



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh hybridního agregátu vozidla

Vehicle hybrid powertrain design

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2023

Jaroslav Vítek

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vítek** Jméno: **Jaroslav** Osobní číslo: **501391**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh hybridního agregátu vozidla

Název bakalářské práce anglicky:

Vehicle hybrid powertrain design

Pokyny pro vypracování:

Provedte rešerši technických parametrů a konstrukčních provedení hybridních vozidel.
Provedte rešerši konstrukčních provedení jejich připojení k motoru. Pro vybranou koncepci vytvořte vlastní návrh propojení elektrického stroje s poháněcí soustavou vozidla.
V CAD systému vypracujte 3D model propojení spalovacího motoru s elektrickým strojem.
Vytvořte výkres s charakteristickými rozměry poháněcí soustavy vozidla.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jindřich Hořenín ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12.07.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2023**

Ing. Jindřich Hořenín
podpis vedoucí(ho) práce

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

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Jaroslav Vítek

Název práce: Návrh hybridního agregátu vozidla

Anglický název: Vehicle hybrid powertrain design

Rozsah práce:

75 stran

43 obrázků

11 tabulek

9 grafů

Akademický rok: 2022/2023

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín

Klíčová slova: Spalovací motor, elektromotor, PMSM, Převodový poměr

Key words: Internal combustion engine, electric motor, PMSM, Gear ratio



Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá problematikou hybridních pohonů používaných v osobních automobilech. Práce popisuje historický vývoj hybridních pohonů vozidel a používané typy elektromotorů. Součástí práce je také rešerše věnující se rozdělení hybridních vozidel podle konstrukce, hybridizace a umístění elektromotoru. Dále se tato práce zabývá konstrukčním návrhem hybridního agregátu pro vybraný typ hybridu. Jsou zde popsána technická řešení propojení strojních součástí. V praktické části je popsán způsob návrhu a řešení konstrukce mechanismu pro zvolený typ hybridu. Na závěr práce je připojen 3D model mechanismu a výkresová dokumentace.

Abstract

The bachelor's thesis is focused on the issue of hybrid drives used in car industry. The thesis describes the historical development of hybrid vehicle drives and the used types of electric motors. It also includes research on the division of hybrid vehicles according to construction, hybridization and electric motor location. Furthermore, this work deals with the structural design of the hybrid aggregate for the selected type of hybrid. There are described technical solutions for connecting machine components. The practical part describes the method of designing and solving the construction of the mechanism for the chosen type of hybrid. There are 3D model of the mechanism and drawing documentation attached at the end of the thesis.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou na téma Návrh hybridního agregátu vozidla vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

.....

(podpis autora)



Poděkování

Rád bych poděkoval panu Ing. Jindřichu Hořenínovi za vedení této práce, především za jeho rady a připomínky, kterými mě směřoval ke zdárnému konci. Poděkování patří také mé rodině a přátelům, kteří mě po dobu studia neustále podporovali.



Obsah

1 Úvod.....	10
1.1 Emisní problémy	10
2 Historie hybridních vozidel	12
3 Typy elektromotorů	14
3.1 Stejnoseměrné motory (DC).....	14
3.1.1 SSM se sériovým buzením	14
3.1.2 SSM s cizím buzením	15
3.1.3 SSM bez kartáčů	16
3.2 Střídavé motory (AC)	16
3.2.1 Asynchronní elektromotory.....	16
3.2.2 Synchronní elektromotor s permanentními magnety.....	16
4 Rozdělení hybridních pohonů.....	17
4.1 Dle rozložení	17
4.1.1 Sériový	17
4.1.2 Paralelní	17
4.1.3 Sériově-paralelní.....	18
4.2 Dle hybridizace	19
4.2.1 Micro-hybrid	19
4.2.2 Mild-hybrid	19
4.2.3 Full-hybrid.....	20
4.2.4 Plug-in-hybrid	20
4.3 Dle polohy elektromotoru	20
4.3.1 P0 – BSG (Belt-starter-generator)	20
4.3.2 P1	21
4.3.3 P2	22
4.3.4 P3	22
4.3.5 P4	23
5 Typy spojení rotujících součástí.....	24
5.1 Řemenem.....	24
5.2 Řetězem	25
5.3 Soukolím	25



6 Spojky.....	26
6.1 Třecí lamelová.....	26
6.2 Třecí kotoučová	27
6.3 Hydrodynamická.....	28
7 Převodovky	29
7.1 Stupňové.....	29
7.1.1 Ručně řazená	29
7.1.2 Automatická	29
7.2 Děliče výkonu.....	29
7.2.1 Elektromechanické převodovka TRW.....	30
7.2.2 Power Split.....	31
7.2.3 CVT (Continuously Variable Transmission).....	32
8 Úvod praktické části	36
9 První návrh.....	36
10 První návrh P3.....	37
11 Nový způsob návrhu	38
12 Druhý návrh P3	41
12.1 Návrh Baterie.....	43
13 Třetí návrh P3	44
13.1 Převodový poměr	45
13.1.1 Přes krouticí moment	45
13.1.2 Přes účinnost elektromotoru.....	48
13.2 Charakteristika pohonu	49
14 Konstrukce propojovacího mechanismu	52
14.1 Ozubená kola	52
14.2 Zubová spojka.....	57
14.3 Lisování	61
14.4 Uložení hřídelí.....	62
14.5 Skříň	63
15 Princip funkce	65
16 3D model	67
17 Závěr	69



18 Přílohy.....	71
18.1 Obrázky.....	71
18.2 Grafy.....	72
18.3 Tabulky.....	72
19 Bibliografie.....	73



1 Úvod

Alternativní pohony se často stávají diskutovaným tématem, ať už kvůli zvyšující se tendenci uhlíkové stopy, úbytku fosilních paliv z aktuálních nalezišť, ale rovněž z důvodu počínající energetické krize. Mimo regulaci prostředků podílejících se na znečištění prostředí, představují alternativní pohony jednu z variant, jak se pokusit najít řešení globálních problémů.

Jedním z typů alternativních pohonů jsou tzv. *hybridní pohony*. Nachází se v hybridních vozidlech, tedy vozidlech využívajících ke svému pohonu energii z více zdrojů, a to i současně. V případě hybridních automobilů se nejčastěji vyskytuje spojení spalovacího motoru s elektromotorem.

Toto téma jsem si vybral, protože podle mého názoru představují hybridy pro budoucnost větší potenciál než elektromobily, a to hlavně z důvodu dojezdu těchto vozidel. Zatímco hybridní automobil provozujeme obdobně jako konvenční vozidlo se spalovacím motorem, u elektrického musíme často plánovat cestu s ohledem na nabíjení v jejím průběhu. To je z mého pohledu značné omezení.

1.1 Emisní problémy

Hlavním důvodem k rozvíjení alternativních pohonů je zvyšující se podíl skleníkových plynů v atmosféře, čímž dochází ke globálnímu oteplování. Často ve společnosti zaznívá, že jeden z největších zdrojů CO₂ jsou výpary z automobilů se spalovacím motorem. Dle studie v rámci České republiky je největším producentem plynů, způsobujících oteplování na planetě Zemi, energetika (38,6 %), hned poté průmysl (22,4 %), následně doprava (16 %) a v neposlední řadě rovněž domácnosti a zemědělství, a to zejména v produkci metanu. [1]

Z těchto důvodů se Evropská komise snaží prosadit návrh s cílem zamezení prodeje vozů se spalovacími motory do roku 2035. Jako argument pro toto opatření poukazuje na skutečnost, že přestup na elektromobilitu výrazně sníží produkci CO₂ a do roku 2050 chce dosáhnout CO₂-neutrality. [2]

Elektromobilitu můžeme považovat za *čistou*, pokud i elektřina, jež elektromobil pohání, je vyráběna také čistě. To je v dnešní době diskutabilní téma, neboť máme energetickou krizi a vyřazování tepelných a jaderných elektráren situaci nepřispívá. Čisté zdroje energie lze najít v severských státech (tedy Norsku, Švédsku a Finsku), které používají na výrobu elektřiny vodní elektrárny, jež však nemohou pokrýt potřebné množství energie. Mnoho států se zároveň snaží upustit od výroby elektřiny pomocí jaderných elektráren. Obnovitelné zdroje nemají takovou kapacitu, a hlavně jsou neflexibilní, a tudíž špatně



řiditelné. Z toho vyplývá, že velký podíl na výrobě elektřiny mají stále elektrárny tepelné. [3]

Další problém představují emise vypouštěné do ovzduší při výrobě baterií do elektromobilů či hybridních vozidel. Většina výroby baterií je situována v Asii (především v Číně), kde představují majoritní zdroj elektrické energie uhelné elektrárny. Jelikož problém oteplování je globální, musíme se snažit redukovat emise celosvětově. [3]

Řešením by mohlo být přesunutí výroby do vyspělejších zemí, avšak zaplatili bychom za to zřejmě vyššími náklady na výrobu.

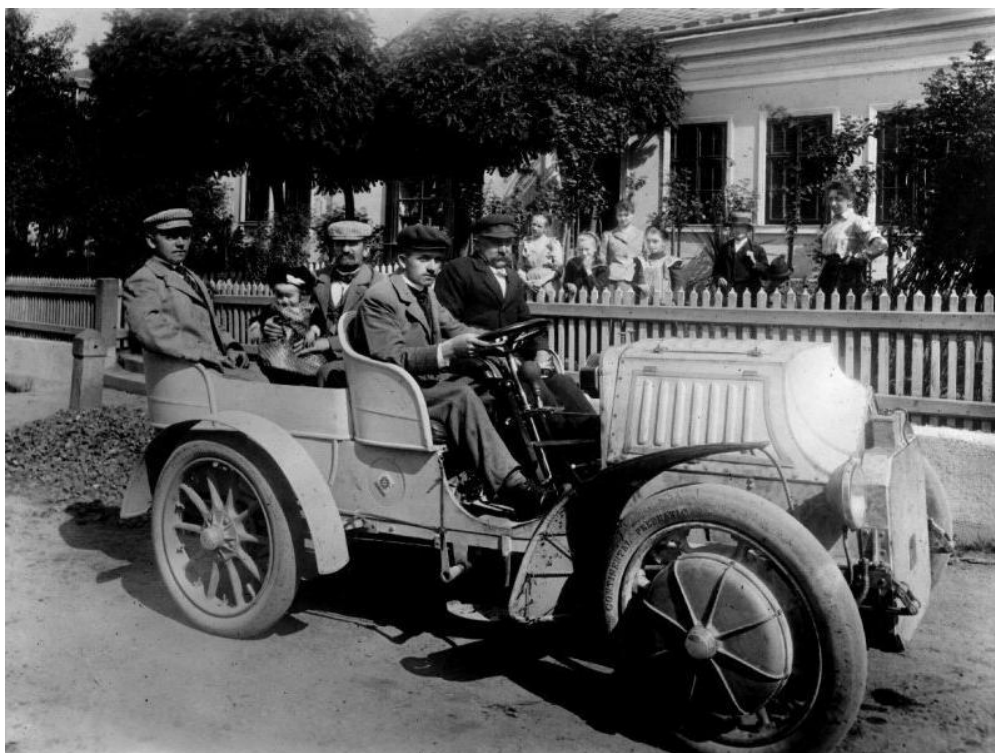


Teoretická část

2 Historie hybridních vozidel

Myšlenka o kombinaci více pohonů je výhodná a není záležitostí posledních dvaceti let. Samotná elektromobilita je starší než první vozidlo se spalovacím motorem sestrojené konstruktérem Karlem Benzem, avšak elektrická a hybridní vozidla si nenašla u zákazníků úspěch. Jejich nevýhodou byla zpočátku nedokonalá technologie, dlouhá doba nabíjení a krátký dojezd. Naopak výhodou pro vozidla se spalovacími motory představovala rovněž nižší pořizovací cena. [4]

Za první plně funkční hybridní automobil můžeme považovat stroj zkonstruovaný Ferdinandem Porschem, zvaný Mixte (Obrázek 1). Pan Porsche od roku 1888 pracoval ve firmě vyrábějící kočáry *Lohner-Werke*. Zde z rozhodnutí majitele Jakoba Lohnera začal konstruovat kočár netažený koňmi. Jeho konstrukce spočívala ve dvou elektricky poháněných motorech na přední nápravě usazených v nábojích kol. Do motorů byla přiváděna elektrická energie z baterií, které byly nabíjeny dynamem připojeným k zážehovému motoru. Takovou koncepci dnes známe pod pojmem *sériový hybrid*. [4]



Obrázek 1 – Lohner Mixte [34]

V roce 1915 vytvořila americká firma *Woods Motor Vehicle* nový systém pohonu, který pojmenovali Dual Power. Jednalo se o paralelní hybridní vozidlo, jež využívalo elektromotor pro nižší rychlosti a v případě potřeby vyšší rychlosti jelo na motor spalovací. K dalšímu vývoji elektromobilů a hybridů nedošlo kvůli zdokonalení spalovacího motoru a zavedení



elektrického startéru, který výrazně usnadnil obsluhu automobilů. V roce 1908 Henry Ford uvedl na trh svůj sériově vyráběný *Ford model T*. Z důvodu převahy výhod vozů se spalovacími motory ztratili zákazníci zájem o elektrická a hybridní vozidla. [4]

Ke změně došlo v 60. letech 20. století ve Spojených státech amerických, kdy se výrazně zhoršovalo ovzduší, kvůli výraznému rozvoji osobní dopavy. General Motors začalo v roce 1965 vyvíjet hybridní vozidlo, které však nebylo dokončeno. Nárůst zájmu o výrobu vozidel s elektrickým motorem se objevil v důsledku 1. ropné krize, kdy ceny paliva vzrůstaly a lidé se začali zajímat o spotřebu, aby ušetřili. [5]

Průlomovým vozidlem byl upravený Buick Skylark od Victora Wouka a Charlieho Rosena. Ten jim však EPA (Environmental Protection Agency) odmítla homologovat z důvodu, že hybridní vozidlo má stále spalovací motor, a tím pádem stále vypouští emise. Wouk ovšem nechtěl sestrojít plně elektrické vozidlo, protože tehdejší technologie baterií neměla pro takové použití dostatečnou kapacitu. [5]

Dalším revolučním vozem byl podomácku přestavený Opel GT na hybridní pohon. Jeho výjimečnost spočívala v tom, že zde bylo použito regenerativní brzdění, tedy rekuperace.

V roce 1989 se i evropští výrobci dali do vývoje hybridních vozidel a Audi představila svůj experimentální model Duo. Šlo o plug-in paralelní hybrid postavený na modelu Audi 100 Avant (viz Obrázek 2). Spalovací motor zajišťoval pohon přední nápravy, zatímco elektromotor poháněl nápravu zadní. [6]



Obrázek 2 – Audi Duo [33]

Také Japonsko se zavázalo vyvíjet automobily s co nejnižšími emisemi. V roce 1997 automobilka Toyota představila nejznámější hybridní vozidlo Toyota Prius, která je prvním hromadně vyráběným hybridním vozidlem na světě. Dnes se již prodává 5. generace, jež slaví na světovém trhu velký úspěch. [6]



3 Typy elektromotorů

V zásadě lze použít mnoho principů činností elektromotorů. Pro provoz hybridního vozu požadujeme určité parametry, jako zejména krouticí moment a výkon. Zároveň vyžadujeme kompaktní stavbu, vysokou účinnost a spolehlivost.

