

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKČNÍ NÁVRH PLANETOVÉHO PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ FORMULE STUDENT

PLANETARY GEARBOX DESIGN FOR THE FORMULA STUDENT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Marek Viktořík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Marek Viktořík**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Aleš Prokop, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Konstrukční návrh planetového převodového ústrojí Formule Student

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Bakalářská práce se bude zabývat konstrukčním návrhem redukční převodovky pro účely užití v závodním voze Formula Student. Převodovka bude plnit požadavky na zástavbové rozměry vozu FS, technické parametry pro přenos hnacího momentu na kola, přičemž bude zohledněn aspekt krátké životnosti klíčových komponent závodního vozu. Konstrukční návrh bude podpořen pevnostními výpočty klíčových uzlů.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše problematiky užití redukčních planetových převodovek v konstrukci vozidel s elektrickým pohonem.
Vypracování koncepčních návrhů přenosu točivého momentu.
Vypracování konstrukčního návrhu převodového ústrojí.
Provedení pevnostní kontroly klíčových uzlů.
Vyhotovení výkresové dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

NAUNHEIMER, H., B. J., RYBORZ, J., NOVAK., W. Automotive Transmissions. Springer Verlag, 1999, ISBN 978-3-642-16213-8.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Účelem této práce je navrhnout redukční převodovku pro vůz soutěže Formula Student Electric. Na začátku práce je shrnuto rozdělení používaných převodů v soutěži. Rešeršní část blíže popisuje návrhy redukčních převodovek u monopostů této soutěže. Rovněž jsou popsány redukční převodovky osobních automobilů.

Výsledkem bakalářské práce je návrh soukolí a komponentů přenášejících točivý moment. Dále je provedena MKP analýza všech kritických částí převodového ústrojí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Formula Student, redukční převodovka, soukolí, převodový poměr, simulace

ABSTRACT

The purpose of the bachelor thesis is to design a reduction gearbox for a Formula Student Electric car. Firstly, the theoretical part summarizes the distribution of used transfers in the competition. Secondly, the research part analyses the proposals of reduction gears for monoposts of this competition in more detail. Thirdly, the description of reduction gears for passenger cars is provided.

Finally, the result is the design of gears itself and their components transmitting torque. Furthermore, the FEM analysis of all critical parts of the transmission system is performed.

KEYWORDS

Student formula, reduction gear, gears, gear ratio, simulation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Viktořík, M. *Konstrukční návrh planetového převodového ústrojí Formule Student*. Brno, 2022. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Aleš Prokop. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140027>.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Aleše Prokopa a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Marek Viktořík



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu bakalářské práce panu Ing Aleši Prokopovi, za ochotu, cenné rady a odborné vedení při vypracování bakalářské práce.

OBSAH

Úvod	10
1 Redukční převodovky využívané ve Formula Student	11
1.1 Čelní soukolí	11
1.2 Planetové soukolí	13
1.2.1 Základní planetové ozubení se zastavenou korunou	13
1.2.2 Základní planetové soukolí se zastaveným unašečem	15
1.2.3 Odstupňované planetové soukolí	17
1.3 Kombinace čelního a planetového soukolí	19
1.4 Zhodnocení typů soukolí:	20
1.4.1 Kritéria pro určení vhodného soukolí	20
1.4.2 Výběr nejlepšího typu soukolí	21
2 Redukční převodovky pro osobní automobily	23
2.1 Jednostupňové převodovky	23
2.1.1 Jednostupňové redukční převodovky Audi	24
2.2 Dvoustupňové redukční převodovky	26
.....	27
3 Návrh odstupňovaného planetového soukolí pro Dragona e2	28
3.1 Určení vstupních parametrů pro výpočet soukolí	28
Zvolení materiálů ozubených kol	29
3.2 Výpočet ozubení v softwaru KISSsoft	30
3.4.1 Návrh typu a zadání vstupních parametrů v KISSsys	30
3.2.1 Výpočet soukolí	31
3.3 Výroba ozubení	36
4 Návrh komponentů pro přenos točivého momentu	37
4.1 Hřídel motoru a centrální kolo	37
4.1.1 Kontrola drážky na dotkový tlak	37
4.2 Unašeč planetového ozubení	38
4.2.1 Sestava unašeče	39
4.3 Pevnostní analýza sestavy unašeče	40
4.3.1 Výpočet sil od ozubených kol	40
4.3.2 Průběh MKP simulace	41
4.4 Návrh převodové skříně	45
4.5 Simulace převodové skříně	46
Závěr	49
Použité informační zdroje	50
Seznam použitých zkratk a symbolů	52
Seznam příloh	55

ÚVOD

Formula Student je evropskou odnoží původně amerického výukového projektu Formula SAE. Tato inženýrská soutěž byla založena už v roce 1981 a vznikla s cílem připravit budoucí inženýry lépe pro praxi. Koncept je založen na fungování fiktivní firmy, která má za cíl vyvinout jednomístný vůz formulového typu. Celý proces zahrnuje návrh, výrobu prototypu, testování, analýzu nákladů, přípravu marketingového plánu a závodění. Do tohoto projektu je zapojeno téměř 800 univerzitních týmů z různých koutů světa. Závody jsou rozděleny na dvě části statickou a dynamickou. Při statické části se prezentuje návrh, cena jednotlivých komponentů a představuje se Business plán. Dynamická část se skládá z Akcelerace na 75 metrů, Skidpadu (osmička v obou směrech), Autocrossu (závod na jedno kolo) a Endurance (závod na 22 km). Během těchto zkoušek se porovnává rychlost jednotlivých monopostů a zároveň jejich spolehlivost.

Tým TU Brno racing má desetileté zkušenosti se stavbou spalovacích formula student monopostů, za tuto dobu se vypracoval mezi světovou špičku a důkazem je aktuálně 9. místo ve světovém žebříčku spalovací kategorie. V posledních dvou letech souběžně probíhal také vývoj elektrického monopostu Dragon e1, který na svém prvním závodě FS Czech 2021 obsadil 2. místo. Vývoj monopostu se zabýval pouze návrhem pohonu, jelikož vychází ze staršího vozu Dragon 6. Na začátku sezony 2021/2022 byl pozastaven vývoj spalovacích formulů a následně probíhá pouze v elektrické kategorii Formula Student soutěže. Koncepte Dragona e2 je již plně uzpůsobena na elektrický pohon a je kladen důraz pro co nejvyšší výkonost všech jednotlivých komponentů.

Jedním z cílů bakalářské práce je zrevidovat návrhy redukčních převodovek u nejlepších elektrických Formula Student týmů a vzájemně je porovnat. Rešeršní část se v druhé části zabývá využívanými trendy redukčních převodovek u významných výrobců osobních automobilů, které mohou být případně využity jako zdroj inspirace pro eventuální použití v monopostu s elektrickým pohonem.

Primárním cílem bakalářské práce je navrhnout redukční převodovku v měřítku evropské špičky v elektrické kategorii Formula Student soutěže. K tomu je využita pokročilá počítačová simulace za pomoci softwaru KISSsoft a MKP analýza v programu Ansys.

Práce má ambici nastavit koncept pro následující sezony a počítat s návrhem pohonné jednotky umístěné v kole monopostu.

1 REDUKČNÍ PŘEVODOVKY VYUŽÍVANÉ VE FORMULA STUDENT

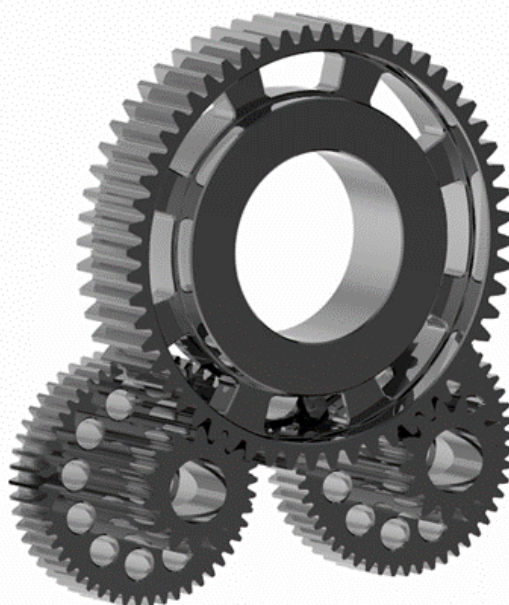
Redukční převodovky jsou rozčleněny do skupin podle použitého ozubení. V každé skupině je popsán princip a představen příklad použití u formula student týmů. Na konci kapitoly jsou porovnány výhody a nevýhody jednotlivých typů ozubení a je vyhodnoceno, který z nich je nejlepší.

1.1 ČELNÍ SOUKOLÍ

Principem základního čelního převodu je přenášet točivý moment pomocí dvou ozubených kol, které mají rozdílný počet zubů. Větším rozdílem v počtu zubů se zvětšuje převodový poměr, který tento stav vyjadřuje číselně. Pro dosažení většího převodového poměru a zachování kompaktních rozměrů se používá ozubení s více stupni redukce, nejčastěji se dvěma. V základním typu převodu s jedním stupněm redukce se využívá jeden vstupní a jeden výstupní hřídel. Pro navýšení redukčních stupňů je potřebné vložit předlohový hřídel.

TU FAST PŘEVODOVKA

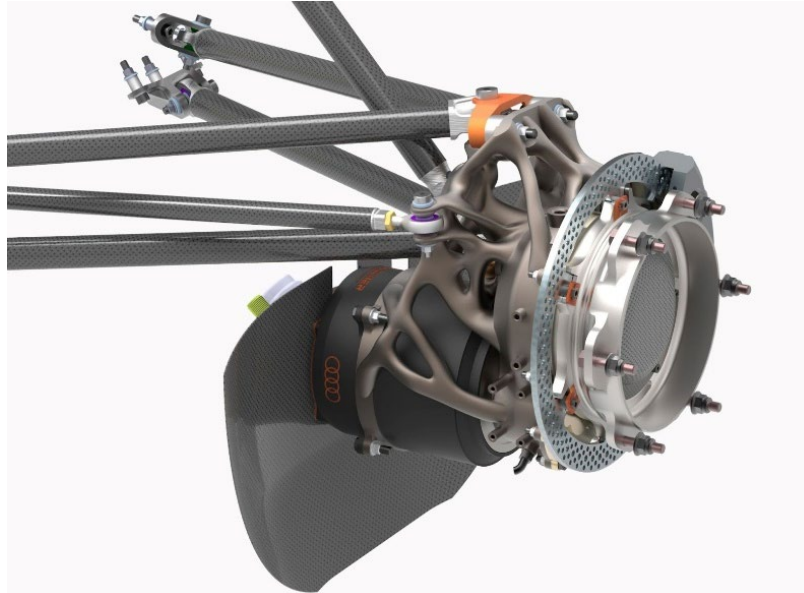
Čelní ozubení v redukční převodovce využívá málo týmů, například TU Fast z Mnichova, který má více než desetiletou zkušenost se stavbou elektrické formule a momentálně se nachází na 20. místě ve světovém žebříčku. Vstupní moment je do soukolí přiváděn na centrální kolo, které jej rozvádí na první redukční stupeň větších kol spojených s druhým redukčním stupněm menších kol. Výstup ze soukolí je z největšího kola, které je nalisované na náboji kola, viz *obr.1.* [1]



Obr. 1 Ozubení TU Fast

Výhodou soukolí je jednodušší návrh a následná výroba, z důvodů menších nároků na přesnost uložení a výroby. Dalším benefitem dvoustupňové čelní převodovky je možnost umístit motory níž, a tím snížit těžiště monopostu. Nevýhodou jsou větší rozměry a hmotnost ozubení při

shodném převodovém poměru jako u planetového ozubení. Možnou nevýhodou je nesouosost vstupního hřídele s výstupním. Při případném umístění motoru do kol se zhorší zástavba. Názorným příkladem je uchycení ramen, které je znázorněno na *obr. 2*. Ramena jsou spojena s těhlicí pouze v horní části a nemají optimální sklon. [1]



Obr. 2 Pohonná jednotka umístěná v kole TU Fast [1]

ZHODNOCENÍ ČELNÍHO SOUKOLÍ

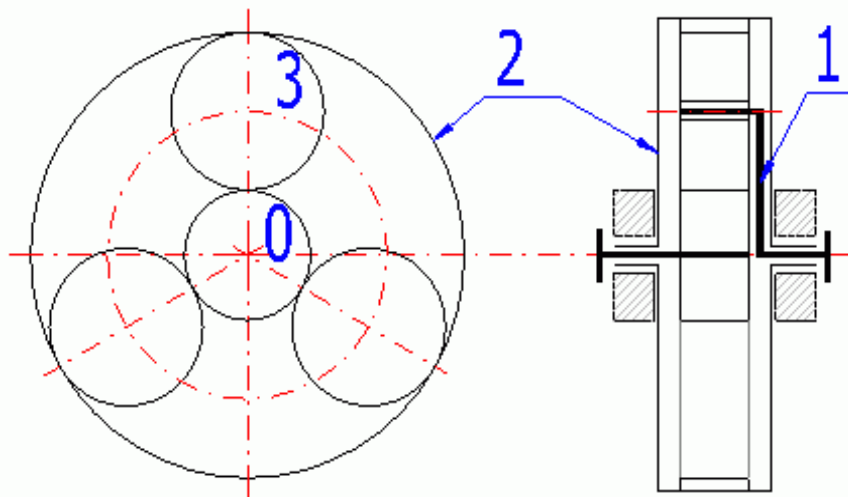
Čelní soukolí není příliš vhodné pro aplikaci do redukční závodní převodovky z důvodu větších rozměrů při požadovaném vysokém převodovém poměru. Výhody soukolí jsou spíše spojené s jednodušším návrhem a následnou méně náročnou výrobou, případně s možností variabilně uspořádat jednotlivá ozubená kola na hřídelích.

Tab. 1 Zhodnocení čelního soukolí

	Výhody	Nevýhody
Čelní soukolí	Jednoduchost návrhu	Větší rozměry
	Spolehlivost soukolí	Nesouosost vstupního a výstupního
	Variabilnost uspořádání	Nízký převodový poměr

1.2 PLANETOVÉ SOUKOLÍ

Dalším používaným typem soukolí pro redukční převodovku je základní planetové, znázorněné na *obr. 3*. Skládá se ze soustavy ozubených kol, které spojuje unašeč.

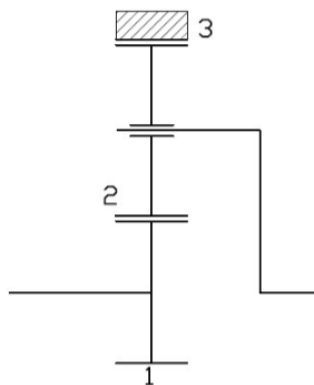


Obr. 3 Základní planetové ozubení, 0 - Centrální kolo; 1- Unašeč (r); 2 - Korunové kolo (k); 3 – Satelit (s) [2]

Centrální osa převodového mechanismu je souosá jak s centrálním kolem, tak s korunovým kolem. Na unašeči jsou otočně uloženy satelity, které mohou mít jedno či více ozubení. Satelity u jednoduchého planetového převodu přenášejí točivý moment v souběžném záběru s centrálním kolem a korunovým kolem. Celkový počet satelitů nemá vliv na převod, ale zlepšuje únosnost soukolí a odlehčuje ložiska. Při volné rotaci všech tří základních částí má soukolí dva stupně volnosti, tento stav se nazývá diferenciál. Pro funkci planetového soukolí jako převodu je nutné některou ze základních částí pevně spojit s rámem stroje. Možná uspořádání jsou představena v následujících odstavcích kapitoly 1.2. [2]

1.2.1 ZÁKLADNÍ PLANETOVÉ OZUBENÍ SE ZASTAVENOU KORUNOU

Jde o nejběžnější uspořádání redukční převodovky, jedná se o ozubení se vstupním centrálním kolem a výstupem z unašeče. Korunové kolo je pevně spojeno s rámem stroje, což znázorňuje *obr. 4*. Výstupní točivý moment narůstá, a proto vzniká momentový multiplikátor. V tomto uspořádání dosahuje planetové ozubení největšího převodového poměru ($i=1 - i^f$) [3]



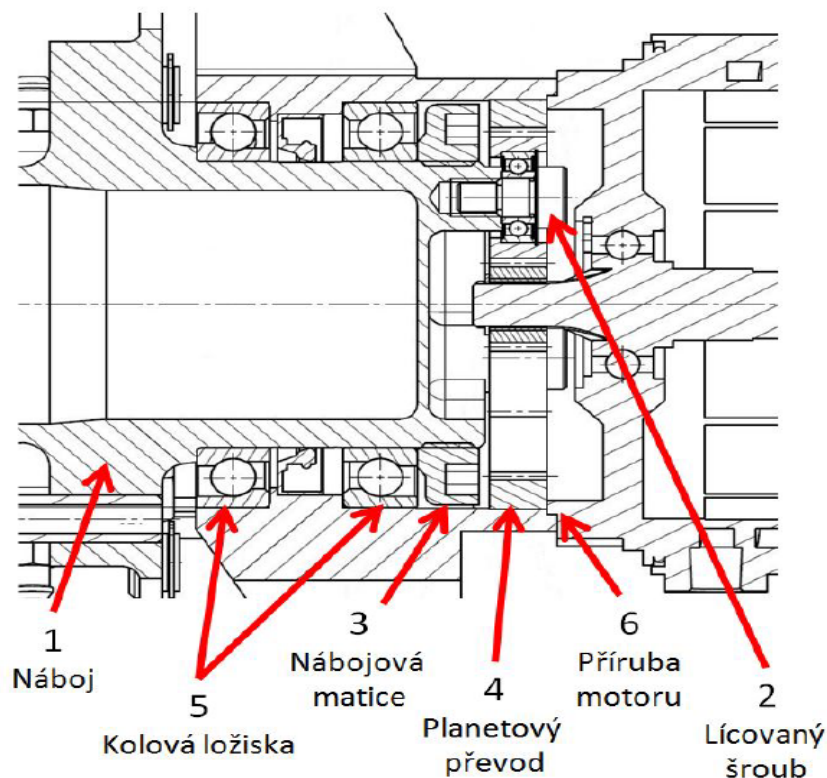
Obr. 4 Schéma planetového ozubení se zastaveným korunovým kolem [3]

PLANETOVÉ SOUKOLÍ EFORCE PRAGUE

Tým eForce je český formula student tým, který vznikl v roce 2011 a sídlí na Fakultě elektrotechnické ČVUT. V roce 2015 zkonstruoval planetovou převodovku pro pohon předních elektromotorů umístěných v kole. Celé jednoduché soukolí je uloženo v těhlici a náboj kola současně plní funkci unašeče soukolí. Použitím planetového soukolí dosahuje tým převodového poměru 5,3. Soukolí, znázorněné na obr. 5 je složeno z centrálního kola se 17 zuby, satelitů s 28 zuby a korunového kola se 73 zuby, viz obr. 5. [4]



Obr. 5 Planetové soukolí eForce [4]



Obr. 6 Uložení planetového ozubení v kole [4]

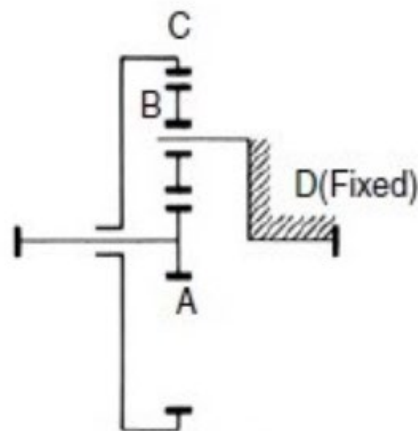
Satelity jsou spojeny s nábojem kola pomocí speciálně upraveného lícovaného šroubu M6, který je zkrácený kvůli zamezení dotyku čela šroubu se dnem díry na náboji a kvůli dostatečnému upevnění kuličkového ložiska. Korunové kolo je zajištěno proti protočení v těhlici

přes tvarové drážky a vložený motor zamezuje axiálnímu posuvu. Centrální kolo je nalisováno na hřídeli motoru, která je uložena na dvou kuličkových ložiscích, viz *obr. 6*.

