory pro elektrobusy. Dodávané elektromotory budou asynchronní o jmenovitém výkonu 80 kW a jejich plášť bude vodou chlazený a bude zároveň nosným prvkem. Na Obr. 33 je rozměrový výkres prvního návrhu tohoto elektromotoru přímo od firmy Pragoimex.



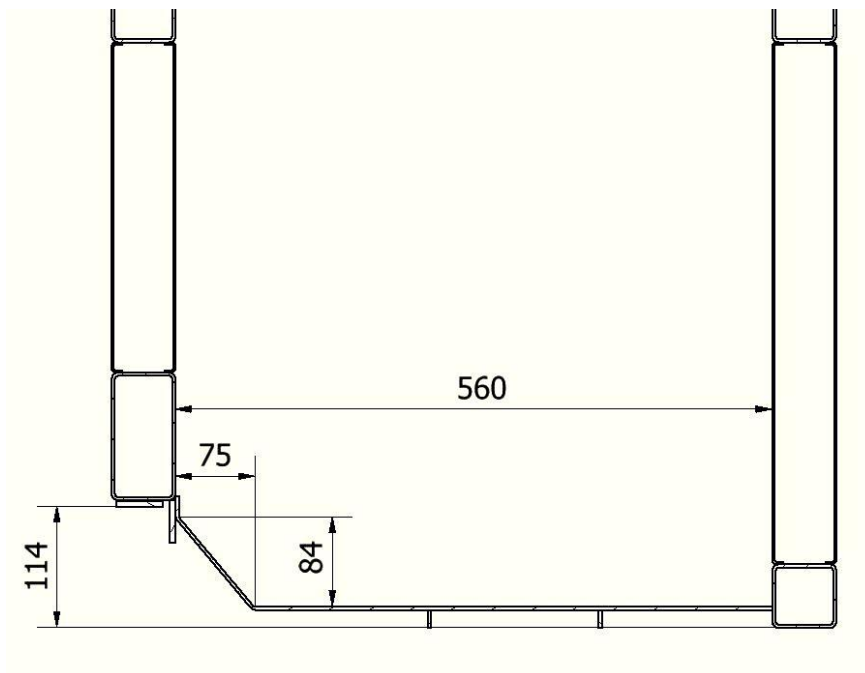
Obr. 33 Návrh asynchronního elektromotoru firmy Pragoimex [interní materiály firmy SOR]

Pláštěm statoru bude procházet reakce zatížení od čepu kola k nosníku nápravy, což je hlavním důvodem, proč je v řešení elektromotor na míru, který na takové zatížení bude přizpůsoben, a není použit běžně dostupný katalogový elektromotor. Jelikož je tento elektromotor ve vývojovém stádiu, nemám zatím dostupný model elektromotoru, ani vnější rozměry statorového vinutí, který by definovaly vnitřní prostor obalu.



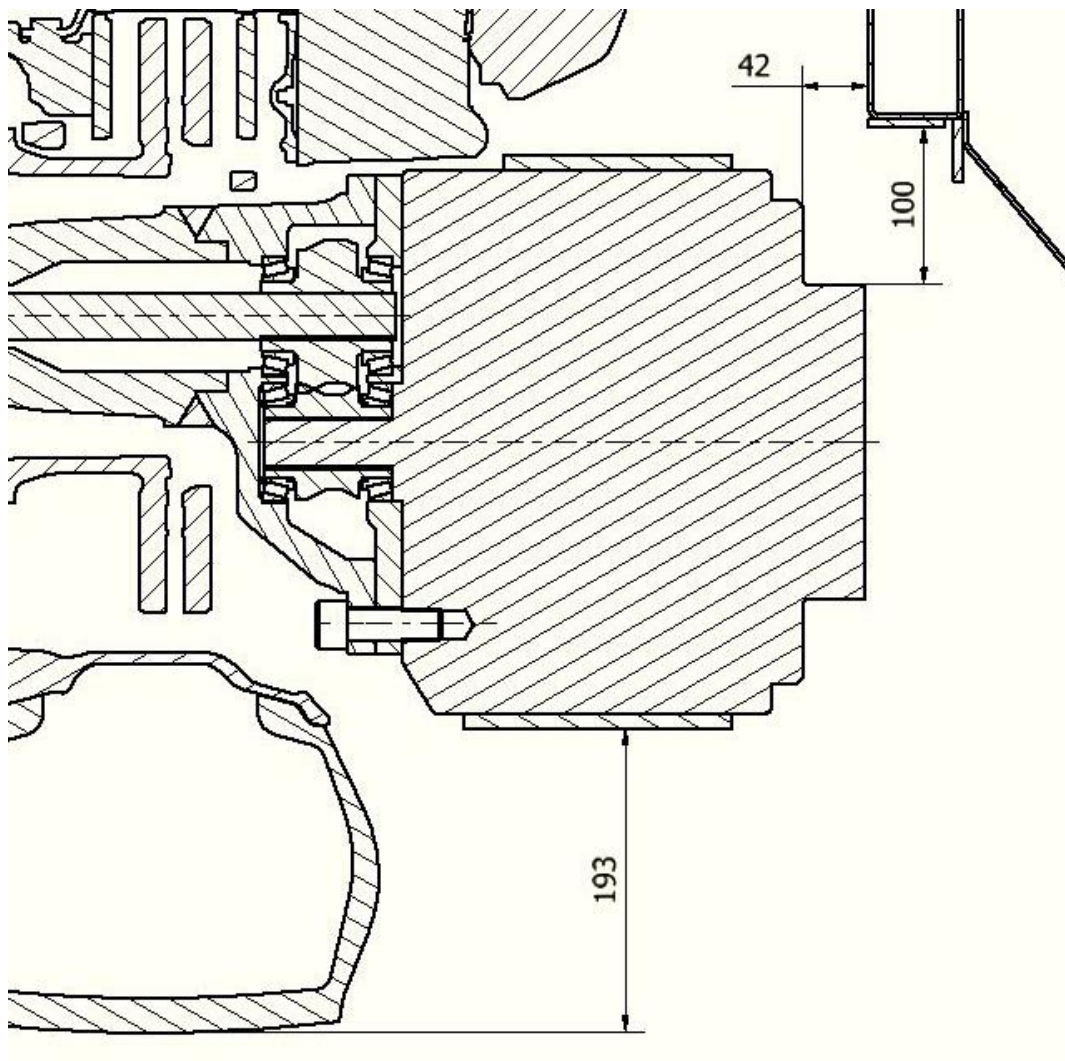
Obr. 34 Svislý řez čepem kola [(1)-zjednodušená planetová redukce;(2)-Kolové ložisko;(3)-Hřídel spojující výstup z čelního převodu s planetovou redukcí v kole;(4)-Čep kola;(5)-Skříň čelního převodu;(6)-Čelní soukolí;(7)-Brzdový třmen;(8)-Elektromotor]

Poloha zástavby elektromotoru se oproti předchozímu návrhu hodně změnila, tím že je asynchronní elektromotor oproti PMSM podobných výkonových parametrů větší, vychází pouze jedna možná poloha zástavby. Tato poloha se nachází přímo pod osou kola nápravy, protože zde elektromotor zasahuje jen malou částí do prostoru uličky pro cestující. Tuto uličku je možné modifikovat lehkou změnou rohu v její nejnižší části viz Obr.35. Levý roh uličky ustupuje elektromotoru posunutím spodního jeklu o 114 mm.



Obr. 35 Průřez uličkou pro cestující (levá část-upravená; pravá část – původní)

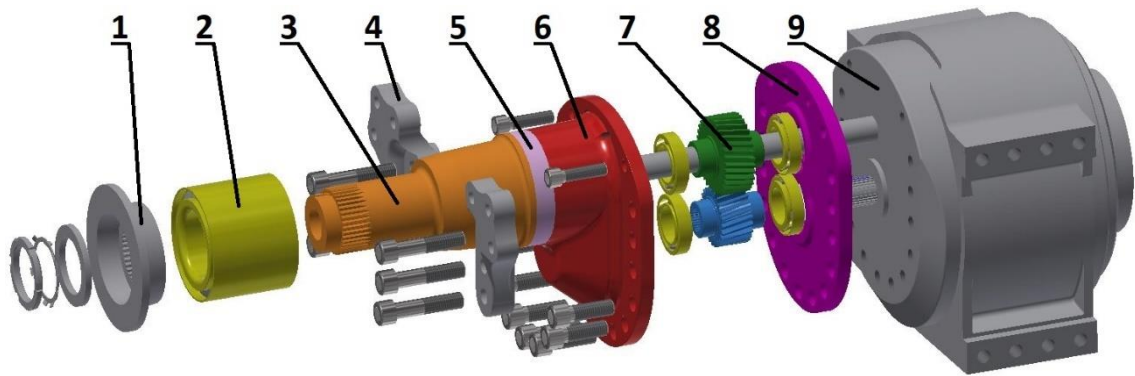
Tímto způsobem lze zastavět elektromotor na nápravě, aniž by docházelo ke kolizím s rámem podvozku vozu (Obr. 36). Zobrazená zástavba elektromotoru je kompromisem více parametrů. Z jedné strany by byl ideální elektromotor velkého průměru, který může být kratší na délku, ovšem je zde omezení nad elektromotorem v podobě brzdového třmene a minimální světlé výšky elektromotoru nad vozovkou. Z tohoto omezení plyne okrajová podmínka průměru elektromotoru. Délka elektromotoru je prakticky dána požadovanými výkonovými parametry a určuje ji výrobce elektromotoru. Z toho plyne již zmíněný nevyhnutelný zásah do uličky pro cestující.



Obr. 36 Průřez zástavbou elektromotoru vůči středovému rámu tvořící uličku pro cestující

Bezpečný prostor mezi prvky nápravy a rámem podvozkových dílů je určen na základě zkušeností konstruktérů ve firmě SOR.

Navrhovanou částí je i čep kola, který navrhují z hlediska namáhání a homogenity materiálu jako ocelový výkovek. Hlavními omezujícími prvky čepu kola jsou vnitřní průměr ložiska a průměr hřídele spojující čelní soukolí s planetovou redukcí. Čep bude přivařený k ocelovému odlitku skříňe čelního převodu. Skříň bude uzavřena ocelovou deskou, která zároveň tvoří uložení poloviny ložisek soukolí. Celá skříň pak bude spolu s deskou a držáky brzdového třmene připevněna šrouby k obalu statoru elektromotoru.



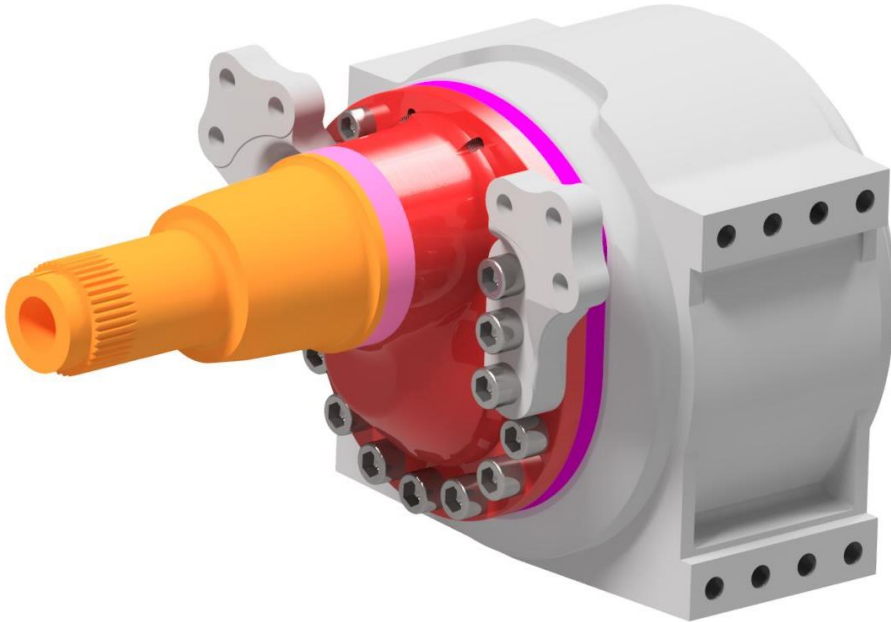
Obr. 37 Rozpad sestavy čepu kola s elektromotorem [(1)-reakční člen složeného planetového soukolí; (2)-kolové ložisko; (3)-čep kola; (4)-držáky brzdového třmenu; (5)-svar; (6)-skříň čelního převodu; (7)-čelní soukolí; (8)-deska uzavírající skříň čelního soukolí; (9)-nosný elektromotor]

Hřídel spojující čelní soukolí a planetovou redukcí v kole jsem navrhl na maximální moment elektromotoru s podmínkou maximálního smykového napětí 150 MPa. Jedná se o velké zjednodušení návrhu, které nenahrazuje správný postup výpočtu s uvažováním modální analýzy. V současné době mi nejsou známy momenty setrvačností elektromotoru a planetové redukce, které jsou potřebné pro další výpočty. V další revizi projektu bude nutné provést již zmíněnou dynamickou analýzu, ve které budou uvažovány zatím neznámé okrajové podmínky. Výsledkem bude kompromis mezi vnitřním prostorem čepem kola a průměrem hnací hřídele.

Šrouby a jejich hustotu použití jsem volil s ohledem na zatížení. Především spodní část skříňě bude namáhána na tah a zde je také nebezpečí možného úniku olejové náplně čelního soukolí. Šrouby v horní části skříňě čelního převodu musely být ze zástavbových důvodů umístěny z opačné strany. Jelikož je zde namáhání pouze na tlak, jsou dva nejvýše položené šrouby umístěny ze strany desky mezi elektromotorem a skříňí čelního převodu. Tyto dva šrouby stahují pouze skříň čelního převodu se zmíněnou deskou, toto spojení tak zaručuje především těsnost. Skříň čelního převodu je provázána s deskou uzavírající skříň a s elektromotorem tvarovými spoji a kolíky, které brání vzájemnému posuvu a namáhání šroubů jinak než na tah. Stejně tak je učiněno i u držáků brzdového třmenu.

Držáky brzdového třmene nejsou součástí skříňě čelního převodu. Ačkoliv mají být ze stejného materiálu, z důvodu montážního přístupu k ostatním šroubům skříňě čelního převodu a výrobních důvodů s cílem zjednodušení odlitku a vyvarování se staženinám a

podobným technologickým problémům, jsem po konzultaci s konstrukcí firmy SOR tyto držáky navrhl jako samostatné odlitky.



Obr. 38 Čep kola se skříní čelního převodu přišroubovaná k elektromotoru

Nakupovanými díly tedy budou měchy, tlumiče, brzdové třmeny, brzdové kotouče, elektromotor s řízením a planetová redukce v kole.

5.3 Pohon nápravy

Pohon nápravy bude uskutečněn, jak již bylo zmíněno, pomocí dvou nezávislých asynchronních elektromotorů. Jejich celkový výkon vychází dle požadavků firmy SOR na 160 kW, tedy na 2x80 kW s momentovou přetížitelností 2 a vychází z požadavku na splnění stoupavosti 25 %. Z omezených zástavbových rozměrů a požadavku na vysokou účinnost pohonu plyne pro zachování jízdní dynamiky a stoupavostí nutnost použití převodu.

Tabulka 1 Celkový výkon a moment celé hnací nápravy v závislosti na stoupavosti

Stoupavost [%]	Hmotnost [kg]	Rdyn [m]	i [-]	Tažná síla [kN]	M _{Mmax} výstup ní [Nm]	P _{Mmax pro 15} km/h [kW]
10	17000	0,437	19,15	19,19	475,88	86,89
15	17000	0,437	19,15	27,52	682,71	124,66
25	17000	0,437	19,15	44,20	1096,37	200,19

Se znalostí parametrů elektromotorů a stoupavostí je stanoven celkový převodový poměr. Převod má vycházet z okrajových podmínek, jako jsou maximální otáčky elektromotoru, maximální rychlost autobusu, maximální moment elektromotoru ve spektru otáček pro splnění stoupavosti a účinnostní mapa elektromotoru.

Pro určení převodového poměru byl určující rozsah otáček elektromotoru a maximální rychlost autobusu. S použitím vysokootáčkového elektromotoru o maximálních otáčkách 10000 ot/min a snahy pohybovat se v co nejmenší proudové zátěži elektromotoru, která přináší hlavní ztráty, bude využit plný rozsah otáček. Tím že se jedná o městský elektrobus, tak maximální rychlosti bude využíváno jen zřídka, z toho vyplývá důležitost pohybu ve vysokých účinnostech v rozsahu do 50 km/h a tím i použití velkého převodu o hodnotě zhruba 19,15. Tato volba již ovlivněna možnostmi převodů z dalšího návrhu převodu.

$$i_{cmax} = \frac{n_{mmax} * 2 * \pi * r_d}{v_{max} * 60} = \frac{10000 * 2 * \pi * 0,437 * 3,6}{80 * 60} \cong 20,6 \quad (1)$$

Výpočet stoupavostí je v příloze (1). Pro výpočet jsem použil zvolené koeficienty uvedené v následující tabulce 2.