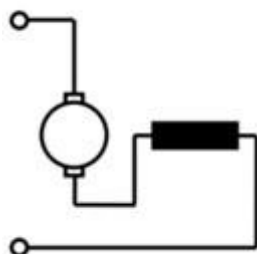
Základní dělení EM je podle typu proudu, který motory prochází, na stejnosměrný (DC) a střídavý (AC). Ty dále dělíme podle jejich principu konstrukce.

3.1 Stejnosměrné motory (DC)

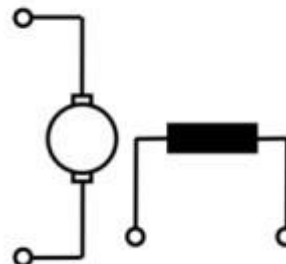
Motor se skládá z rotoru a statoru. Na rotoru, který zároveň tvoří výstupní hřídel, je navinutá cívka, do níž je pouštěn proud. Stator je tvořen buď permanentními magnety, nebo vinutím, jímž následně prochází elektrický proud pro vyvolání elektromagnetického pole. [7]

Abychom docílili rotačního pohybu (nejen natočení k opačným pólům magnetů) je zapotřebí užití součástky na změnu polaroty. Tento komponent se nazývá komutátor. Ten zajišťuje periodickou změnu polaroty vinutí, přičemž točivý moment působí stále ve směru rotace, a v důsledku toho se nikdy nepotkají rozdílné póly na statoru a rotoru. [7]

Funkci kotvy v těchto motorech představuje rotor. Podle propojení kotvy s budícím vinutím rozlišujeme elektromotory sériově a cizím buzením (Obrázek 3 a Obrázek 4). [8]



Obrázek 3 – SSM sériově buzený [8]



Obrázek 4 – SSM s cizím buzením [8]

3.1.1 SSM se sériovým buzením

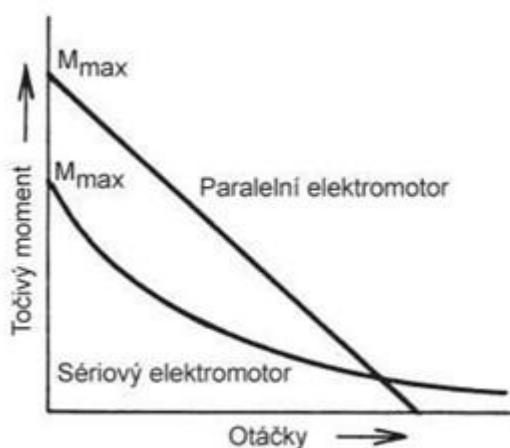
Tento typ disponuje budícím vinutím zapojeným do série s kotvou (viz Obrázek 3). Je nejjednodušší na regulaci, neboť procházející proud kotvou je zároveň budícím proudem, a ten je úměrný požadovanému napětí, které můžeme regulovat pomocí tyristorů nebo tranzistorů. Samotná regulace pak spočívá v proměnném spínání nebo v regulaci frekvence. Tento motor představuje výhodu v roztočení velkých hmot, zatímco otáčky se sami přizpůsobují. [9]



3.1.2 SSM s cizím buzením

U tohoto typu napájíme budící vinutí z jiného zdroje než motor (viz Obrázek 4), proto se zde regulují dvě napětí. Nespornou výhodou této koncepce je snížení velikosti proudu při vyšším napětí, přičemž docílíme i menších ztrát na kartáčích komutátoru a tyristorech. Tato vlastnost se výrazně projeví na velikosti motoru, potažmo lepší zástavbový prostor a sníží výrobní náklady. EM jsou silně přetížitelné, krátkodobě může přetížení dosáhnout až 200 % nad trvalý výkon, a to například při rozjezdech. [9]

Otáčky motoru jsou kvůli komutátoru omezeny cca na 7000 ot/min a jeho kartáče je nutné udržovat, kvůli jejich opotřebení. U sériového motoru navíc přichází na řadu další nevýhoda, a to v podobě rychle klesajícího točivého momentu při narůstajících otáčkách. Tuto nevýhodu kompenzuje paralelní zapojení, kde točivý moment klesá lineárně s otáčkami. Tyto závislosti jsou vidět na grafu 1. [8]



Graf 1 – Závislost momentu na otáčkách [8]



3.1.3 SSM bez kartáčů

Pro eliminaci hlavní nevýhody SSM v podobě komutátoru dochází k záměně konstrukce rotoru a statoru. Ve vnějším statoru se nachází místo permanentních magnetů vinutí, zatímco rotor je tvořen permanentními magnety. Konstrukcí připomíná permanentně buzený synchronní motor, jehož popisu se věnuje jedna z dalších kapitol. Komutace je pak zajištěna pulzně-modulovaným DC napětím. [8]

3.2 Střídavé motory (AC)

Jedná se o motory napájeny střídavým napětím, které při průchodu cívkami statoru vytváří točivé magnetické pole působící na rotor (kotvu) a tím je vyvolán rotační pohyb. Podle závislosti na točivém magnetickém poli rozdělujeme tyto motory na:

3.2.1 Asynchronní elektromotory

Třífázový asynchronní motor představuje řešení, jak eliminovat největší nevýhodu SSM, tedy komutátor. Tím zvýšíme limit otáček ze 7 000 na cca 20 000 ot/min. To přidává na jednodušší konstrukci, přičemž získáme při stejném výkonu se SSM menší a lehčí motorovou skříň. Pak můžeme uvažovat výkonovou hmotnost udávanou 1 kg/kW. Nejen že můžeme zvýšit otáčky díky chybějícímu komutátoru, ale také odpadá náročnější údržba. Komplikace se vyskytuje v podobě řízení, protože je nutné stejnosměrný proud přeměnit na střídavý. Nejčastějším způsobem přeměny z DC na AC je pomocí cyklického spínání tyristoru. Abychom mohli regulovat tahovou sílu a otáčky, musíme mít proměnnou frekvenci a napětí. [8] [9]

3.2.2 Synchronní elektromotor s permanentními magnety

Rovněž zde zůstává benefit v podobě kompaktnosti, a z toho vyplývá možnost zástavby. Oproti AS je buzení tvořeno permanentními magnety namísto vinutí, čímž docílíme lepší účinnosti. Na druhou stranu se nám zkomplikuje řízení. Pole tvořené permanentními magnety není možné zeslabit, a tím nelze pohon řídit. Za tímto účelem je nutné využití vícestupňové převodovky nebo regulátoru na baterii. Tento typ motorů je u hybridních vozidel nejpoužívanější. [9] [10]



4 Rozdělení hybridních pohonů

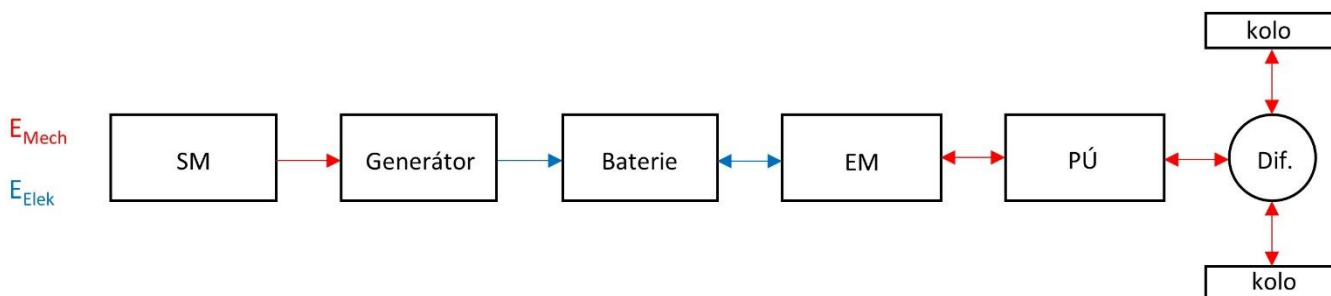
Hybridní vozidla mohou být poměrně složité stroje s různými typy konstrukce, a proto je rozdělujeme do několika kategorií. Dělíme je do kategorií nejen podle konstrukce, ale také podle míry hybridizace.

4.1 Dle rozložení

V této kategorii rozlišujeme hybridní vozidla sériová, paralelní nebo kombinace těchto dvou. Rozdíl mezi těmito typy je značný a jsou popsány v kapitolách níže. Každá z variant má své klady, ale rovněž zápory, nicméně všechny nachází své uplatnění.

4.1.1 Sériový

Sériově uspořádaný hybridní systém je jednodušší. Veškerou hnací sílu zajišťuje elektromotor nebo více elektromotorů. Spalovací motor (obvykle s nižším objemem) plní funkci pohonu generátoru, který doplňuje a nabíjí baterie, než se jejich úroveň nabití dostane pod určitou mez. V podstatě až na spalovací motor a generátor je tento typ hybridního pohonu stejný jako u elektromobilu. Schéma konstrukce je vidět na obrázku 5. [11]



Obrázek 5 – Schéma sériového hybridního pohonu

Výhody:

1. Flexibilita v umístění soustrojí motor-generátor
2. Relativně jednoduchý systém

Nevýhody:

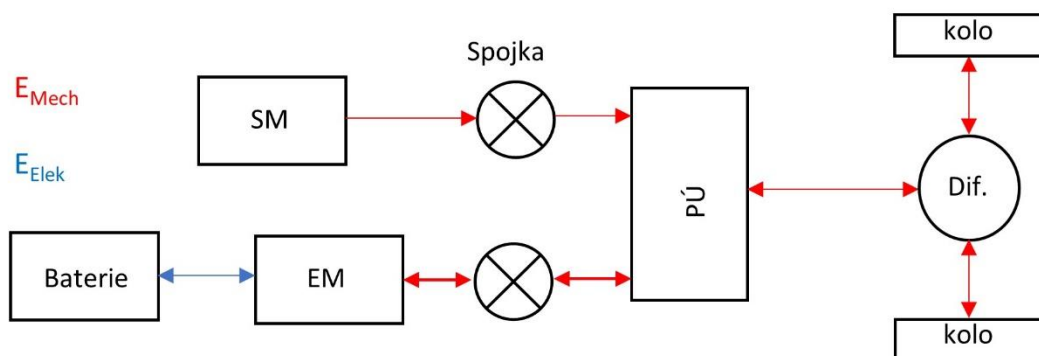
1. Potřebujeme 3 hlavní komponenty: Spalovací motor, generátor, EM
2. Motor musí dosahovat dostatečného výkonu v případě stoupání nebo rychlejší jízdy vozidla, kdy dochází k rychlejšímu vybíjení baterií.

4.1.2 Paralelní

U tohoto typu hybridního pohonu může zajišťovat hnací sílu více než jeden zdroj. Spalovací motor a EM jsou zastavěny paralelně a pro přenos točivého momentu proudící z obou zdrojů jsou spojeny mechanickou spojkou. Nároky na výkon EM nejsou tak vysoké



jako u elektrického vozidla nebo sériového hybridu, protože požadavek vyššího výkonu splňuje vestavěný spalovací motor, zatímco elektromotor operuje v nižších rychlostech. Hnací síla může být dodávána spalovacím motorem, EM nebo oběma dohromady, jak vidíme na obrázku 6. [11]



Obrázek 6 – Schéma paralelního pohonu

Výhody:

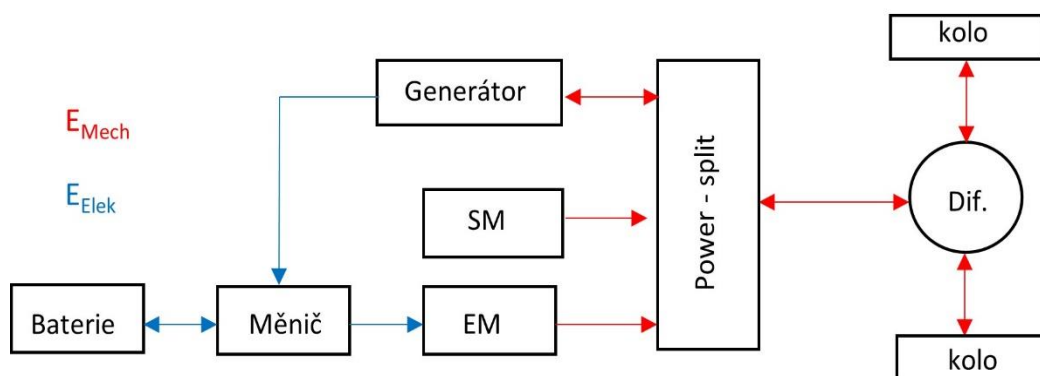
1. Nutnost pouze dvou komponentů: spalovací motor a EM
2. Vhodnější řešení na víceúčelové provozování (dlouhé i krátké cesty)

Nevýhody:

1. Mnohem složitější řízení systému
2. Slučování zdrojů vyžaduje komplexní mechanický systém spojek.

4.1.3 Sériově-paralelní

Nabízí se využít výhody obou koncepcí, a proto výrobci spojili oba koncepty dohromady, čímž vznikl smíšený typ hybridního vozidla. Takovým příkladem je třeba již zmiňovaná Toyota Prius. Je zachována paralelní koncepce s tím rozdílem, že skrze rozvodovku může být spalovacím motorem poháněn i generátor. To v důsledku způsobí, že baterie zůstává nabitá po delší čekací dobu (např. v kolonách). Schéma takového konstrukčního řešení vidíme na obrázku 7. [11]



Obrázek 7 – Schéma sériově-paralelního uspořádání

4.2 Dle hybridizace

Rozdělení podle míry hybridizace je postaveno na základě velikosti elektrické vestavby a režimech, které dokáže hybridní vozidlo poskytnout. Jedná se zejména o režimy samostatné jízdy na elektrický pohon, rekuperační brzdění, pomoc při akceleraci (tzv. booster). Shrnutí parametrů variant a jejich porovnání můžeme vidět v tabulce 1 na konci kapitoly.