Výhodou tohoto návrhu je nahrazení unašeče nábojem kola a umístění planetového soukolí přímo v těhlici. Zásadou těchto konstrukčních řešení jsou redukovány použité součástky převodového ústrojí a výsledná hmotnost klesla na minimum. Dalším přínosem je malá šířka ozubených kol. Nevýhodou je nízký výstupní točivý moment z důvodu malého převodového poměru soukolí. [4]

1.2.2 ZÁKLADNÍ PLANETOVÉ SOUKOLÍ SE ZASTAVENÝM UNAŠEČEM

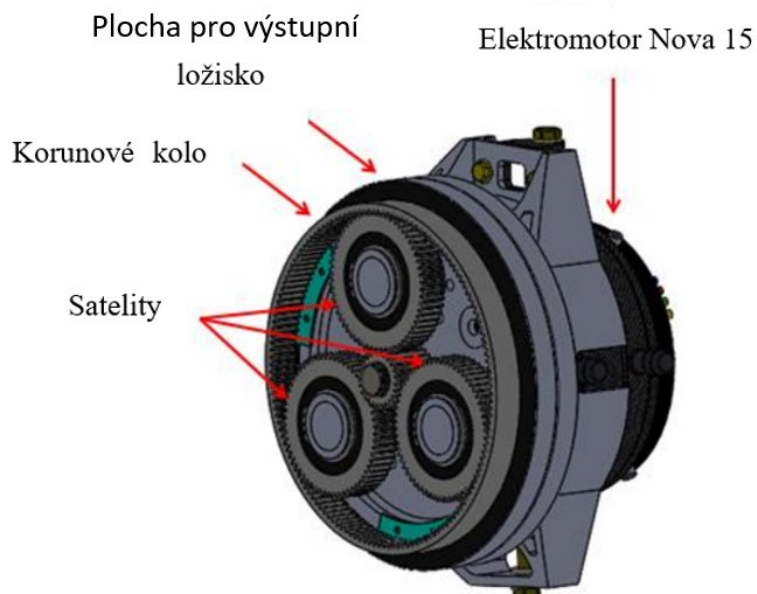
Druhým možným řešením, které je znázorněno na *obr. 7* je zastavit unašeč a přivádět točivý moment na centrální kolo. Korunové kolo je výstupní součástí z redukční převodovky. V tomto uspořádání dosahuje planetové ozubení největšího převodového poměru.



Obr. 6 Schéma planetového soukolí se stojícím unašečem [3]

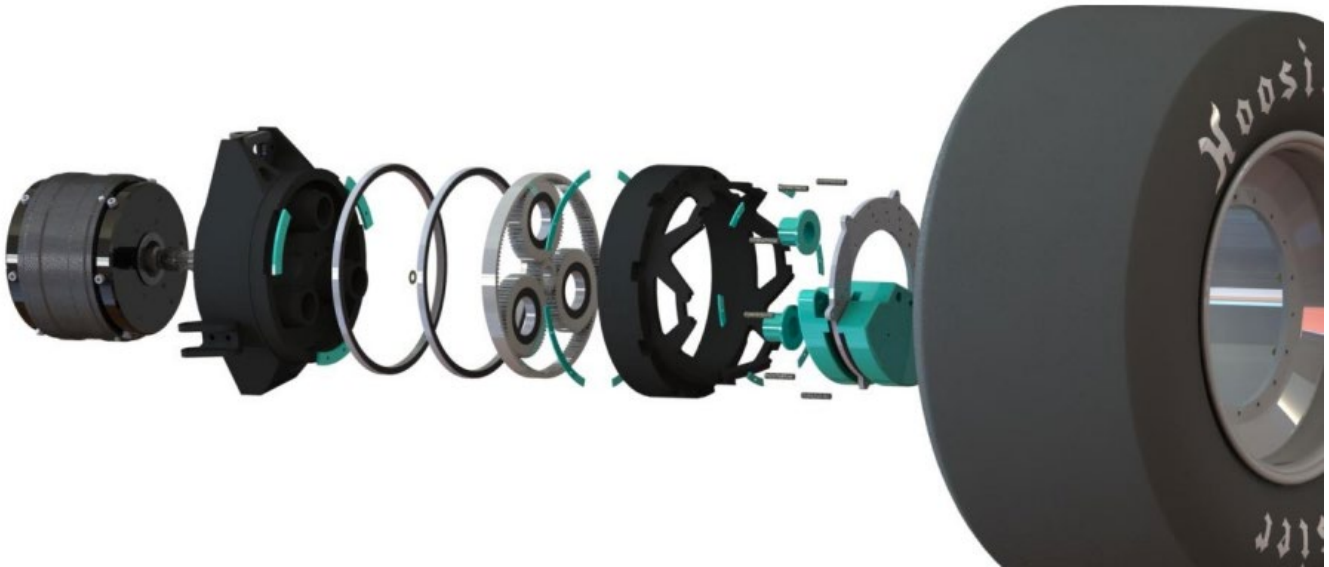
WISCONSIN RACING FORMULE STUDENT TÝM

Základní planetové soukolí se zastaveným unašečem používá americký tým z univerzity v Michiganu.



obr. 7 Planetové soukolí Wisconsin [5]

Konstrukce planetového soukolí je využívána pro přední dva elektromotory Nova 15, umístěné přímo v kole monopostu. Zadní pohon zajišťují výkonnější elektromotory Nova 30 a výkon motoru na kola je redukován čelním převodem. Přední převodové ústrojí je sestaveno z centrálního kola s 24 zuby, korunového kola se 144 zuby a satelitů po 60 zubech, viz *obr. 7*. Výsledný převodový poměr je 6:1 a maximální točivý moment na kola je 92 Nm. Elektromotor je umístěn přímo na přední těhlici, která zároveň slouží jako skříň pro převodovku a zastavený unašeč. Rotaci satelitů zaručují kluzná ložiska na těhlici. Korunové kolo je spojeno s kolem přes střed kola uložený ve dvou kuličkových ložiscích. [5]



Obr. 8 Elektromotor s převodovým ústrojím umístěný v kole Wisconsin [5]

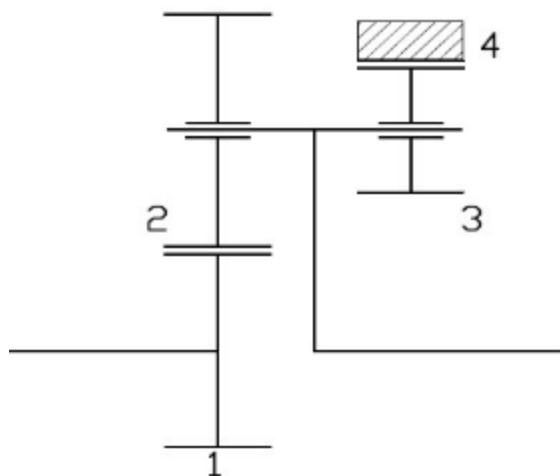
Benefitem při zastavení unašeče je možnost minimalizovat množství použitých komponentů, a tím zaručit kompaktní rozměry. Výhodou jednoduchého planetového soukolí je malá šířka ozubených kol. Nevýhodou zastavení unašeče je nutnost použití velkých ložisek, což znázorňuje *obr. 8* pro uložení korunového kola. Při použití stejného průměru vychází horší převodový poměr než u jiných planetových typů. [5]

Tab. 1 Výhody a nevýhody jednoduchého planetového ozubení

	Výhody	Nevýhody
Jednoduché planetové soukolí	Rozměry soukolí	Nízký převodový poměr
	Zástavbové možnosti	Složitý výpočet
	Souosost soukolí	

1.2.3 Odstupňované planetové soukolí

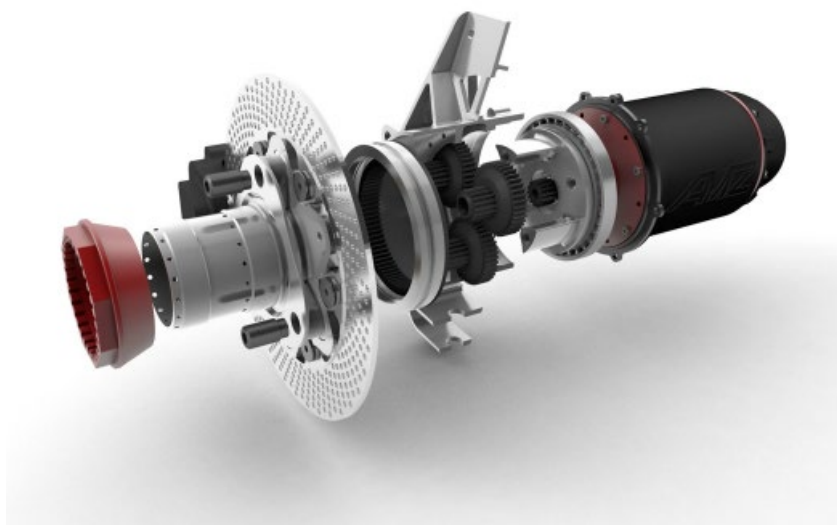
Jedná se o typ planetového soukolí s dvojitým satelitem, viz *obr. 9*. Přidáním satelitu lze dosáhnout vysokého převodového poměru při zachování menšího průměru ozubení. Točivý moment vstupuje na centrální kolo a výstupem je unášec nebo korunové kolo.



Obr. 9 Schéma odstupňovaného planetového soukolí se zastaveným korunovým kolem [3]

AMZ RACING SOUKOLÍ SE ZASTAVENM KORUNOVN KOLEM

Tým AMZ Racing je švýcarský tým z univerzity v Züchu, který patří k nejlepším na světě v elektrické kategorii. Tento tým navrhnul v roce 2015 pro monopost Grimsel vlastní koncept motoru o výkonu 37 kW a hmotnosti pouhých 3,4 kg, který je znázorněn na *obr. 10*. Přenos točivého motoru redukuje planetové soukolí s dvojitým satelitem a zastaveným korunovým kolem. Celé soukolí je umístěno v těhlici kola. Náboj je rozdělen na dvě poloviny, přičemž obě jsou uloženy v ložiscích. Náboj kola zároveň slouží jako unášec ozubení. Tým AMZ použitím tohoto řešení dosahuje převodového poměru až 11:1.



Obr. 10 Pohonná jednotka AMZ z roku 2015 [6]

Důkazem výkonnosti pohonné jednotky je překonání světového rekordu v akceleraci. Monopost překonal rekord v roce 2016 a z 0 km/h na 100 km/h zrychlil za 1,51 s. [6]

Výhodou řešení je dosažení vysokého převodového poměru a zároveň zachování kompaktního rozměru. Při použití výstupu z unašeče je možné použít klasický náboj kola, a tím pádem i běžně dostupná kola. Nevýhodou soukolí je složitost návrhu a vysoké nároky na přesnost výroby. Další komplikací je nákladnost výroby z důvodu velkého množství použitých ozubených kol. [6]

AMZ RACING SOUKOLÍ SE ZASTAVENÝM UNAŠEČEM

V roce 2019 se pro monopost Mythen změnil koncept převodového ustrojí na řešení planetovým soukolím s dvojitým satelitem a zastaveným unašečem, viz *obr. 11*. Tento typ má převodový poměr 16:1 s výstupním momentem na kola 400 Nm. Jeden druh soukolí se používá pro všechny čtyři motory, které jsou umístěny v kole monopostu. Přenos točivého momentu je přes korunové kolo napevno spojené se středem karbonového kola. Unašeč soukolí se skládá ze dvou polovin, první polovinou je těhlice upravená pro pevné spojení hřídelů satelitu a druhou polovinu tvoří příruba od kola spojená šrouby ze strany od karbonového kola. Rotaci satelitů zaručují kluzná ložiska. [7]



Obr. 11 Pohonná jednotka AMZ z roku 2019 [7]

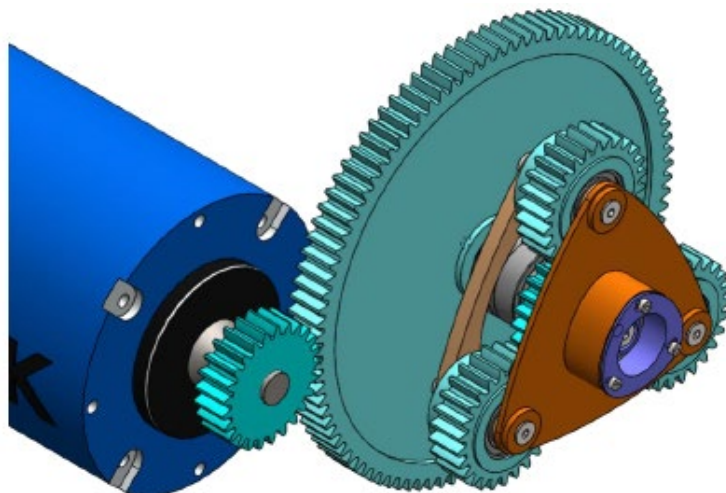
Výhodou řešení je dosažení velkého převodového poměru při zachování kompaktních rozměrů. Nevýhodou je při současném návrhu poměrně velký střed kola a nutnost výroby vlastní obvodové části kola. Nevýhody spojené se složitostí a výrobou jsou obdobné jako u návrhu ozubení se zastaveným korunovým kolem. [7]

Tab. 2 Výhody a nevýhody odstupňovaného soukolí

	Výhody	Nevýhody
Odstupňované planetové soukolí	Rozměry soukolí	Složitost návrhu
	Vysoký převodový poměr	Nákladnost výroby
	Souosost soukolí	Množství komponentů

1.3 KOMBINACE ČELNÍHO A PLANETOVÉHO SOUKOLÍ

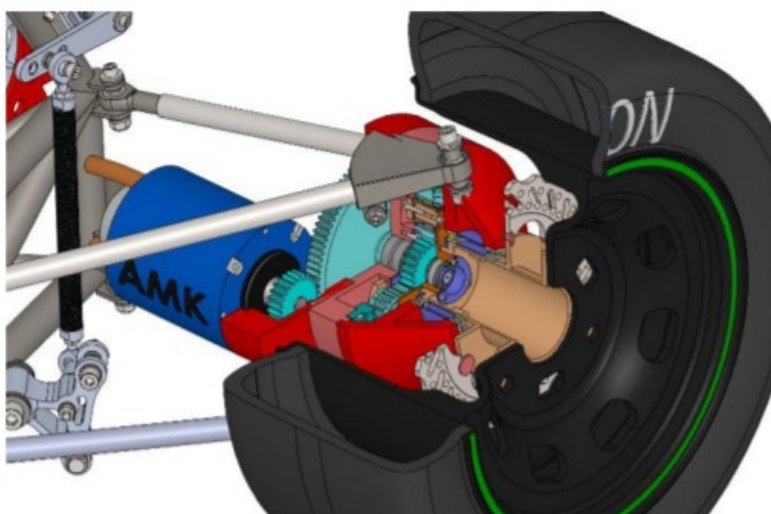
Při použití řešení, viz *obr. 12*, je prvním redukčním stupněm čelní soukolí a druhým planetové. Pastorek čelního soukolí je umístěn na hřídeli elektromotoru a kolo je napevno spojeno s centrálním kolem planetového soukolí. Satelity mohou být tři nebo čtyři, záleží na velikosti zatížení. Výstupem z převodovky může být unášec spojený se satelity, případně korunové kolo. [8]



Obr. 12 Kombinace planetového a čelního soukolí [8]

KONCEPT KOMBINOVANÉ REDUKČNÍ PŘEVODOVKY

Univerzitní tým z Belfastu představil koncept pohonu pro plánovaný elektrický monopost. Pro návrh byl zvolen elektromotor AMK o výkonu 38 kW a točivém momentu 20 Nm. Výkon motoru přenáší na kola kombinovaná redukční převodovka se dvěma stupni redukce. První redukční stupeň je složen ze dvou čelních kol s převodovým poměrem 3,84. Pastorek čelního soukolí je umístěn přímo na hřídeli motoru. Druhý redukční stupeň je planetový a dosahuje převodového poměru 3,86. Výsledný převodový poměr je 14,82. Planetové soukolí je spojeno s větším čelním kolem přes hřídel, která je uložena ve dvou ložiscích. Ložisko u čelního kola



Obr. 13 Koncept pohonu v kolech s kombinací planetového a čelního ozubení [8]

je kombinované kuličkové s jehličkovým a výstupní ložisko je kuličkové. Unášec je rozdělen na dvě poloviny, které jsou sešroubovány přes čepy satelitů. Čepy jsou uloženy na kombinovaných jehličkových a kuličkových ložiscích. Výstup z převodovky na kolo je přes přírubu, která spojuje náboj s unáščem. Celé převodové ústrojí společně s motorem je umístěno v těhlici kola, znázorněné na *obr. 13*. [8]

Výhodou konceptu je dosažení velkého převodového poměru a možnost celou pohonnou jednotku umístit do kola. Nevýhodou je nesouosost vstupního s výstupním hřídelem. Z nesouososti plyne nárůst rozměrů a celkové hmotnosti konstrukce. [8]

Tab. 4 Výhody a nevýhody kombinace planetového a čelního ozubení

	Výhody	Nevýhody
Kombinace planetového a čelního soukolí	Vysoké převodové poměry	Větší rozměry
	Zástavbové možnosti	Nesouosost vstupního s výstupním hřídelem

1.4 ZHODNOCENÍ TYPŮ SOUKOLÍ:

V následující tabulce jsou vypsány nejvýznamnější výhody a nevýhody. Každý typ soukolí je zhodnocen ze subjektivního pohledu autora práce přiřazením čísla od 0 do 10. Nejlepší typ soukolí má hodnotu 10.