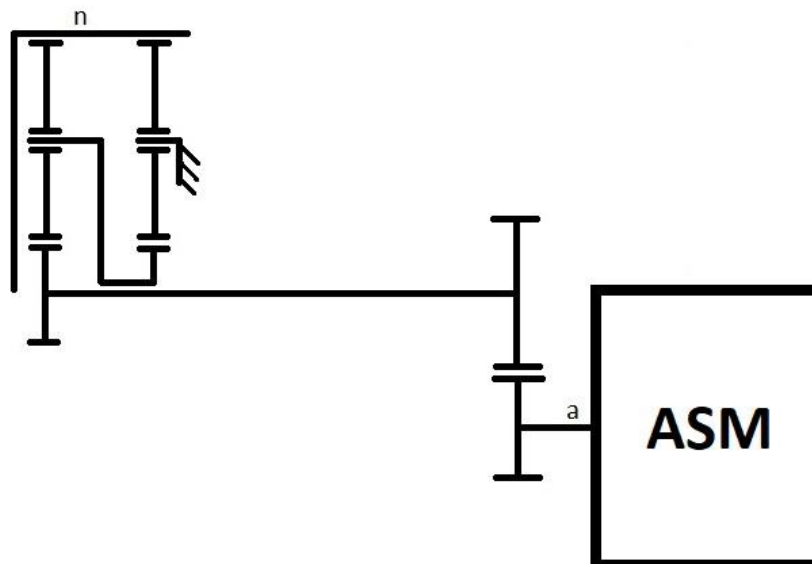
Tabulka 2 Zvolené a vypočtené koeficienty pro výpočet stoupavostí

Součinitel odporu valení	$O_f = 0,015$
Činitel odporu vzduchu	$C_x = 0,35$
Celková účinnost převodů	$\eta_p = 0,93$

Celkovou účinnost převodu jsem určil jako součin účinnosti čelního soukolí a účinnosti složeného planetového soukolí. Účinnost složeného planetového soukolí jsem za předpokladu 2 % ztrát na soukolí s vnějším záběrem a 1 % ztrát na soukolí s vnitřním záběrem vypočítal na základě výsledků maticové metody v příloze (2). Jelikož v tomto vícetokém mechanismu nedochází k cirkulaci výkonu, výsledná účinnost vycházející ze ztrát v ozubení činí 93 %.

Z hlediska stoupavosti je uvedené řešení vyhovující, protože splňuje kritérium konstrukce firmy SOR o hodnotě stoupavosti alespoň 25 %. Ovšem z hlediska provozu elektromotoru co nejbližší ideální účinnosti by bylo vhodné použít ještě řaditelný převod, který by mohl přispět ke zlepšení účinnosti motoru a zvětšení stoupavosti. Z prostorových důvodů takové řešení ale zastavět nelze.

Převod navrhují obdobně jako v předchozí koncepci s PMSM, s tím rozdílem, že čelní převod má stanovenou vzdálenost os soukolí. Protože elektromotor se vyhýbá brzdovému třmenu a zároveň je umístěn pod osou kola nápravy, je zde kompromis mezi průměrem elektromotoru, vzdáleností os soukolí a světlou výškou mezi vozovkou a elektromotorem. Na čepu kola uvažuji opět nakupovanou planetovou redukci v kole, jako složené planetové soukolí.



Obr. 39 Schéma převodu od asynchronního elektromotoru ke kolu

6 Návrh čelního převodu

Čelní převod má na nápravě dvojí funkci. Prvním důvodem umístěním tohoto převodu je již zmíněná zástavba elektromotoru, která se musí vyhnout brzdovému třmenu.

Druhou funkcí je samotný převod, který přispěje k celkovému převodu, jenž musí být poměrně vysoký. Tím že jsou zde značná zástavbová omezení, je třeba ověřit realizovatelnost tohoto soukolí v dané koncepci.

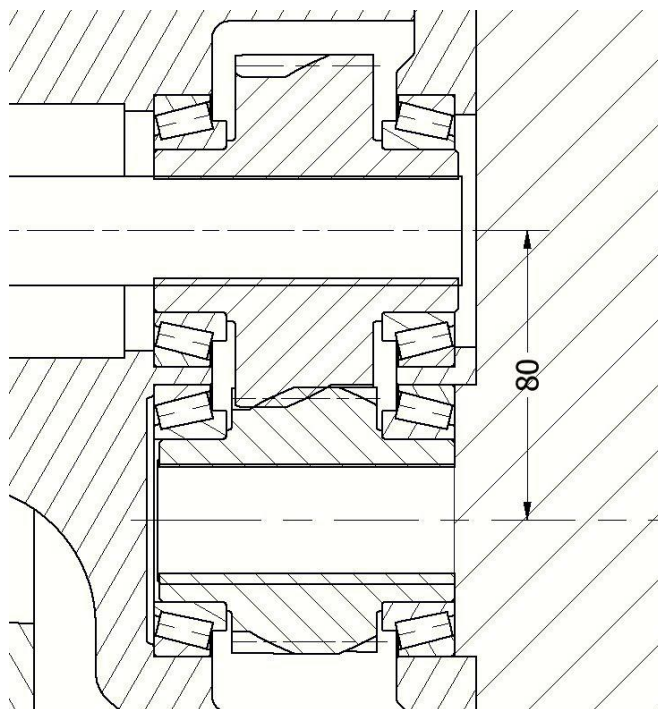
6.1 Zástavbové požadavky

Z již zmíněného zástavbového kompromisu plyne pevně daná osová vzdálenost soukolí. Tato vzdálenost může být komplikací pro dimenzování soukolí i ložisek. Další omezení plyne z maximální šířky soukolí s ložisky, kde z jedné strany je omezující brzdový kotouč a z druhé strany samotný elektromotor, který je na limitních bezpečnostních vzdálenostech s rámem podvozku.

6.2 Výpočet ozubení a ložisek

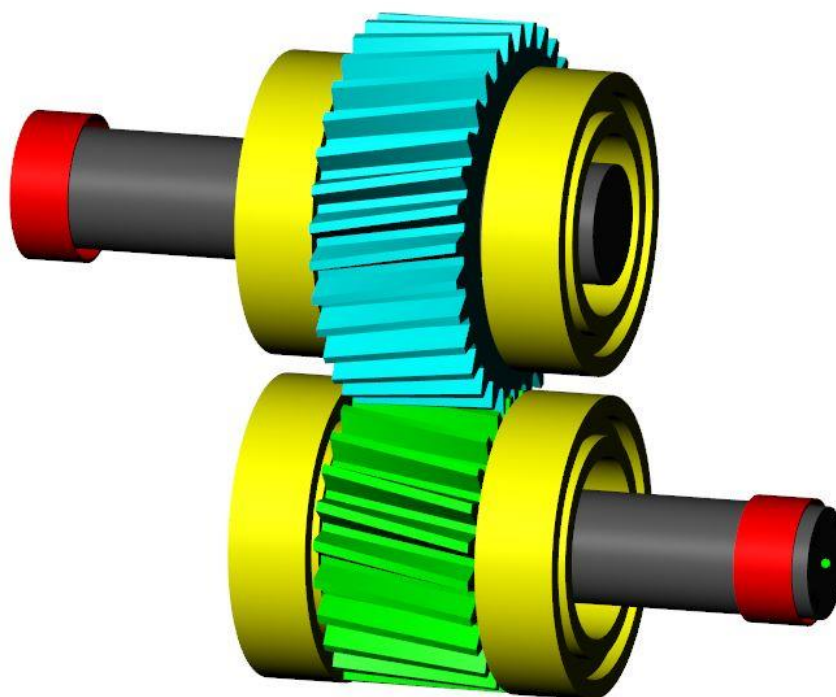
Návrhový výpočet ozubení a ložisek jsem provedl pomocí programu Kisssoft.

Okrajovými podmínkami výpočtu byla již zmíněná osová vzdálenost soukolí 80 mm a momentová charakteristika elektromotoru.



Obr. 40 Řez návrhem čelního soukolí s kuželíkovými ložisky

Návrh soukolí jsem provedl přímo v programovém prostředí Kisssoft, kde se nejprve nadefinuje typ soukolí, vstupní a výstupní hřídel a momentové zatížení. Zatížení jsem zvolil jako maximální momentovou špičku elektromotoru. Poté se nadefinují okrajové podmínky. V mém případě to byla právě osová vzdálenost a převodový poměr okolo 1,4. Program pak iterativní metodou hledá a nabízí různé kombinace soukolí, která splňují okrajové podmínky i základní podmínky z hlediska únosnosti. Od základního hrubého návrhu modulu, šikmosti ozubení apod. se postupným přepočítáváním a výběrem nejvhodnějších parametrů dostávám až k jemnému doladování korekcí ozubení tak, aby všechny bezpečnosti vyšly dle normy.



Obr. 41 Model soukolí v programovém prostředí Kisssoft

Dimenzování soukolí provádím dle normy DIN 3990 [24]. Program Kisssoft je velice vhodný pro hledání ideální kombinace parametrů soukolí tak, aby byly téměř všechny parametry na limitních normou daných bezpečnostních limitech. Lze tak dosáhnout velice úsporného návrhu z hmotnostního i objemového hlediska, které je v mém případě velice potřebné.

Převod soukolí navrhuji poměrně malý 1,33, a to hlavně z důvodu dimenzování hřídele spojující toto soukolí s planetovou redukcí v kole. Z prostorových důvodů je snaha, aby hřídel byla co možná nejmenšího průměru.

Tabulka 3 Základní parametry čelního soukolí

Počet zubů pastorku	$z_1 = 24$
Počet zubů ozubeného kola	$z_2 = 32$
Normálový modul	$m_n = 2,75 \text{ mm}$
Úhel sklonu zubů	$\beta = 10^\circ$
Součinitel celkového trvání záběru	$\varepsilon_\gamma = 2,181$

Výpočet soukolí provádím vůči nejhoršímu zátěžnému stavu, kterým je maximální trakční moment elektromotoru 550 Nm při $3550 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Uvedené zatížení odpovídá výkonovému přetížení elektromotoru o 2,52. Jako materiál ozubených kol jsem zvolil cementační ocel 18CrNiMo7. Použité koeficienty výpočtu jsou uvedeny v programové zprávě v příloze (3).

Minimální bezpečnosti uvedené v tabulce 2 jsou dodrženy.

Tabulka 4 Bezpečnosti z výpočtu programu Kisssoft dle normy DIN 3990

Bezpečnost na ohyb	$SF_{min} = 1,401 \text{ (MIN} = 1,4)$
Bezpečnost na dotyk	$SH_{min} = 1,005 \text{ (MIN} = 1,0)$
Bezpečnost vůči zadírání (metoda integrální teploty)	$SS_{min} = 2,349 \text{ (MIN} = 1,8)$
Bezpečnost vůči zadírání (metoda bleskové teploty)	$SB_{min} = 2,238 \text{ (MIN} = 2,0)$

Návrh ložisek je velmi omezen zástavbovými rozměry, a především poměrně malou osovou vzdáleností, která nedovoluje použití ložisek většího průměru než 75 mm, jinak by mezi uložením ložisek byla příliš tenká stěna, nebo by docházelo k průniku ložisek. Z těchto důvodů se ukázalo jako nejvhodnější použití kuželíkových ložisek, která mohou přenášet jak radiální, tak axiální zatížení a mohou být poměrně malých rozměrů. Z hlediska zástavby, kdy ložiska budou nasunuta na osazených ozubených kolech, se nejvíce hodí uspořádání ložisek čely k sobě (do „X“).

V návrhu ložisek vycházím z požadavku konstruktérů firmy SOR na minimální životnost ložisek zatížených maximálním momentem elektromotoru 550 Nm v pracovních otáčkách odpovídajících průměrné rychlosti 25 km/h ($3050 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$). V tomto režimu je považováno za vyhovující, pokud ložiska vydrží alespoň 2000 hodin provozu. Jedná se tedy o zjednodušený porovnávací výpočet, který nezohledňuje reálný jízdní cyklus, který je daleko složitější ale s menším namáháním.

Výpočet jsem provedl opět v programu Kisssoft. Únosnosti ložisek vycházejí z programové databáze vlastností ložisek. Ve výpočtu je uvažováno mazání ložisek v olejové lázni s olejem ISO-VG 220. Výsledné minimální hodiny provozu jsou uvedeny v následující tabulce 4. Kritérium je zde s přehledem splněno.

Tabulka 5 Minimální životnosti ložisek čelního soukolí

Minimální životnost ložiska na pastorku	$L_{np} = 2238 \text{ h}$
Minimální životnost ložiska na ozubeném kole	$L_{nk} = 2888 \text{ h}$

Možný problém může nastat v překročení maximálních otáček kuželíkových ložisek při maximální rychlosti o téměř 17 % oproti výrobcem udávané hodnotě. Jelikož se jedná o pohon primárně určený do městského provozu, kde maximální rychlost je omezena na 50 km/h, tak k překročení maximální rychlosti ložisek bude docházet jen zřídka. Tento problém by ale mohl výrazně snížit životnost ložisek, pokud nebude ošetřen například speciálními ložisky se zvýšenou přesností, které mají vyšší dovolené maximální otáčky. Po konzultaci s konstrukcí firmy SOR jsem byl ujištěn, že tyto přeběhová překročení otáček by neměly mít fatální důsledky, ovšem bude o tomto problému ještě jednáno se specialisty na ložiska.

Kroutící moment od hřídele elektromotoru a od ozubeného kola k hřídeli planetové redukce bude přenášen přes evolventní drážkování.

Z provedených výpočtů návrhu plyne, že i přes značné zástavbové omezující podmínky, je možná realizace čelního soukolí.

7 Pevnostní kontrola vybraných uzlů

Nový návrh nápravy má velké množství součástí, které před realizací prototypu musejí být zkontrolovány jak z pevnostního, tak i životnostního hlediska. Tyto výpočty je v omezeném měřítku potřeba provádět během celého vývoje, aby se pevnostní nedostatky co nejdříve odhalily a další vývoj tak mohl směřovat tou nejefektivnější cestou ke zdárnému cíli. Jelikož je tato náprava stále ve stádiu koncepčního vývoje, nejsou zdaleka známy struktury všech komponent, zejména těch, které mají být dodávány externími dodavateli. Z těchto důvodů provádím pevnostní kontrolu jen vybraných míst, u kterých to lze a má smysl.

Uvedené výpočty mají posloužit jako první ověřovací výpočty, které nemají za úkol exaktně zjistit jak daleko, nebo blízko se nachází koncept mezním stavům pevnosti a životnosti, ale mají za úkol zjistit, zdali na rozměrově omezených součástech není riziko mezního stavu, který by donutilo upravit či změnit celou koncepci.

Mezi klíčové pevnostní komponenty nápravy patří především čep kola, skříň čelního převodu, elektromotor a nosníky nápravy. Tyto součásti totiž tvoří vazbu mezi kolovým ložiskem a měchy pérování, prochází nimi tedy veškeré zatížení od kola nápravy. Pevnostní a životnostní kontrola nosného elektromotoru bude nejdůležitější kontrolou rozhodující o smyslu dalšího vývoje koncepce. Jak jsem již zmínil, tento koncept se stále vyvíjí a nejsou známy všechny parametry, mezi které patří i vnitřní zástavbový prostor v plášti elektromotoru pro statorové vinutí. Zatím mám jen vnější obálku, do které by se měl elektromotor vejít i s ohledem na zesílený nosný plášť. Tím pádem kontrola této součásti prozatím pozbývá smyslu. Další důležitou nosnou částí jsou nosníky nápravy, které budou svařovány z ocelových výpalků. Tyto nosníky ovšem vycházejí z dnes již používaných nosníků použitých s běžnými portálovými nápravami ZF na městských dieselových vozech (viz Obr.11). Zástavba těchto nosníků nemá mnoho omezení a je možné ji dále v případě potřeby zesilovat. Z těchto důvodů není z hlediska ověření koncepce nutné provádět pevnostní kontrolu těchto částí. Poslední klíčovou součástí je svařenec čepu kola a skříň čelního převodu. Tato součást je předmětem mého návrhu a v následující kapitole se jí budu věnovat.

7.1 Analýza jízdních stavů statickým zatížením

První nejjednodušší kontrolou je kontrola napětí na sledovaných zatížených součástech v závislosti na jízdním stavu bez uvažování dynamických účinků. Jedná se o zjednodušení jízdních stavů, u kterých se uvažuje konkrétní situace v jejím kritickém bodě. Považuje se tak časová změna jako nulová, tedy jako ustálený stav.

Tyto výpočty jsem prováděl již během návrhu, aby mi odhalily kritická místa koncentrátorů napětí. Taková místa jsem upravoval tak, aby špičky napětí v těchto koncentrátorech byly co nejmenší a zároveň aby se nenacházely v místech jako jsou svary. Právě svar jsem posunul mimo oblast vyššího napětí kvůli tepelně ovlivněné oblasti kolem svaru a vnitřnímu pnutí, které může velmi ovlivnit životnostní výpočty.

Mezi uvažované stavy zatížení patří:

- základní statické zatížení přímé jízdy
- ustálené brždění
- brždění se skokovým náběhem brzdné síly (bez odlehčení zadní nápravy)
- průjezd zatáčkou na mezi překlopení
- možné kombinace uvedených stavů

7.1.1 Definice zatížení

Nová koncepce nápravy má být použita v elektrobusu EBN 11. Na základě znalosti parametrů vozu lze provést zjednodušené výpočty zátěžných sil, které použiju v definici zatížení konečně-prvkového modelu. Jelikož budu provádět kontrolu čepu kola a skříňě čelního převodu, hlavní reakce zatížení bude vnášena v místech uložení kolového ložiska na čepu kola. Z toho důvodu budou veškeré výpočty reakcí od kola vztahovány k tomuto místu. Maximální přípustné zatížení nápravy již zohledňuje její hmotnost, protože vychází z maximálního zatížení pneumatik.