4.2.1 Micro-hybrid

Jak již bylo zmíněno v úvodu tohoto rozdělení, vozy z kategorie micro-hybridů nejsou hybridy v pravém slova smyslu. Jedná se o vozidlo, jež disponuje silnějšími elektrokomponenty (jako např. alternátor, startér a palubní baterie), ty však neumožňují pohyb pouze na elektrický pohon, slouží pouze jako podpora spalovacímu motoru. Typickým zástupcem jsou právě vozy vybavené systémem START–STOP, který vypíná a zapíná motor při zastavování a rozjíždění v koloně či na semaforu za účelem snížení emisí. [12]

Vedle vozidel vybavených tímto systémem sem také patří nejrůznější varianty vozidel vybavených startér-generátory, které plní funkci normálního alternátoru, dobíjecí palubní baterii, ale rovněž funkci startéru. O tomto řešení bude blíže pojednávat jedna z dalších kapitol. Příkladem je vozidlo Smart od roku výroby 2016. [10] [12]

4.2.2 Mild-hybrid

U Mild-hybridů už dochází k aktivní podpoře spalovacího motoru v podobě zapojení elektromotoru při akceleraci, a naopak rekuperace energie (zpětné nabíjení trakční baterie) při brzdění. Nejčastější napětí v systému je 48 V, a s ním spojená konstrukce BSG o níž se pojednává v dalších kapitolách. 48V síť používáme z důvodu velikosti a hmotnosti systému. Proto dokážeme zmenšit požadavek na zástavbu do vozidla. Přesto, že je vozidlo vybaveno větší trakční baterií (typicky s kapacitou kolem 0,5 kWh), neumožňuje jízdu pouze na elektrickou energii. [10] [12]



4.2.3 Full-hybrid

Plný hybrid je nejznámější variantou. Umožňuje nám jízdu na elektrický pohon pomocí spalovacího motoru nebo dokonce jejich kombinací. Elektromotor používáme mimo podporu spalovacího motoru pro rozjezdy a nízké rychlosti. Spalovací motor je sepnut ve vyšších rychlostech a slouží k pohonu a také k nabíjení baterií o kapacitě kolem 1,5 kWh, a to pomocí power-split jednotky (viz kapitola 4.1.3). Typickým zástupcem je právě Toyota Prius. [10] [12]

4.2.4 Plug-in-hybrid

Tento hybrid funguje prakticky na stejném principu jako Full-hybrid s možností dobíjení baterie ze sítě. Tento systém kombinuje vlastnosti elektrického vozidla a hybridního vozidla tím, že i tento vůz můžeme dobíjet obdobně jako elektroauto. Proto vznikl požadavek na větší baterie, což představuje další rozdíl oproti plnému hybridu. Kapacita těchto baterií se pohybuje okolo 10–15 kWh, a tím umožňují těmto vozidlům dojezd přibližně 50 km. Toto řešení se zdá být výhodným, nicméně jeho nevýhodu představuje vysoká pořizovací cena, zapříčiněná komplikovaností celého systému. [10] [12]

Tabulka 1 – porovnání parametrů jednotlivých variant

Parametr	Micro-hybrid	Mild-hybrid	Full-hybrid	Plug-in-hybrid
Výkon EM [kW]	2 -3	10 – 15	30 - 50	60 - 100
Výkon G [kW]	< 3	10 - 12	30 - 40	60 - 80
Baterie [V]	12	48	200-300	300-400
Dojezd na EP [km]	0	0	5 - 10	< 50
Emise CO ₂ [%]	5 - 6	7 - 12	15 – 20	> 20
START-STOP	●	●	●	●
Nabíjení baterie	●	●	●	●
Rekuperace		●	●	●
Akcelerační asistent		●	●	●
Elektrický pohon			●	●
Nabíjení ze sítě				●

4.3 Dle polohy elektromotoru

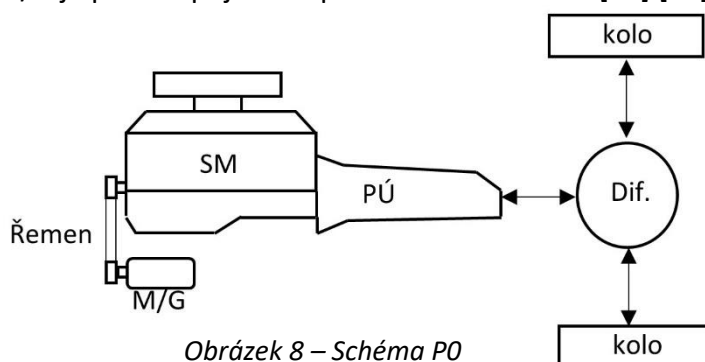
Další rozdělení můžeme provést na základě polohy samotného motoru/generátoru, přičemž jeho poloha ovlivňuje složitost celého ústrojí, zejména pak na samotné propojení zdrojů energie. Porovnání režimů u jednotlivých variant najdeme v tabulce 2 na konci kapitoly.

4.3.1 P0 – BSG (Belt-starter-generator)

Nyní se blíže podíváme na systém již zmíněný v kapitole 4.2.1, a to na startér-generátor. Toto řešení je jednoduché a také finančně přívětivé. Z těchto důvodů nachází



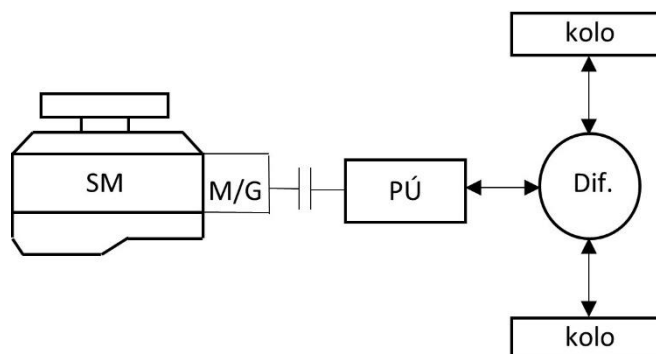
široké uplatnění v nově prodávaných vozidlech. Pozitivní je také z pohledu zástavbového prostoru, protože je většinou umístěn obdobně jako klasický alternátor (viz Obrázek 8). Podstatou BSG je jeden elektromotor, jenž plní funkci startéru a po nastartování funkci generátoru/alternátoru k napájení palubní sítě. K propojení startér-generátoru se spalovacím motorem (klikovou hřídelí) je zapotřebí použít silnější řemen než na klasický alternátor. Důvodem jsou vyšší startovací odpory, kvůli kterým by běžný klínový nebo drážkový řemen nepřeneseł nutný krouticí moment. Z tohoto důvodu bývá na motoru osazen zároveň klasický elektrický startér, používaný při studených startech. V takovém případě dochází k přenosu krouticího momentu přes pastorek na ozubenou část setrvačníku. Nevýhodou tohoto typu je, že neumožňuje funkci jízdy pouze na elektrický pohon, neboť M/G je pevně spojen se spalovacím motorem. [10] [13]



Obrázek 8 – Schéma PO

4.3.2 P1

Jde o uspořádání, kde je EM situován na výstupní hřídeli spalovacího motoru, jak vidíme na obrázku 9. Jelikož mají stejné otáčky, plní EM zároveň funkci setrvačníku a dále alternátoru a startéru. Nespornou výhodou pro tuto koncepci představuje její kompaktnost a jednoduchost. Nevýhodou je omezená míra rekuperace z hlediska účinnosti, protože dojde k pevnému spojení M/G se spalovacím motorem, a tudíž při deceleraci protáčíme nejen EM (přepnutým do konfigurace generátoru), ale rovněž celým motorem. [10] [13]

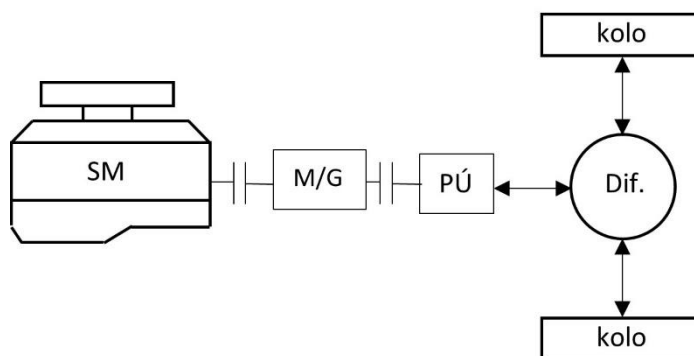


Obrázek 9 – Schéma P1



4.3.3 P2

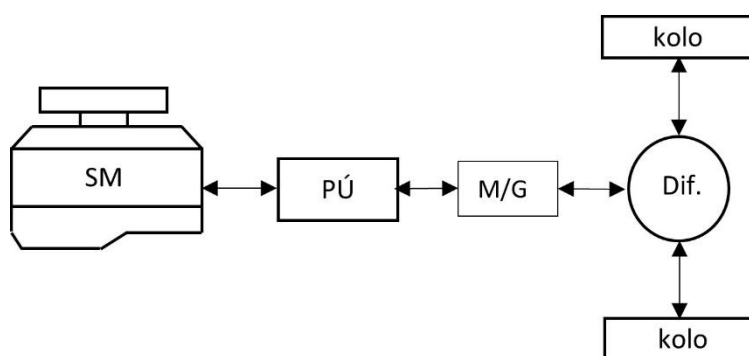
Elektromotor pohání vstupní hřídel převodovky a je umístěn buď před skříní převodovky, za ní, nebo její součástí. Výhody jsou obdobné jako u konstrukce P1, avšak zde dochází ke zlepšení rekuperační schopnosti, protože SM s EM není pevně spojen. Konfigurace P2 tedy díky kombinaci spojek mezi SM, M/G a převodovkou (viz Obrázek 10) nabízí možnost pohybu pouze na elektrický pohon. [10] [13]



Obrázek 10 – Schéma P2

4.3.4 P3

Na obrázku 11 vidíme schéma konstrukce P3. Propojení je uskutečněno na výstupní hřídeli převodové skříně, proto je nutná modifikace propojovací hřídele pro vozidla s pohonem zadních kol. V případě vozidel s pohonem přední nápravy dochází k zastavení M/G přímo do soukolí výstupní hřídele převodovky a diferenciálu. [10] [13]

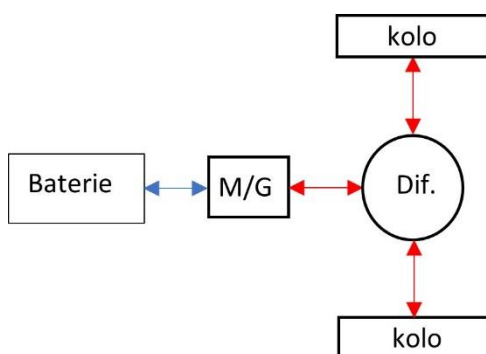


Obrázek 11 – Schéma P3



4.3.5 P4

Do této kategorie spadá jak umístění EM u nápravy (na obrázku 12), tak v kolech vozidla. Přemístění EM do náboje kol je cesta k prvopočátkům historie elektromobilů a hybridních vozidel (Lohner Mixte). Výhodou této koncepce představuje nižší cena než u konvenčních uspořádání (o cca 30 % méně). Další výhodou mohou být nižší otáčky motoru a s tím spojená vyšší životnost ložisek. Důvody, proč se od této koncepce upustilo, jsou značné. Nejzásadnějším problémem je velká neodpružená hmota, která zatěžuje celé zavěšení kola a zhoršuje ovladatelnost vozidla. Z důvodu nižších otáček motoru je pak i snížena účinnost rekuperace. Komplikace může nastat také např. při výměně pneumatik, kde je často nutné demontovat celý EM i s kolem, neboť EM je často součástí disku. [10] [13]



Obrázek 12 – Schéma P4

Tabulka 2 – Porovnání jednotlivých konstrukcí

Pozice	Rekuperace	Elektrický pohon
P0	Omezená	Ne
P1	Omezená	Ne
P2	Ano	Ano
P3	Ano	Ano
P4	Ano	Ano



5 Typy spojení rotujících součástí

Tato kapitola se bude zabývat popisem možných konstrukčních řešení na propojení rotujících součástí, které by mohly být použity při návrhu mého řešení.

5.1 Řemenem

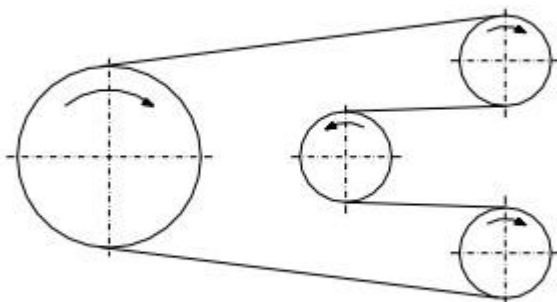
U Řemenového převodu je přenos uskutečněn pomocí třecích sil v drážce řemenice. Krouticí moment je přenášen z hnací řemenice na řemenici hnanou. Řemenovým převodem můžeme propojovat více hřídelí najednou, a tudíž se využívá pro pohon více hřídelí na větší vzdálenost, jako na obrázku 13. [14]

Řemeny můžeme dělit podle průřezu na klínové, ploché, kruhové, drážkové, ozubené. Přičemž geometrie, úhel opásání a počet řemenů má zásadní vliv na velikost přenosu krouticího momentu. [14]

Mezi výhody patří jednoduchost konstrukce a také cena. Jejich chod je tichý v případě, že jsou dobře chráněny od okolních vlivů a nečistot. Stářím a degradací materiálu často dochází k pískavému zvuku. U některých aplikací můžeme pokládat za výhodu, když při přetížení dojde k prokluzu na řemenici. V ostatních aplikacích to má za následek nestálý přenos krouticího momentu. [14]

Celý přenos krouticího momentu funguje na principu tření, je tedy důležité udržovat řemeny stále dostatečně napnuté. K tomu slouží napínací mechanismy, většinou napínací kladky, které udržují řemen stále napnutý. Mimo to také kompenzuje protahování samotného řemene v důsledku vyšších teplot nebo stárí. Další nevýhodou je větší radiální namáhání ložisek v důsledku napínání řemene. [14] [15]

U automobilů nachází řemeny velké uplatnění. U spalovacího motoru najdeme například rozvodový řemen sloužící k časování vačkových hřídelí vůči klikové hřídeli, který má nejčastěji drážkový nebo zubový profil. Další příslušenství (jako *servo-čerpadlo pro posilovač řízení, klimakompresor, alternátor, popřípadě vodní pumpu*) pohání zpravidla drážkové nebo klínové řemeny.



Obrázek 13 – Řemenový převod



5.2 Řetězem

Jedná se o přenos krouticího momentu mezi hnacím a hnaným ozubeným kolem pomocí řetězu uskutečněným skrze tvarový styk. Je to podobný přenos jako řemenem, proto jím lze také pohánět více hřídelí na větší vzdálenosti. [14] [16]

Základní dělení řetězů provádíme na poháněcí a zvedací [16], přičemž pro naše použití by přicházely v úvahu pouze řetězy poháněcí. Z nich jsou nejpoužívanější pouzdrový, válečkový, čepový. [14]

Mezi výhody patří stálý přenos momentu bez prokluzu. Dochází k menšímu radiálnímu namáhání ložisek, protože u řetězů nedochází k předepínání jako u řemenů. O správný chod se starají napínáky řetězu nebo přitlačné vodící lišty, které však nevyvozuji takovou přitlačnou sílu. [14]

Značnou nevýhodu představuje nutnost mazání řetězu a náchylnost na nečistoty, proto bývají z pravidla kryty. Vyžadují také vyšší nároky na přesnost a údržbu. Jejich chod je nerovnoměrný a hlučný. [16]

V automobilech najdeme řetězy opět jako rozvodové, přičemž mají výrazně větší životnost než řemeny. Další převod pomocí řetězu bývá na olejové čerpadlo.