Tab.5 Zhodnocení typů soukolí

Typy soukolí	Výhody	Nevýhody	Zhodnocení
Čelní soukolí	Jednoduchost a Spolehlivost	Velké rozměry	6
Planetové soukolí	Šířka soukolí, sousost	Nízký převodový poměr	8
Odstupňované planetové soukolí	Poměr velikost a převodový poměr	Složitost a počet komponentů	10
Kombinace planetového a čelního soukolí	Jednoduchost a Spolehlivost	Velké rozměry	7

1.4.1 KRITÉRIA PRO URČENÍ VHODNÉHO SOUKOLÍ

Vhodný typ soukolí se určuje podle následujících kritérií. Prvním kritériem je kompaktnost soukolí, které porovnává rozměry a hmotnost jednoho typu soukolí s jinými. Oba porovnané typy soukolí mají stejný převodový poměr. Kritérium je důležité z hlediska dynamiky monopostu, protože jedním z nejdůležitějších faktorů je celková hmotnost. Dalším kritériem je schopnost soukolí odolávat účinkům točivého momentu. Třetím kritériem je složitost návrhu skládající se z obtížnosti výpočtů, nároků na výrobu a následnou montáž. Posledním kritériem je spolehlivost soukolí a jednotlivých komponentů, které souvisí s přenosem točivého momentu. Spolehlivost soukolí také souvisí s možností distribuovat olej do kritických částí

převodové skříně. Následně se jednotlivá kritéria zaznačila do tabulky a určila se jejich důležitost. V tabulce platí, že v případě větší důležitosti kritéria v červeném sloupci než ve žlutém, je zapsána 2. V případě rovnosti kritérii je zapsána 1. Při menší důležitosti červeného kritéria je zapsána do příslušné buňky 0.

Tab. 6. Kritéria pro určení ideálního soukolí

Kritéria	Kompaktnost	Přenos točivého momentu	Složitost návrhu	Spolehlivost	Suma
Kompaktnost		1	2	1	4
Přenos točivého momentu	1		2	1	4
Složitost návrhu	0	0		1	1
Spolehlivost	1	1	1		3

Po vypsání tabulky a sečtení čísel je vyjádřen procentuální podíl u jednotlivých kritérii, přičemž celkový součet je 12. Při vyjádření podílů vyplývá, že nejdůležitějším kritériem je kompaktnost a přenos točivého momentu se stejným podílem 33 %. Méně důležitým kritériem je spolehlivost s 25 %. Nejméně důležitým kritériem je složitost návrhu s 9 %.

1.4.2 VÝBĚR NEJLEPŠÍHO TYPU SOUKOLÍ

Vychází z dosazení procentuální důležitosti kritérii a přiřazených hodnocení ozubení podle informací zjištěných v kapitolách 1.1 až 1.3. K jednotlivým kritériím u každého soukolí jsou přidělena čísla od 1 do 5, přičemž 5 je nejvyšší hodnocení. Důležitost a hodnocení kritéria jsou mezi sebou vynásobeny a následně sečteny. Tento výpočet je proveden u každého typu soukolí a po porovnání výsledků vychází nejlepší typ soukolí s nejvyšší výslednou hodnotou.

Tab. 7. Výběr ideálního typu soukolí

Typ ozubení	Faktory	Kompaktnost	Přenos točivého momentu	Složitost návrhu	Spolehlivost	Výsledná hodnota
Čelní soukolí	Důležitost kritéria	33	33	9	25	
	Hodnocení	1	3	5	5	
	Součet kritérii	33	99	45	125	302

Typ ozubení	Faktory	Kompaktnost	Přenos točivého momentu	Složitost návrhu	Spolehlivost	Výsledná hodnota
Planetové soukolí	Důležitost kritéria	33	33	9	25	
	Hodnocení	4	3	3	3	
	Součet kritérii	396	99	27	75	597

Typ ozubení	Faktory	Kompaktnost	Přenos točivého momentu	Složitost návrhu	Spolehlivost	Výsledná hodnota
Odstupňované planetové soukolí	Důležitost kritéria	33	33	9	25	
	Hodnocení	3	5	1	2	
	Součet kritérii	495	165	9	50	719

Typ ozubení	Faktory	Kompaktnost	Přenos točivého momentu	Složitost návrhu	Spolehlivost	Výsledná hodnota
Kombinace planetového a čelního soukolí	Důležitost kritéria	33	33	9	25	
	Hodnocení	3	2	2	4	
	Součet kritérii	198	66	18	100	382

Po vypočítání výsledných hodnot a porovnání vychází jako nejvhodnější řešení odstupňované planetové soukolí.

2 REDUKČNÍ PŘEVODOVKY PRO OSOBNÍ AUTOMOBILY

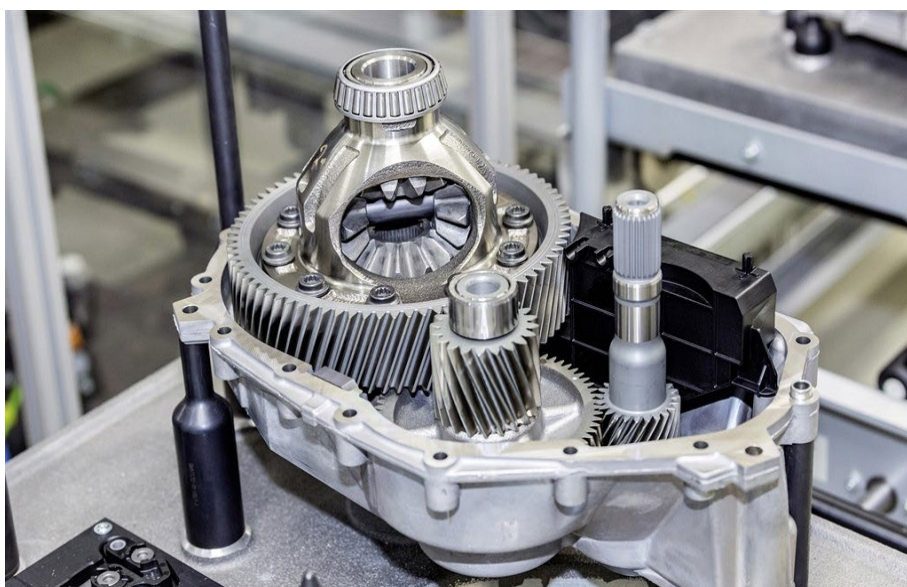
V kapitole jsou představeny aktuální koncepce redukčních převodovek pro osobní automobily. Kapitola je rozdělena podle typu redukční převodovky na jednostupňové a vícestupňové. Je vysvětleno, proč se používá jednostupňové nebo vícestupňové převodovky a jsou uvedeny příklady.

2.1 JEDNOSTUPŇOVÉ PŘEVODOVKY

V následujícím odstavci je vysvětleno, proč je možné použít pouze jednostupňové převodovky u vozidel s elektrickým pohonem. Hnací síla umožňující pohyb a rychlost vozidla je určována otáčkami pohonného ústrojí. S rostoucími otáčkami se mění velikost hnací síly – tedy velikost točivého momentu. U pohonu se spalovacím motorem se zvyšujícími otáčkami roste točivý moment, ale v určitém momentu začne klesat. Proto se u vozidel se spalovacím motorem pro větší využitelnost točivého momentu využívá vícestupňová převodovka. Vozidla s elektromotorem disponují prakticky okamžitě maximálním točivým momentem, poněvadž ten je konstantní v širokém spektru otáček. Díky tomu může být použita jednostupňová převodovka a lze dosahovat vysokých rychlostí za požadovaného točivého momentu závislého na otáčkách motoru. [9]

REDUKČNÍ PŘEVODOVKA PRO PLATFORMU MEB

Volkswagen využívá kompaktní jednostupňovou převodovku pro svou platformu MEB, která je základem pro model ID.3 a mnoho dalších elektrických vozidel spíše střední třídy v rámci koncernu Volkswagen. Pohonná jednotka modelu ID.3 má výkon 150 kW při 16 000 min⁻¹ a točivém momentu 310 Nm v širokém spektru otáček. Převodovka disponuje dvěma čelními ozubenými soukolími a s výstupním kolem je přímo spojena klec diferenciálu, což znázorňuje *obr. 14*. Pro zpětný chod se pomocí výkonnostní elektroniky mění smysl otáčení elektromotoru. Výkonnostní elektronika se používá také pro optimální průběh pohonu. Z důvodu požadavků na akustický komfort vozidla je zvoleno šikmé ozubení, a taktéž je nutno dodržet maximální možnou míru výrobní přesnosti. [9]



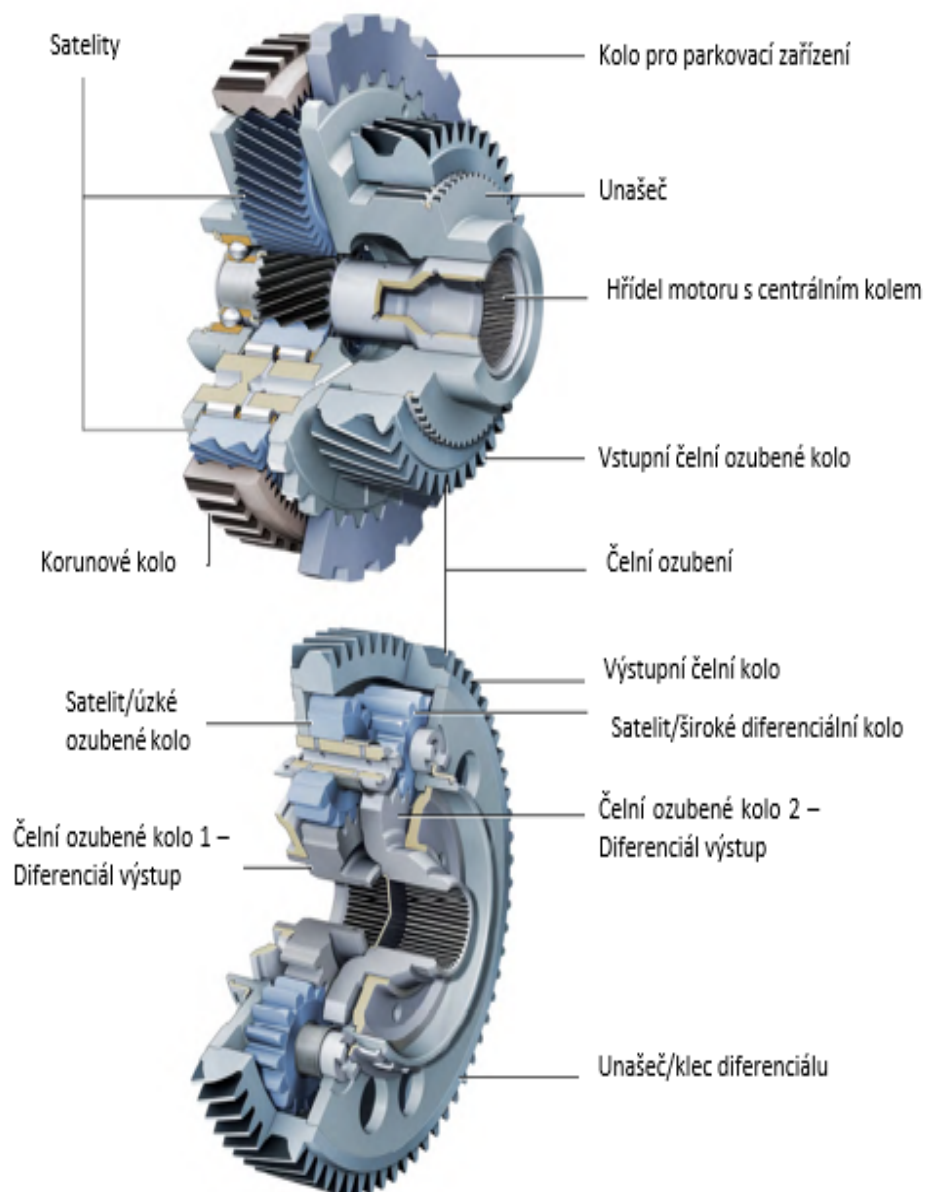
Obr. 14 Varianta planetového ozubení [9]

2.1.1 JEDNOSTUPŇOVÉ REDUKČNÍ PŘEVODOVKY AUDI

Audi pro svou modelovou řadu e-Tron používá svůj typický pohon čtyř kol quattro při použití dvou elektromotorů umístěných v karoserii vozu. Oba motory mají stejnou koncepci a maximální úhlovou frekvenci 18000 min^{-1} , ale výkonovou charakteristiku mají rozdílnou. Zadní motory disponují výkonem 165 kW při 7000 min^{-1} a přední 135 kW při obdobné úhlové frekvenci. Základní modely e-Tron mají rozdílné redukční převodovky pro pohon předních kol (typ OMA) a zadních kol (typ OMB). [10]

TYP OMA

Je jednostupňová převodovka se dvěma stupni redukce, která kombinuje planetové a čelní soukolí, viz *obr. 15*

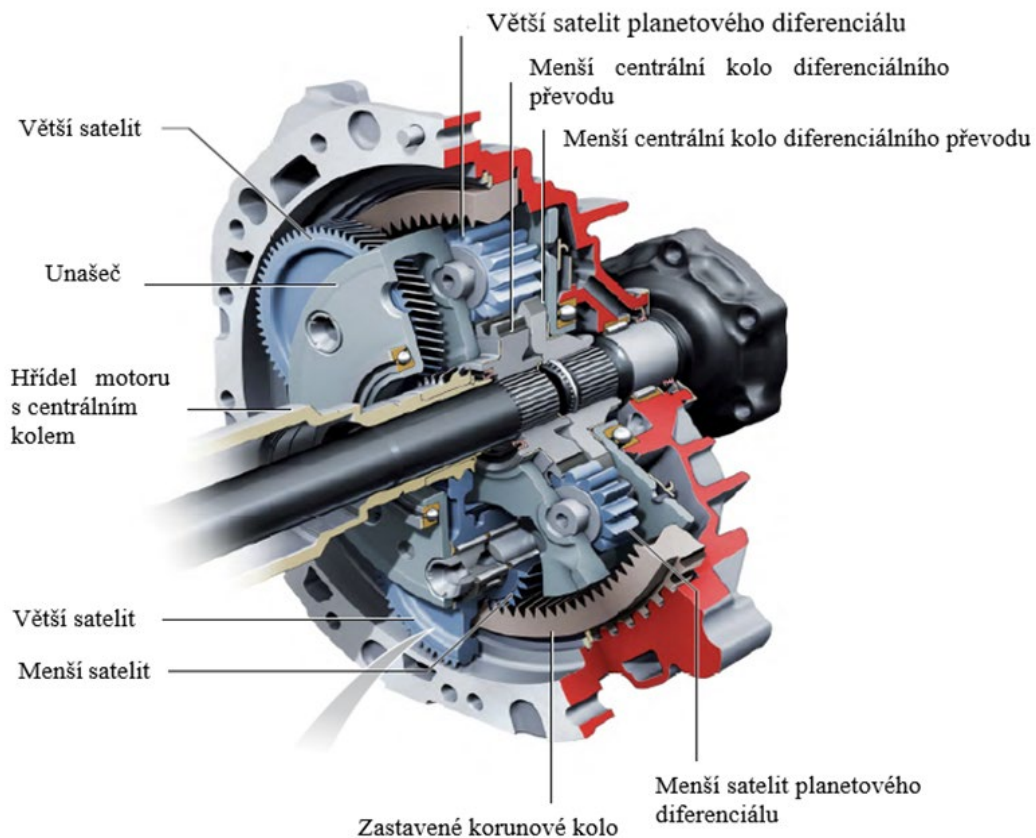


Obr. 15 Audi jednostupňová převodovka TYP OMA [10]