7.1.1.1 Parametry výpočtů

Tabulka 6 Parametry elektrobusu EBN 11 a vlastností nové nápravy pro výpočet zátěžných stavů

Maximální přípustné zatížení nápravy	$m_n = 11600 \text{ kg}$
Maximální celková hmotnost vozu	$m_c = 16500 \text{ kg}$
Poloha těžiště vozu nad vozovkou	$h_T = 1200 \text{ mm}$

Rozvor náprav	$L = 6320 \text{ mm}$
Rozchod středů kol	$R = 1920 \text{ mm}$
Dynamický poloměr kola	$r_{dyn} = 0,437 \text{ m}$
Součinitel adheze	$\varphi = 0,8$
Momentová násobnost reakčního členu planetové redukce	$\overline{M_{REAKCE}} = -14,685$
Maximální moment elektromotoru	$M_M = 550 \text{ Nm}$
Maximální generátorový moment elektromotoru	$M_G = -550 \text{ Nm}$
Účinnost čelního sestupného soukolí	$\eta = 0,98$
Převodový poměr čelního sestupného soukolí	$i_{\check{c}} = -1,33$
Celkový převod	$i = 19,15$

7.1.1.2 Stav zatížení na jednom kole

- Statické zatížení přímé jízdy

Základní stav zatížení při maximální přípustné hmotnosti na nápravě při jízdě s maximálním hnacím momentem

$$R_{ZS} = \frac{m_n}{2} \cdot g = \frac{11600}{2} \cdot 9,81 = 56898 \text{ N} \quad (2)$$

- Momentové zatížení od reakčního členu planetové redukce
-

$$M_R = M_M \cdot i_{\check{c}} \cdot \eta_{\check{c}} \cdot \overline{M_{REAKCE}} = 550 \cdot -1,33 \cdot 0,98 \cdot -14,685 = 10527 \text{ Nm} \quad (4)$$

- Zatížení ložiska hnací silou
-

$$M_{Hkolo} = M_M \cdot i \cdot \eta = 550 \cdot 19,15 \cdot 0,93 = 9795 \text{ Nm} \quad (5)$$

$$R_{XH} = \frac{M_{Hkolo}}{r_{dyn}} = \frac{9795}{0,437} = 22415 \text{ N} \quad (6)$$

Kde:

R_{ZS}	[N]	Svislé zatížení kola při přímé jízdě
m_n	[kg]	Maximální přípustné zatížení nápravy
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení

M_R	[Nm]	Reakční moment od planetové redukce
M_M	[Nm]	Maximální moment elektromotoru
i_ζ	[-]	převod čelního soukolí
η_ζ	[-]	Účinnost čelního soukolí
\overline{M}_{REAKCE}	[-]	Momentová násobnost reakčního členu
M_{Hkolo}	[Nm]	Hnací moment na kole
i	[-]	Celkový převod
η	[-]	Účinnost převodu
R_{XH}	[N]	Podélná hnací síla
r_{dyn}	[m]	Dynamický poloměr kola

- Ustálené brždění brzdami

Při ustáleném brždění dochází k odlehčení zadní nápravy vlivem setrvačného momentu těžiště vozidla na rameni h_T . V následujícím zjednodušeném výpočtu uvažuji brždění na mezi adheze s ideálním rozložením brzdného účinku.

- Dynamické odlehčení zadního kola nápravy

$$\Delta G_D = \frac{\varphi \cdot m_c \cdot g \cdot h_T}{2 \cdot L} = \frac{0,8 \cdot 16500 \cdot 9,81 \cdot 1200}{2 \cdot 6320} = 12294 \text{ N} \quad (7)$$

- Svislé zatížení zadního kola

$$R_{ZBU} = R_{ZS} - \Delta G_D = 56898 - 12294 = 44605 \text{ N} \quad (8)$$

- Brzdná síla na čepu kola

$$R_{XBU} = -R_{ZBU} \cdot \varphi = -44605 \cdot 0,8 = -35684 \text{ N} \quad (9)$$

- Brzdný moment

$$M_{BU} = R_{XBU} \cdot r_{dyn} = -35684 \cdot 0,437 = -15594 \text{ Nm} \quad (10)$$

Kde:

ΔG_D	[N]	Dynamické odlehčení kola nápravy
φ	[-]	Součinitel adheze
m_c	[kg]	Maximální celková hmotnost vozu
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení

h_T	[mm]	Poloha těžiště vozu nad vozovkou
L	[mm]	Rozvor náprav
R_{ZBU}	[N]	Svislé zatížení kola nápravy při ustáleném brždění
R_{ZS}	[N]	Svislé statické zatížení kola
R_{XBU}	[N]	Podélná brzdná síla při ustáleném brždění
M_{BU}	[Nm]	Brzdny moment při ustáleném brždění
r_{dyn}	[m]	Dynamický poloměr kola

- Brždění brzdami bez odlehčení (skokový náběh brzdne síly)

Stav, kdy dojde ke skokovému náběhu brzdne síly, aniž by ještě došlo k odlehčení zadní nápravy. Jedná se o kritický zátěžný stav, který přibližně určuje špičku napětí, která může nastat při náhlém brždění při přímé jízdě.

- Svislé zatížení kola

$$R_{ZBS} = R_{ZS} = 56898 \text{ N} \quad (11)$$

- Síla na čepu kola od brzdneho účinku

$$R_{XBS} = -R_{ZBS} \cdot \varphi = -56898 \cdot 0,8 = -45519 \text{ N} \quad (12)$$

- Brzdny moment

$$M_{BS} = R_{XBS} \cdot r_{dyn} = -45519 \cdot 0,437 = -19892 \text{ Nm} \quad (13)$$

Kde:

R_{ZBS}	[N]	Svislé zatížení kola nápravy při skokovém náběhu brždění
R_{ZS}	[N]	Svislé statické zatížení kola
R_{XBS}	[N]	Podélná brzdná síla při skokovém náběhu brždění
φ	[-]	Součinitel adheze
M_{BS}	[Nm]	Brzdny moment při skokovém náběhu brždění
r_{dyn}	[m]	Dynamický poloměr kola

- Průjezd zatáčkou na mezi překlopení

Při průjezdu zatáčkou dochází k odlehčení vnitřního kola a přitížení vnějšího kola o stejnou hodnotu. Mezi překlopení se rozumí jako stav, kdy výslednice odstředivé síly a statického zatížení nápravy prochází právě bodem dotyku vnějšího kola s vozovkou. Při tomto stavu je tedy veškeré zatížení soustředěno pouze na vnějším kole, kde dochází k poměrně velkému zatížení.

- Součinitel boční adheze

$$\varphi_B = \frac{R}{2 \cdot h_T} = \frac{1920}{2 \cdot 1200} = 0,8 \quad (14)$$

- Svislé zatížení vnějšího kola

$$R_{ZO} = m_n \cdot g = 11600 \cdot 9,81 = 113796 \text{ N} \quad (15)$$

- Boční síla na vnějším kole

$$R_{YO} = R_{ZO} \cdot \varphi_B = 113796 \cdot 0,8 = 91037 \text{ N} \quad (17)$$

Kde:

φ_B	[-]	Součinitel boční adheze
R	[mm]	Rozchod středů kol
h_T	[mm]	Poloha těžiště vozu nad vozovkou
R_{ZO}	[N]	Svislé zatížení vnějšího kola
m_n	[kg]	Maximální přípustné zatížení nápravy
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení
R_{YO}	[N]	Boční síla na vnějším kole na mezi překlopení

- Kombinace brždění na mezi adheze elektromotorem a brzdami zároveň

Stav kdy při brždění dochází k zahájení rekuperace, která v dané situaci z brzdného účinku nestačí a je zahájeno současné brždění elektromotorem a brzdami zároveň.

- Svislé zatížení zadního kola při ustáleném brždění

$$R_{ZBU} = R_{ZS} - \Delta G_D = 56898 - 12294 = 44605 \text{ N} \quad (19)$$

- Brzdná síla podélná

$$R_{XBU} = -R_{ZBU} \cdot \varphi = -44605 \cdot 0,8 = -35684 \text{ N} \quad (20)$$

- Brzdný moment celkový

$$M_{BU} = R_{XBU} \cdot r_{dyn} = -35684 \cdot 0,437 = -15594 \text{ Nm} \quad (21)$$

- Brzdny moment od elektromotoru (za předpokladu maximálního generátorového momentu stejně velikého jako v motorickém režimu)

$$M_{BE} = M_G \cdot \frac{i}{\eta} = -550 \cdot \frac{19,15}{0,93} = -11325 \text{ Nm} \quad (22)$$

- Momentové zatížení reakčního členu planetové redukce od generátorového režimu brždění

$$M_{RG} = M_{MG} \cdot \frac{i_{\zeta}}{\eta_{\zeta}} \cdot \overline{M_{REAKCE}} = -550 \cdot \frac{-1,33}{0,98} \cdot -14,685 = -10961 \text{ Nm} \quad (23)$$

- Brzdny moment od kotoučové brzdy

$$M_{BK} = M_{BU} - M_{BE} = -15594 + 11325 = -4269 \text{ Nm} \quad (24)$$

Kde:

ΔG_D	[N]	Dynamické odlehčení kola nápravy
R_{ZBU}	[N]	Svislé zatížení kola nápravy při ustáleném brždění
R_{ZS}	[N]	Svislé statické zatížení kola
R_{XBU}	[N]	Podélná brzdná síla při ustáleném brždění
φ	[-]	Součinitel adheze
M_{BU}	[Nm]	Brzdny moment při ustáleném brždění
r_{dyn}	[m]	Dynamický poloměr kola
M_{BE}	[Nm]	Brzdny moment na kole od elektromotoru
M_G	[Nm]	Maximální generátorový moment elektromotoru
i	[-]	Celkový převod
η	[-]	Účinnost převodu
M_{RG}	[Nm]	Momentové zatížení reakčního členu při brždění
i_{ζ}	[-]	Čelní převod
η_{ζ}	[-]	Účinnost čelního převodu
$\overline{M_{REAKCE}}$	[-]	Momentová násobnost reakčního členu
M_{BK}	[Nm]	Brzdny moment od kotoučové brzdy

- Kombinace stavu na mezi překlopení a maximálním hnacím momentem na kole

Jízdní stav, kdy se vozidlo nachází v situaci na mezi překlopení zároveň s maximálním trakčním momentem elektromotoru. Náprava je tak zatěžována reakčním členem složeného planetového soukolí na čepu kola. Zatížení kolového ložiska je stejné jako v případě průjezdu zatáčkou na mezi překlopení z předchozího případu.

- Svislé zatížení vnějšího kola

$$R_{ZO} = m_n \cdot g = 11600 \cdot 9,81 = 113796 \text{ N} \quad (25)$$

- Boční síla na vnějším kole

$$R_{YO} = R_{ZO} \cdot \varphi_B = 113796 \cdot 0,8 = 91037 \text{ N} \quad (26)$$

- Momentové zatížení od reakčního členu planetové redukce

$$M_{RH} = M_M \cdot i_{\check{c}} \cdot \eta_{\check{c}} \cdot \overline{M_{REAKCE}} = 550 \cdot -1,33 \cdot 0,98 \cdot -14,685 = 10527 \text{ Nm} \quad (27)$$

- Zatížení ložiska hnací silou

$$M_{Hkolo} = M_M \cdot i \cdot \eta = 550 \cdot 19,15 \cdot 0,93 = 9795 \text{ Nm} \quad (28)$$

$$R_{XH} = \frac{M_{Hkolo}}{r_{dyn}} = \frac{9795}{0,437} = 22415 \text{ N} \quad (29)$$

Kde:

R_{ZO}	[N]	Svislé zatížení vnějšího kola
m_n	[kg]	Maximální přípustné zatížení nápravy
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení
R_{YO}	[N]	Boční síla na vnějším kole na mezi překlopení
φ_B	[-]	Součinitel boční adheze
R_{ZS}	[N]	Svislé statické zatížení kola
M_{RH}	[Nm]	Momentové zatížení reakčního členu při pohonu
M_M	[Nm]	Maximální moment elektromotoru
$i_{\check{c}}$	[-]	převod čelního soukolí
$\eta_{\check{c}}$	[-]	Účinnost čelního soukolí
$\overline{M_{REAKCE}}$	[-]	Momentová násobnost reakčního členu
M_{Hkolo}	[Nm]	Hnací moment na kole
i	[-]	Celkový převod
η	[-]	Účinnost převodu
R_{XH}	[N]	Podélná hnací síla
r_{dyn}	[m]	Dynamický poloměr kola

- Kombinace brždění bez odlehčení v zatáčce na mezi překlopení

Extrémní zátěžný stav, který přibližně popisuje situaci, při které se vozidlo nachází ve dvou limitních jízdních stavech současně. V uvedené kombinaci uvažuji stav vozidla na mezi překlopení se současným bržděním na mezi adheze. Zatížení jsem zjednodušeně rozložil s respektováním Kammovy kružnice.

$$R_{XBSZ} = R_{ZO} \cdot \varphi = 113796 \cdot 0,8 = 91037 \text{ N} \quad (30)$$

$$|R_V| = |R_{XBSZ}| \quad (31)$$

$$|R_{VY}| = |R_{VX}| = R_V \cdot \sin 45^\circ = 64373 \text{ N} \quad (32)$$

- Brzdný moment

$$M_{BSK} = R_{VX} \cdot r_{dyn} = 28131 \text{ Nm} \quad (33)$$

Kde:

R_{XBSZ}	[N]	Podélná brzdná síla na mezi překlopení při skokovém náběhu brzdného účinku
φ	[-]	Součinitel adheze
R_{ZO}	[N]	Svislé zatížení vnějšího kola na mezi překlopení
$ R_V $	[N]	Velikost výsledného vektoru síly Kammovy kružnice
$ R_{VY} $	[N]	Příčná složka výsledného vektoru síly Kammovy kružnice
$ R_{VX} $	[N]	Podélná složka výsledného vektoru síly Kammovy kružnice
R_V	[N]	Výsledná síla Kammovy kružnice
M_{BSK}	[Nm]	Brzdný moment při skokovém brždění na mezi překlopení
R_{VX}	[N]	Podélná složka výsledné síly Kammovy kružnice
r_{dyn}	[m]	Dynamický poloměr kola

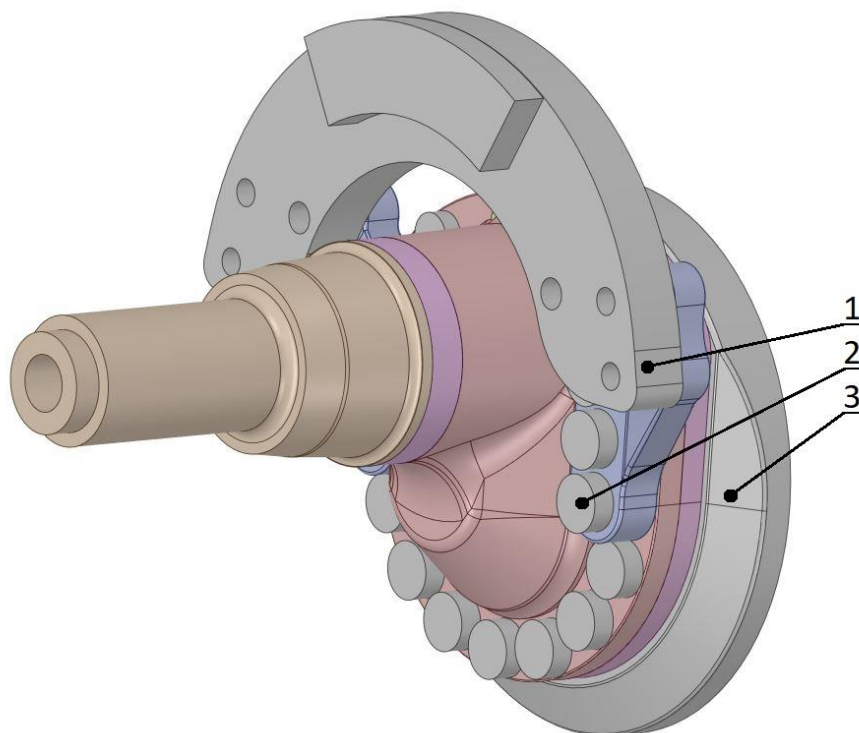
7.1.1.3 Přehled zatížení na jednom kole

Tabulka 7 Přehled zatížení různých jízdních stavů a jejich kombinací

Stav zatížení	Ložisko			Brzda	Reakce SPS
	R_z [N]	R_x [N]	R_y [N]	M_B [Nm]	M_R [Nm]
Přímá jízda	56898	22415	-	-	10527
Brždění	44605	-35684	-	-15594	-
Skokové brždění	56898	-45519	-	-19892	-
Mez překlopení	113796	-	91037	-	-
Kombinace brždění	44605	-35684	-	-4269	-10961
Mez překlopení + pohon	113796	22415	91037	-	10527
Mez překlopení + brzdy	113796	-64373	64373	-28131	-

7.1.2 Definice modelu

Vypočtená zatížení popisující zjednodušeně jízdní stavy dále aplikuji jako zatížení v konečně-prvkovém výpočetním programu Ansys 19.1. Objemový model importovaný do výpočetního programu obsahuje pouze přímo zkoumané součásti a součásti v jejich bezprostřední blízkosti. Některé součásti neovlivňující přímo napětí zkoumaných částí, nebo součásti, které nejsou předmětem zkoumání jsem z licenčních důvodů omezení rozměrů modelu zanedbal, či zjednodušil. Mezi zjednodušené součásti patří například elektromotor, brzdový třmen či spojovací materiál. Zjednodušení brzdového třmene respektuje reálný brzdový třmen i vznik klopného momentu v důsledku rozdílných poloh rovin brzdového kotouče a uchycení brzdového třmene.