5.3 Soukolím

Jedná se o nejrozšířenější druh převodu. Ozubený převod je přenos tvarovým stykem bez skluzu. Používá se pro přenos se stálým převodovým poměrem a pro krátkou vzdálenost os hřídelí. Základní sestavu tvoří ozubené kolo hnací neboli *pastorek*, a kolo hnané (Obrázek 14). [14]

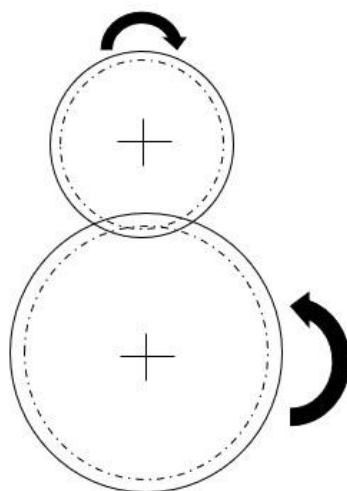
Převod ozubenými koly rozdělujeme podle vzájemné polohy os hřídelí na soukolí s rovnoběžnými, s různoběžnými a mimoběžnými osami. Do soukolí s rovnoběžnými osami řadíme kola s čelním ozubením, do různoběžných patří kuželová kola a do mimoběžných kola šneková. Další řazení může být podle tvaru boků zubů na přímé, šikmé, šípové a zakřivené zuby. [17]

Díky tomuto spojení můžeme dosáhnout menších rozměrů. Spojení ozubenými koly má velkou životnost a spolehlivost. Nespornou výhodou je, že soukolí dokáže přenést i velké krouticí momenty s malými ztrátami. [17]

Na druhou stranu představuje výroba ozubení náročný proces, protože vyžaduje vysokou přesnost. Při snížení přesnosti se více projevuje hlučnost převodu. Ozubená kola je zapotřebí mazat, zvláště pro dosažení vyšších rychlostí. V neposlední řadě neumí tlumit rázy, kterými dochází k velkému opotřebení. [17]



Typickým výskytem tohoto převodu je automobilová převodovka, diferenciály, nicméně další uplatnění nachází v pohonech příslušenství vozidel jako např. naklápění světel, ovládání klapky topení atd.



Obrázek 14 – Schéma soukolí

6 Spojky

Jedná se o součást, v níž je spojení dvou součástí realizováno nejčastěji pomocí tření. Tyto spojky můžeme rozdělit na pevné a ovládané. Příkladem pevné spojky je misková spojka, která slouží ke spojení dvou sousedních hřídel pomocí sešroubování dvou půlek a tím vyvozené třecí síly. Ovládané spojky umožňují spojení a rozpojení hřídel vůči sobě. Dalším typem spojky, fungující na principu tvarového spoje jsou spojky zubové, využívané například uvnitř převodových skříní automobilů. [18]

Základní funkce ovládaných spojek spočívá v rozpojení a opětovném spojení hnací hřídele s hnanou částí. Spojení vzniká pomocí prokluzu, a tím se vzájemně srovnávají otáčky hnací hřídele s hnanou. Spojky můžeme rozdělit podle několika kritérií (např. podle tvaru a počtu kontaktních ploch nebo média), ve kterých pracují. [18] Dále jsou uvedeny spojky, jež se často uplatňují v automobilovém průmyslu.

6.1 Třecí lamelová

Tento typ spojky používá k přenosu krouticího momentu velký počet lamel řazených za sebou. Díky této konstrukci dosahuje spojka menších rozměrů než třecí kotoučová spojka při zachování hodnoty přenášeného momentu. [19]

Konstrukce lamelových spojek se může lišit na základě spojkového koše. Starší typy (viz Obrázek 15) nedisponují vnějším spojkovým košem, ale lamely jsou rovnou opatřeny ozubením. Nicméně princip zůstává pořád stejný. Spojkový koš je připevněn na hnací hřídel, většinou pomocí drážkování. Do koše jsou vloženy spojkové lamely a mezi ně jsou uchyceny



třecí talířky, ukotvené v drážkách, aby byl umožněn pohyb v axiálním směru. Ten nám potom díky pružinám z vnější strany dovoluje vypínat tuto spojku.

Z důvodu většího počtu lamel, a tím i třecích ploch, dochází k větší tvorbě tepla. To je odváděno olejovou náplní spojky, a proto se tato spojka označuje také jako mokrá spojka. Z důvodů menších rozměrů se využívá hlavně u motocyklů, příklad vidíme na obrázku 15. [19]



Obrázek 15 – Spojka Jawa typ 23

6.2 Třecí kotoučová

Jedná se o nejrozšířenější typ třecí spojky v automobilovém průmyslu. V automobilu nám umožňuje plynulý rozjezd a přeřazování jednotlivých převodových stupňů.

Tato spojka se skládá ze setrvačnicku, kotoučové lamely a přítlačného talíře. Přenos krouticího momentu probíhá skrze tření mezi kotoučovou lamelou a setrvačnickem, respektive přítlačným talířem. Setrvačnick je pevně připojen ke klikové hřídeli, a tudíž se otáčí stejně jako motor. K setrvačnicku je zároveň přišroubován i přítlačný talíř s talířovou pružinou, která zajišťuje vypínání spojky. Ve vytvořené dutině mezi setrvačnickem a přítlačným talířem je vložený spojkový kotouč s obložením, jenž je spojen skrze drážkování se vstupní hřídelí převodovky, tedy hnanou částí. [19]

Ovládání vypínání spojky je často realizováno přes vypínací ložisko, jež vyvozuje sílu na talířovou pružinu. Síla vzniká ve spojkovém válečku, na který skrze *přepákování* působíme pedálem na podlaze. Úroveň sešlápnutí tedy ovlivňuje míru sevření kotoučové lamely a tím přenos krouticího momentu. Při špatném používání může docházet k velkému prokluzu, a tím dojde k dřívějšímu spálení obložení na kotouči. [19] [20]

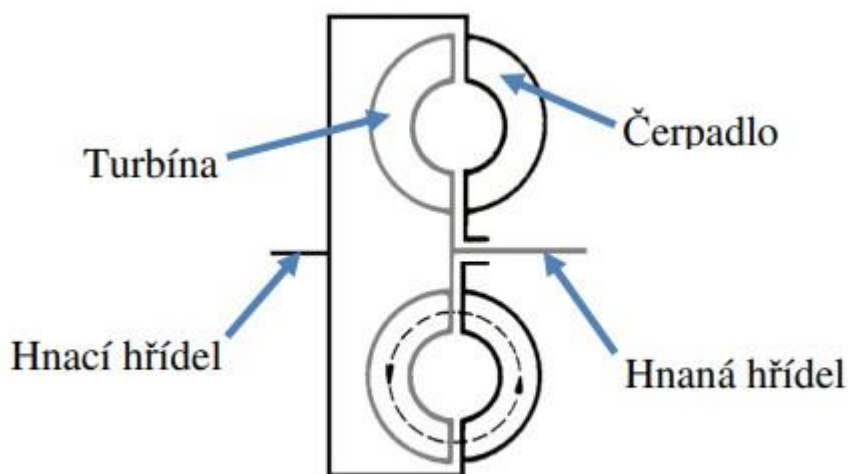


6.3 Hydrodynamická

Tento typ spojky se liší od předešlých z hlediska konstrukce, protože využívá dynamické vlastnosti kapalin. Skládá se ze dvou hlavních částí, z čerpadla a turbíny. Čerpadlo je pevně spojeno s výstupní hřídelí motoru. Tvoří v podstatě celkový obal a na vnitřní straně kola má umístěné lopatky. Turbína je spojena s hnanou hřídelí, a celé kolo s radiálními lopatkami je uzavřeno v obalu čerpadla (Obrázek 16). Z toho vychází výhoda menší těsněné plochy, a tím způsobený menší únik kapaliny. Jako pracovní médium je používán olej s nízkou viskozitou. [19]

Čerpadlo se vždy otáčí stejnou rychlostí jako jsou otáčky motoru. Působením tření v kapalině dochází k přenosu krouticího momentu i turbíny. Při zvyšování otáček motoru dochází k větší odstředivé síle působící na olej, a tím je více vtlačován na pomaleji se otáčející lopatky turbíny, a tudíž ji roztáčí. Otáčky turbíny jsou ve skluzu oproti otáčkám čerpadla. [19]

Protože nedochází ke tření několika ploch o sebe, vyžaduje tato spojka menší údržbu. Avšak i zde musíme měnit olej. Hlavní uplatnění nachází u nákladních vozidel a vozidel s automatickou převodovkou. [19] [20]



Obrázek 16 – Schéma hydrodynamické spojky [19]



7 Převodovky

Převodovka je transformační zařízení, které slouží ke změně vstupních otáček. Tím dosahujeme zvětšení síly při nižších otáčkách. Přenesený výkon zůstává teoreticky zachován, avšak prakticky je výkon snížen o účinnost převodovky. [17]

7.1 Stupňové

Konstrukce stupňových převodovek vychází z uspořádání několika ozubených soukolí v převodové skříni. Tato soukolí mají nastavené různé převodové poměry tak, aby vozidlo bylo schopné překonat jízdní odpory a dosáhnout požadovaných rychlostí v pásmu přijatelných otáček pro pohonnou jednotku. Tyto převodovky můžeme rozdělit např. podle způsobu změny těchto soukolí v záběru.

7.1.1 Ručně řazená

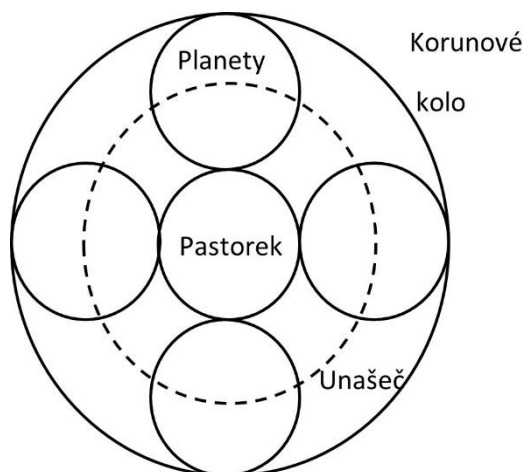
Manuální převodovky jsou vybavené kulisou řazení, skrze kterou se volí jednotlivé převodové stupně, a to závisí na rozhodnutí řidiče. S motorem je nejčastěji spojena třecí kotoučovou spojkou. Manuální převodovky dále dělíme na synchronizované a nesynchronizované. Pro správné přeřazení je potřeba mít co nejmenší rozdíl v obvodových rychlostech spojovaných ozubených kol. V případě nesynchronizované převodovky bylo zapotřebí řadit s dvojnásobným vyšlápnutím spojky, aby se k sobě rychlosti kol přiblížily. Moderní synchronizované převodovky jsou zaopatřeny synchronizačními kroužky, které při přeřazování brzdí třením o kuželovou plochu druhého, volně otočného, ozubeného kola. Z toho důvodu je možné přeřadit pouze na jedno sešlápnutí spojkového pedálu. Materiál k výrobě těchto kroužků je zpravidla mosaz. [21]

7.1.2 Automatická

Automatická převodovka je vybavena místo kotoučové třecí spojky hydrodynamickým měničem. Princip této převodovky spočívá v tom, že samovolně mění převodové stupně nezávisle na vůli řidiče. Řidič pouze volí režim jízdy dopředu, vzad, neutrální polohu a parking. Jednotlivé stupně pak řadí na základě otáček a impulsů z řídicí jednotky převodovky. Novější typy automatických převodovek, které jsou označovány DSG (Direktschalgetriebe), nahrazují hydrodynamický měnič dvěma spojkami, kdy jedna řadí sudé a druhá liché stupně. [22]

7.2 Děliče výkonu

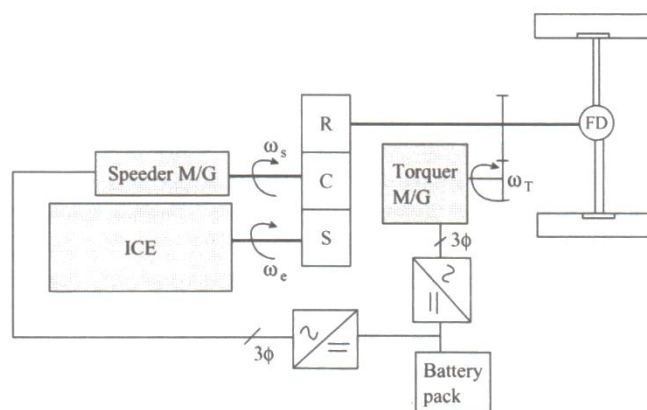
Jde o systém převodovky bez přítomnosti spojky a řazení jednotlivých převodových stupňů. Převodovka funguje na bázi planetového převodu (viz Obrázek 17) řízeným dvěma elektromotory. Tento koncept známe od počátku 70. let 20. století díky firmě TRW, kde ho nazývali elektromechanická převodovka. [23]



Obrázek 17 – Schéma planetové převodovky

7.2.1 Elektromechanické převodovka TRW

Jeden elektromotor (M/G) plnil funkci generátoru a druhý M/G zastával funkci pohonného motoru. Kliková hřídel spalovacího motoru byla připojena na pastorek (Sun) planetové převodovky. Generátor je připojen k unašeči (carrier) a EM je připojen pomocí přidaného převodu ke korunovému kolu (Ring). Na obrázku 12 vidíme schéma TRW. [23]

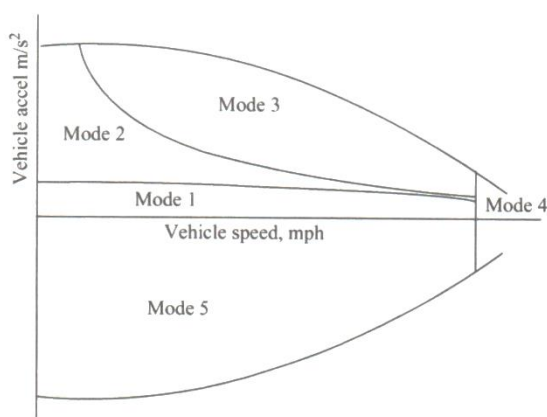


Obrázek 18 – Schéma převodovky TRW [23]

Elektromechanická převodovka pracuje celkem v pěti režimech propojení obou elektromotorů a spalovacího motoru. [23] Závislosti těchto režimů můžeme vidět na grafu 2.



- Režim 1** Malé zrychlení vozu, kdy výkon spalovacího motoru převyšuje jízdní zatížení. Oba elektromotory fungují jako generátor a dobíjí baterie.
- Režim 2** Výkon spalovacího motoru je rovný jízdnímu zatížení a nemá již dostatečný výkon. EM pracuje jako motor. Generátor převádí přebytečný výkon na energii pro EM nebo do baterie.
- Režim 3** Jízdní zatížení překračuje výkon spalovacího motoru. Baterie dodává maximální výkon kombinací generátoru (pracujícího jako EM) a elektromotoru.
- Režim 4** Jízda vyšší rychlostí je obdobná jako v režimu 2. Přejdem do brzdění se odpojuje generátor, brzdění spalovacím motorem a EM absorbuje nebo dodává energii do baterie.
- Režim 5** Veškeré funkce soustrojí při brzdění jsou použity k regeneraci, tedy dobíjení baterie, podobné režimu 1 nebo 2 v závislosti na rychlosti vozidla, z které decelerujeme. Oba elektromotory pracují jako generátory.