Prvním redukčním stupněm je planetové soukolí se vstupním pastorkem a zastavenou korunou. Planetové soukolí má převodový poměr 5,870. Unašeč prvního redukčního stupně spojuje jednotlivé planety a zároveň je výstupem pro druhý redukční stupeň. Unašeč planetového soukolí také zajišťuje zastavení celého vozidla při parkování pomocí tvarově spojeného kola s unašečem a elektrickým aktuátorem se západkou. Spojení jednotlivých stupňů zajišťuje čelní soukolí a zároveň redukuje otáčky v převodovém poměru 1,568. Druhý stupeň současně slouží jako čelní diferenciál spojený s výstupní přírubovou hřídelí. Celkový převodový poměr je 9,204 a výstupní točivý moment je 400 Nm. Hmotnost přední pohonné jednotky je 31,5 kg. [10]

Typ OMB

Zadní pohonná jednotka má v jedné ose vstup motoru a výstup z redukční převodovky, viz *obr. 16*. Pro dosažení kompaktnosti a sousosti převodového ústrojí automobilka Audi použila variantu s odstupňovaným planetovým ozubením a planetovým čelním diferenciálem, který slouží jako výstup na přírubovou hřídel. [10]



Obr. 16 Audi jednostupňová převodovka TYP OMB [10]

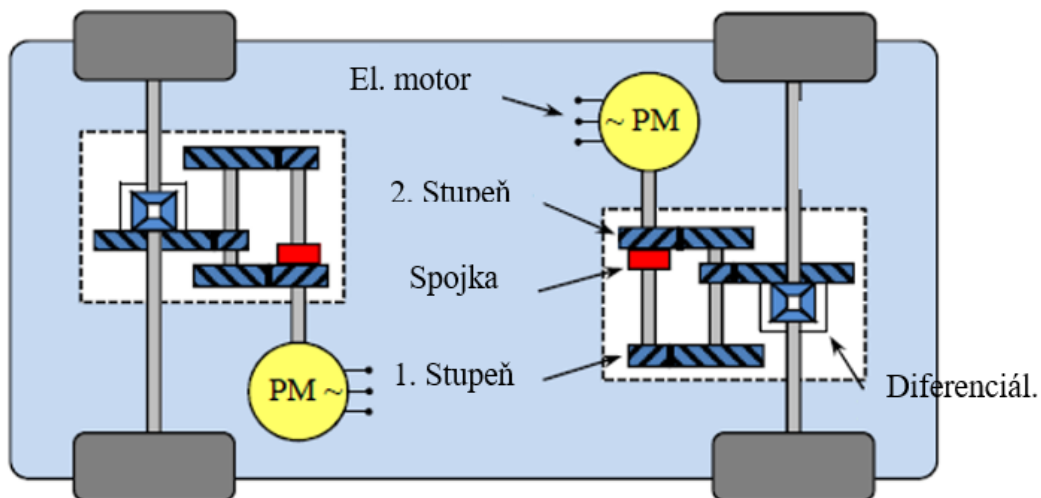
Hřídel motoru s nalisovaným centrálním kolem je dutá a otvorem prochází poloosa. Odstupňovaný satelit je vyráběn z jednoho kusu a uložen na čepech v unašeči. V unašeči je také umístěn čelní diferenciál, který rozkládá točivý moment na nápravy. Korunové kolo je zastaveno v převodové skříni pomocí drážek po celém vnějším obvodu. Planetová redukční převodovka dosahuje celkového převodového poměru 9,083. Celková hmotnost pohonné jednotky je 16,2 kg. [10]

2.2 DVOUSTUPŇOVÉ REDUKČNÍ PŘEVODOVKY

Jednostupňové převodovky jsou dostatečné pro většinu moderních elektromobilů, ale dochází u nich ke kompromisu při volbě převodového poměru. V nízkých rychlostech je zapotřebí velký převodový poměr, a naopak ve vysokých rychlostech zase malý. Aplikací dvoustupňové převodovky lze zajistit dva stavy převodových poměrů na jednotlivých soukolích. Většinou se používá první stupeň pro akceleraci vozidla a druhý k maximální rychlosti vozidla. Volbou vícestupňové převodovky se zvýší rozsah použití točivého momentu, díky tomu se celkově zlepší dynamika a potenciálně též energetická účinnost celého vozu. [11]

KONCEPT Pohonu s DVOUSTUPŇOVOU PŘEVODOVKOU

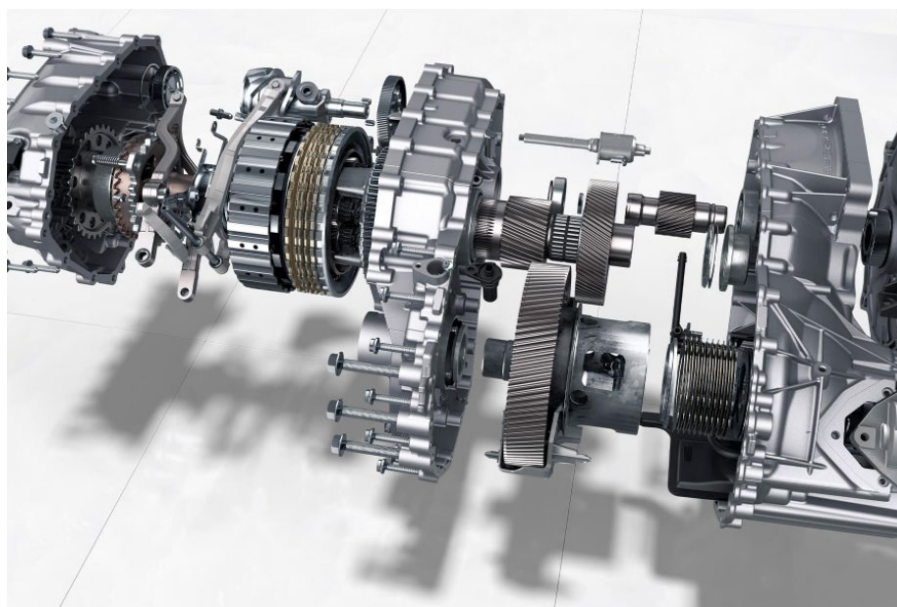
Koncept pohonu využívající dvoustupňovou převodovku s elektromotorem pro každou nápravu, který je znázorněn na *obr 17*, kombinuje planetové ozubení s duální spojkou. Spojka přenáší točivý moment z výstupní hřídele na centrální kolo nebo planetový unašeč. Konfigurace je implementována pro městský osobní automobil o hmotnosti 870 kg a výkonu 14 kW na jednu nápravu. Synchronizace řazení je elektricky ovládána pomocí elektromotoru, a proto lze řazení provádět bez použití spojky. Konfigurace disponuje osmi rychlostními stupni, a navíc s využitím dvou současně aktivních trakčních náprav lze snížit mezeru točivého momentu motoru při řazení. Pomocí zvýšení točivého momentu na motoru, který nemění rychlostní stupeň. Limit řešení nastává při dosažení špičkového výkonu, a tím pádem není prostor pro zvýšení točivého momentu. [11]



Obr. 17 Koncept pohonu pro městský automobil [11]

PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ PORSHE TAYCAN

Automobilky Porsche a Audi využívají automatické redukční dvoustupňové převodovky pro svoje sportovní elektromobily. Převodovka spojuje elektromotor se zadními koly, pro přední kola je využita jednostupňová redukční převodovka. První stupeň má převodový poměr 15:1 a druhý 8:1. První stupeň se z důvodu většího točivého momentu využívá pro akceleraci vozu. V 80 km/h je automaticky zařazen druhý rychlostní stupeň a při zvyšující rychlosti je díky tomu pohonná jednotka efektivnější a vozidlo může dosahovat větších maximální rychlostí. [12]



Obr. 18 Převodové ústrojí Porsche Taycan [12]

3 NÁVRH Odstupňovaného planetového soukolí pro Dragona E2

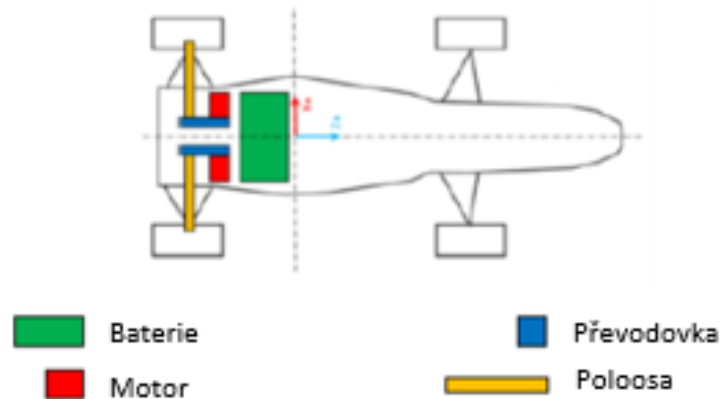
Odstupňované soukolí se zastaveným unašečem je zvoleno pro monopost Dragon e2 z důvodu nejlepšího výsledku v kapitole 1.4.

3.1 URČENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ PRO VÝPOČET SOUKOLÍ

Definice vstupních parametrů je důležitým prvkem pro výsledné rozměry soukolí. Ovlivňují volbu jednotlivých konstrukčních součástí s ohledem na zvolenou aplikaci. V první části je představen koncept monopostu, pro který je potřebné navrhnout vhodný typ soukolí s ohledem na výkonnost a spolehlivost. Následujícím parametrem je převodový poměr, na nějž bude návrh soukolí cílit. Dále je zásadní určit životnost, která zaručuje, na kolik hodin provozu je soukolí dimenzováno. Posledním parametrem pro výpočet je zvolení materiálů ozubení.

KONCEPT DRAGONA E2 PRO SEZÓNU 2021/2022

Pro první plně elektrickou sezonu byl zvolen koncept pohonu, znázorněný na *obr. 19* s hnanou zadní nápravou a s motory v rámu monopostu. Pohon zajišťují dva elektromotory Fisher s permanentními magnety speciálně vyvinuté pro použití ve Formula Student. Výkon jednoho motoru je na okamžik až 35 kW, limitně může dosahovat až 40 kW. Maximální úhlová frekvence motoru je 20000 min^{-1} . Pravidla omezují maximální možný výkon z baterie na 80 kW [13], z tohoto důvodu jsou použity dva motory výkonnostně dostatečné. Maximální krouticí moment je 29,1 Nm při 11600 min^{-1} a je přenášen na kola pomocí karbonových poloos s tripod výstupem. Spojení monopostu s vozovkou je zprostředkováno pomocí semi-karbonových desetipalcových kol vlastní výroby, na kterých jsou osazeny pneumatiky značky Hoosier.

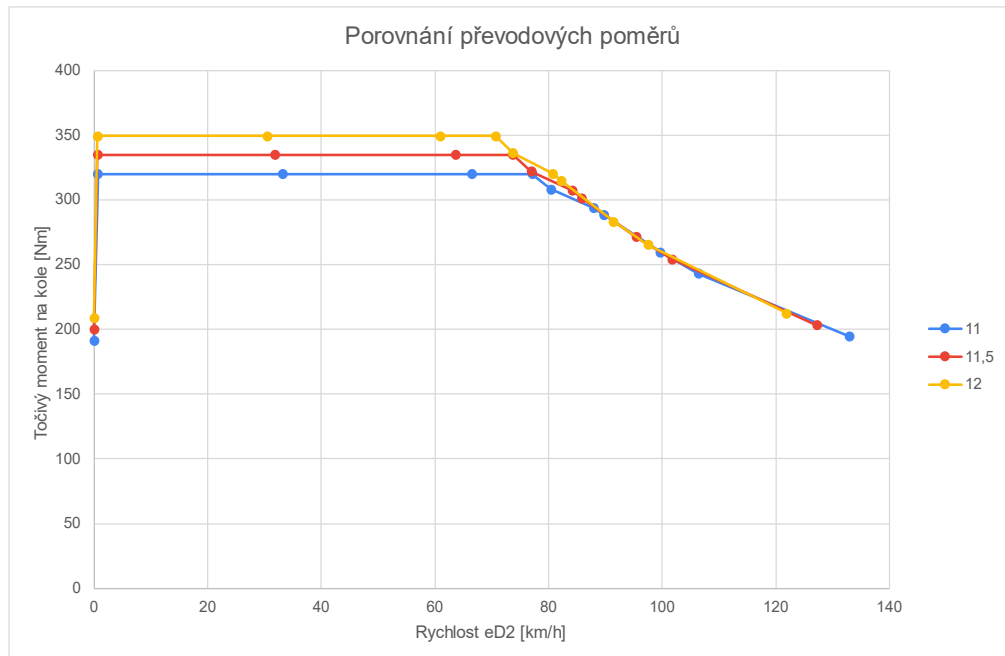


Obr. 19 Schématický obrázek konceptu Dragona e2 [8]

VOLBA PŘEVODOVÉHO POMĚRU

Volba převodového poměru vycházela převážně z požadované maximální rychlosti a točivého momentu na kole. Koncept pohonu, profil a povrch tratě ovlivňují maximální rychlost, ale obecně při Endurance nebo Autocrossu se rychlost pohybuje kolem 110 km/h. Akceleraci zásadně ovlivňuje zvolený typ pohonu, ale při zvoleném zadním pohonu rychlost nepřesáhne 120 km/h. Určení točivého momentu závisí na velikosti adhezního limitu pneumatiky. Jelikož pneumatiky Hoosier jsou použity první sezonu, nelze přesně určit limit pneumatiky. Proto byly porovnány časy z Akcelerace týmu, které využívají stejnou koncepci. Při točivém momentu na

kole 290 Nm a ideálních adhezních podmínkách bude čas na Akceleraci pod 3,3 s. Většina monopostů se zadním pohonem dosahuje časů kolem 3,6 s. Po porovnání točivých momentů a maximální rychlosti vychází nejlépe varianta s převodovým poměrem 12, viz obr. 20. Maximální rychlost při ideálních podmínkách je 121,9 km/h při 20000 min⁻¹. Točivý moment dosahuje 349,2 Nm.



Obr. 20 Graf porovnávající převodové poměry

MAXIMÁLNÍ ŽIVOTNOST

Dalším potřebným parametrem pro výpočet je požadovaná životnost ozubení a ostatních komponentů. Požadovaná životnost soukolí je určena z rovnice

$$H = \frac{s}{v} = \frac{1000}{80} = 12,5 \text{ h}, \quad (1)$$

kde hodnota maximální životnosti H se určuje ze vztahu maximální ujetá vzdálenost s děleno průměrnou rychlostí vozidla v . Přímou v pravidlech soutěže je definováno, že formule se může účastnit závodů pouze v jedné sezoně a pro další sezonu je nutné alespoň změnit rám vozu. [13] V jedné sezoně se monopost účastní tří až čtyř závodů, během nichž se ujede až 150 km. Před závody je cíl natestovat minimálně 700 km. Sečtením testovací a závodní fáze s přičtením rezervy dosahuje maximální nájezd až 1000 km. Průměrná rychlost na spíše technických tratích se pohybuje okolo 80 km/h. Po dosazení parametrů vychází maximální životnost 12,5 hodiny.

ZVOLENÍ MATERIÁLŮ OZUBENÝCH KOL

Při návrhu ozubení se uvažuje se dvěma materiály, které se primárně liší v použitém tepelném opracování. Pro oba materiály jsou provedeny výpočty bezpečnosti ozubení v kapitole 2.2. Na základě toho je zvolen vhodný typ materiálu.

První variantou je materiál 18CrNiMo7-6, který je určen pro velmi namáhané součásti s cementačním povrchem. Cementovaná vrstva dosahuje 0,5 až 1,5 mm s tvrdostí na povrchu 62 až 64 HRC. Jádro cementované součásti je i při relativně vysoké pevnosti celkem houževnaté.