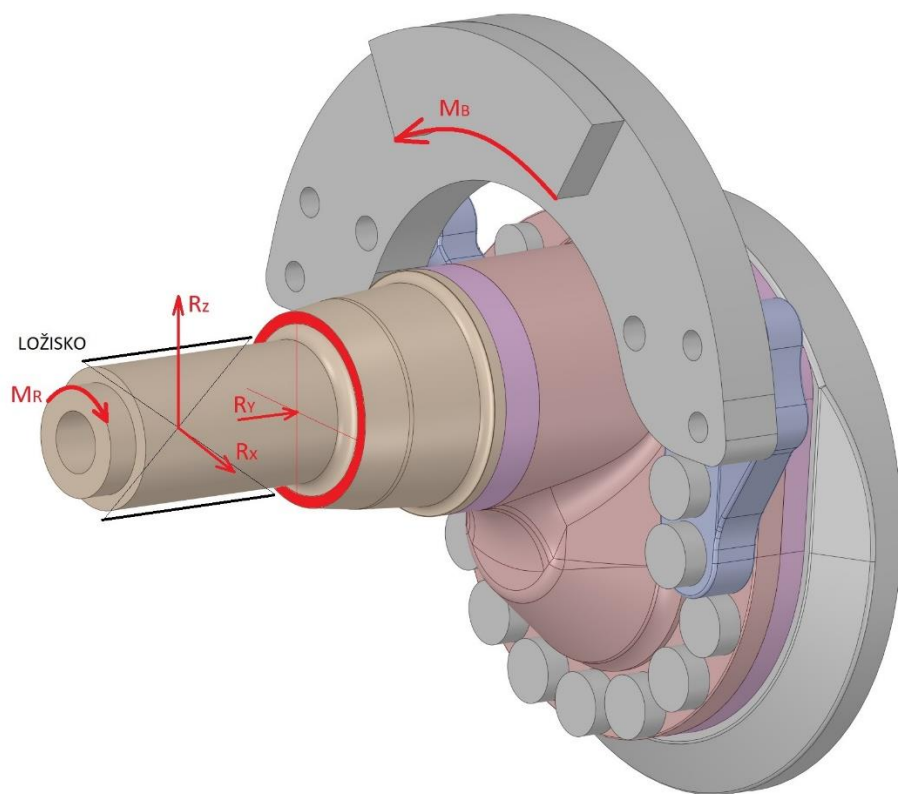


Obr. 42 Zjednodušený model pro MKP výpočet (1-náhrada brzdového třmene; 2-náhrada spojovacího materiálu; 3-náhrada elektromotoru)

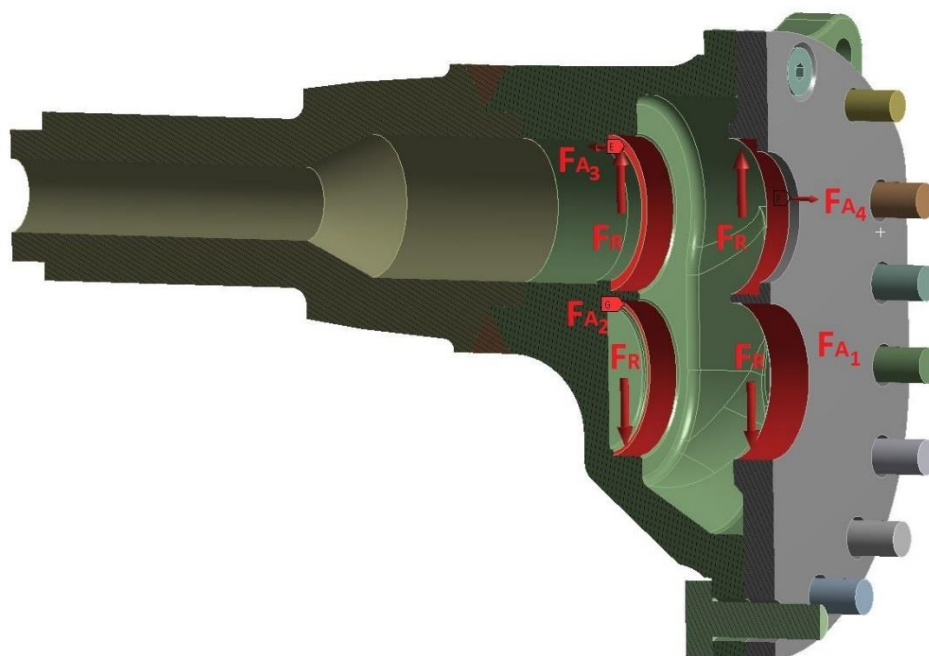
Všechny součásti jsou mezi sebou zavazbeny tak, aby co nejlépe odpovídaly navrhovanému řešení. Byly použity třecí vazby a vazby lepené například u svarů.

U šroubových spojů uvažuju montážní předpětí o hodnotách vycházejících z tabulkových předpětí. Toto předpětí zde již nemá takový význam, protože oblasti kolem šroubových spojení nejsou z pevnostního hlediska kritické a kontaktní plochy mezi šroubovanými součástmi jsou pojištěny proti posunutí tvarovými spoji nebo kolíky.

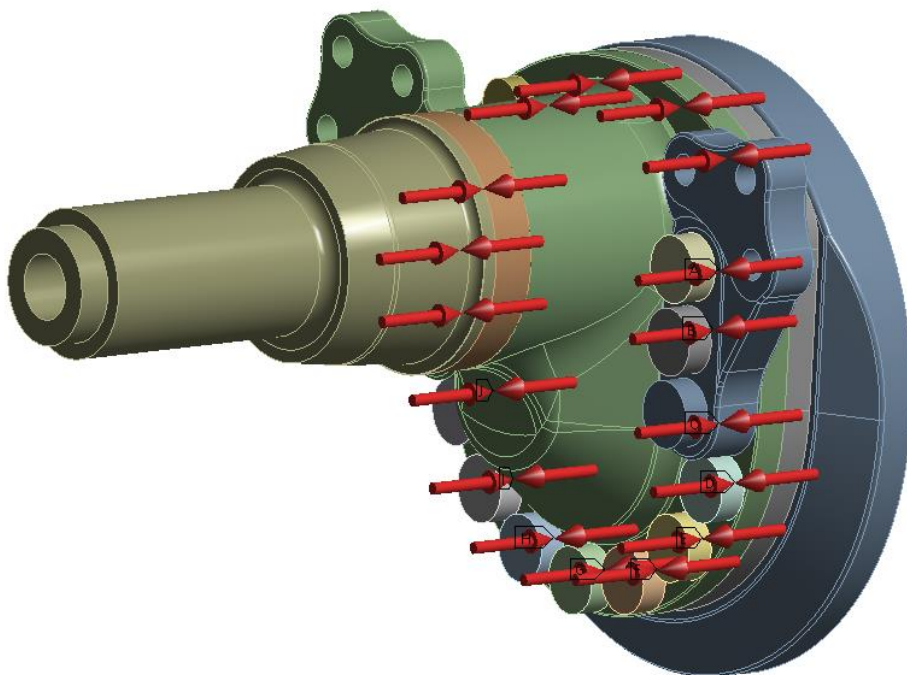
Výpočetní zjednodušený model tedy zatěžuji podle uvedeného Obr.43, kde svislou a podélnou reakce R_z a R_x zatěžuji čep kola přes fiktivní ložisko. V uvažovaných zátěžných stavech je axiální síla od kola uvažována vždy ve směru „k nápravě“, tím jsem zjednodušil zavedení příčného axiálního zatížení. Příčnou reakci R_y tak zachycuje červeně zvýrazněná plocha, kde je axiálně opřené kolové ložisko. Reakční moment M_R od složeného planetového soukolí je vnesen na konci čepu kola. Reakci od uložení ložisek čelního soukolí z důvodu zanedbatelného vlivu na napětí v kritických koncentrátorech vynechávám. Změna napětí byla do 5 MPa, tudíž jsem s ohledem na zkrácení výpočtového času toto zatížení uvedené na Obr.44 zanedbal.



Obr. 43 Zavedené zátěžné síly do modelu



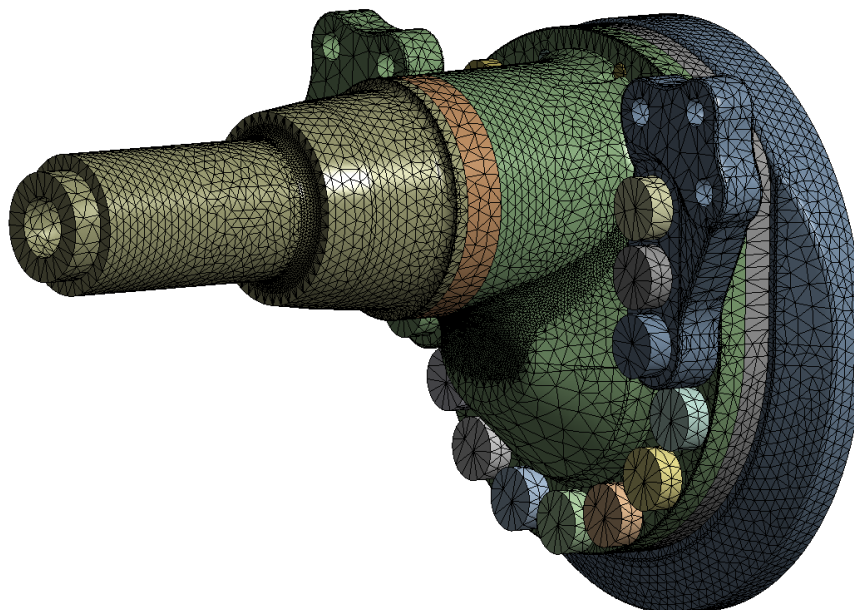
Obr. 44 Zatížení od ložisek čelního soukolí



Obr. 45 Předepjatá šroubová spojení

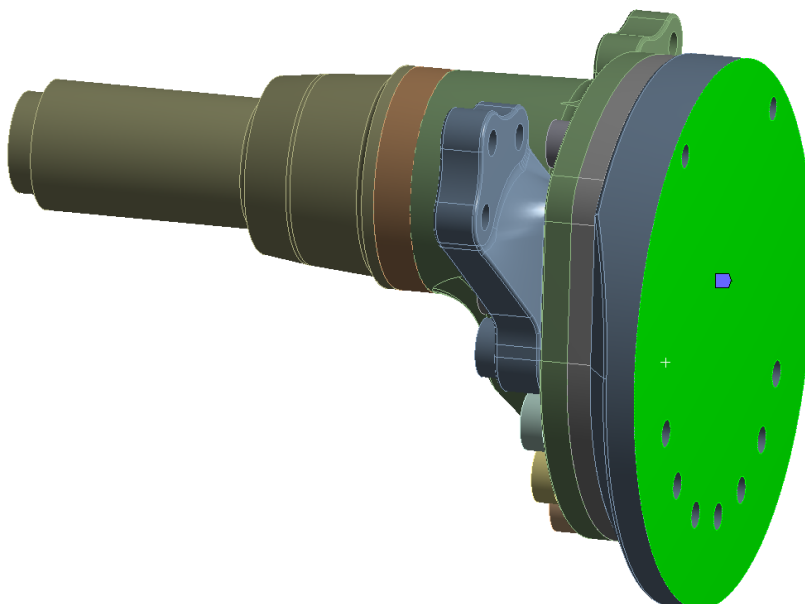
Materiál všech součástí je ocel o modulu pružnosti 200 GPa. Materiál čepu kola uvažuji z důvodu lepších materiálových vlastností a lepší homogenity materiálu jako tepelně zušlechtěný výkovek ČSN 15260.7 o mezi kluzu 735 MPa a mezi pevnosti 880 MPa. Skříň čelního převodu, elektromotor a držáky brzdového třmene uvažuji jako tepelně zušlechtěné ocelové odlitky z materiálu ČSN 422709.6 o mezi kluzu 450 MPa a mezi pevnosti 650 MPa.

Model je zasíťovaný kvadratickou sítí o základní velikosti 8 mm. V koncentrátorech napětí jsem síť zjemňoval, dokud maximální napětí nepřestalo růst. Nakonec jsem skončil s jemností sítě na 2 mm.



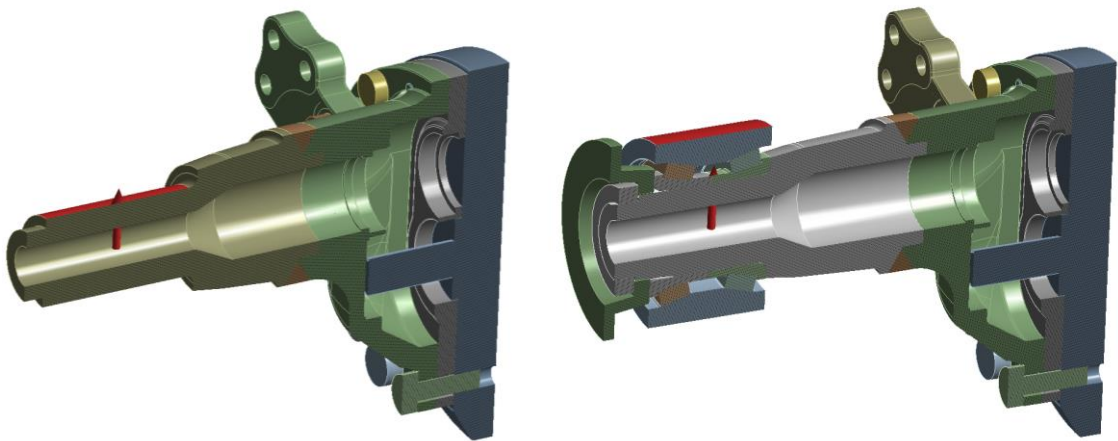
Obr. 46 Zasiťovaný model v programu Ansys

Výpočetní model má vždy jako pevně fixovanou podporu vnitřní stěnu elektromotoru (Obr. 47), která je dostatečně daleko od sledovaných součástí, které by mohlo toto zjednodušení ovlivnit. Obr. 47



Obr. 47 Plocha fixovaného suportu (světle zeleně zvýrazněná plocha)

Veškeré síly od kola jsou vnášeny do čepu kola přes ložisko. Z licenčních důvodů jsem provedl zjednodušení, ve kterém využívám funkci programu Ansys na ložiskové zatížení válcové plochy. Protože kritické místo, kde se nachází koncentrátor napětí na čepu kola, je v bezprostřední blízkosti ložiska, provedl jsem kontrolní výpočet, ve kterém uvažuji zjednodušený model ložiska. Kolové ložisko se skládá ze dvou kuželíkových ložisek, které při radiálním zatížení vytvářejí axiální síly, jež mohou ovlivnit sledovaná místa.



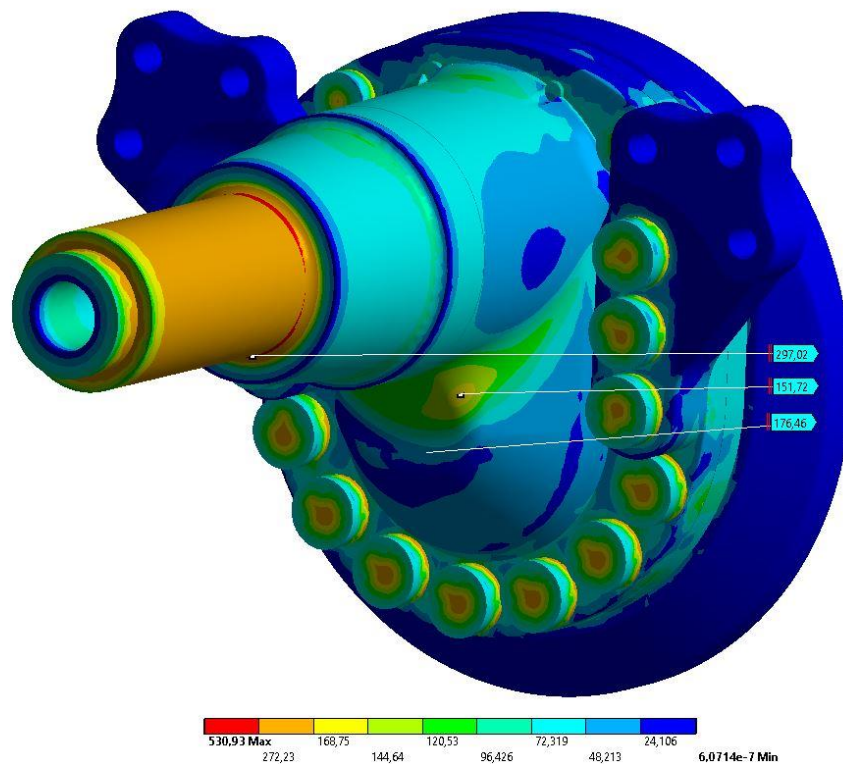
Obr. 48 Řez zatíženým zjednodušeným modelem a zatíženým modelem s ložiskem

V kontrolním výpočtu jsem uvažoval všechny okrajové podmínky stejné s rozdílem místa zatížení. Porovnával jsem napětí na čepu kola u zjednodušeného ložiskového zatížení a u zatížení přes zjednodušený model ložiska. Výsledkem bylo zhruba o 18 % nižší napětí s modelem ložiska. Tento rozdíl bych odůvodnil především rozkladem radiálního zatížení i do axiální složky, která nemá takový vliv na zvýšení napětí ve sledovaném koncentrátoru jako v případě radiálního zatížení na ohyb.