Graf 2 – Režimy převodovky TRW [23]

Moderní použití postavené na základě této původní TRW elektromechanické převodovky je využíváno např. v hybridním vozidle Toyota Prius.

7.2.2 Power Split

Power split je obdoba elektromechanické převodovky od TRW. Taktéž se jedná o duální M/G sestavu, avšak s rozdílem připojených částí k planetové převodovce.

Základní princip představuje výstupní hřídel připojená na unašeč planetové převodovky. Výkon SM je tedy přenášen skrze planety a přes korunové kolo k diferenciálu a na kola. M/G, hlavní trakční motor je spojen s korunovým kolem a S/A je propojen s pastorkem. Energie z S/A směřuje do DC měniče, a z něj pak do elektromotoru nebo do baterie. Trakční motor je využíván k pohonu a k rekuperačnímu brzdění. [23]

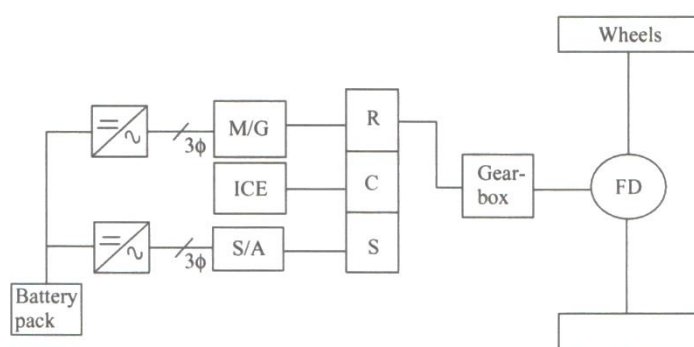


V reálném použití není korunové kolo přímo propojené s převodovou skříní, ale propojení uskutečňujeme pomocí řetězu. S/A udržuje SM v optimálních otáčkách prostřednictvím poměru mezi pastorkem a unašečem. [23]

V pohonném systému s děličem výkonu se nevyskytují žádné spojky hnacího ústrojí, pouze nepřímé mechanické cesty od motoru ke kolům. Obrázek 19 schematicky zobrazuje tento systém. [23]

Power split pracuje (podobně jako elektromechanická převodovka od TRW) ve čtyřech režimech [23]:

- Režim 1** Start vozidla. Motor je vypnutý, unašeč se tedy neotáčí. Vozidlo je poháněné pouze pomocí M/G. Baterie je vybíjena elektromotorem. V tomto režimu vozidlo setrvává přibližně do rychlosti 20 km/h.
- Režim 2** Jízda. Výkon SM je směřován skrze planetovou převodovku na kola. S/A pracuje jako generátor a M/G je ve funkci elektromotoru. Baterie se k pohonu nevyužívá, protože elektrická energie z S/A je směřována do elektromotoru.
- Režim 3** Akcelerace. Obdobné podmínky jako v režimu 2, kromě dodávané energie do elektromotoru. Při akceleraci dochází k vybíjení baterie, protože zásobuje M/G.
- Režim 4** Decelerace/ rekuperační brzdění. Spalovací motor a S/A stojí. Kinetická energie vozidla je přeměněna na elektrickou zpět do baterie skrz M/G.



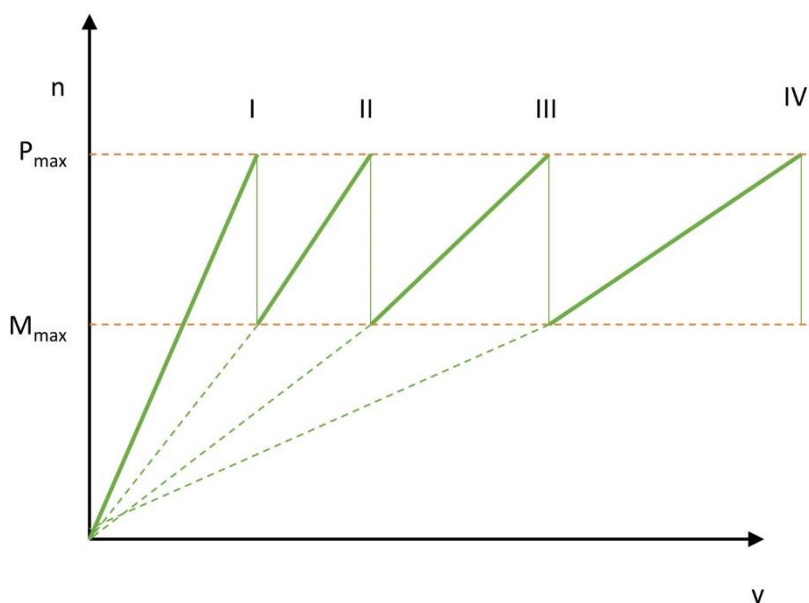
Obrázek 19 – Schéma Power splitu [23]

7.2.3 CVT (Continuously Variable Transmission)

U vozidel s mechanickým přenosem výkonu se projevuje nevýhoda zejména při přeřazování na jiné převodové stupně. Při tomto ději dochází k odpojení motoru od převodovky skrze spojku a tím vozidlo přestane zrychlovat, zároveň dochází ke snížení



krouticího momentu. [20] Z toho vyplývá, že rozjezdová křivka není spojitá, a tudíž nevyužíváme maximální výkon po celou dobu rozjezdu. Tento jev se vykresluje v pilovém diagramu (viz Graf 3).

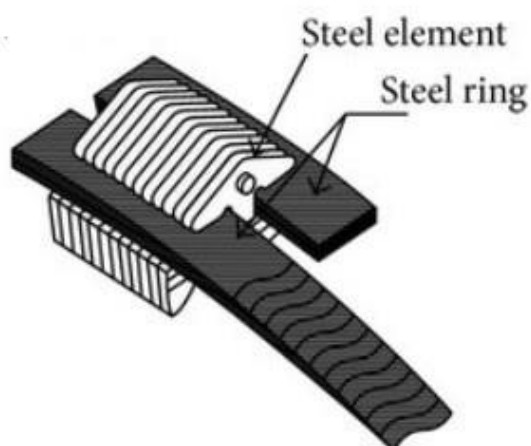


Graf 3 – Pilový diagram

K přiblížení se ke křivce maximálního výkonu pomáhá přídavná redukční převodovka, jež rychlosti ještě púlí. Používá se primárně u nákladních vozidel, u nichž potřebujeme co největší výkon. Bez ní by při přeřazení mohlo dojít ke kritickému snížení otáček a rychlosti, přes které by se už výkon nepřenesl. Pak by muselo naopak následovat podřazení. [20]

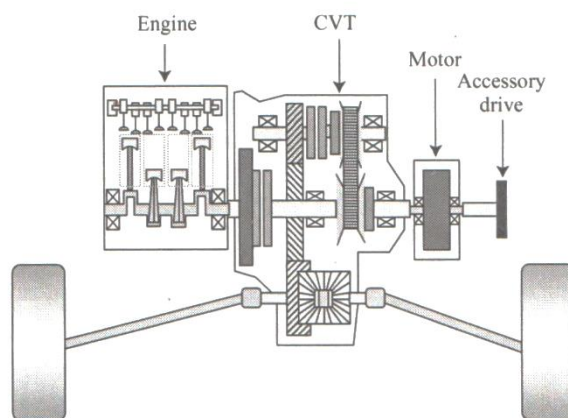
U CVT převodovek jsou tyto vlastnosti částečně eliminovány, neboť plynule nastavuje převod v celém rozsahu otáček. Převažují dvě konstrukce, a to řemenová a toroidní (Torotrak). [23]

Používají se dva typy řemenu, řemen z pryže (Reeves) a řemen ocelový (Van Doorne). Řemeny typu Reeves jsou vhodné pro menší vozidla, největší uplatnění nachází u sněžné techniky. Ocelové řemeny (viz Obrázek 20) jsou převážně používány u osobních vozidel, např. v Toyotě Prius. [23]



Obrázek 20 – Řemen Van Doorne [31]

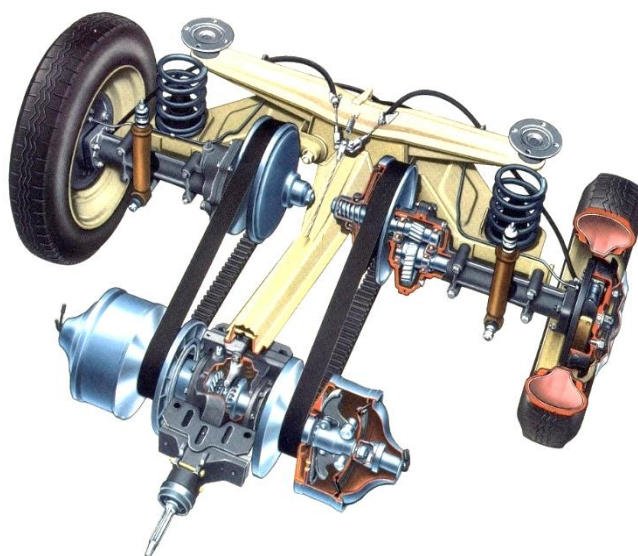
Na obrázku 21 můžeme vidět řemenový typ. Výstupní hřídel ze SM je s primární hřídelí převodovky spojena pomocí mechanické spojky a M/G je k ní připojen nastálo, přičemž leží mimo vlastní převodovku. Sekundární hřídel převodovky je přes soukolí spojena s diferenciálem.



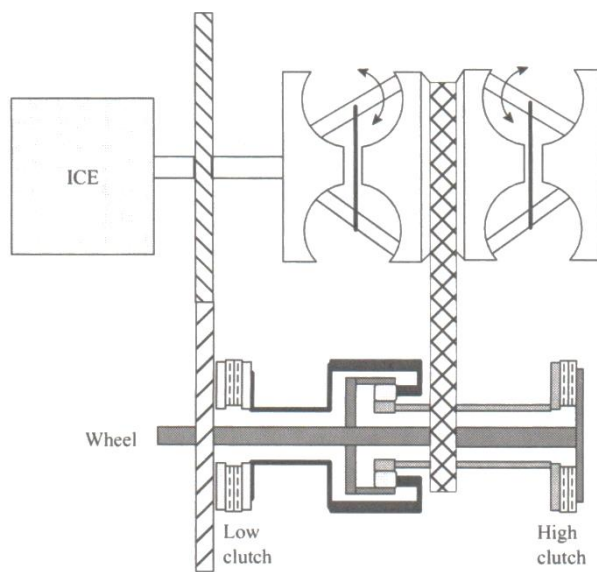
Obrázek 21 – Řemenové CVT [23]

Toroidní CVT převodovka je vhodnější pro větší vozidla. Dřívější modely měly problém s velikostí celého ústrojí, a tím zhoršenou implementací. Obrázek 22 znázorňuje konstrukci toroidní převodovky z vozu DAF 600. [23]

Inovaci toroidní převodovky provedla firma Torotrak. Jde o dvoudutinovou konstrukci zvanou IVT (infinitely variable transmission). Ta kloubí nízký a vysoký režim, viz Obrázek 23. [23]



Obrázek 22 – Toroidní CVT DAF 600 [32]



Obrázek 23 – Torotrak IVT [23]



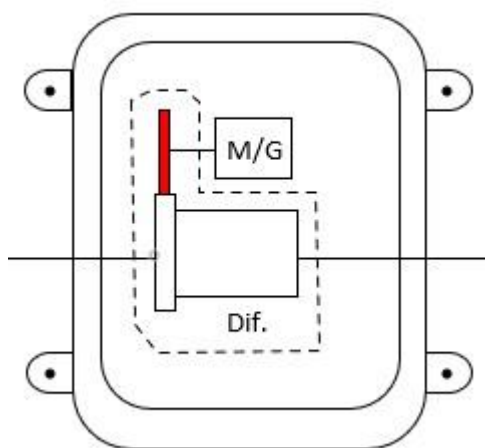
Praktická část

8 Úvod praktické části

Mimo rešerši a seznámení se s různými variantami uspořádání hybridních vozidel obsahuje tato práce i praktickou část, a to návrh vlastního řešení hybridního agregátu. Vytvořit funkční řešení, ve kterém převažují spíše výhody než nevýhody, může být často nesnadný úkol, o čemž jsem se sám během psaní této práce přesvědčil.

9 První návrh

První úvaha byla nad návrhem hybridního vozidla kategorie P4. Jednalo by se o řešení s méně náročnými konstrukčními zásahy, neboť ke změně by došlo na zadní nápravě (v případě vozidla s pohonem předních kol). V podstatě by se z vozidla s pohonem 4x2 stalo vozidlo 4x4 s tím, že by byla přední náprava poháněna spalovacím motorem a zadní náprava motorem elektrickým. Podobné schéma již používá například značka Peugeot. Proto jsem spíše směřoval ke koncernu značky Volkswagen, který vyrábí modely vozů jak s pohonem 4x2, tak s 4x4, přičemž oba typy sdílí stejnou platformu. Toho by se dalo využít pro implementaci elektropohonu zadní nápravy. Místo u zadní nápravy a samotná nápravnice jsou již přizpůsobené k namontování PÚ, jako je diferenciál nebo poloosy. Ačkoli by toto řešení bylo realizovatelné, tato práce se jím nebude zabývat. Jedním z důvodů je složitost návrhu a kontroly prvků diferenciálu a zároveň varianta P3 by z hlediska hybridizace vozidla byla použitelnější pro větší vzorek vozů.



Obrázek 24 – Schéma P4

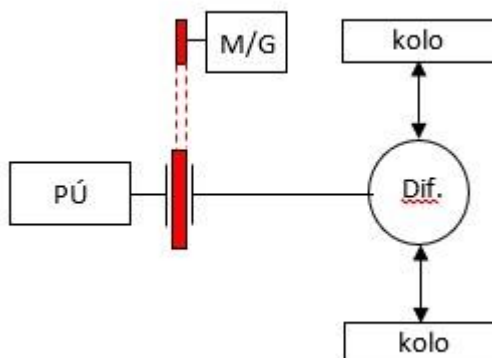


10 První návrh P3

Existuje více způsobů, jak k návrhu propojení elektromotoru se spalovacím motorem, respektive pohonnou jednotkou vozidla, přistoupit. Další návrh jsme provedli přes volbu pozice elektromotoru, přesněji P3. Záměr byl takový, že pro vozidlo s pohonem zadních kol a motorem uloženým vpředu propojíme paralelně výstupní hřídel převodovky skrze spojku a řemenový převod s elektromotorem (Obrázek 25).