Přísada Molybdenu zvyšuje prokalitelnost, ocel disponuje prokalitelností až do hloubky přibližně 60 mm. [14]

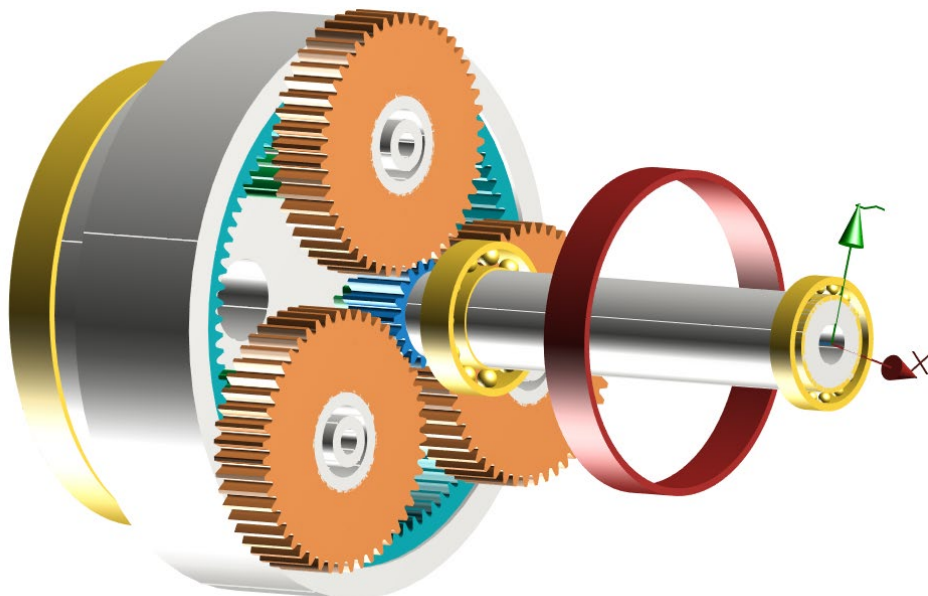
Druhou variantou je materiál určený pro nitridaci 34CrAlNi7-6. Disponuje vyšší pevností a houževnatostí ve stavu po zušlechťení. Z důvodu vysoké prokalitelnosti je možné jej použít i na rozměrnější strojní díly. Nitridovaná vrstva dosahuje tvrdosti 68 až 69 HRC s maximální tloušťkou vrstvy 0,05 mm. Ocel se vyznačuje vysokou odolností proti opotřebení a korozi. [15]

3.2 VÝPOČET OZUBENÍ V SOFTWARE KISSOFT

Software KISSsoft je speciálně vyvinut pro komplexní návrhy převodových skříní. Provést pevnostní výpočet lze u všech kritických částí převodového ústrojí včetně ozubených kol, hřídelů a ložisek. [16]

3.4.1 NÁVRH TYPU A ZADÁNÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ V KISSSYS

Na počátku je nutné navrhnout celou redukční převodovku v systémovém doplňku KISSsys., viz *obr. 21* Doplňek sdružuje jednotlivé výpočty z programu KISSsoft. Rozšíření umožňuje mít celý návrh strojního zařízení v jednom projektu a počítat stejné zátěžné stavy pro více strojních součástí. Výhodou prostředí je možnost variabilně poskládat jednotlivá ozubená kola nebo zvolit jednu z předvolených šablon převodových soukolí, také lze nahrávat vlastní již předvytvořené šablony. Odstupňované ozubení se zastaveným korunovým kolem má přímo šablonu předvolených součástí. Předdefinovaná šablona vytváří předběžné kinematické uspořádání ozubení. Celkovou velikost je možno podle potřeb měnit nebo přidávat další komponenty. Bez určení vstupu a výstupu nelze provést výpočet kinematiky ozubení. Pro vstupní (obdobně výstupní) je třeba umístit přírubu (na obrázku červeně označená) na hřídel centrálního kola (výstupní na unašeč) a definovat vstupní hodnotu točivého momentu, otáčky, případně výkon.



Obr. 21 Model odstupňovaného ozubení ze softwaru KISSsoft

VSTUPNÍ A VÝSTUPNÍ TOČIVÝ MOMENT

Pro optimální zatížení převodového ústrojí je použit maximální točivý moment 29,1 Nm, který má maximum v 11600 min⁻¹. Při přepočítání hodnot s převodovým poměrem 12 vychází předběžné výstupní hodnoty.

Tab. 8 Vstupní a výstupní hodnoty

	Vstupní	Výstupní
Úhlová frekvence [min ⁻¹]	11600	966,67
Točivý moment [Nm]	29,1	349.2

3.2.1 VÝPOČET SOUKOLÍ

KISSsoft umožňuje navrhnout a vypočítat soukolí dvěma způsoby. První možností je vložit výpočet jednotlivých soukolí pomocí funkce kalkulace soukolí přímo do modelu převodové skříně v KISSsys. Druhým návrhovým způsobem je vypočítat jako dvě rozdělená planetová soukolí v KISSsoftu a následně nahrát do KISSsys. Výpočet ozubení je z velké části iteračním procesem, a z tohoto důvodu je lepší první varianta pro rychlejší zjištění potřebných hodnot. [16]

NÁVRH GEOMETRIE OZUBENÍ

Geometrie ozubení je navrhována zvláště pro první a druhý stupeň redukce planetového soukolí. Velikost ozubení lze určit pomocí funkce dimenzování geometrie ozubení, které je rozděleno na dvě fáze.

Obr. 22 První fáze dimenzování

V prvním kroku je možné zadat osovou vzdálenost a nebo kolonku vynechat a KISSsoft tuto hodnotu sám dopočítá, viz *obr. 22*. Pro první fázi je zadán požadovaný převodový poměr i s procentuální odchylkou $i_{\mathcal{E}}$. Dále je zadefinován rozptyl počtu zubů z menšího kola. V dalším kroku jsou nastaveny poměry mezi šířkou b/m_n , normálovým modulem m_n a šířkou b referenčního profilu. Je možné zadat vlastní poměry, případně vybrat z předvolených možností poměrů geometrie podle typu použití.

Obr. 23 Druhá fáze dimenzování

Pro druhou fázi dimenzování, která je zobrazena na *obr.23*, je opět zadáván převodový poměr i s procentuální odchylkou $i_{\mathcal{E}}$. Dále je nutné zadat maximum a minimum normálového modulu m_n , úhlu záběru α_n , úhel sklonu šikmých zubů β , osovou vzdálenost a . U všech parametrů je potřeba vymezit rozptyl, případně zadat přesnou hodnotu. Dalším krokem je definování rozsahu posunutí profilu x . Poté je možné vymezit u každého soukolí maximální průměr roztečné kružnice d_{amax} , maximální průměr patní kružnice d_{fmin} , počet zubů, posuv profilu x a šířku ozubení b .

VÝSLEDNÁ GEOMETRIE SOUKOLÍ

Vygenerováním prvního a druhého redukčního stupně pomocí funkcí dimenzování vychází rozměry shrnuté v *tab.8*. Výsledný rozměr soukolí je navrhnut s cílem dosáhnout převodového poměru 12 a zároveň zachovat kompaktní rozměry.

Tab.8 Výsledná geometrie ozubení

	Zkratka	První redukční stupeň		Druhý redukční stupeň		Jednotky
		Centrální kolo	Satelit 1	Satelit 2	Korunové kolo	
Modul	m	1	1	1	1	[-]
Počet zubů	z	18	48	22	90	[-]
Převodový poměr	i	2,67		4,09		[-]
Šířka ozubení	b	13	12	28	26	mm
Osová vzdálenost	a	34		34		mm
Korekce	x	0,535	0,569	0,1637	-0,1637	[-]

Všechna ozubená kola mají normálový modul $m_n=1$ z důvodu sjednocení ozubených kol pro jednodušší výrobu. Modul je kompromisem mezi výsledným průměrem ozubení a únosností ozubení. Počet zubů z centrálního kola, satelitu 1 a korunového kola je dělitelný třemi z důvodu splnění podmínky smontovatelnosti. Šířky ozubení b jsou navrženy pro optimální záběr soukolí a zvýšení bezpečnosti. Osová vzdálenost a musí vycházet pro oba redukční stupně stejná, aby byla splněna podmínka na sousost ozubení. Korekce ozubení x jsou voleny pro eliminování patního podřezání a zároveň mají podobné hodnoty pro optimální záběr. Výsledný převodový poměr vychází 11,89 a výstupní moment zjištěný z KISSsoftu je 346,55 Nm, tudíž jsou požadované výstupní parametry dosaženy.

PODMÍNKA SMONTOVATELNOSTI

Vychází ze součtu počty zubů centrálního kola z_1 , satelitu 1 z_2 a korunového kola z_3 . Satelit 2 se nezahrnuje do výpočtu, jelikož je v záběru pouze s korunovým kolem. Po sečtení počtů zubů je hodnota podělena celkovým počtem satelitů p . [17]

$$L = \frac{z_1 + z_2 + z_3}{p} = \frac{18 + 48 + 90}{3} = 52, \quad (2)$$

Výsledná hodnota L musí být pro splnění podmínky celé číslo.

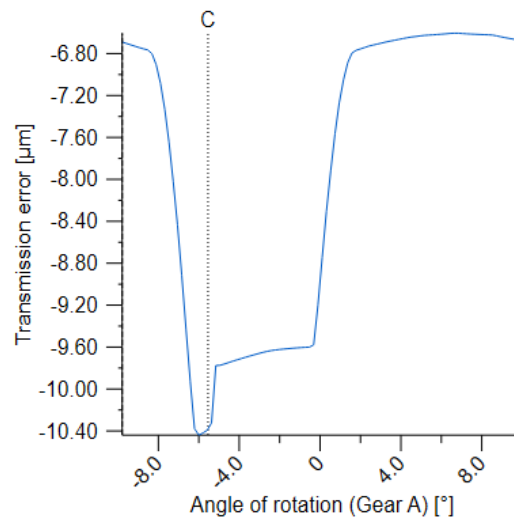
SOUČinitele ovlivňující bezpečnost soukolí

Správné definování součinitelů je rozhodující pro optimální výpočet bezpečnosti soukolí. Jednotlivé součinitele simulují reálný stav, který nastává při běžném provozu.

K_A je aplikační faktor, jenž bere v potaz pracovní charakteristiku hnacího a hnaného zařízení. Stanovuje se na základě provozních zkušeností, případně analyticky. V KISSsoftu je tento faktor zadáván podle tabulky, která odkazuje na normu ISO 6336. [18] Pro aplikaci je pracovní charakteristika hnacího elektromotoru považována za rovnoměrnou a u hnaného převodového ústrojí vznikají lehké rázy. Při kombinaci těchto pracovních charakteristik je faktor $K_A = 1,25$.

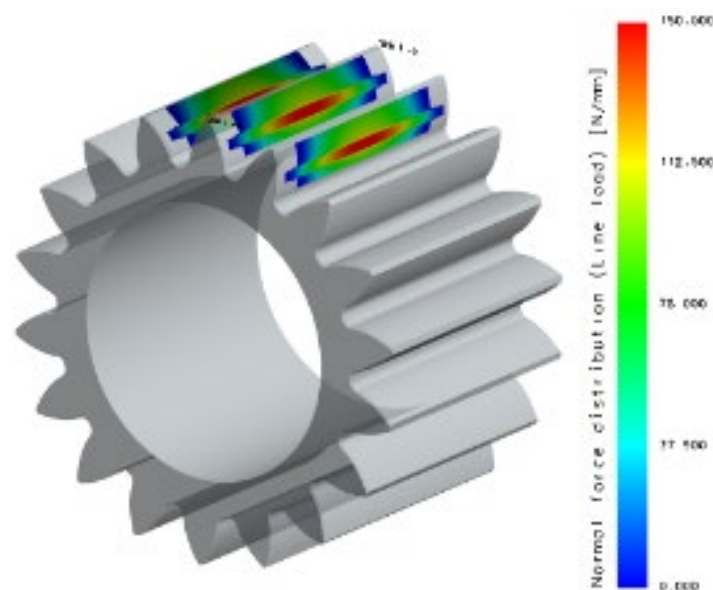
K_v je dynamický faktor. Upravuje vztah mezi celkovým zatížením zubu zahrnující rezonanční vlivy na ozubení a přenášené obvodové zatížení. [18] Tento faktor je určen ze zadaného zatížení do KISSsoftu a vychází $K_v = 1,083$.

K_{Ha} je faktor nerovnoměrného přenosu ozubených kol. Faktor je vyvozen z nekonzistentního záběru jednotlivých zubů, viz *obr.24*. Je znázorněna přenosová chyba prvního stupně planetového ozubení. S ohledem na tyto faktory je faktor $K_{Ha} = 1.1$



Obr. 24 Přenosová chyba ozubení

$K_{H\beta}$ je faktor podélného zatížení soukolí a souvisí s tuhostí uložení. Faktor narůstá v případě natočení v uložení jednoho kola vůči druhému. Ozubená kola nezabírají celou šířkou ozubení a klesá únosnost soukolí. $K_{H\beta}$ přímo násobí zatížení a zásadně ovlivňuje celkovou bezpečnost ozubení. [18] KISSsoft započítává do faktoru tuhost uložení přímo ze zadaného zatížení. $K_{H\beta}$ vychází pro první redukční stupeň 1,307. Pro kompenzování podélných zatížení je možné použít podélnou modifikaci, která minimalizuje důsledky deformace zubů. V případě hodnoty $K_{H\beta}$ vyšší než 1,5 je potřeba upravit hřídele, případně uložení převodového ústrojí. Optimální zatížení od normálové síly, které je zobrazeno na *obr.25* má největší kontaktní tlak ve středu hlavy zubu a klesá rovnoměrně ke stranám ozubení.



Obr. 25 Rozložení normálového zatížení na šířce ozubení

VÝPOČET BEZPEČNOSTI SOUKOLÍ

Vypočet je proveden pro oba zvolené materiály a zvlášť pro jednotlivá soukolí. Bezpečnost je kontrolována v patě zubu na ohyb S_F a na boku zubu S_H , kde je kontrolováno ozubení na dotyk. Dále je ověřeno riziko zadírání ozubení, které je vypočítáno dvěma metodami z důvodu velkého rozptylu jednotlivých metod. První metoda je počítána přes integrální teplotu S_{intS} a druhá pomocí jiskrové teploty S_B . Dále je vypočítána bezpečnost pro stav, kdy nenastává rozklad sil, z důvodu nekonzistentního záběru satelitů. Bezpečnost je vypočítána pouze pro jeden satelit v záběru.

Tab.9 Bezpečnosti pro ocel 34CrAlNi7-6

Zkratka	První redukční stupeň		Druhý redukční stupeň	
	Centrální kolo	Satelit 1	Satelit 2	Korunové kolo
S_F	2,048	1,814	2,746	2,767
S_H	0,761	0,795	1,225	1,29
S_{intS}	3,344		5,108	
S_b	4,829		19,910	

Tab.10 Bezpečnosti pro ocel 18CrNiMo7-6

Zkratka	První redukční stupeň		Druhý redukční stupeň	
	Centrální kolo	Satelit 1	Satelit 2	Korunové kolo
S_F	2,003	1,757	2,763	2,703
S_H	1,085	1,336	2,089	2,259
S_{intS}	3,884		5,329	
S_b	7,771		30,336	

Tab.11 Bezpečnosti s jedním satelitem pro ocel 34CrAlNi7-6

Zkratka	První redukční stupeň;		Druhý redukční stupeň	
	Centrální kolo	Satelit 1	Satelit 2	Korunové kolo
S_F	0,805	0,706	0,940	1,077
S_H	0,763	0,861	1,219	1,445
S_{intS}	2,663		4,559	
S_b	2,613		9,608	

Tab.12 Bezpečnosti s jedním satelitem pro ocel 18CrNiMo7-6

Zkratka	První redukční stupeň		Druhý redukční stupeň	
	Centrální kolo	Satelit 1	Satelit 2	Korunové kolo
S_F	0,823	0,729	0,934	1,014
S_H	0,491	0,513	0,715	0,870
S_{intS}	2,103		4,113	
S_b	1,447		6,072	

Při porovnání nitridační 34CrAlNi7-6 a cementační oceli 18CrNiMo7-6 je bezpečnost v ohybu podobná, ale v dotyku vychází lépe cementační ocel. Bezpečnost v dotyku lze u nitridační oceli považovat za dostačující z důvodu nízkých nároků na životnost. Limit pro bezpečnost v ohybu $S_{Fmin}=1,4$ je splněn u všech ozubených kol, viz. *tab. 9* a *tab. 10*.

Bezpečnost v ohybu na patě zubu a dotyku na hlavě zubu při záběru pouze jednoho satelitu vychází pod limitem povolené hranice, ale lze ji považovat za dostatečnou, jelikož při správném návržení uložení ozubení a dostatečné přesnosti ozubení nevznikne stav, kdy bude zabírat pouze jedno kolo. Může docházet k nekonzistentnímu záběru, ale vždy budou přenášet zatížení, alespoň dva satelity. Z těchto důvodů lze považovat výsledné bezpečnosti za vyhovující, viz. *tab. 11* a *tab. 12*.

3.3 VÝROBA OZUBENÍ

Celou výrobu ozubení zajišťuje společnost Tatra, která se také podílela na návrhu ozubení. Výsledný profil zubu jednotlivých soukolí je volen podle dostupného nástroje. Geometrické rozměry a výsledný převodový poměr ale zůstal zachován.

VOLBA MATERIÁLU

Pro soukolí byl zvolen nitridační materiál 34CrAlNi7-6, jelikož po konzultaci s technologem na tepelnou úpravu nebylo doporučeno ozubení cementovat a následně kalit. Při použití malého modulu z důvodu hrozící ztráty houževnatého jádra v patě zubu. Dalším problémem při volbě cementační oceli je nutnost brousit ozubená kola po tepelném zpracování. Proto je volena ocel nitridační, která dosahuje minimální tloušťku vrstvy. Jádro zůstává houževnaté jádro, a také není nutné provádět další výrobní operace.

POUŽITÉ TECHNOLOGIE VÝROBY

Ozubená kola jsou vyráběna dvěma způsoby. Centrální kolo a korunové kolo pomocí elektroerozivního obrábění a Satelity 1 a Satelit 2 je frézován. Elektroerozivní obrábění je nutné použít z důvodů malého vnitřního rozměru koruny a vnitřního tvarového zajištění centrálního kola. Satelity jsou frézované, z důvodu méně nákladné výroby.