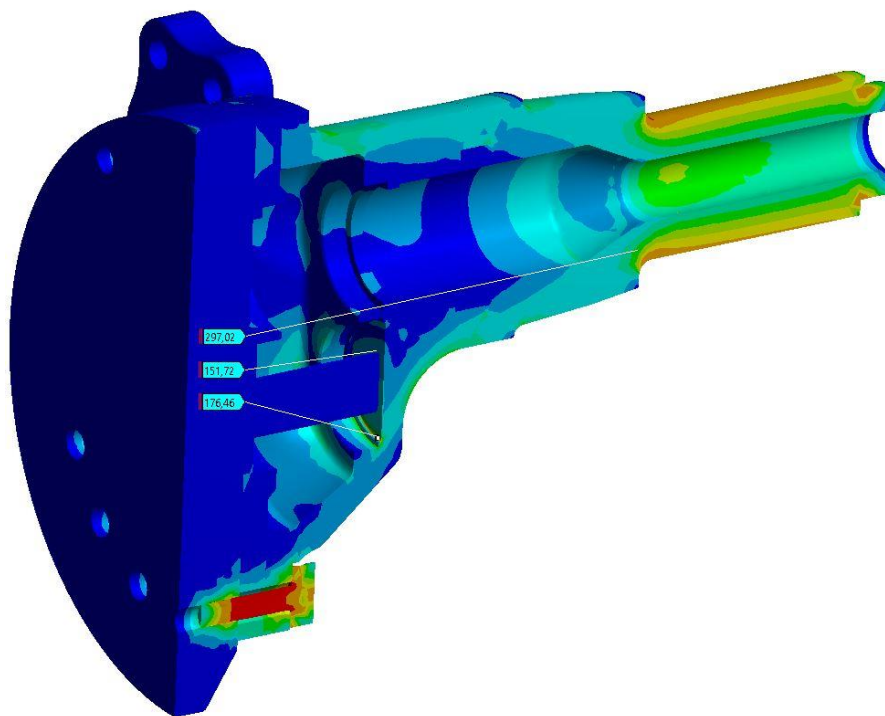
Na základě této skutečnosti již nadále pracuji se zjednodušeným zatížením, které sice způsobuje vyšší napětí v kritických místech, ale z hlediska kontroly se s výsledky pohybují na bezpečné straně. V případě dimenzování bude naopak vhodné počítat bez uvedeného zjednodušení.

7.1.3 Výsledky

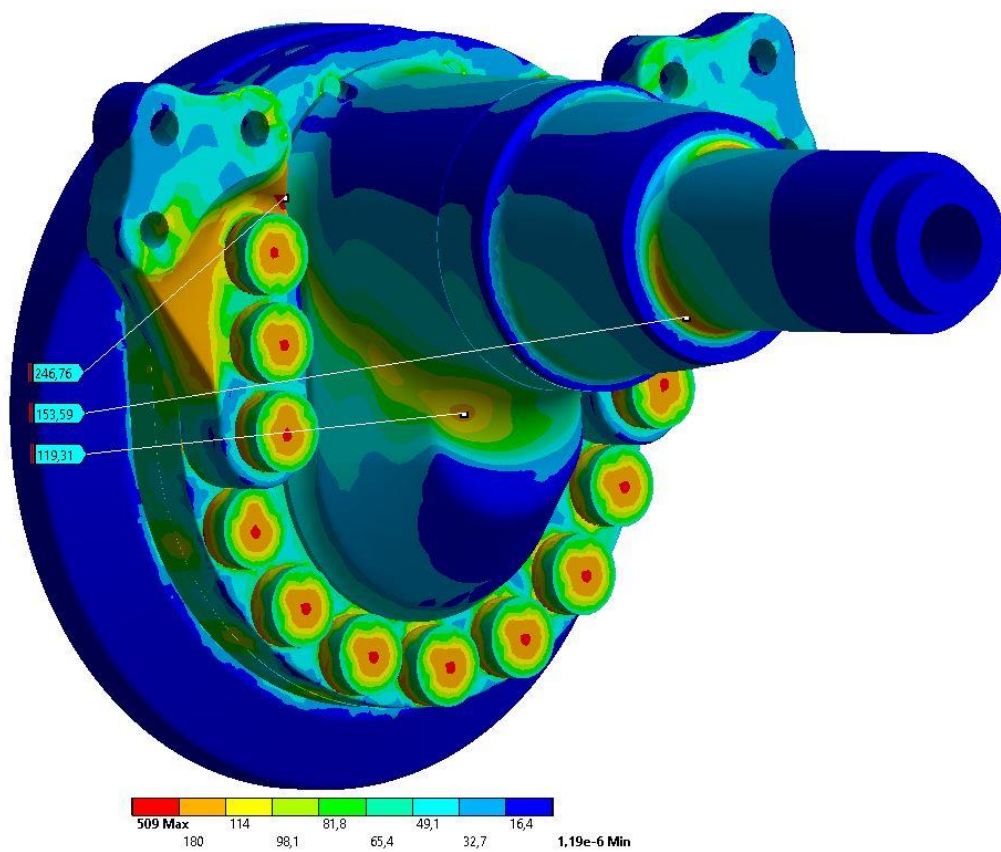
V následujících obrázcích jsou uvedeny spektra napětí zkoumaných součástí v konečně-prvkovém programu Ansys.



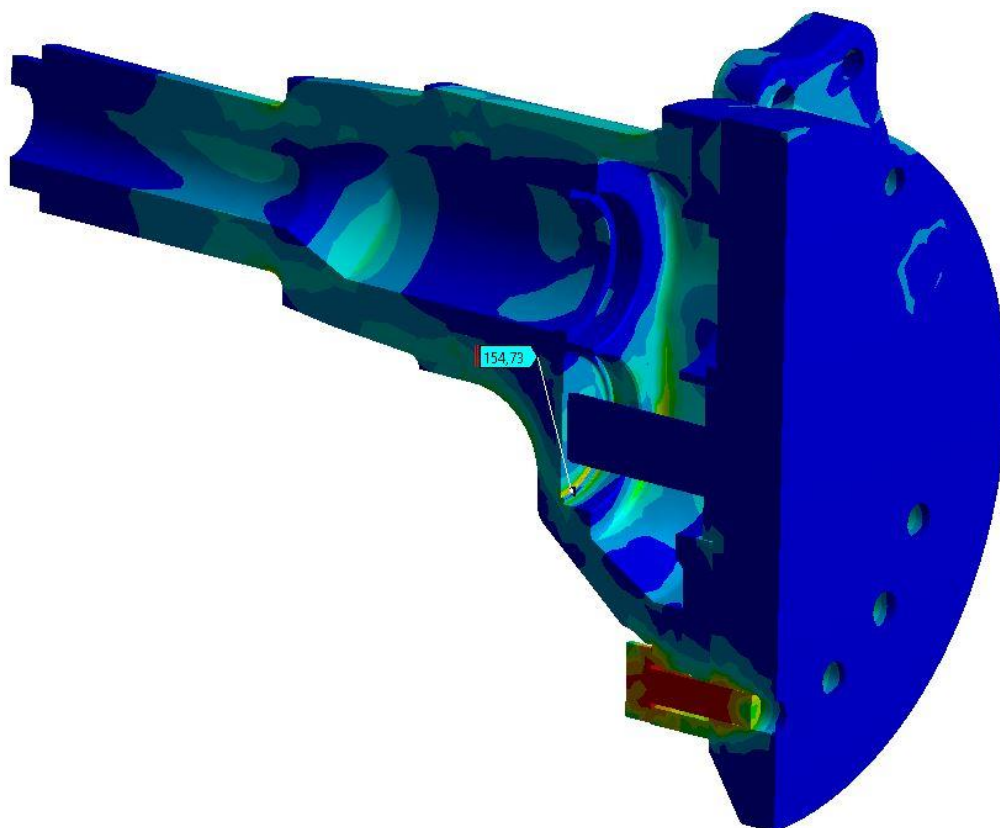
Obr. 49 Přímá jízda na plný plyn (redukovaná napětí von-Mises [MPa])



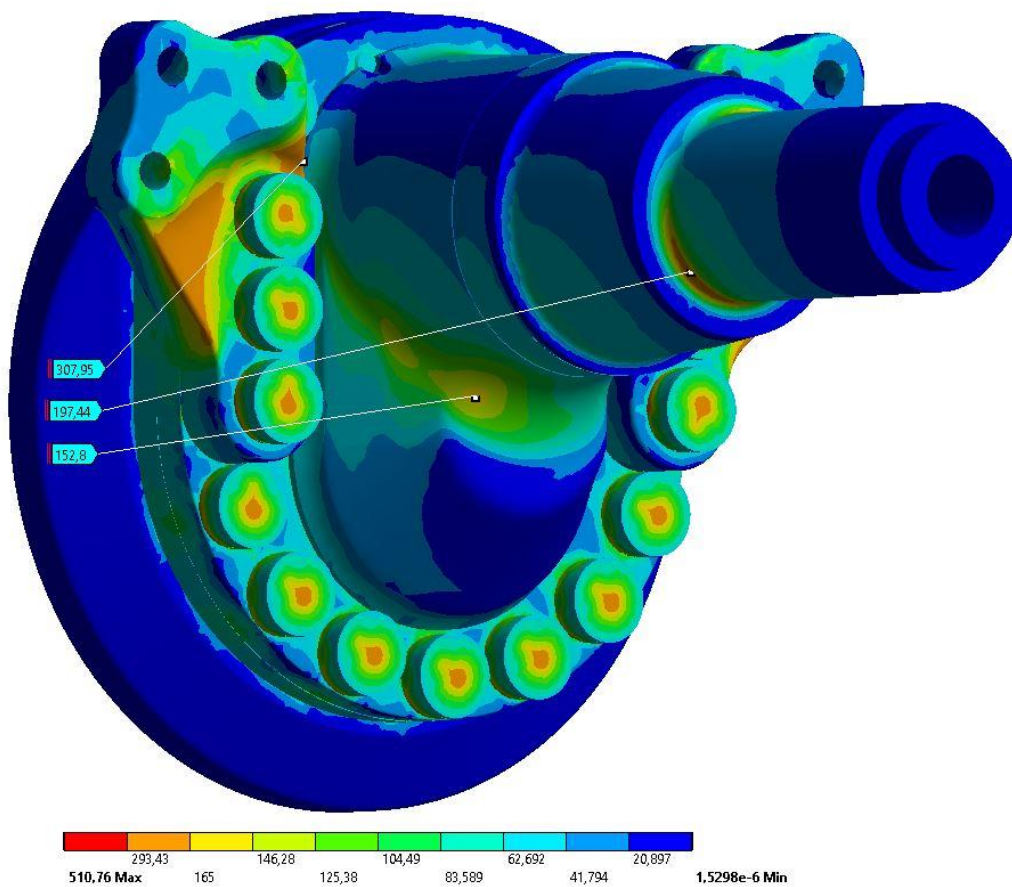
Obr. 50 Přímá jízda na plný plyn – průběh napětí na modelu v řezu (redukovaná napětí von-Mises [MPa])



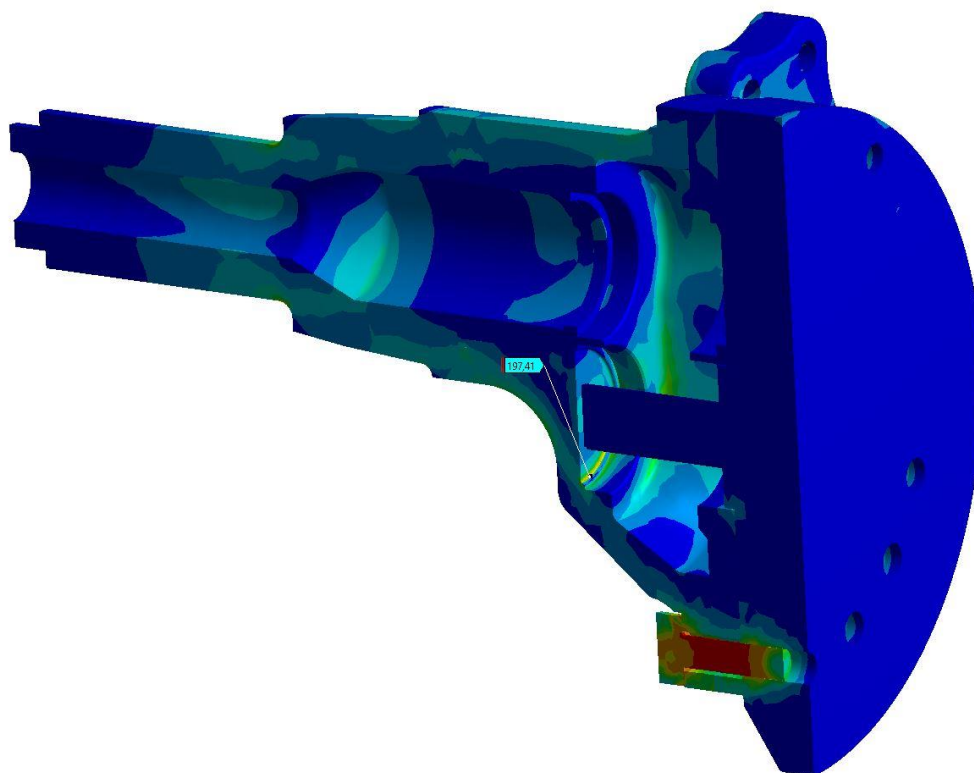
Obr. 51 Ustálené brždění s odlehčením zadní nápravy (redukována napětí von-Mises [MPa])



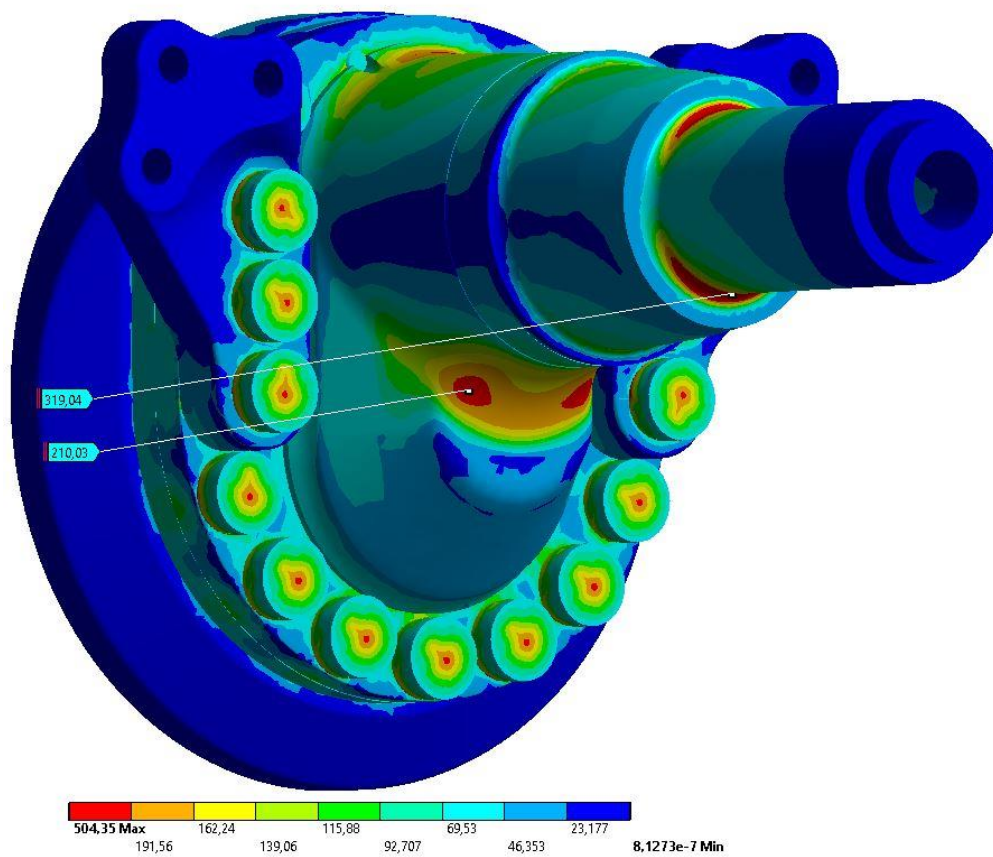
Obr. 52 Ustálené brždění s odlehčením zadní nápravy – průběh napětí na modelu v řezu (redukována napětí von-Mises [MPa])



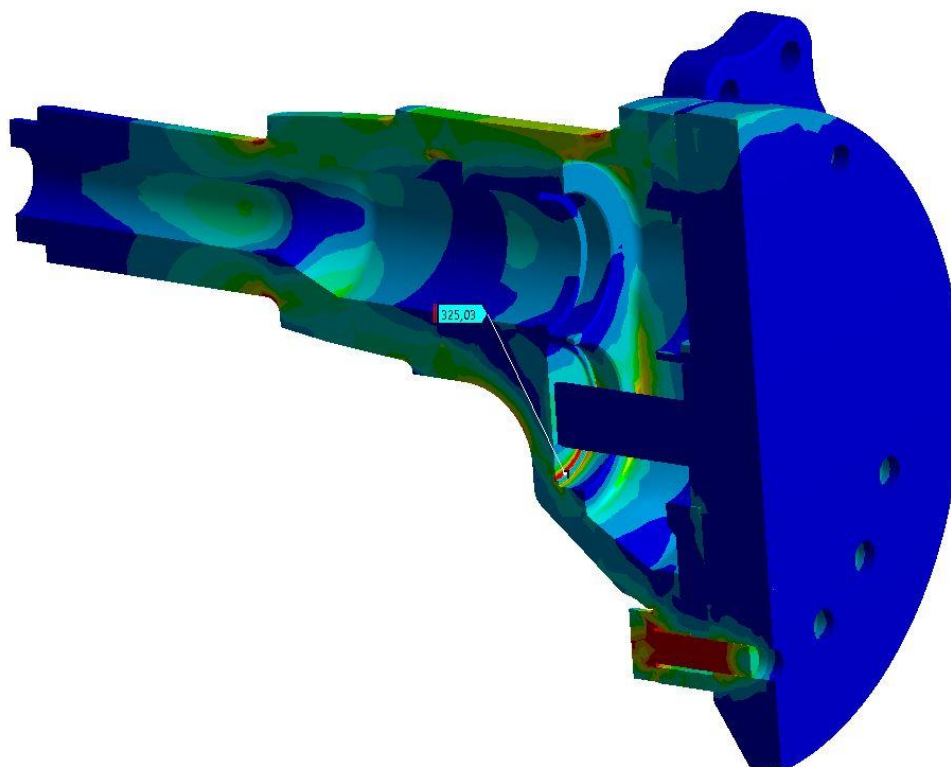
Obr. 53 Brzdění se skokovým náběhem brzdné síly – bez odlehčení (redukovaná napětí von-Mises [MPa])