Nelze však jen vymyslet variantu propojení, jedná se rovněž o technickou realizovatelnost. Problém netvoří jen velikost EM, ale také velikost potřebné elektroniky, jež elektromotor řídí. Ta by neměla být ve velkých vzdálenostech od EM, neboť by pak docházelo k velkým ztrátám vlivem dlouhých elektrických vodičů, které přenáší velké proudy. Proto by k realizaci první varianty bylo zapotřebí zmenšit palivovou nádrž, čímž rapidně klesá dojezd vozidla. Zároveň by na řemenovém převodu musela být řemenice o nějakém konkrétním průměru, která by na straně převodovky jednak snižovala světlou výšku vozidla, ale zároveň nedisponujeme tak objemným podlahovým tunelem pro propojovací hřídel. Mimo jiné propojovací hřídel často vede nad výfukovým potrubím, jež by v tomto případě bránilo realizovatelnosti.

Tento případ nám ukazuje, kdy možné řešení není vhodné především kvůli převažujícím nevýhodám. Z toho důvodu jsme museli přestoupit na jiný způsob návrhu.



Obrázek 25 – Schéma prvního návrhu



11 Nový způsob návrhu

Podle závěru z předchozího návrhu musíme věnovat pozornost především velikosti komponentů. Z toho vychází výběr vozidla z pohledu možnosti zástavbového prostoru, ale také dimenzování výkonu motoru. Velikost EM závisí na tom, jaké jízdní režimy od vozidla požadujeme.

Uplatněním vědomostí z předmětu Dopravní technika a za použití jízdních odporů vozidla jsme orientačně vypočítali velikost potřebného výkonu EM. Pro snadnější výpočty a orientaci v nich byl vytvořen soubor výpočtů v MS Excel, který je zároveň přílohou této práce.

Základem tohoto postupu je rovnice pro potřebnou hnací sílu,

$$\sum Fh = O_V + O_T + O_a + F_s \quad [\text{N}] \quad (1)$$

kde Fh je hnací síla, O_V je odpor vozidla, O_T je traťový odpor, O_a je odpor ze zrychlení a F_s je odpor tažených břemen. Pro snadnější výpočet nebudeme mít připojená žádná břemena. Ve skutečnosti tento vliv zanedbat nemůžeme, neboť zvyšuje nároky na výkon EM.

Odpor ze zrychlení O_a by se použil do výpočtu při dimenzování EM jako pomocný motor neboli booster. Ovlivňujícím faktorem je posuv a rotace hmot, který vyjadřuje součinitel vlivu rotačních hmot.

$$O_a = O_{a \text{ posuv}} + O_{a \text{ rotace}} = \vartheta \cdot m_{\text{vozidla}} \cdot g \quad [\text{N}] \quad (2)$$

Tabulka 3 – Hodnoty součinitele vlivu rotačních částí [24]

Vozidlo	Součinitel vlivu rotačních částí [-]	
	Nejvyšší převodový stupeň	Nejnižší převodový stupeň
Osobní	1,04 - 1,07	1,2 - 1,8

Odpor vozidla je opět suma dílčích odporů, které se u každého vozidla liší.

$$\sum O_V = O_{val} + O_{lož} + O_{mech} + O_{vzduch} \quad [\text{N}] \quad (3)$$

kde O_{val} je valivý odpor, $O_{lož}$ je odpor ložisek, O_{mech} je odpor mechanismů a O_{vzduch} je odpor vzduchu. Odpor vzduchu je definován vztahem:

$$O_{vzduch} = \frac{1}{2} \cdot C_x \cdot S_x \cdot \rho \cdot v^2 \quad [\text{N}] \quad (4)$$

přičemž C_x je součinitel aerodynamického odporu, S_x je průřez vozidla, ρ je hustota vzduchu a v je rychlost vozidla. Odpor mechanismů a odpor ložisek jsou individuální specifikace vozu.



Odpor valení závisí na jízdním povrchu a je dán vztahem:

$$O_{val} = f \cdot G = m_{vozidla} \cdot g \cdot f \quad [N] \quad (5)$$

kde f je součinitel valivého odporu, jenž je právě závislý na povrchu, viz Tabulka 4.

Tabulka 4 – Součinitele valivého odporu [25]

Povrch	Asfalt	Dlažba	Beton	Travnatý terén	Hluboký písek	Sníh
$f [-]$	0,01-0,02	0,02-0,03	0,015-0,025	0,08-0,15	0,15-0,3	0,2-0,3

Odpor ložisek uvažujeme na nápravách, které nejsou hnány. Jejich odpor už započítáváme v účinnosti převodů z motoru na kola.

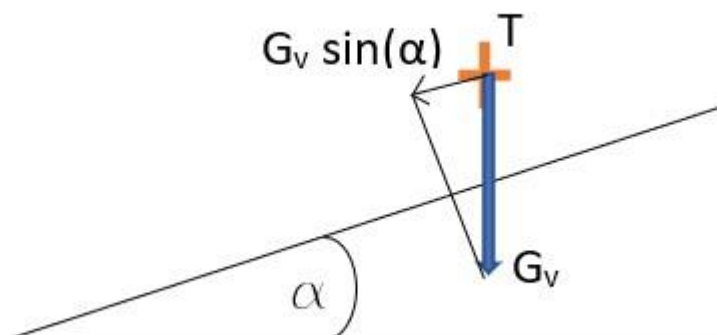
$$O_{lož} = f \cdot G = m_{vozidla} \cdot g \cdot \left(0,001 \div 0,003 \frac{N}{kN}\right) \quad [N] \quad (6)$$

Odpor mechanismů představuje vzniklý odpor při jízdě výběhem, který způsobují například brodící se ozubená kola převodovky v oleji.

V našem případě budeme za traťový odpor považovat pouze odpor ze stoupání. Nicméně do této kategorie rovněž patří odpor průjezdu tunelem nebo odpor průjezdu obloukem, které mají vliv spíše na kolejová vozidla, kvůli rozměrům vozidla.

Odvození vztahu pro tento odpor lze jednoduše odvodit z geometrie pohybujícího se vozidla, resp. z jeho těžiště do stoupání nebo klesání:

$$O_{\alpha} = m_{vozidla} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad [N] \quad (7)$$



Obrázek 26 – Odvození traťového odporu



Dle ČSN 73 6101 se sklony na komunikacích řídí členitostí terénu a návrhovou rychlostí. Maximální hodnotou sklonu je pro dálnici a rychlostní silnici 5 %, na dvoupruhových silnicích až 9 % a na jednopruhových až 12 %. Nejmenší sklon nemá klesnout pod 0,5 % z důvodu dobrého odtoku vody z vozovky. [26]

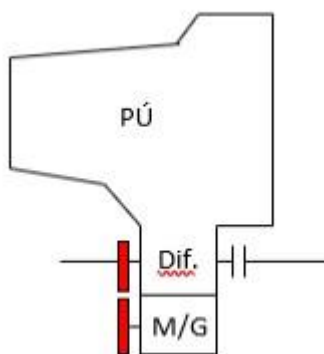
Samotný výkon pak spočítáme pomocí vzorce:

$$P_{motoru} = \frac{F_h \cdot v}{\eta_{převodů}} = \frac{v \cdot \sum_1^i O_i}{\eta_{převodů}} \quad [W] \quad (8)$$



12 Druhý návrh P3

Jelikož první návrh P3 nebyl příliš zdařilý, ale zároveň jsme se nechtěli vzdát propojení za převodovkou, bylo třeba nalézt jiný způsob. Záměrem bylo vytvořit hybridní vozidlo, které by bylo schopné rozjezdu a jízdy do rychlosti 50 km/h na elektrický pohon. Z toho důvodu, že většina nově vyrobených a prodávaných aut jezdí s pohonem předních kol, by se mohlo jednat o řešení vhodné pro tuto koncepci. U vozidla s předním náhonem chybí propojovací hřídel, místo ní je skrze ozubení spojena výstupní hřídel převodovky s diferenciálem (stálým převodem). Paralelní zapojení EM z prvního návrhu jsme tedy modifikovali, a místo příruby na propojovací hřídel by se řemenový převod spojil s unašečem na diferenciálu (Obrázek 27).



Obrázek 27 – Schéma připojení k poloose

Počítali jsme s problémem prostoru pro usazení elektromotoru mezi karoserií a převodovkou, proto jsme začali s vytvořením již zmíněného excelovského souboru pro dimenzování výkonu, abychom získali orientační velikost EM.

Excel byl vytvořen obecně pro jakékoli vozidlo při zadání charakteristických parametrů. Z toho důvodu, že hybridní vozidla jsou vhodnější pro městský provoz a kratší cesty, zvolili jsme menší vozidlo typu Škoda Fabia.

K návrhu celého hybridního agregátu musíme zvolit i spalovací jednotku o adekvátním výkonu. Kvůli způsobu užívání spíše v městském provozu volíme tříválcovou spalovací jednotku o výkonu 47 kW a zdvihovým objemem 1198 cm³. Navíc s motorem o třech válcích získáme potenciálně větší prostor pro zástavbu elektrické jednotky.

Pomocí vztahů z kapitoly 11 jsme vypočítali výkony, které je potřeba dodávat, aby se vozidlo dokázalo pohybovat pomocí spalovacího motoru na pozemních komunikacích dovolenými rychlostmi a maximálním stoupáním. Tyto hodnoty najdeme v tabulce 5.



Tabulka 5 – Nutné výkony vozidla

výkon vozidla									
rychlost [km/h]	30	30	40	40	50	50	90	130	130
stoupání [%]	0	12	0	12	0	12	0	0	5
síla [N]	202,7	1541,0	229,3	1567,6	263,5	1601,8	476,4	810,9	1371,8
výkon [kW]	1,8	13,5	2,7	18,3	3,9	23,4	12,5	30,8	52,1

Je potřeba porovnat naše výsledky, které jsou spíše přibližným, s reálnými aplikacemi, protože jsme provedli ve výpočtech odporů zjednodušení a samotná dynamika vozidla nelze vyjádřit pouze jednoduchými rovnicemi.

Tyto výkony jsou potřeba pro udržení konstantní rychlosti po rovině nebo do stoupání. Zároveň ukazují, v jakém rozmezí bychom měli volit výkon EM pro žádanou rychlost vozidla při pohonu na elektrickou energii.

Pro čistě elektrický pohon dle výpočtů vychází potřebný výkon kolem 25 kW. Při porovnání s hybridním vozidlem Hyundai Kona, jehož EM je o výkonu 32 kW, je náš výkon vcelku dobré přiblížení. Podle výpočtů vybereme EM a zjistíme tak velikost. Elektromotor splňující navržené parametry má dle technické dokumentace [27] 175 mm v průměru, což ale převyšuje možnosti zástavby v tomto plánovaném místě.

Je důležité brát do úvahy zvýšení hmotnosti vozidla přidáním elektromotoru, ovládacích elektrických komponent a baterie. Změna hmotnosti se projeví na zvýšení požadovaného výkonu. Zároveň by bylo dobré dimenzovat elektromotor i pro případ, kdy ve voze povežeme pasažéry, popřípadě náklad.

Po připočtení váhy EM, baterie, řídicí elektroniky a 4 pasažérů (získáme výkonovou rezervu) nám vychází potřebné výkony. Jak je patrné z tabulky 6, tak došlo ke zvýšení požadovaného výkonu. V tabulce 7 je pak vidět rozdíl zatíženého a nezatíženého vozidla. Z důvodu nárůstu výkonu musíme zaměnit elektromotor za výkonnější.

Tabulka 6 – Nutné výkony pro zatížené vozidlo

výkony vozidla + 4 osoby + zátěž elektrické vestavby									
rychlost [km/h]	30	30	40	40	50	50	90	130	130
stoupání [%]	0	12	40	12	0	12	0	0	5
síla [N]	359,0	2937,9	385,6	2964,5	419,8	2998,7	632,6	967,1	2048,0
výkon [kW]	3,1	25,8	4,5	34,7	6,1	43,8	16,6	36,8	77,8

Tabulka 7 – Rozdíl výkonů

rozdíl výkonu vlivem změny hmotnosti									
rychlost [km/h]	30	30	40	40	50	50	90	130	130
stoupání [%]	0	12	0	12	0	12	0	0	5
Δ kW	1,4	12,3	1,8	16,3	2,3	20,4	4,1	5,9	25,7



12.1 Návrh Baterie

Jak již bylo řečeno, výslednou váhu vozidla ovlivní i velikost baterie, kterou budeme do vozidla instalovat. Její parametry závisí na tom, jaký dojezd budeme od vozidla požadovat. V našem případě by mělo vozidlo používat elektrický pohon během městského provozu, tedy do 50 km/h. Pro výpočet jsme zvolili dojezd 50 km, přičemž se může tento parametr ve výpočtech libovolně měnit.

K návrhu baterie jsme přistupovali skrze kapacitu a napětí. Napětí volím na základě doporučených hodnot z katalogu výrobce elektromotoru, ale kapacitu je nutné dopočítat.

Postup pro určení kapacity je pomocí práce, již musí vozidlo vykonat na určené vzdálenosti.

$$A = O \cdot s \quad [\text{J}] \quad (9)$$

Kde A je práce, O je odporová síla, kterou musí vozidlo překonat při dané rychlosti, a s je dráha.

Práce, kterou vykoná vozidlo, se ovšem nerovná práci, kterou musí vykonat baterie z důvodu účinnosti.

$$A_{bat} = \frac{A}{\eta} \quad [\text{J}] \quad (10)$$

Výsledná kapacita se pak může vyjádřit ze vzorce:

$$A_{bat} = C \cdot U \quad [\text{J}] \quad (11)$$

$$C = \frac{A_{bat}}{U \cdot 3600} \quad [\text{Ah}] \quad (12)$$

Kde C je kapacita a U je napětí přepočteno na Ah.



13 Třetí návrh P3

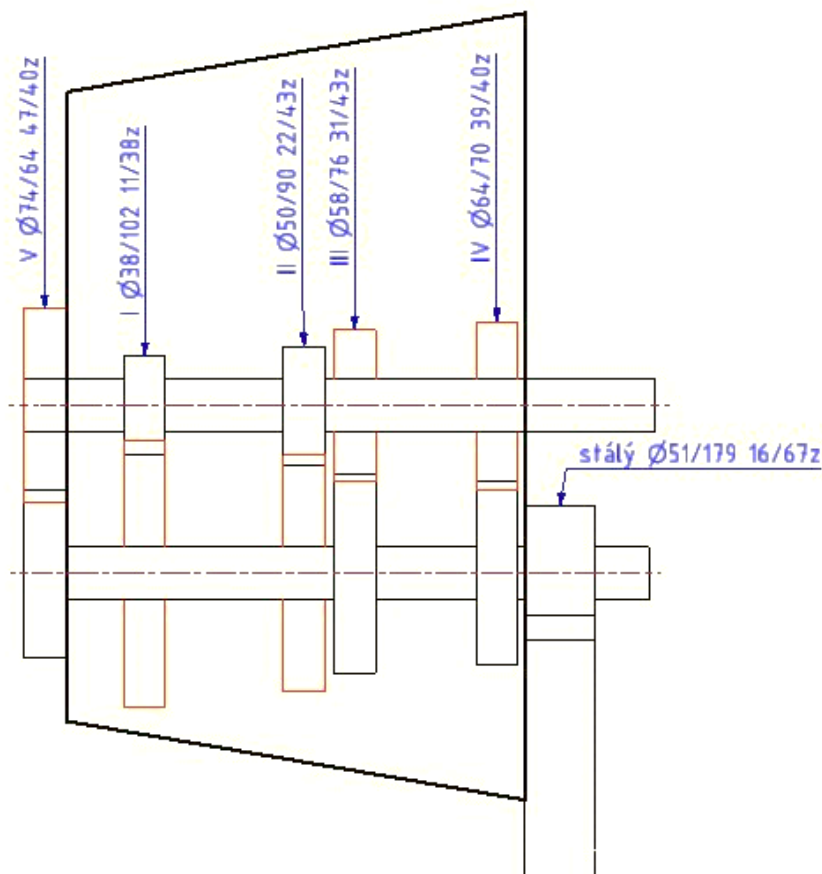
Výsledek druhého návrhu se rovněž ukázal jako nevhodný. Z hlediska zástavbového prostoru jsou nejvíce limitující rozměry elektromotoru. Pro námi vybraný režim jízdy na elektrický pohon (tedy do 50 km/h) je dle výpočtů za nejhorších traťových podmínek dodávat na kola výkon 43,8 kW. Jedná se o klíčový parametr k výběru elektromotoru. S ohledem na výkonovou rezervu vybíráme elektromotor od firmy *ENGIRO* s maximálním výkonem až 51 kW. V technické dokumentaci [28] pak nacházíme velikost EM, se kterou musíme do zástavby počítat.