4 NÁVRH KOMPONENTŮ PRO PŘEPOS TOČIVÉHO MOMENTU

4.1 HŘÍDEL MOTORU A CENTRÁLNÍ KOLO

Hřídel motoru je nutné vyrobit ze slitiny titanu třídy 5 s prvky 6Al-4 z důvodu požadavku od výrobce elektromotorů na nemagnetický materiál. Zajištění centrálního kola v prvním návrhu původně uvažuje s jemným drážkováním, ale pro obtížnou vyrobiteľnost jemného drážkování do titanové hřídele byly nakonec zvoleny čtyři zaoblené drážky o poloměru $r_{dy}= 1,5$ mm., viz *obr. 26*. Drážky jsou v hřídeli vyrobené pomocí kulové frézy. Po vyfrézování drážek proběhlo přesné měření drážek a podle zjištěných rozměrů byl navrhnut vnitřní rozměr centrálního kola. Vnitřní rozměr centrálního kola je dimenzovaný tak, aby vznikl spoj s přesahem. U spojení je provedena kontrola na otláčení a pro porovnání je také provedena MKP analýza.



Obr. 26 Centrální kolo

4.1.1 KONTROLA DRÁŽKY NA DOTYKOVÝ TLAK

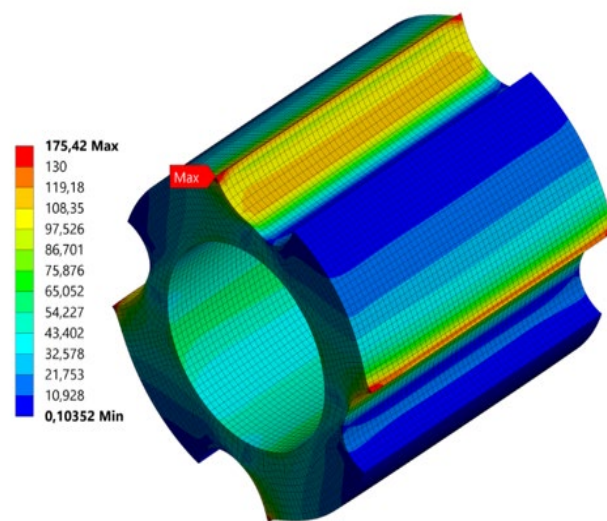
VZTAH PRO TLAK V DOTYKOVÉ PLOŠE JEDNÉ DRÁŽKY:

$$p_d = \frac{M_m}{4 \cdot R_d \cdot h_d \cdot s_d} = \frac{29100}{4 \cdot 5,75 \cdot 1,5 \cdot 13} = 64,88 \text{ MPa}, \quad (3)$$

,kde $R_d = 5,75$ mm je roztečný poloměr drážky na hřídeli, $h_d = 1,5$ mm je výška jedné drážky a $s_d = 13$ mm je šířka centrálního kola. Vypočítaný dotykový tlak je menší než dovolený tlak v dotyku $p_{max} = 90$ MPa, tudíž tvarový spoj z hlediska otláčení vyhovuje. [22]

MKP ANALÝZA

Pro simulaci je model upraven pouze na část hřídele motoru s drážkami pro zajištění centrálního kola, protože pro zjištění redukováného napětí ve spoji je složitý model zbytečný a jenom prodlužuje výpočet simulace. Hřídel elektromotoru je zastavena a na centrální kolo působil točivý moment $M=29,1$ Nm. Maximální napětí vychází na hraně drážky, kde vzniká koncentrátor napětí, a proto nelze brát v úvahu. Skutečná maximální hodnota napětí na boku drážky nepřesáhne 120 MPa, viz *obr.27*.



Obr. 27 Napětí von-Mises při spojení centrálního kola s hřídelí motoru

ULOŽENÍ HŘÍDELE MOTORU

Hřídel motoru společně s letmo umístěným pastorkem je uložena ve dvou kuličkových ložiskách. První návrh uvažoval s kuličkovými ložisky SKF 61903-2RS a SKF 61803-2RS, ale z důvodů nedostatečné rezervy na limitní otáčky, pozdní dodací lhůty a také na základě zkušeností jiných týmů, bylo nezbytné vyhledat jiný typ ložiska. Z uvedených příčin je zvolena varianta hybridních kuličkových ložisek Ceramic speed Xtreme 017 61903-2RZ/CSB a Xtreme 017 61803-2RZ/CSB. Utěsnění převodové skříně od motoru zajišťuje gufero SKF 17x28x7 CRW1 V. Řada V je volena z kvůli nižšímu kontaktnímu tření s hřídelí. [19]

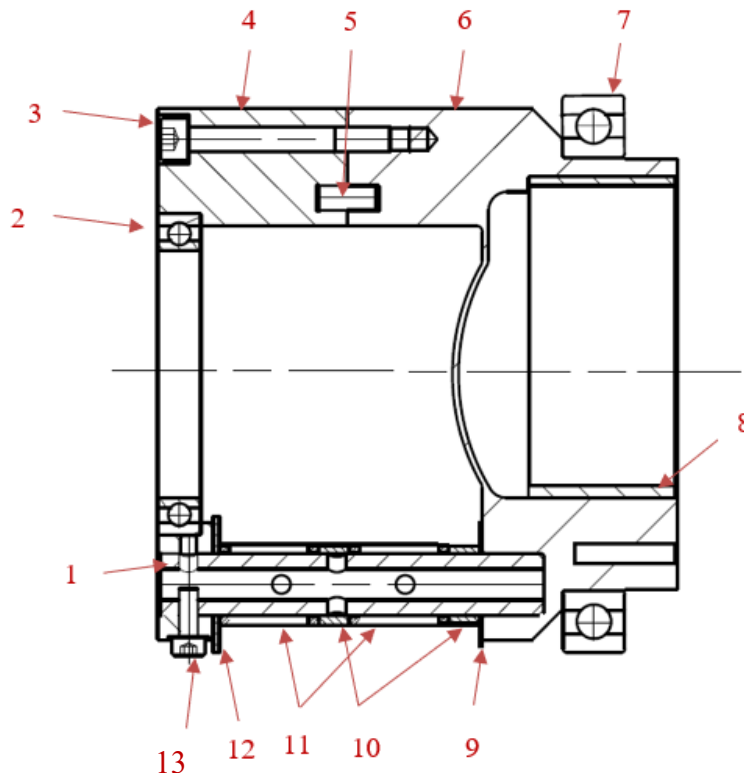
Tab 13 Porovnání parametrů ložisek

	SKF		Ceramicspeed		Jednotky
	61903	61803	61903	61803	
Limitní úhlová frekvence	26000	28000	36000	39000	min^{-1}
Dynamická únosnost (C)	4,62	2,03	4,62	2,03	kN
Statická únosnost (C0)	2,55	1,27	2,04	1,01	kN

4.2 UNAŠEČ PLANETOVÉHO OZUBENÍ

Unašeč je hlavním nosným prvkem ozubení, spojuje satelity a zároveň slouží jako výstup točivého momentu z převodovky. Výstup zajišťuje tvarovaný konec unašeče pro tripod poloosy. Unašeč se skládá ze dvou polovin z důvodu jednodušší výroby.

4.2.1 SESTAVA UNAŠEČE



Obr.28 Sestava unašeče bez satelitů: 1 – čep p; 2 – ložisko příruby; 3 – šroub unašeče; 4 – první polovina unašeče; 5 – středící kolík; 6 – druhá polovina unašeče; 7 – ložisko unašeče; 8 – vložka do unašeče; 9 – vymežovací podložka menší; 10 – vymežovací kroužky mezi ložiska; 11 – jehličková ložiska; 12 – vymežovací podložka větší; 13 – pojistný šroub čepu

ULOŽNÍ UNAŠEČE

Unašeč je uložen na dvou ložiscích SKF 61814 a SKF 61808, viz obr. 28. Menší ložisko je umístěno na přírubě motoru, která odděluje elektromotor od redukční převodovky. Větší ložisko se nachází u výstupní části z převodovky a je nalisované v převodové skříni. Každý satelit je uložen na dvou jehličkových ložiscích INA K-10x13x16 s plastovou klecí. Pro zamezení posunu jehliček jsou použité distanční kroužky vyrobeny ze slitiny hliníku EN AW-7075 T6 s mezí kluzu 450 MPa. [19]

SLOŽNÍ UNAŠEČE

Obě poloviny unašeče jsou vyrobeny ze slitiny hliníku EN AW-7075 T6 s mezí kluzu 450 MPa. [19]. Pro zamezení vzniku otlacení od tripodu poloosy je do unašeče nalisována vložka z nitridační oceli 31CrMoV9. Čepy pro satelity jsou vyrobeny z nitridační oceli 34CrAlNi7-10 z důvodu dodržení nároku na tvrdost při použití jehličkových ložisek. Tvrdost na čepu a vnitřní díře satelitu musí dosahovat 59 až 65 HRC. Rovněž musí splňovat předepsanou drsnost Ra 0,2 až 0,4. Do unašeče jsou nasunuty tři čepy, které jsou axiálně jsou pojištěny třemi šrouby M3x8-12.9. Díry na čepu mají význam pro distribuci oleje k jehličkovým ložiskám. Pro přesné ustavení satelitů v unašeči jsou použity dvě kalené vymežovací podložky na každém čepu. Unašeč je rozdělen na dvě poloviny a spojen třemi šrouby M4x35-12.9. [21] Pro přesné spojení jsou vloženy dva středící kolíky. Satelity jsou následně vloženy do unašeče po smontování dvou polovin dohromady, viz. obr.29.



Obr. 29 Spojení unašeče se satelity

4.3 PEVNOSTNÍ ANALÝZA SESTAVY UNAŠEČE

V pevnostní analýze je simulována verze představená v kapitole 3.2.1 a odlehčená varianta stejného typu pro porovnání. Volbu optimálního provedení unašeče je potřebné zjistit hodnoty maximálního napětí a natočení, které nastane při působení sil od ozubení. Obě navržené verze unašeče jsou simulovány stejnými zátěžnými stavy.

4.2.2 VÝPOČET SIL OD OZUBENÝCH KOL

Výpočet sil prvního a druhého stupně soukolí vychází ze zjištěných točivých momentů M_1 , M_2 , M_3 a M_4 . z předchozího KISSsoft návrhu.

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 25,9}{0,048} = 1077,77 \text{ N}, \quad (3)$$

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot M_4}{d_4} = \frac{2 \cdot 105,8}{0,09} = 2351,11 \text{ N}, \quad (4)$$

kde F_{t1} je obvodová síla na centrálním kole a má stejnou velikost jako obvodová síla F_{t2} satelitu 1. F_{t3} a F_{t4} je obvodová síla na druhém stupni, má obdobně stejnou velikost na korunovém kole i na satelitu 2. Momenty zjištěné z KISSsoftu jsou vynásobeny dvakrát, aby výsledná síla působila na poloměru roztečných kružnic d_1 , d_2 , d_3 a d_4 .

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan 20^\circ = 392,28 \text{ N}, \quad (5)$$

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t3} \cdot \tan 20^\circ = 855,73 \text{ N}, \quad (6)$$

kde F_{r1} a F_{r2} je radiální síla na prvním stupni a má stejnou velikost. F_{r3} a F_{r4} je radiální síla na druhém stupni, má obdobně stejnou velikost na obou kolech.

$$F_1 = F_2 = \sqrt{F_{t2}^2 \cdot F_{r2}^2} = 1146,9 \text{ N}, \quad (7)$$

$$F_3 = F_4 = \sqrt{F_{t3}^2 \cdot F_{r3}^2} = 2567,67 \text{ N}, \quad (8)$$

kde F_1 a F_2 je normálová síla na prvním stupni a má stejnou velikost. F_3 a F_4 je normálová síla na druhém stupni, má obdobně stejnou velikost na obou kolech. Normálovou sílu získáme vektorovým součtem obvodové a radiální síly. Výsledné normálové síly jsou znázorněny v *tab. 14* a porovnány s vygenerovanými silami z programu KISSsoft.

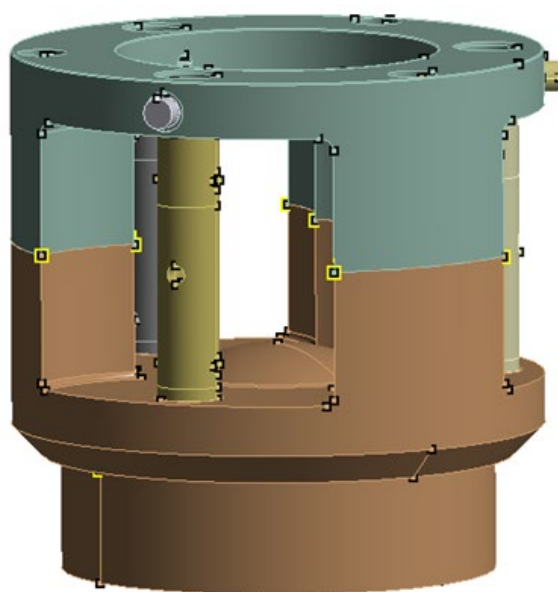
Tab. 14 Síly působící na ozubení

	Obvodová síla (Ft)		Radiální síla (Fr)		Normálová síla (Fn)		Jednotky
	Výpočet	Kisssoft	Výpočet	Kisssoft	Výpočet	Kisssoft	
První redukční stupeň	1077,77	1077,77	392,22	392,22	1146,91	1146,91	N
Druhý redukční stupeň	2351,54	2351,55	856,53	855,93	2502,67	2502,43	N

4.2.3 PRŮBĚH MKP SIMULACE

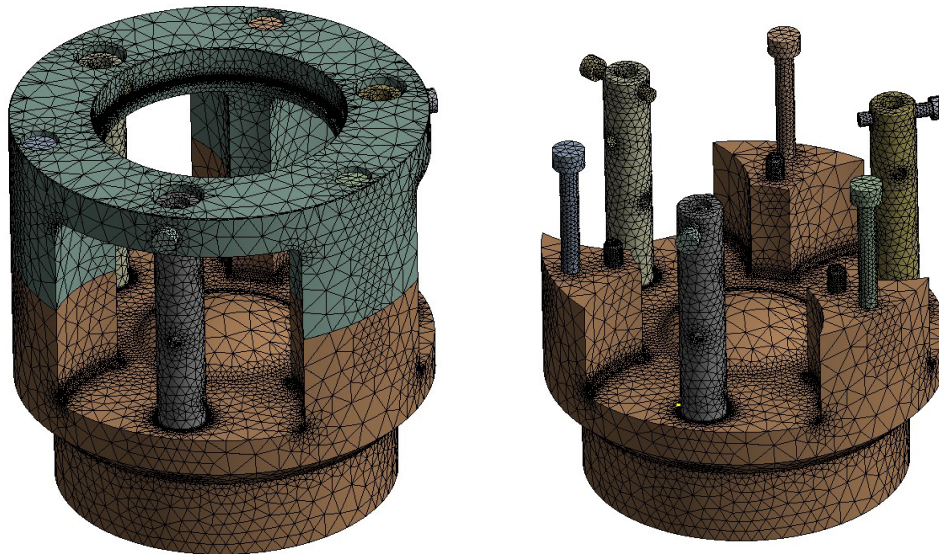
NASTAVENÍ SIMULACE

Pro simulaci jsou šrouby zjednodušeny a nahrazeny válci o rozměru šroubu, viz. *obr.30*. Kontakty mezi součástkami jsou voleny v souladu s návrhem unašeče. Například tam, kde je uvažováno spojení s přesahem, je zadefinováno pevné spojení. Veškeré šroubové spoje jsou pod hlavičkou šroubu jsou na kontakt typu tření s koeficientem 0,2, ale na dřívku šroubu je pevná vazba. Ostatní vazby jsou nastaveny bez uvažujícího tření.



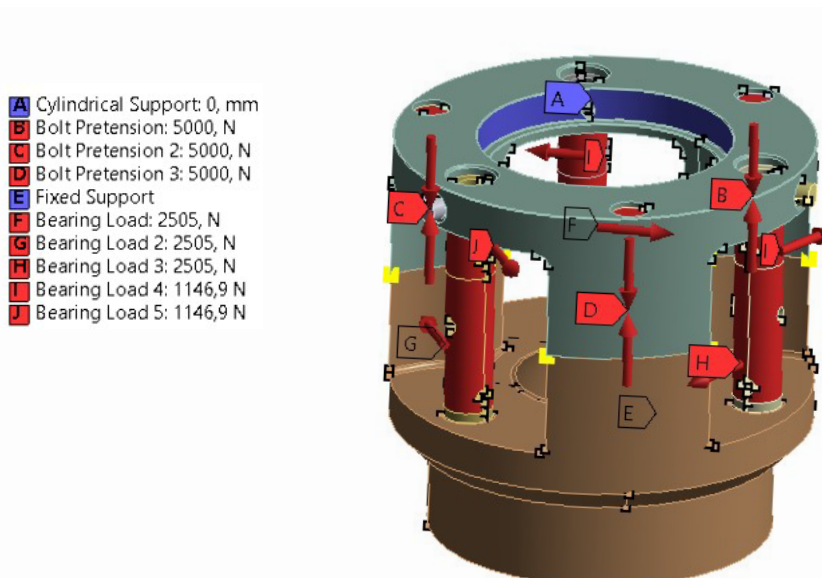
Obr. 30 Sestava pro simulaci

Další krok spočívá ve vytvoření konečno-prvkové sítě na sestavě, viz *obr.31*. Pro celou sestavu je zvolen typ sítě o velikosti elementu 7 mm a lokálně pro kritické místa je zjemněna až na 0,5 mm.