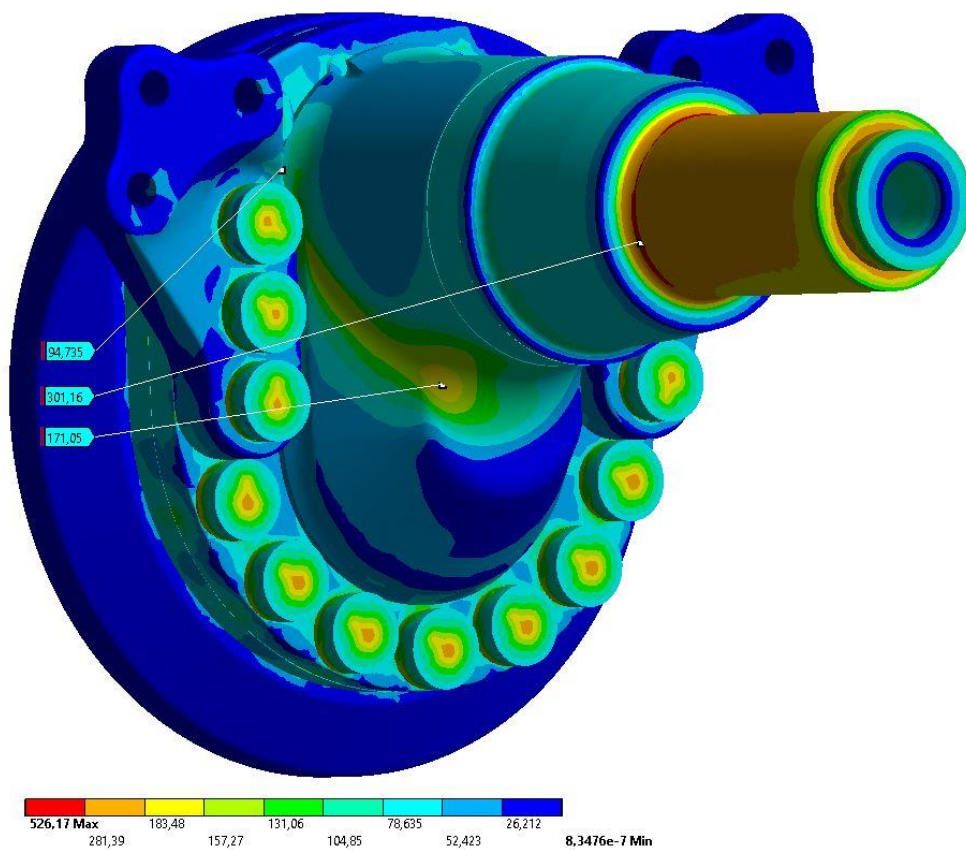
Obr. 54 Brzdění se skokovým náběhem brzdné síly – průběh napětí na modelu v řezu (redukovaná napětí von-Mises [MPa])



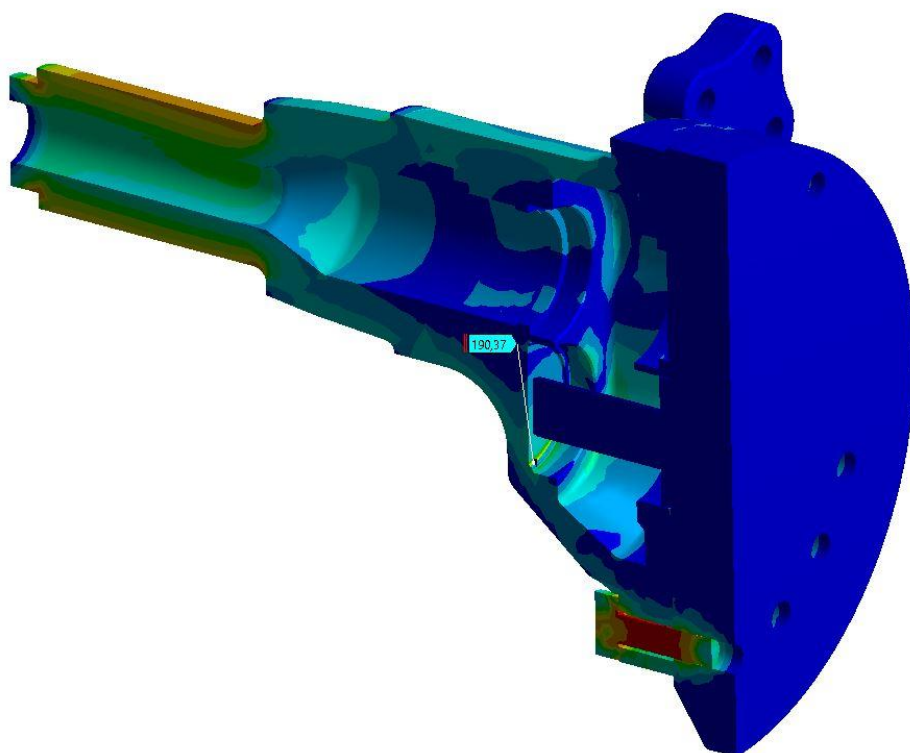
Obr. 55 Průjezd zatáčkou na mezi překlopení (redukováná napětí von-Mises [MPa])



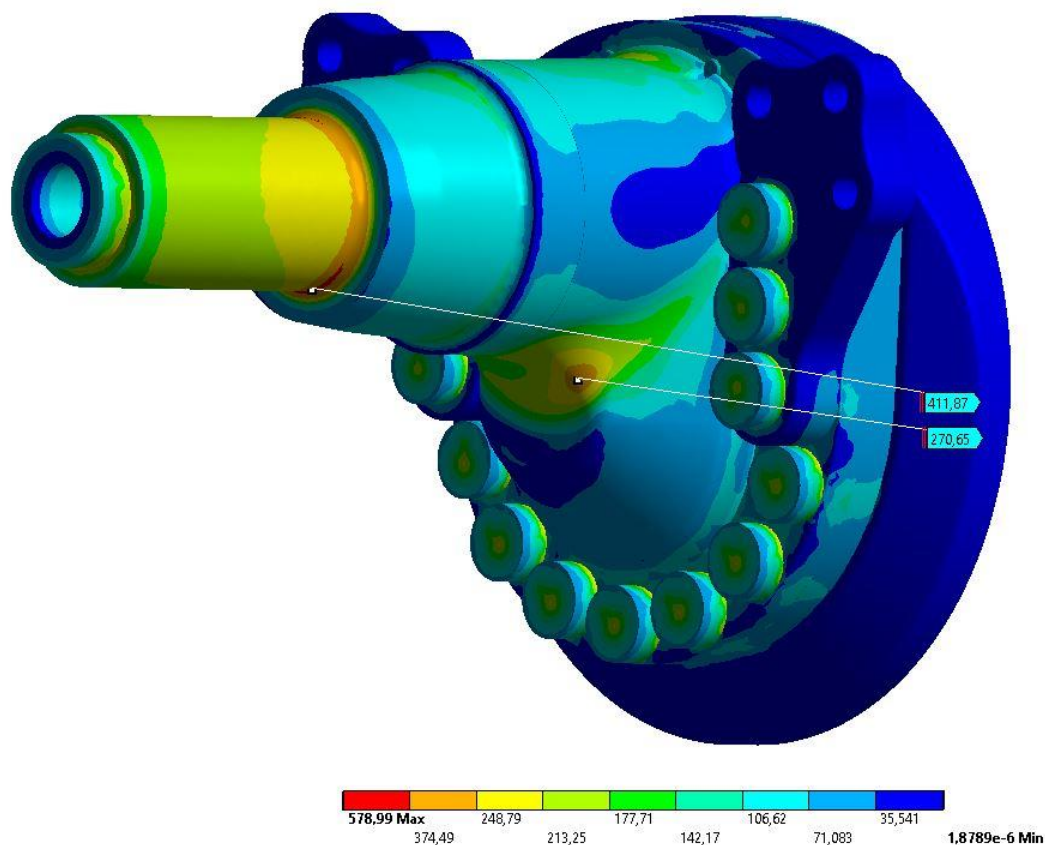
Obr. 56 Průjezd zatáčkou na mezi překlopení – průběh napětí na modelu v řezu (redukováná napětí von-Mises [MPa])



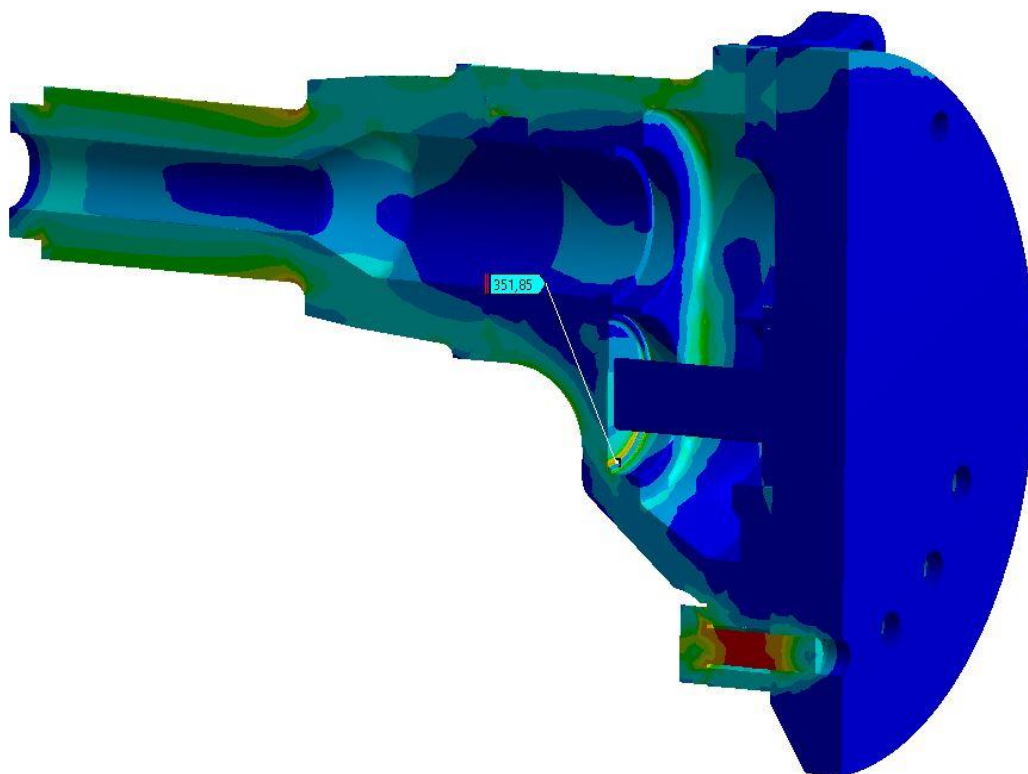
Obr. 57 Kombinace brždění elektromotorem a brzdami na mezi adheze (redukována napětí von-Mises [MPa])



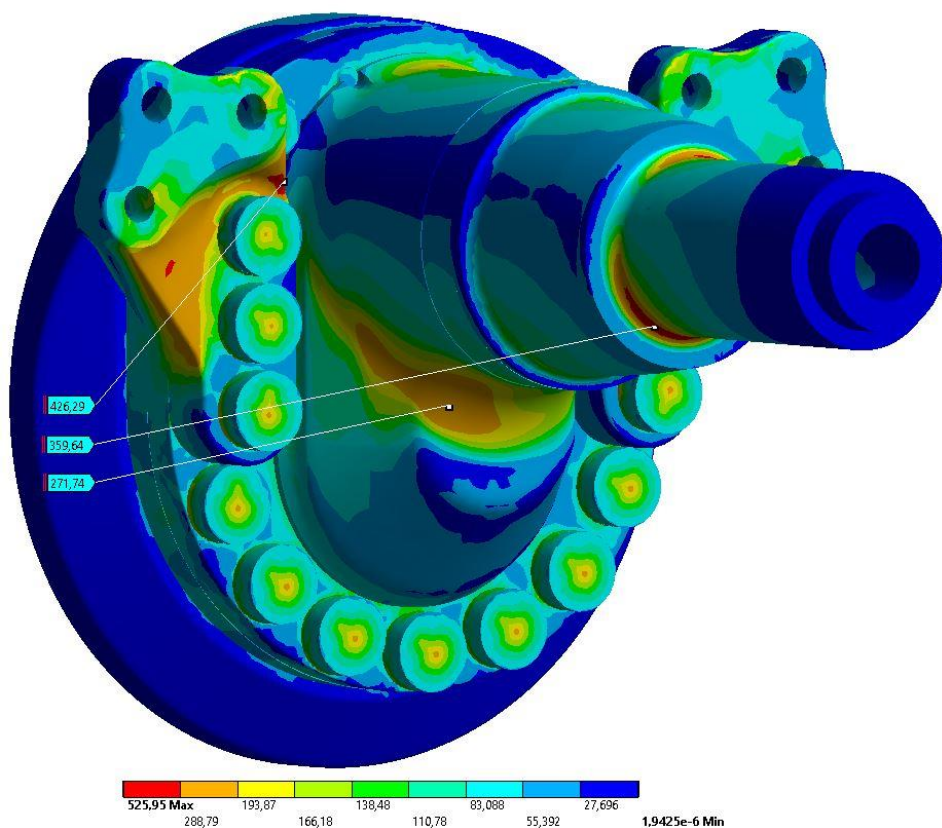
Obr. 58 Kombinace brždění elektromotorem a brzdami na mezi adheze – průběh napětí na modelu v řezu (redukována napětí von-Mises [MPa])



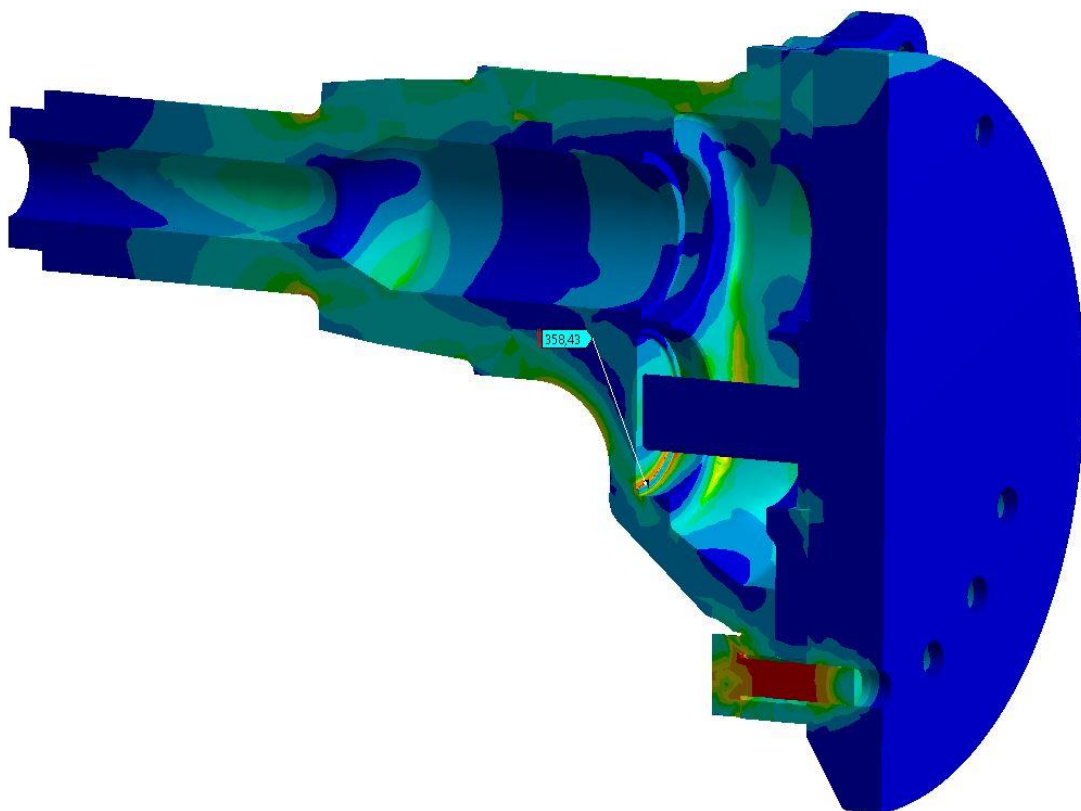
Obr. 59 Kombinace stavu na mezi překlpení s plným hnacím momentem (redukováná napětí von-Mises [MPa])



Obr. 60 Kombinace stavu na mezi překlpení s plným hnacím momentem na modelu v řezu (redukováná napětí von-Mises [MPa])



Obr. 61 Kombinace stavu na mezi překlpení se skokovým náběhem brzdě síly (redukovaná napětí von-Mises [MPa])



Obr. 62 Kombinace stavu na mezi překlpení se skokovým náběhem brzdě síly na modelu v řezu (redukovaná napětí von-Mises [MPa])

Následující tabulka uvádí souhrn maximálních změřených napětí von-Mises na jednotlivých sledovaných komponentech. Uvedené špičky napětí jsou vždy namáhány tahem.