Jako nejpraktičtější umístění se jeví prostor přímo nad převodovou skříní. Tento prostor bývá většinou využit k umístění autobaterie, pojistkové skříně nebo nádobek na provozní kapaliny. Za předpokladu hybridizace menší pohonné jednotky (jako v našem případě tříválcového SM) je tento prostor větší než například u čtyřválcového motoru.

Tímto umístěním dostaneme poměrně krátkou osovou vzdálenost mezi osou EM a výstupní hřídelí převodovky. Samotné propojení bude proto nejlepší provést skrze ozubená kola. Řemenový převod není vhodný pro přenášení takto velkých výkonů a zároveň je nutné jej napínat. Řemen by se také točil při jízdě vpřed jedním směrem a při rekuperaci nebo couvání směrem druhým. Tento fakt vede na komplikovanější konstrukci napínacího mechanismu. Řetěz je vhodnější pro přenos vyšších výkonů, avšak aplikace řetězového převodu oproti spojení ozubenými koly je i z prostorového hlediska horší. Rovněž řetězové převody potřebují napínání a při svislých polohách je vhodné použít vodící lišty (obdobně jako u rozvodových řetězů).

Konkrétní propojení provádíme na voze Škoda Fabia s motorem 1,2 HTP o výkonu 47 kW a manuální pětistupňovou převodovkou. Veškeré technické informace čerpáme z technické příručky *Automobily Škoda Fabia* od autorů Cedrych a Schwarz. [29]

Nyní je cílem analyzovat možné způsoby připojení EM pomocí ozubených kol k výstupní hřídeli. Výhodné by bylo se přímo připojit na některé ze stávajících ozubených kol naší převodovky. Musíme brát ale v potaz konstrukci dané převodovky, neboť všechna kola na výstupní hřídeli nejsou pevná. Na obrázku 28 máme schematicky znázorněny hřídele s volnými (červeně) a pevnými (černě) ozubenými koly. Na volná kola (nebo také řazená) nacházející se na výstupní hřídeli se nemůžeme připojit, protože tato kola jsou v záběru pouze při zařazení konkrétního stupně. Možné varianty jsou tedy soukolí V; IV; III převodového stupně a soukolí stálého převodu.



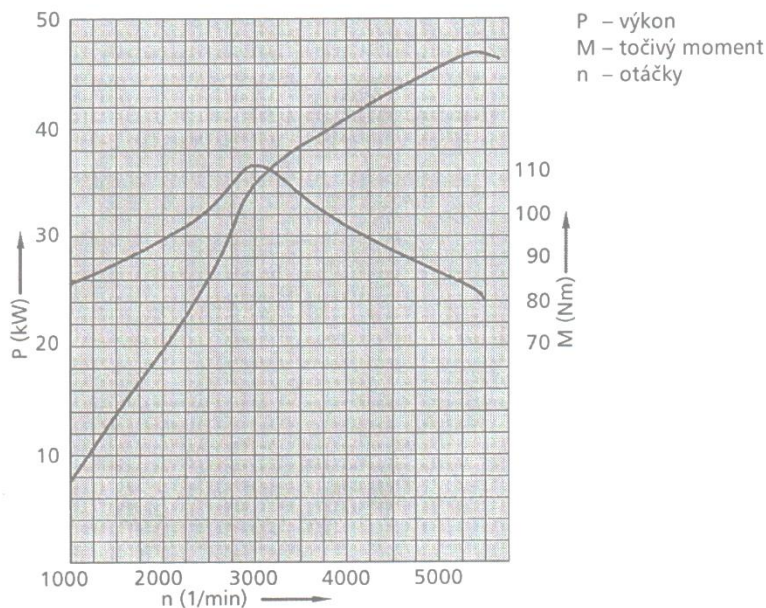
Obrázek 28 – Schéma převodů O2T

13.1 Převodový poměr

K návrhu samotného soukolí je zapotřebí určit převodový poměr. Ten lze spočítat různými způsoby. První způsob, jak nastavit převodový poměr byl pomocí potřebného krouticího momentu. Druhým způsobem jsme spočítali převodový poměr pomocí otáček a efektivní oblasti EM.

13.1.1 Přes krouticí moment

Jako první způsob jsme zvolili počítání s krouticími momenty, protože je nutné zajistit, aby se vozidlo dokázalo pomocí EM samo rozjet. Nejprve jsme z charakteristiky SM odečetli hodnotu krouticího momentu, který je posílán na vstupní hřídel převodovky při rozjezdu (viz Graf 4). Ten činí 95Nm při 2000 ot/min.



Graf 4 – Výkonová charakteristika motoru 1.2-47 kW [29]

Dále bylo nutné zjistit z technické dokumentace hodnotu převodového poměru I. Stupně (Z tabulky 8). Z těchto hodnot jsme dle rovnice 13 vypočítali potřebný krouticí moment na výstupní hřídeli k rozjezdu vozu.

$$Mk_{výstupní\ hřídel} = Mk_{vstup} \cdot i_1 \cdot \eta \quad [Nm] \quad (13)$$

Tabulka 8 – Převodové poměry O2T [29]

Přiřazení k motoru	Převodovky O2 T																	
	1,2 – 40 kW			1,2 – 47 kW			1,4 – 55 kW			1,4 – 74 kW			1,9 – 47 kW			2,0 – 85 kW		
	Z ₂	Z ₁	i	Z ₂	Z ₁	i	Z ₂	Z ₁	i	Z ₂	Z ₁	i	Z ₂	Z ₁	i	Z ₂	Z ₁	i
Rozvodovka	68	15	4,533	67	16	4,188	66	17	3,882	66	17	3,882	64	19	3,368	57	17	3,353
1. rychl. stupeň	38	11	3,455	38	11	3,455	38	11	3,455	38	11	3,455	38	11	3,455	38	11	3,455
2. rychl. stupeň	43	22	1,955	43	22	1,955	44	21	2,095	44	21	2,095	43	22	1,955	44	21	2,095
3. rychl. stupeň	41	32	1,281	43	31	1,387	43	31	1,387	43	30	1,433	41	32	1,281	32	22	1,455
4. rychl. stupeň	38	41	0,927	40	39	1,026	40	39	1,026	41	38	1,079	38	41	0,927	32	29	1,103
5. rychl. stupeň	37	50	0,740	40	47	0,851	39	48	0,813	41	46	0,891	37	50	0,740	32	26	0,889
R (zpětný chod)	35	24		35	24		35	24		35	24		35	24		35	24	
	24	11	3,182	24	11	3,182	24	11	3,182	24	11	3,182	24	11	3,182	24	11	3,182

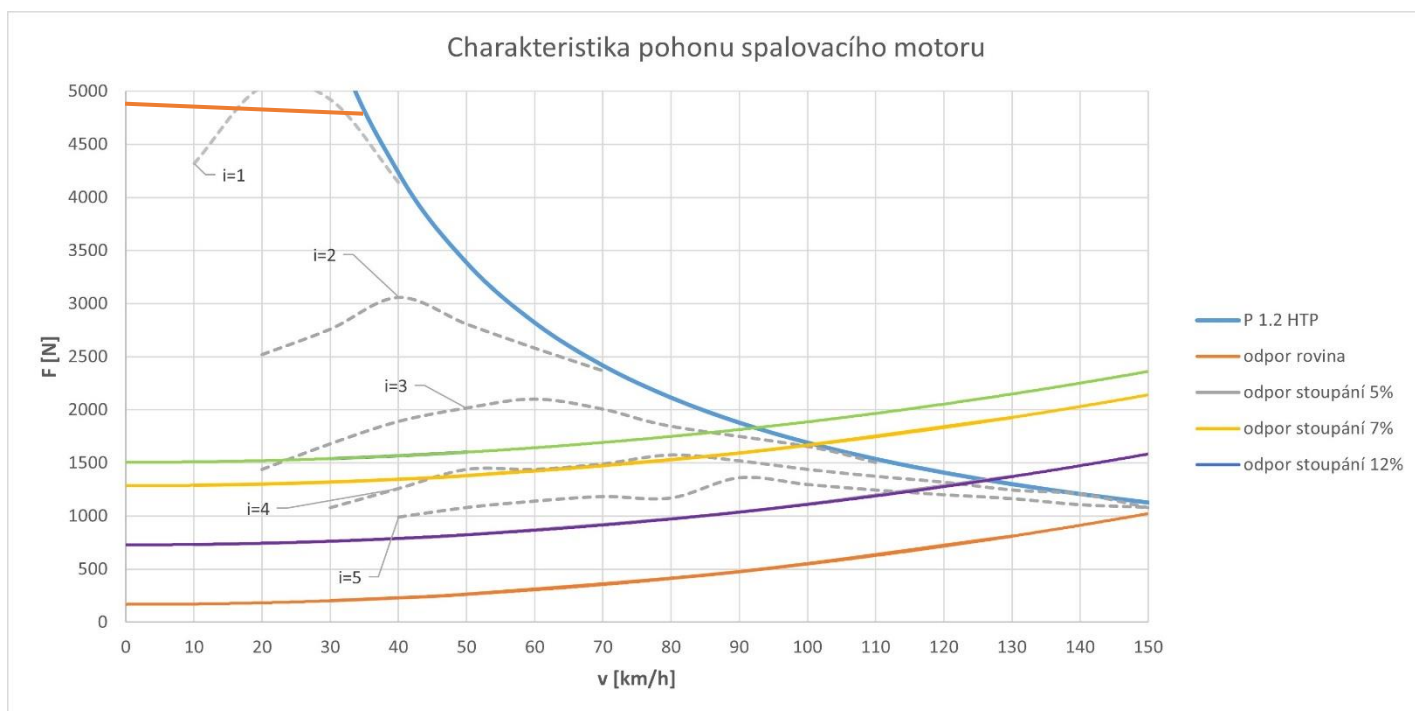


Vybraný EM má dle charakteristiky maximální krouticí moment roven 190Nm, a to již od nulových otáček. Pak rovnicí 14 spočítám převodový poměr který potřebuji v mém soukolí.

$$i_{Mk} = \frac{Mk_{výstup}}{Mk \cdot \eta} \quad [-] \quad (14)$$

Tyto výpočty jsou k nalezení v přiloženém excel souboru. Pomocí tohoto způsobu vychází nutný převodový poměr $i_{Mk} = 1,7$.

Na grafu 5 je znázorněna charakteristika vozidla poháněného spalovacím motorem. Graf je omezen adhezní silou a jsou zde vyneseny průběhy sil na jednotlivé převodové stupně. Charakteristika je vykreslena na základě pohotovostní hmotnosti, aby bylo možné následně porovnat vliv elektrické vestavby.

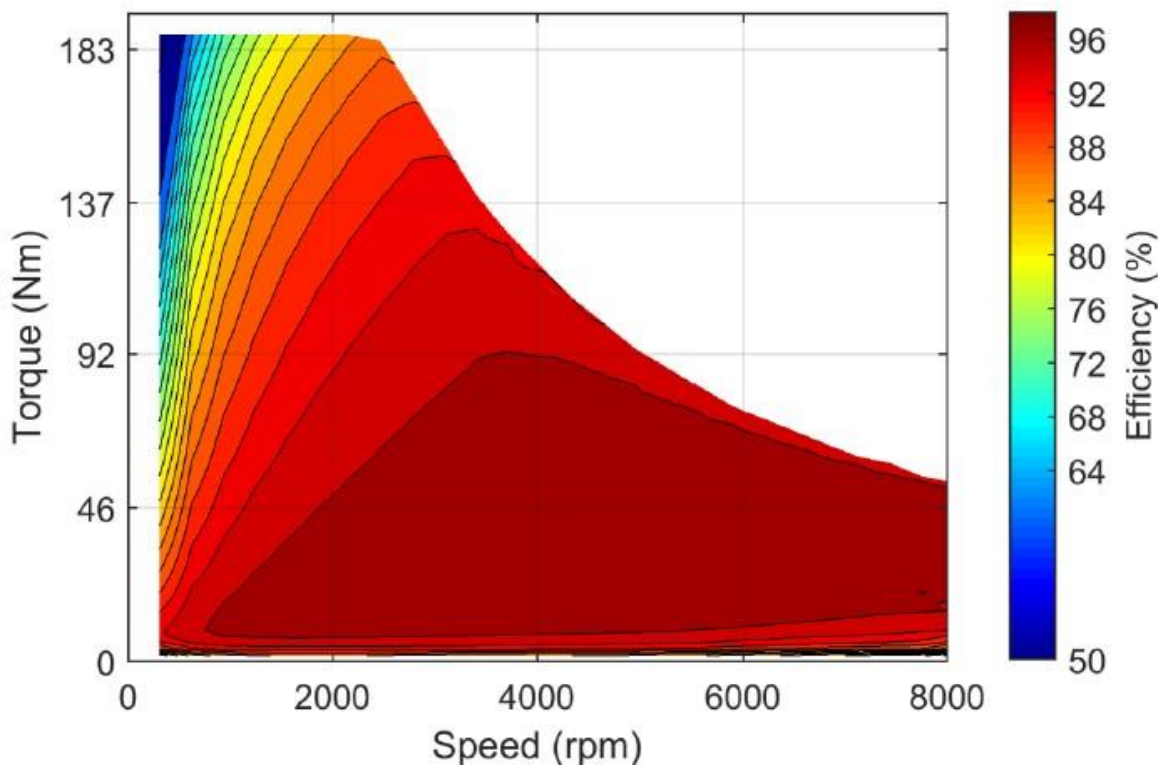


Graf 5 – Charakteristika pohonu spalovacího motoru



13.1.2 Přes účinnost elektromotoru

Jako druhý způsob jsme určovali převodový poměr tak, aby se EM během konstantní rychlosti 50 km/h pohyboval v oblasti nejlepší účinnosti. K tomu jsou zapotřebí charakteristiky elektromotoru, které jsem získal z technického listu [28].