Obr.31 Nastavení konečno-prvkové sítě

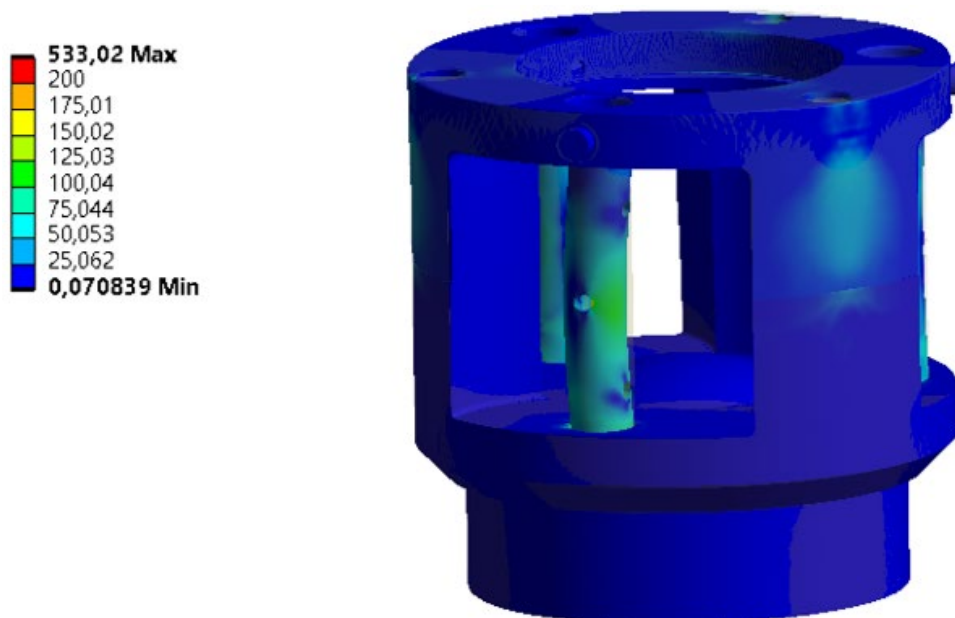
Po nastavení sítě jsou definovány okrajové podmínky a působení sil na čepy unašečů, viz *obr. 32*. Podmínka A – Cylindrical Support, představuje válcovou podporu, která zabraňuje posuvu v radiálním směru. B, C, D – Bolt Pretension je předpětí šroubů, které spojují obě poloviny unašeče. Podmínka E – Fixed support je pevná vazba. F, G, H, I, J – Bearing Load – způsobuje rozložení zatížení na čep od normálových sil ozubených kol. Normálové síly jsou vypočítány v předchozí kapitole 4.3.1.



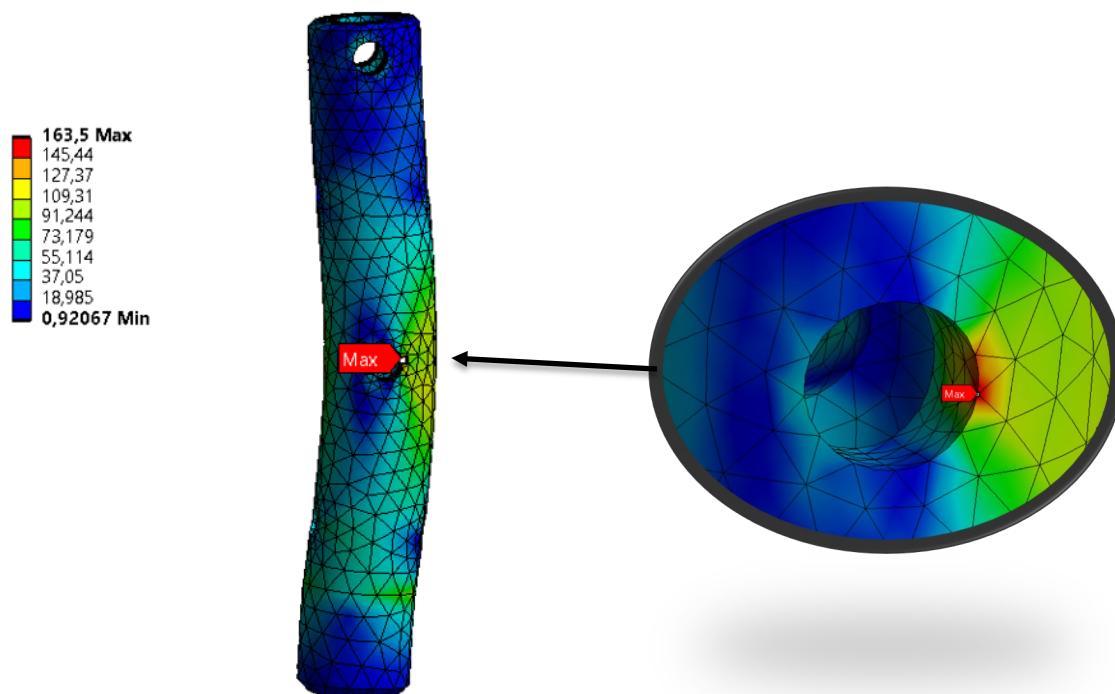
Obr. 32 Nastavení okrajových podmínek

VÝSLEDKY SIMULACE

Prvním porovnávacím kritériem je vyhodnocení redukovaného napětí podle podmínky HMH - von Mises [MPa], viz *obr. 33*.



Obr.33 Redukované napětí HMH-von Mises

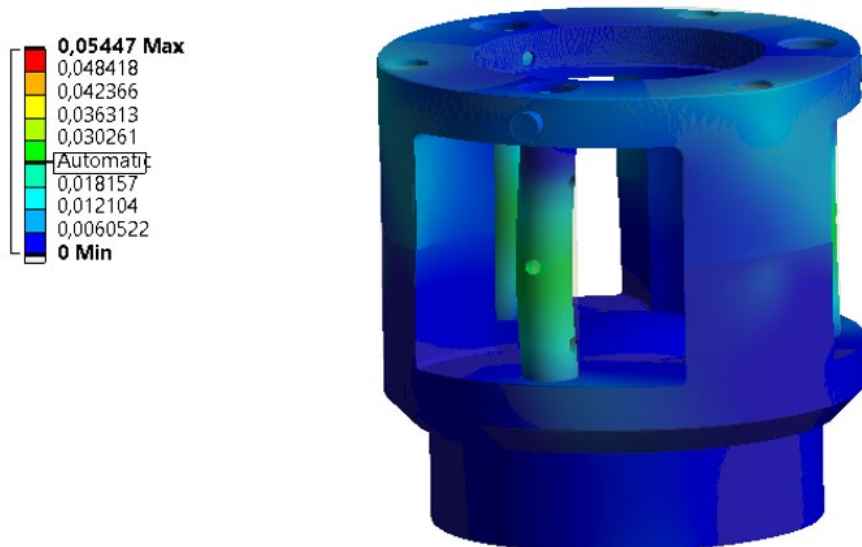


Obr.34 Redukované napětí HMH-von Mises na čepu

Maximální redukované napětí na sestavě unašeče vzniká vlivem předpětí na hraně hlavičky šroubu, ale nelze jej uvažovat za podstatné z hlediska návrhu sestavy unašeče. Napětí

koncentrované na čepu ozubení, které je znázorněno na obr.34 je s $\sigma_{\text{HMH}} = 163,5 \text{ MPa}$, vychází výrazně pod hranicí meze kluzu $R_e=680 \text{ MPa}$. materiálu 34CrAlNi7-6. [15]

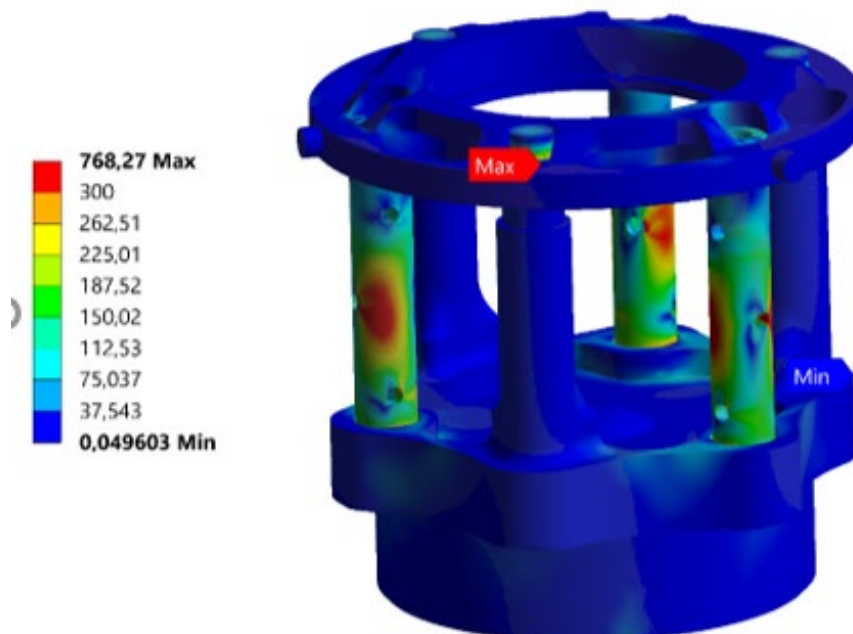
Dalším porovnávacím kritériem je celková deformace sestavy unašeče. Nejvíce se natáčí střed čepu pro satelity a maximální průhyb je $0,05447 \text{ mm}$. Spojení unašeče se deformuje minimálně a celkově je konstrukce unašeče velmi tuhá.



Obr. 35 Maximální deformace

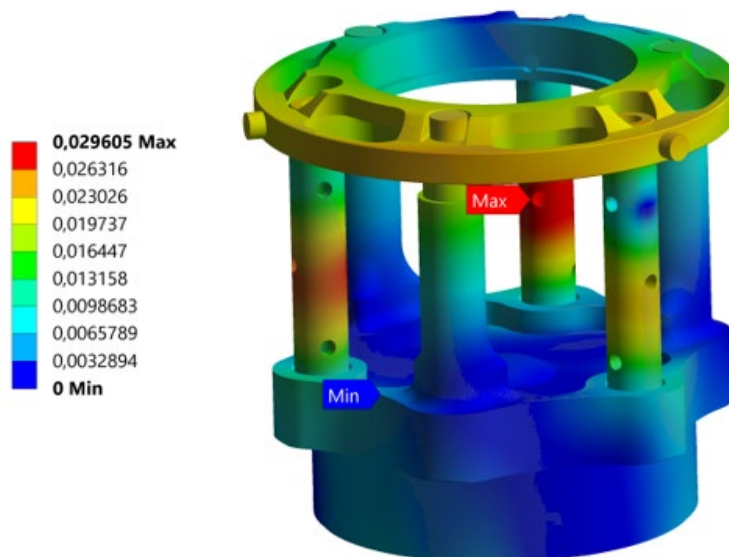
ODLEHČENÁ VARIANTA SESTAVY UNAŠEČE

Nastavení simulace, konečno-prvkové sítě a zadefinování okrajových podmínek je obdobné s předchozí simulací. Při porovnání redukovaného napětí podle podmínky HMH-von Mises [MPa] s tuhou verzí simulací vychází obdobné hodnoty, viz *obr.36*.



Obr. 36 Maximální deformace odlehčené varianty

Deformace odlehčené verze při porovnání s předchozí variantou vychází téměř dvojnásobná. Pro větší tuhost sestavy našeče je proto zvolena varianta bez provedených odlehčení, viz *obr.38*.



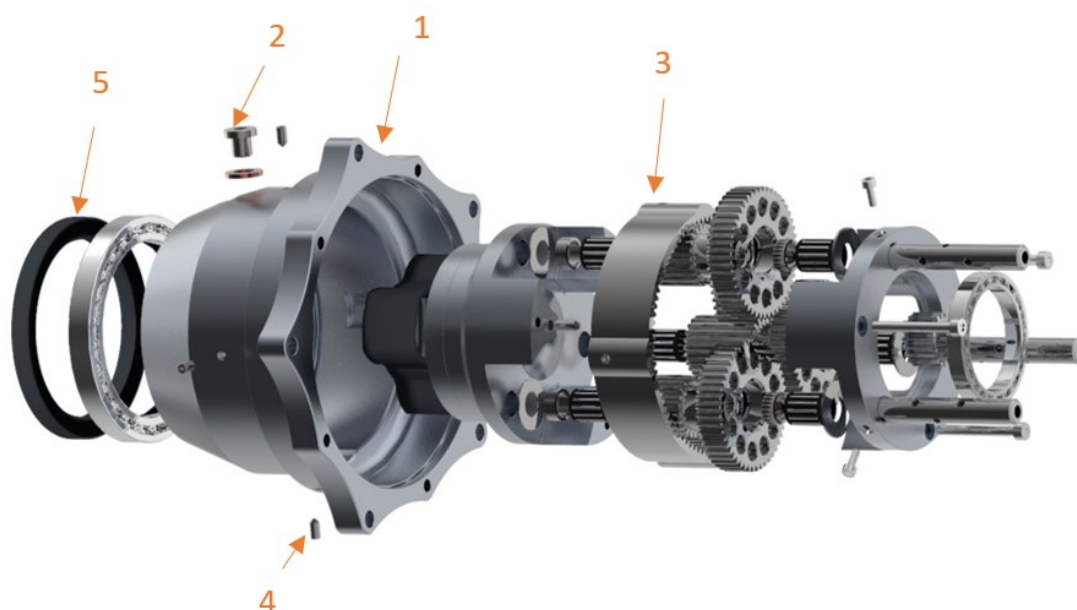
Obr. 38 Maximální natočení odlehčené varianty

4.3 NÁVRH PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ

Převodovou skříň je nutné navrhnut dostatečně tuhou, aby odolávala účinkům točivého momentu od ozubeného soukolí. Dále se při návrhu musí počítat s utěsněním skříně proti úniku oleje.

DŮLEŽITÁ MÍSTA NA PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ

Celá převodová skříň, znázorněná na *obr.39*, je ze slitiny hliníku EN AW-7075 T6. [20]



Obr. 39 Celková sestava převodové skříně

Korunové kolo je zastaveno proti protočení v převodové skříní tvarovými drážkami a axiálně jej pojišťují čtyři stavěcí šrouby. Motor s převodovou skříní zajišťuje pět šroubů M6x16-12.9 a pět M6x30-12.9. [21] Kratší šrouby spojují pouze motor s převodovkou a delší navíc zajišťují uchycení celého pohonného ústrojí na rám stroje. Gufero SKF 70x88x8-CRW1-V. [19] Zabraňuje úniku oleje z převodové skříně. Pro doplnění olejové náplně slouží napouštěcí šroub s měděnou podložkou pro utěsnění.

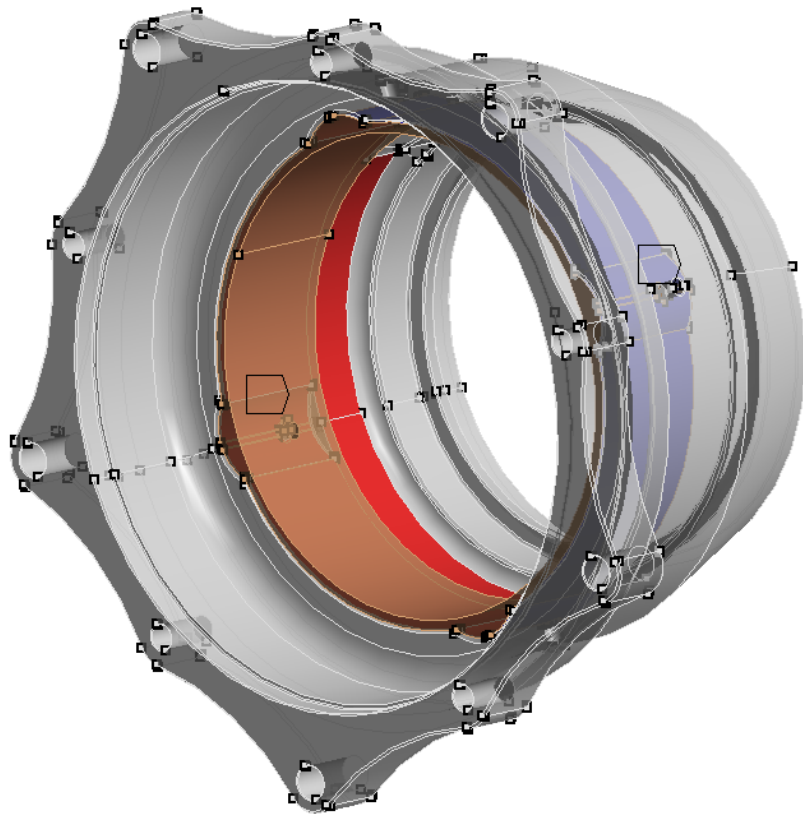
4.4 SIMULACE PŘEVODOVÉ SKŘÍŇE

Cílem výpočtu bylo ověřit, zda navržená převodová skříň je schopna přenést dané zatížení. Zatížení vychází z předešlé kapitoly 3.2, kde byl z návrhu v KISSsoftu zjištěn točivý moment $M = 320 \text{ Nm}$.