Tabulka 8 Přehled maximálních napětí von-Mises jednotlivých zkoumaných součástí

Zátěžný stav	Čep kola	Skříň	Držák brzdového třmene
Přímá jízda	297 MPa	177 MPa	-
Mez překlopení	319 MPa	325 MPa	-
Ustálené brždění	154 MPa	155 MPa	247 MPa
Skokové brždění	198 MPa	197 MPa	308 MPa
Kombinace brzd	302 MPa	191 MPa	95 MPa
Mez překlopení a pohon	412 MPa	352 MPa	-
Mez překlopení a brždění	360 MPa	272 MPa	426 MPa

Použité materiály:

Skříň čelního převodu a držáky brzdového třmene

odlitek

ČSN 42 2709.6

$R_e = 450 \text{ MPa}$

$R_m = 650 \text{ MPa}$

Čep kola

výkovek

ČSN 15 260.7

$R_e = 735 \text{ MPa}$

$R_m = 880 \text{ MPa}$

Přehled bezpečností vůči mezi kluzu:

Tabulka 9 Bezpečnosti vůči mezi kluzu

Zátěžný stav	Čep kola	Skříň	Držák brzdového třmene
Přímá jízda	2,47	2,54	-
Mez překlopení	2,30	1,38	-
Ustálené brždění	4,77	2,90	1,82
Skokové brždění	3,71	2,27	1,46
Kombinace brzd	2,43	2,36	4,74
Mez překlopení a pohon	1,78	1,28	-
Mez překlopení a brždění	2,04	1,25	1,05

Z výsledků je patné, že žádná součást se nepohybuje s maximálním napětím pod mezí kluzu materiálu. Nejhorší stav namáhání se z hlediska napětí na čepu kola jeví kombinace pohonu na mezi překlopení, naopak na skříni čelního převodu je horší stav brždění na mezi překlopení.

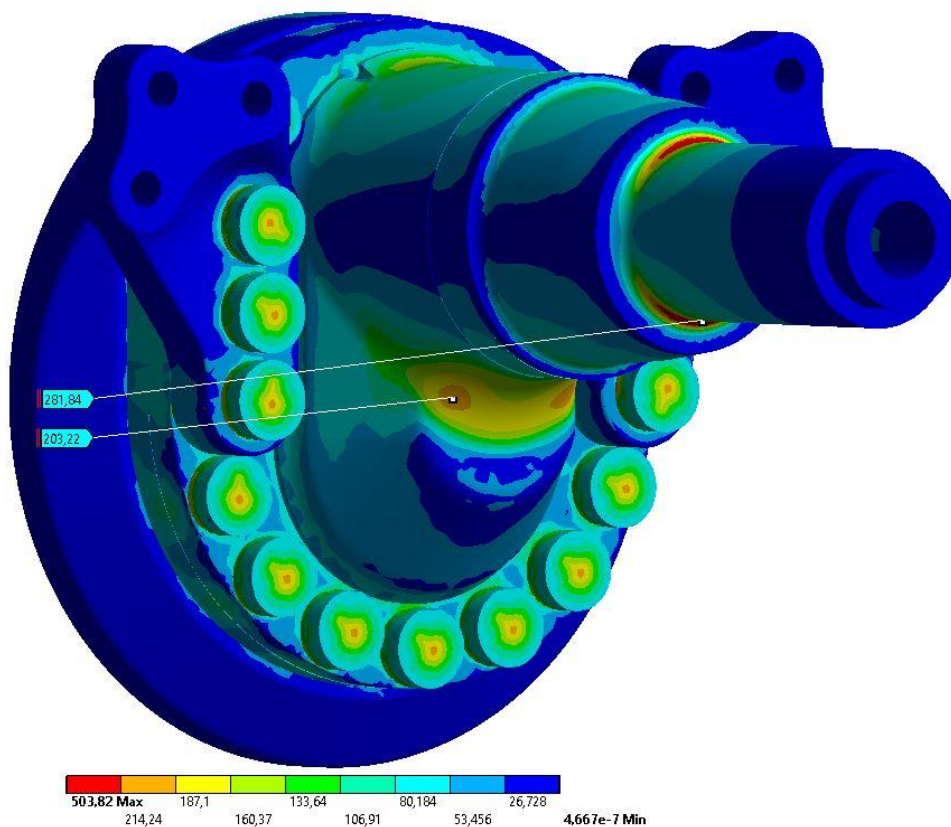
7.2 Kvazistatická kontrola

Kontrola, která přibližně simuluje dynamické účinky zatížení pomocí výpočtu se statickým zatížením. Dynamické účinky zde přibližně kontrolují vůči terénním nerovnostem, které vyvolávají zrychlení ve směru totožném jako je směr síly statického zatížení přímé jízdy. Vycházím tedy z modelu zatížení při přímé jízdě s tím rozdílem, že tato hodnota je navýšena o přitížení 1,8 g. Tato hodnota vychází ze zkušeností výpočtářů v SORu.

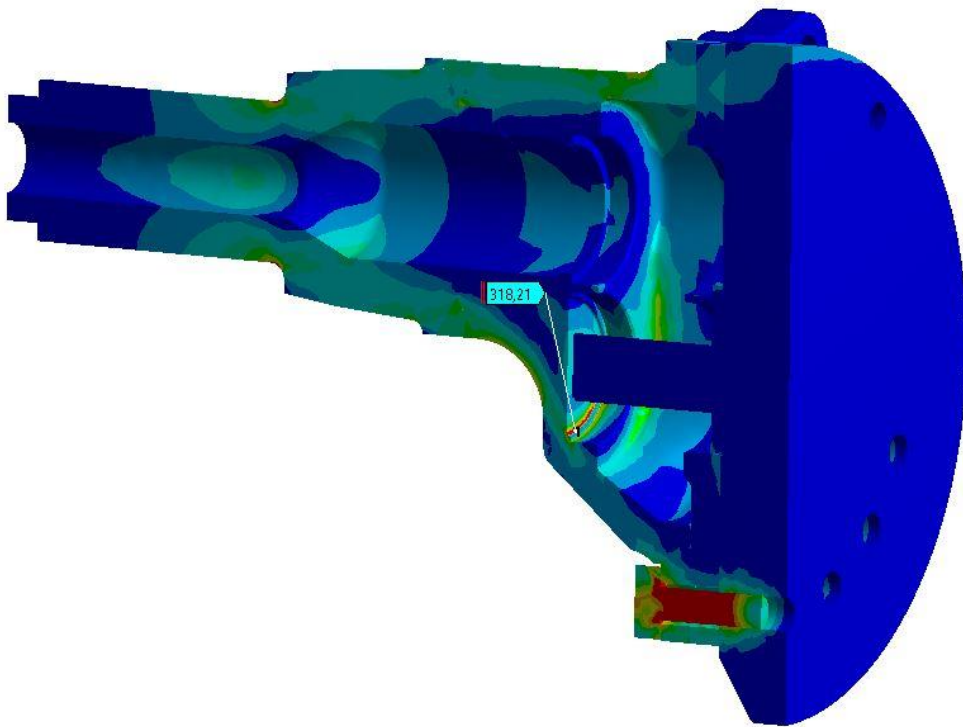
$$R_{ZKVAVZ} = R_{ZS} \cdot 1,8 = 56898 \cdot 1,8 = 102416 \text{ N} \quad (34)$$

Kde:

R_{ZKVAVZ}	[N]	Svislé zatížení kola při kvazistatickém přitížení
R_{ZS}	[N]	Svislé zatížení kola při přímé jízdě



Obr. 63 Kvazistatické přitížení koeficientem 1,8g (redukována napětí von-Mises [MPa])



Obr. 64 Kvazistatické přetížení koeficientem 1,8 g na modelu v řezu (redukováná napětí von-Mises [MPa])

Při této kontrole vyšla nejnižší bezpečnost vůči mezi kluzu na skříni čelního převodu 1,41. Bezpečnost na čepu kola byla vyšší 2,6.

Výsledek kvazistatické kontroly vůči mezi kluzu s jednorázovým přetížením 1,8g je vyhovující.

7.3 Dynamická porovnávací analýza Rešetovou metodou

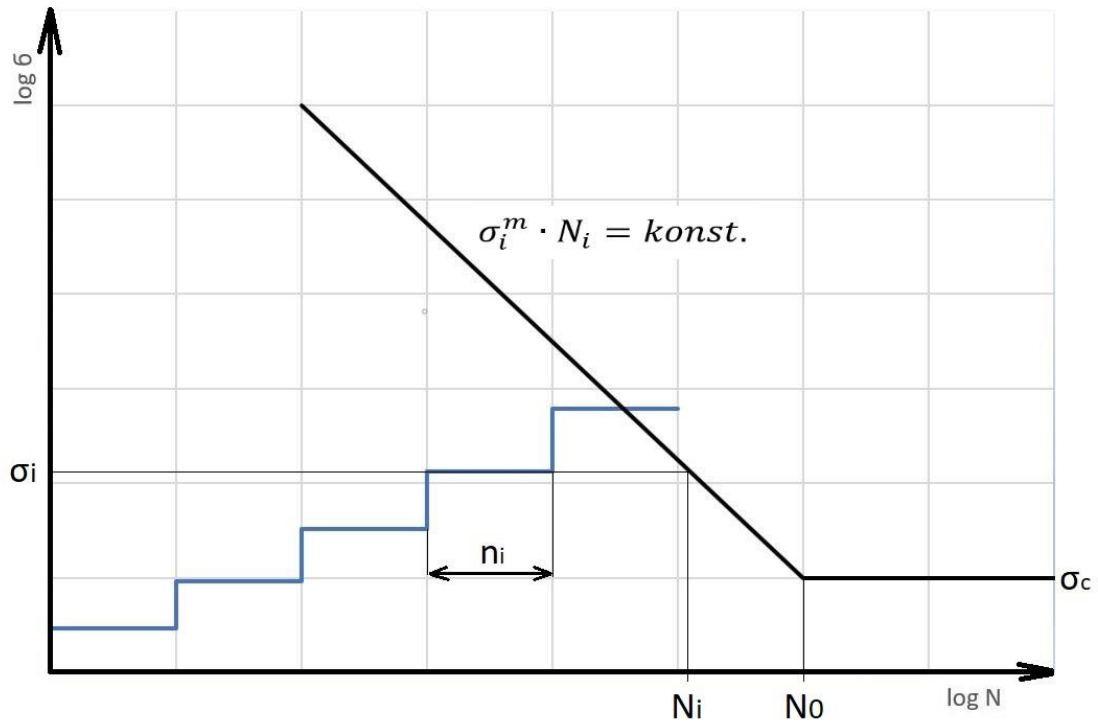
Ačkoliv jsem již provedl kontrolu dynamických účinků na nápravě, jednalo se o velké zjednodušení kvazistatickým výpočtem, které vychází pouze ze zkušeností výpočtářů a konstruktérů v SORu. Takový výpočet je vhodný jako jedna z prvních kontrol, aby poměrně rychle poukázal na slabá místa konstrukce, která se dají ještě snadno upravit.

Dalším stupněm takové kontroly je již výpočet, který uvažuje únavovou pevnost a životnost.

7.3.1 Metodika

Rešetova metoda únavové porovnávací zkoušky [25] je založena na předpokladu platnosti zjednodušení Wöhlerovy křivky a platnosti Palmgren-Minerovy hypotézy lineární kumulace poškození. Metoda této zkrácené únavové zkoušky využívá

cyklického zatěžování v pěti tzv. hladinách zatížení. Pátá hladina odpovídá svým středním napětím právě statickému zatížení přímé jízdy. Na každé této hladině koná náprava 500 tisíc cyklů, které způsobují vznik dílčího poškození D_i . Aby bylo porovnávací kritérium pro městské autobusy splněno, na součásti nesmí dojít k poruše dříve, než po proběhnutí 500 tisíc cyklů na páté hladině. K provedení takového výpočtu je nutné znát odhad koeficientů Wöhlerovy křivky.



Obr. 65 Wöhlerova křivka v log-log souřadnicích se zátěžnými hladinami podle Rešetovy metody

Zatěžování tělesa je harmonickým cyklem, jehož průběh je zvolen dle metodiky na základě uvedených vzorců a je rozděleno na 5 hladin.

$$\sigma_{ai} = \frac{i}{N+1} \cdot \sigma_S \quad (35)$$

$$\frac{\sigma_{mi}}{\sigma_{ai}} = 1,25 \quad (36) \quad i = 1,2, \dots, N$$

Kde:

σ_{ai}	[MPa]	Amplituda napětí i-té hladiny
σ_S	[MPa]	Statické zatížení přímé jízdy
σ_{mi}	[MPa]	Střední napětí i-té hladiny
i	[-]	Hladina zatížení
N	[-]	Počet hladin zatížení

Postup výpočtu začíná odečtením největších napětí von-Mises (HMH) zkoumaných součástí v MKP modelu, který je zatížen silou odpovídající statickému zatížení vozidla. Použitá metoda redukce napětí von-Mises uvažuje hustotu deformační energie, která nezávisí na směru napjatosti, což je z hlediska únavové pevnosti kritičtější a na straně bezpečnosti. Ze získaných napětí se na základě uvedených vztahů (35;36) sestrojí průběhy zatížení na pěti hladinách zatížení. Počet pěti hladin je určen na základě ověřené metodiky používané ve firmě SOR a potvrzené reálnými zkouškami.

Získané průběhy napětí dále přepočítávám na symetrický střídavý cyklus metodou dle Goodmana.

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}} \quad (37)$$

Kde:

σ_{eq}	[MPa]	Ekvivalentní napětí
σ_a	[MPa]	Amplituda napětí
σ_m	[MPa]	Střední napětí
R_m	[MPa]	Mez pevnosti materiálu

Následuje výpočet počtu cyklů N_i , které zkoumaný díl vydrží na každé hladině zvlášť.

Zde se vychází z aproximace Wöhlerovy křivky mocninnou funkcí.

$$\sigma_{cr}^m \cdot N_0 = konst. = C \quad (38)$$

Kde:

σ_{cr}	[MPa]	Mez únavy materiálu
m	[-]	Exponent Wöhlerovy křivky
N_0	[MPa]	Životnost na mezi únavy v počtech cyklů

Za předpokladu aproximace šikmé části Wöhlerovy křivky platí:

$$N_i = \frac{\sigma_{cr}^m \cdot N}{\sigma_{ieq}^m} \quad (39)$$

Kde:

N_i	[-]	Životnost na hladině namáhání v počtech cyklů
-------	-----	---

σ_{ieq}	[MPa]	Ekvivalentní napětí na zátěžné hladině i
m	[-]	Exponent Wöhlerovy křivky

Z uvedeného vztahu se získá počet cyklů N_i ze kterého se za předpokladu platnosti Palmgrem-Minerovy hypotézy kumulace poškození dopočítá kumulace poškození D_i dle následujícího vztahu (40).

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (40)$$

Kde:

D_i	[-]	Kumulace poškození na hladině i
n_i	[-]	Počet cyklů na hladině i
N_i	[-]	Životnost na hladině namáhání v počtech cyklů

Pro jednotlivé hladiny vyhodnocujeme součty na základě uvedeného vztahu (40). na součásti dojde k poruše právě tehdy když $D_i = 1$. Pokud nedojde k poškození dříve než na páté hladině zatížení, lze součást z hlediska životnosti považovat za vyhovující.

7.3.2 Okrajové podmínky výpočtu

Pro výpočet je nutné znát charakteristiky materiálů a kvalifikované odhady Wöhlerových křivek. Materiál skříňě čelního převodu bude vysokopevnostní ocelový odlitek ČSN 42 2709.6 a materiál čepu kola bude výkovek ČSN 15 260.7.

	odlitek	výkovek
Materiál	ČSN 42 2709.6	ČSN 15 260.7
Jakost povrchu	$f_p = 0,8$	$f_p = 0,9$ (obrobena)
Změřené napětí MKP	$\sigma_{max_skříň} = 180 \text{ MPa}$	$\sigma_{max_náboj} = 157 \text{ MPa}$
Mez kluzu	$R_e = 450 \text{ MPa}$	$R_e = 735 \text{ MPa}$
Mez pevnosti	$R_m = 650 \text{ MPa}$	$R_m = 880 \text{ MPa}$
Mez únavy	$\sigma_{cr} = 228 \text{ MPa}$	$\sigma_{cr} = 330 \text{ MPa}$
Životnost na mezi únavy	$5 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$
Exponent Wöhlerovy křivky	$m = 5,8$	$m = 6$
Počet cyklů na hladině	$n_i = 5 \cdot 10^5$	$n_i = 5 \cdot 10^5$

Použité materiály jsem zvolil především kvůli jejich velmi dobrým pevnostním parametrům a také kvůli ověřeným odhadům Wöhlerovy křivky k těmto materiálům. Tyto materiály jsou již používány na různých komponentech autobusů SOR, na kterých byly provedeny i reálné životnostní zkoušky. Právě použitá metodika a hodnoty odhadů se o tyto zkoušky opírají.

Jakost povrchu je zde z důvodu zohlednění drsnosti na koncentrátorech napětí a vychází opět ze zkušeností výpočtářů v SORu. Uvedenými koeficienty násobím meze únavy odpovídající leštěným součástem.

7.3.3 Výsledky

Výpočet dle uvedené metodiky je uveden v příloze (4).

V následujících tabulkách jsou uvedeny výsledky v závislosti na hladině zatížení.

V závislosti na hladině jsou zde uvedena redukováná napětí, životnosti na jednotlivých hladinách zatížení a kumulace poškození. Ve třetím sloupci je uveden počet cyklů, které těleso koná na každé hladině. Na poslední páté hladině je počet cyklů do poruchy n_i s respektováním kumulace poškození z předchozích hladin.

Tabulka 10 Přehled výsledků Rešetovy metody u skříně čelního převodu

hladina	Redukované napětí σ_{eq} [MPa]	Počet cyklů n_i na hladině	Životnost N_i na hladině namáhání	Kumulace poškození D_i
1	31,84	500000	124717855663	0,0000040
2	67,83	500000	1551718078	0,0003222
3	108,84	500000	99909121	0,0050045
4	156,00	500000	12382016	0,0403811
5	210,81	2060700	2159411	0,9542881

Tabulka 11 Přehled výsledků Rešetovy metody u čepu kola

hladina	Redukované napětí σ_{eq} [MPa]	Počet cyklů n_i na hladině	Životnost N_i na hladině namáhání	Kumulace poškození D_i
1	27,18	500000	3407060587691	0,0000001
2	56,54	500000	42035420154	0,0000119
3	88,35	500000	2885882738	0,0001733
4	122,95	500000	397459583	0,0012580
5	160,70	79594047	79709090	0,9985567

Z uvedených výsledků je patné, že součásti vydrží bez porušení násobky minimálních cyklů páté hladiny a lze považovat tyto součásti z hlediska únavové životnosti pro použití v městském autobuse jako vyhovující.

8 Závěr

Provedl jsem výběr nejvhodnějšího typu elektrické nápravy do nízkopodlažního elektrobusu SOR EBN 11, náprava bude obsahovat dva asynchronní elektromotory na nápravě s mechanickým převodem. Na základě vlastností elektromotorů a ekonomického hlediska jsem zvolil asynchronní elektromotory o jmenovitém výkonu 80 kW a se znalostí návrhu jeho trakční charakteristiky jsem navrhl vhodný převod o hodnotě 19,15. Návrh převodu bude uskutečněn pomocí čelního soukolí a planetové redukce v kole a respektuje požadovanou stoupavost elektrobusu, účinnostní spektrum elektromotorů a samotnou zástavbu. Čelní soukolí a jeho ložiska jsem navrhl a dimenzoval na maximální moment elektromotoru, a i přes omezující zástavbové podmínky je soukolí realizovatelné. S ohledem na zástavbové kompromisy jsem zpracoval model uspořádání nápravy, u kterého jsem provedl základní pevnostní a životnostní výpočty čepu kola a skříně čelního převodu. Minimální bezpečnosti vůči mezi kluzu v nejhorších jízdních stavech je na čepu kola 1,78 a na skříně čelního převodu 1,25. Životnostní porovnávací výpočet Rešetovou metodou ukázal nejnižší životnost na skříně čelního převodu, která více jak čtyřnásobně převyšuje minimální počet cyklů na nejvyšší hladině zatížení. Na základě provedených pevnostních a životnostních porovnávacích výpočtů se dá konstatovat, že koncepce ve stávajícím stádiu vývoje nemá žádné zásadní pochybení z hlediska pevnosti a životnosti na kontrolovaných částech nápravy. Pro další ověření koncepce bude nutné provést pevnostní a životnostní kontrolu nosného pláště elektromotoru, jehož návrh je závislý na probíhajícím vývoji elektromotoru a také provést modální analýzu u kompletního modelu, která může poukázat na případná slabá místa konstrukce.

9 Použité zdroje

1. Limits to improve air quality and health. AA [online]. [cit. 2019-06-27].
Dostupné z: <https://www.theaa.com/driving-advice/fuels-environment/euro-emissions-standards>
2. Reducing CO2 emissions from heavy-duty vehicles. *European Commission* [online]. [cit. 2019-06-20]. Dostupné z:
https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/heavy_en
3. ACEA: osobní auta produkují jen procento emisí CO2. *Svaz dovozců automobilů - SDA* [online]. Kubánské nám. 1391/11, 100 00 PRAHA 10, 09.10.2018 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <http://portal.sda-cia.cz/clanek.php?id=6204&v=m>
4. Vývoj hrubé výroby elektřiny podle paliv a technologií. Ministerstvo průmyslu a obchodu [online]. [cit. 2019-06-27]. Dostupné z:
<https://www.mpo.cz/assets/cz/energetika/statistika/elektrina-a-teplo/2017/10/Hruba-vyroba-elektriny-2010-2016.pdf>
5. Bílina nasadila do provozu nové elektrobusesy, má tak bezemisní MHD. *Zdopravy* [online]. [cit. 2019-06-27]. Dostupné z: <https://zdopravy.cz/bilina-nasadila-do-provozu-nove-elektrobusesy-ma-tak-bezemisni-mhd-16956/>
6. Energy Storage: Battery Materials and Architectures at the Nanoscale. *IntechOpen* [online]. 2014, 12.2. 2014 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z:
<https://www.intechopen.com/books/ict-energy-concepts-towards-zero-power-information-and-communication-technology/energy-storage-battery-materials-and-architectures-at-the-nanoscale>
7. Ceník elektřiny pro podnikatele. *Pražská energetika, a. s.* [online]. 1. 1. 2019 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <https://www.pre.cz/Files/firmy/elektrina/archiv-produktu/2019/aktiv-cez/>
8. BALASHOV, Alexandr. Energetická náročnost jízdy elektrobusem. Praha, 2017. Diplomová práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ FAKULTA STROJNÍ. Vedoucí práce Ing. Josef Morkus, Csc.
9. Makita için rotor model. In: *Bohrer-onlineshop* [online]. [cit. 2019-06-20].
Dostupné z: <https://www.bohrer-onlineshop.de/turkce/yedek-parcalar/elektronik-motor-bobinleri/makita/makita-icin-rotor-model-ls1040-lh1040f-ls1040f-urun-kodu-516718-8-220-240v>

10. Permanent Magnet Synchronous Motor. *Allied Market Research* [online]. [cit. 2019-06-20]. Dostupné z:
<https://alliedmarketresearch.wordpress.com/tag/permanent-magnet-synchronous-motor/>
11. 2012 Honda Civic Hybrid - Integrated Motor Assist electric motor cutaway. *Greencarreports* [online]. 24.11.2011 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z:
https://www.greencarreports.com/news/1069878_2012-honda-civic-hybrid-greencarreports-best-car-to-buy-2012-nominee
12. MARTIŠKO, Lukáš. *Reluktanční stroje a jejich možné využití v průmyslu* [online]. 2016 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z:
<https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/27537/1/Martisko%20Lukas%202016.pdf>. BAKALÁŘSKÁ PRÁCE. ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ.
13. SWITCHED RELUCTANCE (SR) MOTORS. *Electric Machines* [online]. [cit. 2019-06-20]. Dostupné z:
http://people.ucalgary.ca/~aknigh/electrical_machines/other/sr.html
14. Why are switched-reluctance motors (SRMs) so difficult to control?. *Motion Control Tips* [online]. [cit. 2019-06-20]. Dostupné z:
<https://www.motioncontroltips.com/faq-switched-reluctance-motors-srms-difficult-control/>
15. Axles developed for the electric bus built in modular concept. *Brist* [online]. [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <http://bristaxle.com/axles-developed-for-the-electric-bus-built-in-modular-concept/>
16. AVL-e-axle. *Charged: How to optimize powertrain solutions for electric trucks and buses* [online]. 2018 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z:
<https://chargedevs.com/newswire/how-to-optimize-powertrain-solutions-for-electric-trucks-and-buses/>
17. ZAwheel® axle drive module. *Ziehl-Abegg* [online]. [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <https://www.ziehl-abegg.com/us/en/product-range/automotive/axle-drive-module/>
18. ZF AVE 130. ZF press center [online]. [cit. 2019-06-25]. Dostupné z:
https://press.zf.com/press/en/media/media_1506.html

19. Tassima: Neu aus Alt. NFZ-MESSE [online]. [cit. 2019-06-20]. Dostupné z:
<https://www.nfz-messe.com/de/fachmagazin/fachartikel/aktuelles-tassima-elektromobilitaet-tassima-neu-aus-alt-1928.html>
20. Innovations. *BYD Europe* [online]. [cit. 2019-04-15]. Dostupné z:
<http://bydeurope.com/innovations/technology/index.php>
21. Proterra-duopower. *Axletech* [online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z:
<https://www.axletech.com/en/products/electric-solutions/proterra-duopowertm>
22. Eaton 4-Speed Electric Vehicle Transmission Provides Torque, Efficiency. *Oemoffhighway* [online]. [cit. 2019-06-20]. Dostupné z:
<https://www.oemoffhighway.com/drivetrains/clutch-transmission/transmissions/press-release/21023147/eaton-eaton-4speed-electric-vehicle-transmission-provides-torque-efficiency>
23. ETM high-density permanent magnetic disc motor. Realland technology [online]. [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <http://en.realland.cn/qfy-content/uploads/2019/02/78bd9e8b5d97bf17a8e9500e585f8aec.pdf>
24. Required safeties for cylindrical gear units. Kisssoft [online]. [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <https://www.kisssoft.ch/Manual/en/9493.htm>
25. VOJTÍŠEK, Jaroslav, NOVOTNÝ, Josef, ŘEHOŘ, Pavel. Ověření metodiky zkrácených únavových zkoušek. Lektor Ing. Jiří Eret. Ústřední výzkumný ústav n.p. Škoda Plzeň : [s.n.], [1975]. 5 s.
26. SOR EBN 8 / EBN 9,5 / EBN 11. SOR [online]. [cit. 2019-06-21]. Dostupné z:
https://www.sor.cz/wp-content/uploads/2017/09/EBN_8-95-11_CZ_LoRes.pdf
27. O nás. SOR [online]. [cit. 2019-06-27]. Dostupné z:
<https://www.sor.cz/spolecnost/o-nas/>
28. MINDL, Pavel. Elektrické stroje pro hybridní pohony Stejnoseměrné stroje [přednáška 1]. Praha: Hybridní pohony, 15. 3. 2019.
29. MINDL, Pavel. Elektrické stroje pro hybridní pohony Indukční stroje [přednáška 2]. Praha: Hybridní pohony, 22. 3. 2019.
30. Rear Axle System AV 133. ZF [online]. [cit. 2019-06-27]. Dostupné z:
https://www.zf.com/products/en/buses/products_29198.html

31. Electric-axle. Silex [online]. [cit. 2019-06-27]. Dostupné z:
<http://silex.hu/products/electric-axle/>

Seznam obrázků

Obr. 1 Elektrobuses SOR EBN 11 [26].....	10
Obr. 2 Vývoj kapacity Li-ion baterií [6]	11
Obr. 3 Závislost momentu SS motoru na typu buzení [28]	12
Obr. 4 Komutátorový rotor SS motoru [9].....	12
Obr. 5 Schéma statoru a rotoru SRM [13]	13
Obr. 6 SRM elektromotor [14].....	13
Obr. 7 Schéma PMSM motoru [10]	14
Obr. 8 PMSM Honda Civic Hybrid [11].....	14
Obr. 9 Přední elektricky poháněná náprava Brist [15]	15
Obr. 10 Zástavba nápravy Brist v autobusovém rámu [15].....	15
Obr. 11 Portálová náprava ZF AV133 [30]	16
Obr. 12 Přestavba starého autobusu na elektrobuses s nápravou Ziehl-Abegg na veletrhu v Hannoveru 2018 [19]	17
Obr. 13 Náprava Ziehl-Abegg ZAwheel® [17]	18
Obr. 14 Náprava E-Traction na veletrhu IAA v Hannoveru 2018.....	18
Obr. 15 Náprava ZF AVE 130 [18]	19
Obr. 16 Řez nápravou ZF AVE130 ze strany elektromotoru	20
Obr. 17 Řez nápravou ZF AVE130 ze strany kola	20
Obr. 18 Náprava BYD s PMSM elektromotory [20]	20
Obr. 19 Řaditelná dvourychlostní náprava autobusů Proterra [21].....	21
Obr. 20 Čtyřstupňová převodovka EATON [22]	22
Obr. 21 Model elektrická nápravy Silex [31].....	22
Obr. 22 Prototyp Silex na IAA Hannover 2018.....	22
Obr. 23 PMSM Realland ETM25C ($P_{nom}=80$ kW, $M_{nom}=255$ Nm) [23]	23
Obr. 24 Účinnostní mapa PMSM Realland ETM25C [23].....	24
Obr. 25 Model koncepce elektrická nápravy s PMSM.....	24

Obr. 26 Schéma převodu nápravy koncepce s PMSM.....	25
Obr. 27 Vedení nápravy ZF s nosníky a vedením nápravy typu SOR s trojúhelníkovými rameny	26
Obr. 28 Uchycení čepu trojúhelníkového ramena na nápravě.....	27
Obr. 29 Koncepce nápravy s ASM v rámu nízkopodlažního autobusu SOR	29
Obr. 30 Uspořádání nápravy s asynchronními elektromotory {(1)-trojúhelníkové rameno; (2)-podélné rameno; (3)-elektromotor; (4)-brzdový třmen; (5)-měch pérování; (6)-tlumič; (7)-planetová redukce}	30
Obr. 31 Ramena vedení nápravy	31
Obr. 32 Svařence nosníků nápravy	32
Obr. 33 Návrh asynchronního elektromotoru firmy Pragoimex [interní materiály firmy SOR].....	33
Obr. 34 Svislý řez čepem kola [(1)-zjednodušená planetová redukce;(2)-Kolové ložisko; (3)-Hřídel spojující výstup z čelního převodu s planetovou redukcí v kole; (4)-Čep kola; (5)-Skříň čelního převodu; (6)-Čelní soukolí; (7)-Brzdový třmen; (8)-Elektromotor]	34
Obr. 35 Průřez uličkou pro cestující (levá část-upravená; pravá část – původní)	35
Obr. 36 Průřez zástavbou elektromotoru vůči středovému rámu tvořící uličku pro cestující	36
Obr. 37 Rozpad sestavy čepu kola s elektromotorem [(1)-reakční člen složeného planetového soukolí; (2)-kolové ložisko; (3)-čep kola; (4)-držáky brzdového třmenu; (5)-svar; (6)-skříň čelního převodu; (7)-čelní soukolí; (8)-deska uzavírající skříň čelního soukolí; (9)-nosný elektromotor].....	37
Obr. 38 Čep kola se skříň čelního převodu přišroubovaná k elektromotoru	38
Obr. 39 Schéma převodu od asynchronního elektromotoru ke kolu.....	40
Obr. 40 Řez návrhem čelního soukolí s kuželíkovými ložisky	41
Obr. 41 Model soukolí v programovém prostředí Kisssoft.....	42
Obr. 42 Zjednodušený model pro MKP výpočet (1-náhrada brzdového třmene; 2-náhrada spojovacího materiálu; 3-náhrada elektromotoru).....	55
Obr. 43 Zavedené zátěžné síly do modelu.....	56
Obr. 44 Zatížení od ložisek čelního soukolí.....	56
Obr. 45 Předepjatá šroubová spojení	57
Obr. 46 Zasiťovaný model v programu Ansys.....	58

Obr. 47 Plocha fixovaného suportu (světle zeleně zvýrazněná plocha).....	58
Obr. 48 Řez zatíženým zjednodušeným modelem a zatíženým modelem s ložiskem ...	59
Obr. 49 Příčná jízda na plný plyn (redukovaná napětí von-Mises [MPa]).....	60
Obr. 50 Příčná jízda na plný plyn – průběh napětí na modelu v řezu (redukovaná napětí von-Mises [MPa]).....	60
Obr. 51 Ustálené brždění s odlehčením zadní nápravy (redukovaná napětí von-Mises [MPa])	61
Obr. 52 Ustálené brždění s odlehčením zadní nápravy – průběh napětí na modelu v řezu (redukovaná napětí von-Mises [MPa])	61
<i>Obr. 53 Brždění se skokovým náběhem brzdné síly – bez odlehčení (redukovaná napětí von-Mises [MPa]).....</i>	<i>62</i>
Obr. 54 Brždění se skokovým náběhem brzdné síly – průběh napětí na modelu v řezu (redukovaná napětí von-Mises [MPa])	62
Obr. 55 Průjezd zatáčkou na mezi překlopení (redukovaná napětí von-Mises [MPa])..	63
Obr. 56 Průjezd zatáčkou na mezi překlopení – průběh napětí na modelu v řezu (redukovaná napětí von-Mises [MPa])	63
Obr. 57 Kombinace brždění elektromotorem a brzdami na mezi adheze (redukovaná napětí von-Mises [MPa])	64
Obr. 58 Kombinace brždění elektromotorem a brzdami na mezi adheze – průběh napětí na modelu v řezu (redukovaná napětí von-Mises [MPa]).....	64
Obr. 59 Kombinace stavu na mezi překlopení s plným hnacím momentem (redukovaná napětí von-Mises [MPa])	65
Obr. 60 Kombinace stavu na mezi překlopení s plným hnacím momentem na modelu v řezu (redukovaná napětí von-Mises [MPa])	65
Obr. 61 Kombinace stavu na mezi překlopení se skokovým náběhem brzdné síly (redukovaná napětí von-Mises [MPa])	66
Obr. 62 Kombinace stavu na mezi překlopení se skokovým náběhem brzdné síly na modelu v řezu (redukovaná napětí von-Mises [MPa])	66
Obr. 63 Kvazistatické přetížení koeficientem 1,8g (redukovaná napětí von-Mises [MPa])	68
Obr. 64 Kvazistatické přetížení koeficientem 1,8 g na modelu v řezu (redukovaná napětí von-Mises [MPa]).....	69

Obr. 65 Wöhlerova křivka v log-log souřadnicích se zátěžnými hladinami podle Rešetovy metody	70
--	----

Seznam tabulek

Tabulka 1 Celkový výkon a moment celé hnací nápravy v závislosti na stoupavosti	39
Tabulka 2 Zvolené a vypočtené koeficienty pro výpočet stoupavostí.....	39
Tabulka 3 Základní parametry čelního soukolí	43
Tabulka 4 Bezpečnosti z výpočtu programu Kisssoft dle normy DIN 3990	43
Tabulka 5 Minimální životnosti ložisek čelního soukolí.....	44
Tabulka 6 Parametry elektrobuse EBN 11 a vlastností nové nápravy pro výpočet zátěžných stavů.....	46
Tabulka 7 Přehled zatížení různých jízdních stavů a jejich kombinací	54
Tabulka 8 Přehled maximálních napětí von-Mises jednotlivých zkoumaných součástí. 67	
Tabulka 9 Bezpečnosti vůči mezi kluzu	67
Tabulka 10 Přehled výsledků Rešetovy metody u skříně čelního převodu	73
Tabulka 11 Přehled výsledků Rešetovy metody u čepu kola.....	73

Seznam příloh:

1. Naprava_SOR_stoupavosti.xlsx
2. SPS_SOR_kinematika.pdf
3. KISSsysReport_celni_soukoli.pdf
4. Rešetova_metoda.xlsx