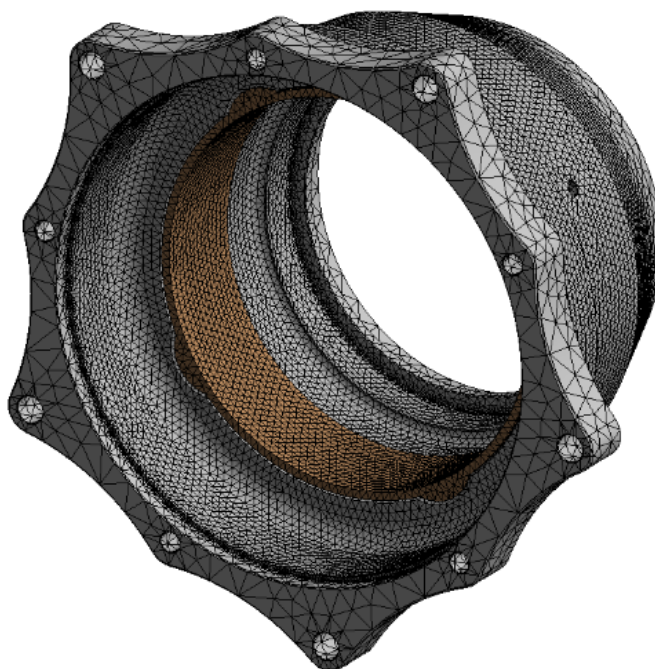
NASTAVENÍ SIMULACE

Příslušné komponenty jsou vůči sobě spojené tak, aby vazby odpovídaly skutečnému uložení, viz *obr. 40*. Korunové kolo je vloženo s třením a je zdefinováno Frictional-tření kde součinitel tření je 0,2

- Frictional - ed2p-0321-52|Těleso1 To ed2p-03211-4e_1last_version|Těleso1 (Contact Bodies)
- Frictional - ed2p-0321-52|Těleso1 To ed2p-03211-4e_1last_version|Těleso1 (Target Bodies)



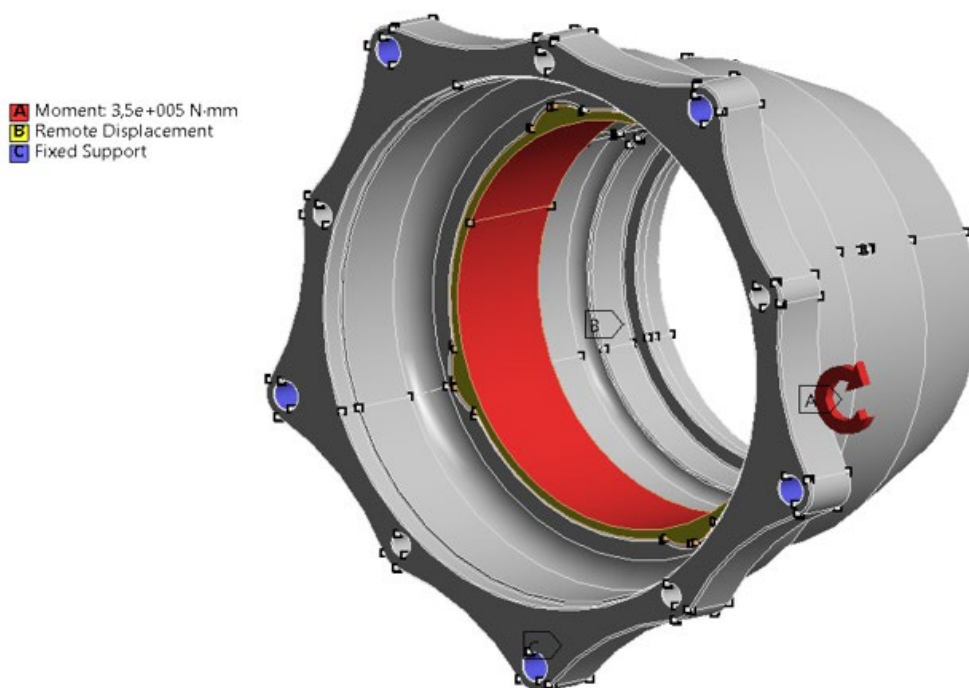
Obr. 40 Nastavení vstupních podmínek



Obr. 41 Nastavení konečno prvkové sítě

Dalším krokem je správně určit velikost sítě pro metodu konečných prvků. Je zvolen typ sítě s velikostí elementu 5 mm. V místě spojení korunového kola s převodovou skříní je pro přesnější výsledky zvolena velikost prvku 2 mm, viz obr. 41.

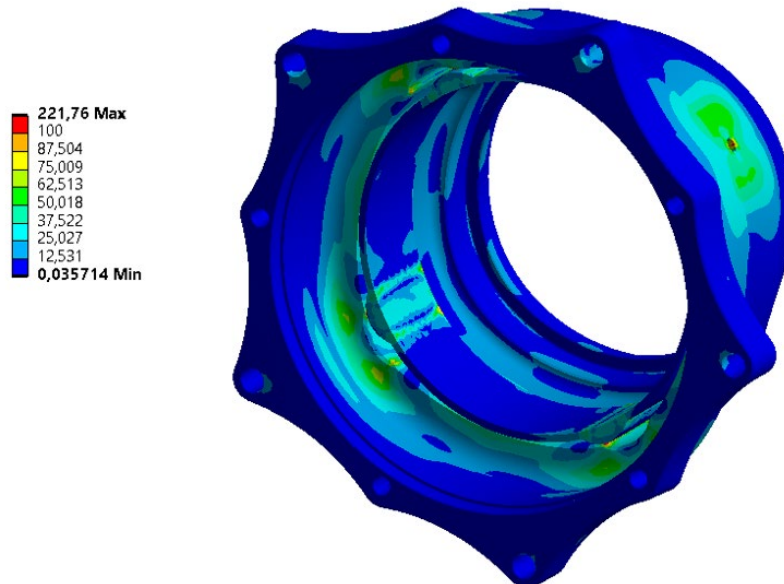
Následně jsou nastaveny okrajové podmínky, a to působení momentu na korunu. Podmínka A – Moment, představuje zatížení na korunu. Podmínka B – Remote displacement je použita, aby omezoval pohyb pouze v axiálním směru, ostatní směry jsou volné. Podmínka C – Fixed support představuje pevné spojení s rámem formule, znázorněné na obr. 42.



Obr. 42 Nastavení okrajových podmínek

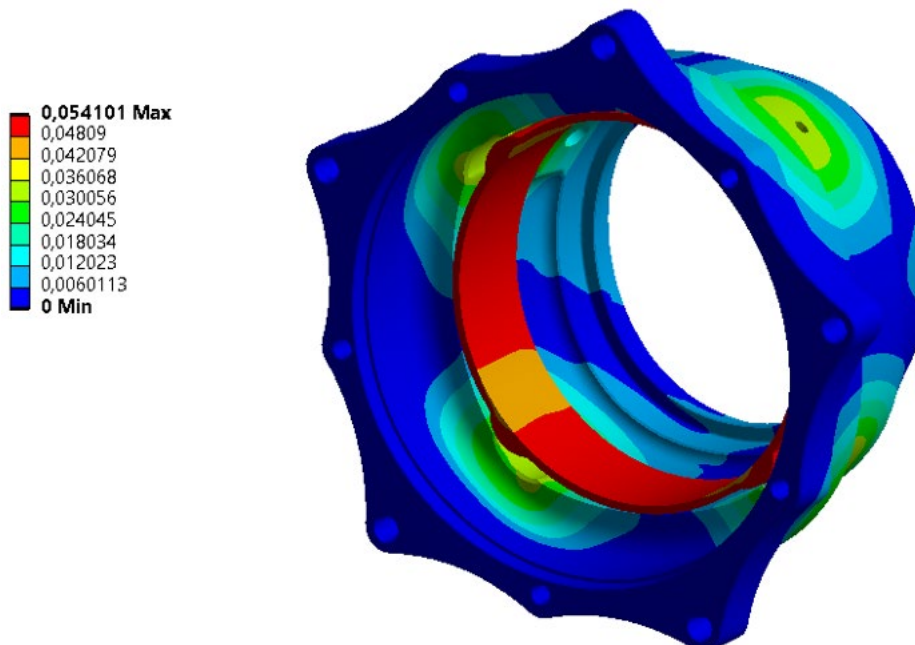
VÝSLEDKY SIMULACE PŘEVODOVÉ SKŘÍŇE

Při vyhodnocení převodové skříně je vykreslováno redukované napětí podle podmínek HMMH-von Mises [MPa].



Obr. 43 Maximální redukované napětí

Na obr.43. lze pozorovat, že napětí se do převodové skříně rozkládá rovnoměrně. Maximální napětí je zapříčiněno tvorbou sítě, kde vznikl koncentrátor. Při úpravě měřítka a posunutí na 100 MPa se koncertuje napětí na straně boku zajištění koronového kola proti protočení. Jedná se o dotykové napětí.



Obr. 44 Maximální deformace

Zjištěním z celkové deformace je skutečnost, že při působení točivého momentu se snaží koronové kolo deformovat a otočit stejným směrem, kterým působí moment. Tvarové drážky tento stav minimalizují a celkové natočení redukuje na minimum, viz obr.44.

ZÁVĚR

Bakalářská práce představila koncepty redukčních převodovek napříč různými týmy zabývajícími se soutěžením v elektrické kategorii Formula Student. Zatímco redukční převodové ústrojí s čelním soukolím používá pouze tým TU Fast, jelikož není optimální z hlediska celkových rozměrů, jednoduché planetové soukolí je koncipováno spíše pro pohon předních kol z důvodu malých rozměrů, ale zároveň nedostatečné výkonnosti pro nízký převodový poměr. Kombinace čelní a planetové koncepce dosahuje vysokých převodových poměrů, ale není optimální pro rozměrnost převodové skříně. Porovnáním všech kladů a záporů bylo určeno, že nejlepším typem převodovky pro účely soutěže je odstupňované planetové soukolí, protože splňuje požadavky na malé rozměry a zároveň vysoký převodový poměr.

Pro kompletní pohled na problematiku přenosu točivého momentu v konstrukci elektromobilu je připojen stručný přehled technického řešení u některých výrobců osobních vozidel. Jednostupňový převod je využitelný spíše pro městský provoz s kladeným důrazem na jednoduchost a funkčnost převodového ústrojí. Setkáváme se s ním u firem Volkswagen nebo Audi. Naproti tomu dvoustupňový převod je využíván spíše pro sportovní vozy, například Porsche.

Výsledek práce se softwarem KISSsoft nastínil možnosti komplexního vývoje zvoleného konceptu a jeho další optimalizace do následujících sezon. Provedená práce se softwarem pouze naznačila celou řadu potenciálních řešení výpočtů převodových soukolí a přidružených komponentů. Příkladem budoucí inovace je modifikace ozubených kol, které navyšuje únosnost soukolí. Pro optimalizování komponentů se ukázalo jako podstatné využít MKP analýz k odlehčení součástí přenášejících točivý moment.

Návrh redukční převodovky vycházel z konceptu monopostu s pohonnou jednotkou umístěnou v rámu s ohledem na výsledky elitních evropských týmů v rámci Formula Student. Podařilo se tak naplnit ambici, která si kladla za cíl nastavit směr vývoje pro následující ročníky soutěže.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RINNER, Thomas. GEARBOX LUBRICATION: STUDENT RACING TEAM CLINCHES VICTORY [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.dive-solutions.de/articles/tufast-gearbox-lubrication#intro>
- [2] Planetové převody s přímými a šikmými zuby [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/gear5/help/cz/gear5txt.htm>
- [3] NEDBÁLEK, Tomáš. Návrh planetové redukce pro vůz Formula Student. Praha, 2015. Dostupné také z: <https://docplayer.cz/18688342-Bakalarska-prace-navrh-planetove-redukce-pro-vuz-formula-student.html>. Bakalářská práce. ČVUT v Praze, Fakulta Strojní.
- [4] SUCHÁČEK, Petr. Zástavba elektromotoru do kolové skupiny vozu Formula Student. Praha, 2015. Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní.
- [5] Formula Electric In-Hub Motor System for Formula SAE Electric [online]. Wisconsin [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: https://www.wisconsinracing.org/wp-content/uploads/2020/10/WR-217e_In-Hub_Motor_System.pdf
- [6] AMZRacing [online]. Zurich: Benjamin Hildebrandt, 2015 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://electric.amzracing.ch/en/team/2022>
- [7] AMZ News. In: AMZRacing [online]. Zurich: Benjamin Hildebrandt, 2019 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://driverless.amzracing.ch/en/news>
- [8] WHITE, G, G CUNNINGHAM a D DOYLE. Design of an Electric Drive Transmission for a Formula Student Race Car [online]. Belfast, 2019 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: https://pureadmin.qub.ac.uk/ws/files/171248998/DO_an_Electric_Drive_Transmission_for_a_FS_Race_Car_FINAL_MANUSCRIPT_SUBMISSION.pdf. Queens Univerzity Belfast.
- [9] Volkswagen ID.3: jednostupňová převodovka zvládne všechny jízdní situace [online]. In: . [cit. 2022-05-20].
- [10] The 2019 Audi e-tron Introduction. Audi of America, 2019. Dostupné také z: <https://static.nhtsa.gov/odi/tsbs/2019/MC-10155750-9999.pdf>
- [11] DE PINTO, S, P CAMOCARDI a A SORNIOTTI. A Four-Wheel-Drive Fully Electric Vehicle Layout with Two-Speed Transmissions [online]. In: . s. 7 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: doi:10.1109/VPPC.2014.7006997
- [12] ERWIN, Blane. The Past, Present, and Future of Electric Vehicle Transmissions. In: Current Automotive [online]. Chicago: Current Automotive, 2020 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.currentautomotive.com/the-past-present-and-future-of-electric-vehicle-transmissions/>
- [13] Formula Student Rules 2022. Formula Student Germany [online]. 2021 [cit. 2022-02- 5]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2022/rules/FS-Rules_2022_v1.0.pdf

- [14] Přehled vlastností oceli 18CrNiMo7-6. CZECH TECHNICAL UNIVERSITY DIGITAL LIBRARY [online]. [cit. 2022-04-02]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/86276/F2-DP-2019-Petras-Jakub-priloha-Priloha%206%20Materialovy%20list%20oceli%2018CrNiMo7-6.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [15] Přehled vlastností oceli 34CrAlNi7-6. CZECH TECHNICAL UNIVERSITY DIGITAL LIBRARY [online]. [cit. 2022-04-02]. Dostupné z: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-nitridovani-podle-en-10085/prehled-vlastnosti-oceli-34cralni7-10>
- [16] KISSsoft AG [online]. Bubikon: KISSsoft, 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.kisssoft.com/en/products/training>
- [17] BOLEK, Alfréd a Josef KOCHMAN. Části strojů. 2. svazek. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8.
- [18] VAMPOLA, Tomáš a Jaroslav SKOPAL. ČVUT FSTROJ PRAHA. Výpočet únosnosti ozubených kol s přímými a šikmými zuby – Aplikace pro průmyslová ozubená kola. Praha: ČVUT FSTROJ Praha, 2015. Dostupné také z: <https://nahledy.normy.biz/n.php?i=93244>
- [19] SKF [online]. Göteborg: AB SKF, 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/footer/site-ownership>
- [20] ALFUN KATALOG 2020. ALFUN [online]. 2020 [cit. 2022-02-15]. Dostupné z: https://www.alfun.cz/wp-content/uploads/2020/10/Katalog_2020_ver.2.pdf
- [21] Fabory [online]. Šlapanice: Fabory CZ Holding, 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.fabory.com/cs>
- [22] SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

H	[-]	Maximální životnost
v	[km/h.]	Rychlost
i_{ε}	[-]	Procentuální odchylka
b	[mm]	Šířka ozubených kol
m_n	[-]	Normálový modul
a	[mm]	Osová vzdálenost
α_n	[°]	Úhel záběru
d_{fmin}	[mm.]	Průměr patní kružnice
β	[°]	Úhel sklonu bočních zubů
x	[-]	Posunutí profilu
z_1	[-]	Počet zubů centrálního kola
z_2	[-]	Počet zubů satelitu 1
z_3	[-]	Počet zubů korunového kola
d_{amax}	[mm]	Maximální průměr patní kružnice
p	[-]	Počet satelitů
HRC	[-]	Hardness Rockwell C
L	[-]	Výsledné celé číslo
S_{intS}	[-]	Bezpečnost vůči zadírání
S_B	[-]	Bezpečnost vůči zadírání
S_H	[-]	Bezpečnost na dotyk
SF	[-]	Bezpečnost na ohyb
K_A	[-]	Aplikační faktor
K_v	[-]	Dynamický faktor
K_{Ha}	[-]	Faktor rovnoměrného přenosu

$K_{H\beta}$	[-]	Faktor podélného zatížení
p_d	[MPa]	Vztah pro tlak v dotykové ploše
p_{\max}	[MPa]	Maximální dovolený tlak
h_d	[mm]	Výška drážky
s_d	[mm]	Šířka centrálního kola
R_d	[mm]	Roztečný poloměr drážky
M_1	[Nm]	Moment centrálního kola
M_2	[Nm]	Moment satelitu 1
M_3	[Nm]	Moment satelitu 2
M_4	[Nm]	Korunového kola
d_1	[mm]	Roztečná kružnice centrálního kola
d_2	[mm]	Roztečná kružnice satelitu 1
d_3	[mm]	Roztečná kružnice satelitu 2
d_4	[mm]	Roztečná kružnice korunového kola
F_{r1}	[N]	Radiální síla centrálního kola
F_{r2}	[N]	Radiální síla satelitu 1
F_{r3}	[N]	Radiální síla satelitu 2
F_{r4}	[N]	Radiální síla korunového kola
F_{t1}	[N]	Obvodová síla centrálního kola
F_{t2}	[N]	Obvodová síla satelitu 1
F_{t3}	[N]	Obvodová síla satelitu 2
F_1	[N]	Normálová síla centrálního kola
F_2	[N]	Normálová síla satelitu 1
F_3	[N]	Normálová síla satelitu 2
F_4	[N]	Normálová síla korunového kola





SEZNAM PŘÍLOH

P1- VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE REDUKČNÍ PŘEVODOVKY