Graf 6 – Účinnost elektromotoru [28]

Z grafu 6 můžeme vyčíst, že neoptimálnější otáčky jsou 4000 ot/min, protože jsou uprostřed spektra účinnosti. To znamená, že při potřebě zvýšit otáčky elektromotoru (při akceleraci) nebo snížit otáčky (při brzdění) se budeme stále pohybovat v oblasti dobrých účinností.

Pro určení optimálních otáček EM je potřeba znát otáčky výstupní hřídele, abychom mohli určit potřebný převodový poměr. Postupovali jsme směrem od kol do převodovky. Vzali jsme předepsaný průměr kola a při dané rychlosti jsme (rovnici 15) určili otáčky, kterými se otáčí poloosa.

$$n_{poloosa} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} \quad [\text{ot/min}] \quad (15)$$

Tyto otáčky jsou stejné jako otáčky diferenciálu, a tudíž otáčky výstupní hřídele spočítáme přes stálý převodový poměr (Tabulka 8) jako:

$$n_{\text{výstupní hřídel}} = n_{poloosa} \cdot i_{\text{stálý}} \quad [\text{ot/min}] \quad (16)$$



Nyní známe otáčky hnací i hnané hřídele a jejich podíl dává potřebný převodový poměr, který vyjadřuje rovnice 17.

$$i_{\text{účinnost}} = \frac{n_{EM}}{n_{\text{výstupní hřídel}}} \quad [-] \quad (17)$$

Z těchto dvou přístupů dostáváme tedy poměry $i_{Mk} = 1,7$ a $i_{\text{účinnost}} = 2,11$. Z hlediska účinnosti vychází dokonce převod více do síly. Pro konstrukci volíme poměr $i_{\text{účinnost}} = 2,11$, protože vyhovuje podmínce na rozjezd a zároveň se bude EM pohybovat v pásmu dobré účinnosti.

13.2 Charakteristika pohonu

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, zvolený převodový poměr je nastaven do síly. Z toho vyplývá otázka, zda je možné sílu vzniklou tímto zpřevodováním přenést na vozovku. K tomuto ověření je zapotřebí vykreslit charakteristiku pohonu vozidla (obdobnou jako v kapitole 13.1.1). Jedná se o závislost přenášené síly na rychlosti vozidla. Oblast působení ohraničuje křivka konstantního výkonu P , kritická rychlost v_{krit} a síla adhezní $F_{adhezní}$.

Adhezní síla je maximální přenositelná síla na vozovku, která závisí na zatížení přední nápravy A (kvůli koncepci pohonu vozu), gravitačnímu zrychlení g a součiniteli adheze μ . Každý povrch má jinou hodnotu tohoto součinitele, a navíc je závislý i na teplotě, vlhkosti a rychlosti vozidla. V tabulce 9 lze nalézt součinitele pro vybrané povrchy.

Tabulka 9 – Součinitele adheze [30]

Povrch vozovky		μ do 50 km/h	μ nad 50 km/h
Beton	Suchý	0,8 – 1,20	0,7 - 1
	Mokrý	0,5 – 0,8	0,4 – 0,75
Asfalt	Suchý	0,6 – 0,8	0,55 – 0,7
	Mokrý	0,45 – 0,7	0,4 – 0,65
Polní cesta	Suchá	0,4 - 0,6	
	Mokrá	0,3 – 0,4	
Náledí	0 °C	0,05 – 0,1	
	-10 °C	0,08 – 0,15	
	-20 °C	0,15 – 0,2	



K vykreslení grafu 8 je zapotřebí spočítat $F_{adhezní}$, která oblast omezuje shora. Hodnotu zjistíme dosazením do rovnice 18.

$$F_{adhezní} = A \cdot g \cdot \mu \quad [\text{N}] \quad (18)$$

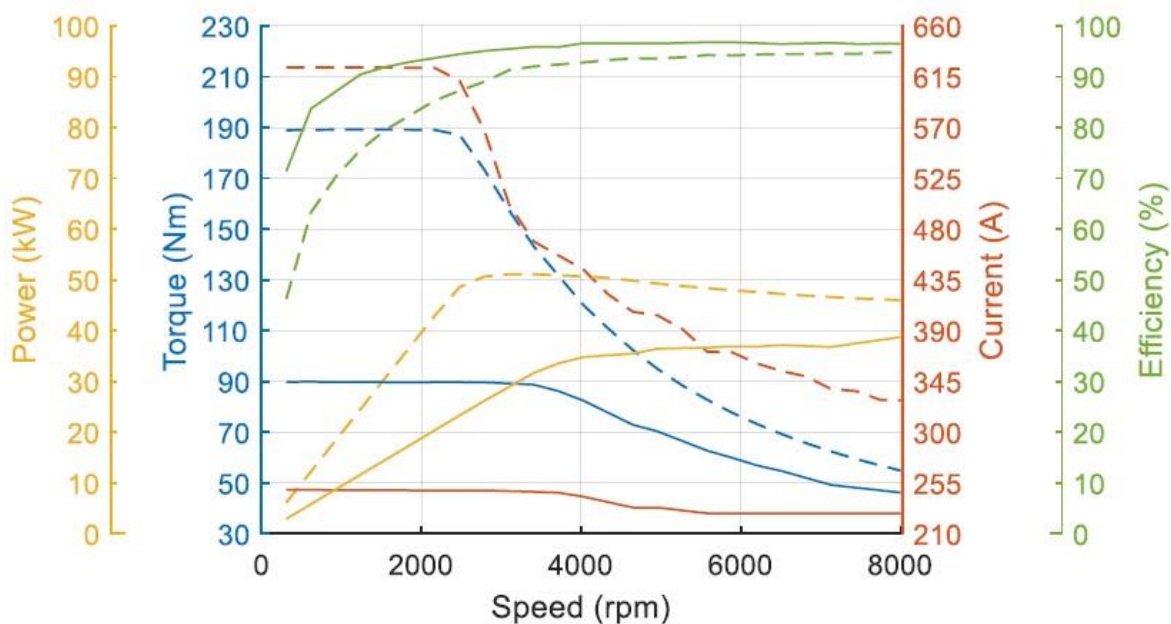
Kritickou rychlost jsme určili již režimem, ve kterém bude elektromotor pracovat (tedy od rozjezdu po 50 km/h). Křivky konstantního výkonu vykreslíme do grafu dvě. Přesněji pro nominální hodnotu výkonu (zeleně) a maximální hodnotu výkonu (modře). Dílčí hodnoty sil při dané rychlosti určíme pomocí rovnice 19.

$$F = \frac{P}{v} \quad [\text{N}] \quad (19)$$

Nyní je potřeba vykreslit průběh síly upravené pomocí našeho převodového poměru. Tímto průběhem se musíme pohybovat ve vyhrazené oblasti, tím máme zaručený přenos výkonu na vozovku. Pro vykreslení průběhu nejprve dosadíme do rovnic 15 a 16, spočítáme při dané rychlosti otáčky výstupní hřídele převodovky a následně z rovnice 20 dopočítáme otáčky EM.

$$n_{EM} = n_{\text{výstupní hřídel}} \cdot i_{\text{účinnost}} \quad [\text{ot/min}] \quad (20)$$

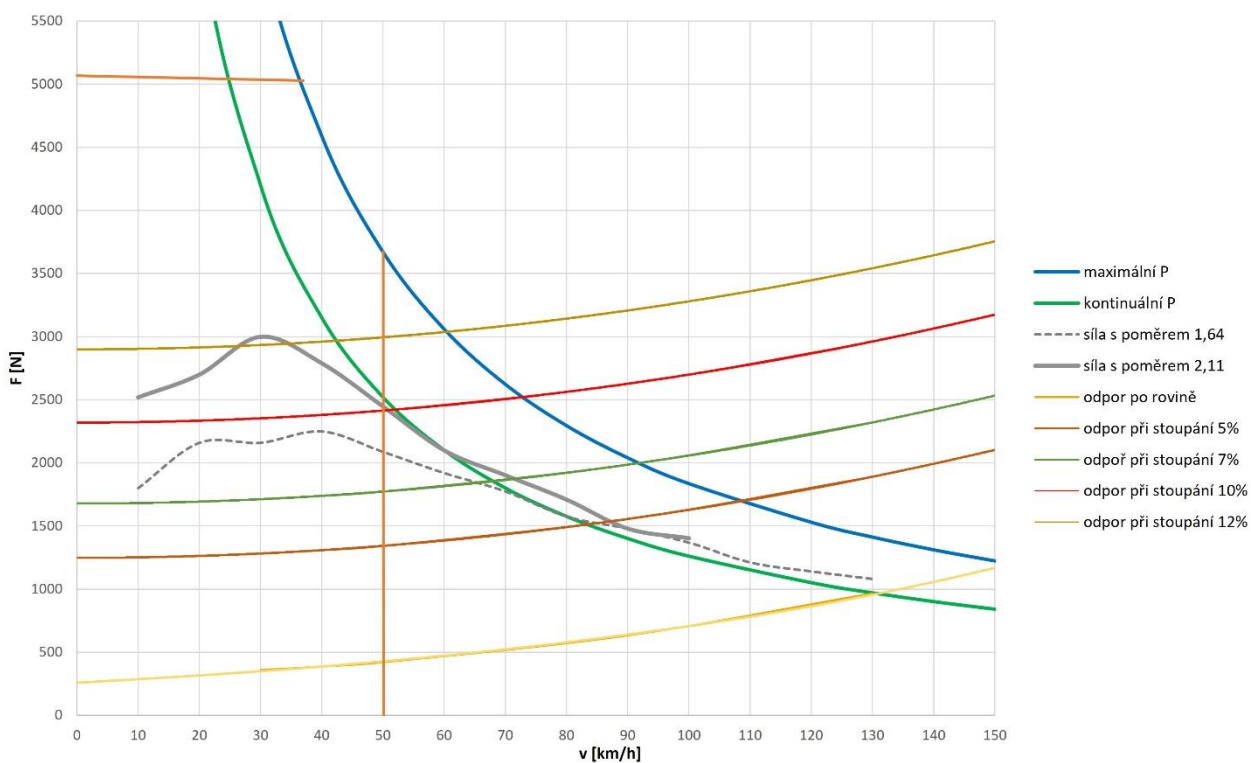
Pro tyto hodnoty otáček odečteme z výkonové charakteristiky (viz Graf 7) hodnoty výkonů, které EM dodává. Odečtené výkony znovu dosadíme do rovnice 19, a tím získáme hodnoty síly k vynesení do grafu 8. Veškeré spočtené hodnoty jsou vidět v příloženém Excelu na listu charakteristika.



Graf 7 – Výkonová charakteristika EM [28]



charakteristika pohonu EM



Graf 8 – Charakteristika pohonu elektromotoru

Graf 8 ukazuje, že se pohybujeme v oblasti pod křivkou adhezního omezení. To znamená, že navržený převodový poměr vyhovuje a nepřekračujeme maximální přenositelnou sílu. V grafu jsou také vyneseny křivky jednotlivých odporů při stoupání, na kterých můžeme vidět, že pomocí elektromotoru dokážeme pohánět vozidlo do stoupání 10 %.



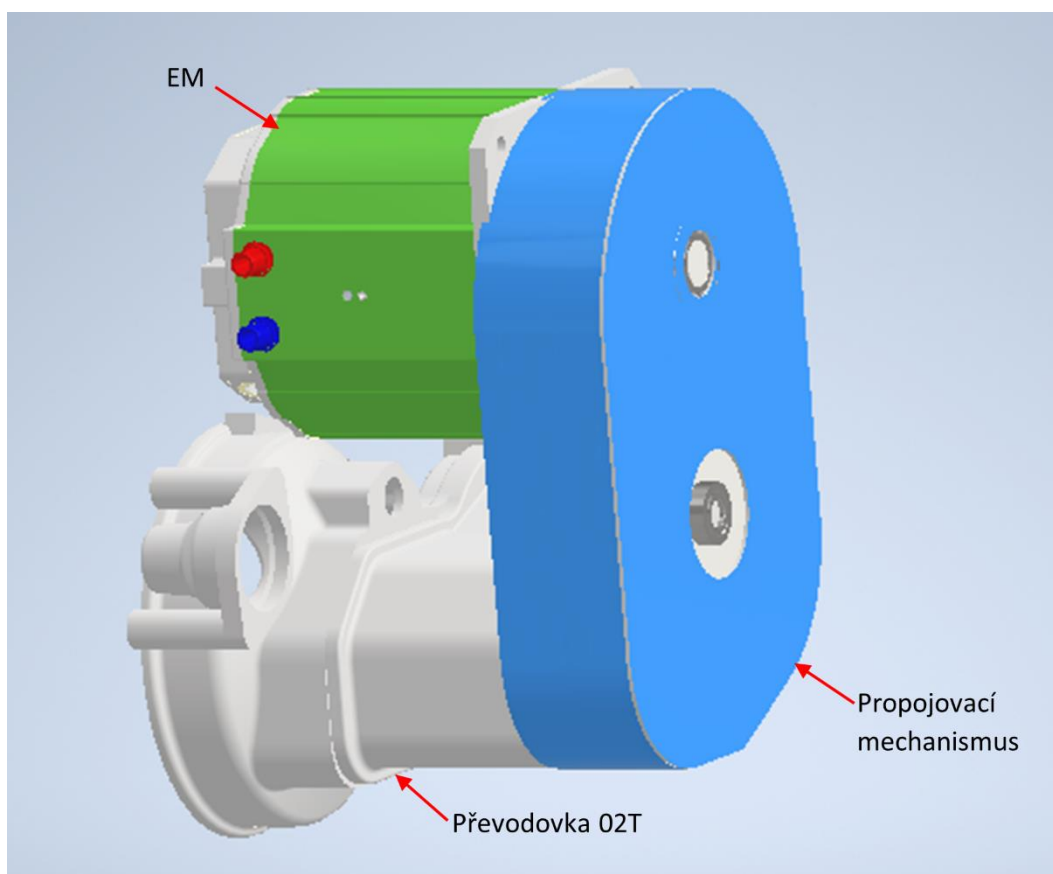
14 Konstrukce propojovacího mechanismu

Výstupem této práce má být 3D model a výkres agregátu s vyznačením důležitých rozměrů s ohledem na zástavbu. Tato kapitola bude popisovat postup a způsob řešení návrhu propojení.

14.1 Ozubená kola

Vstupními parametry, s nimiž jsme začali mechanismus navrhovat, jsou spalovací motor s převodovkou, rozměry elektromotoru a převodový poměr spočítaný v kapitole 13.1.2.

Jak již bylo zmíněno v kapitole 13, pro připojení přichází v úvahu soukolí pátého (V.); čtvrtého (IV.) a třetího (III.) rychlostního stupně nebo soukolí stálého převodu. S přihlédnutím na průměr a délku elektromotoru se jeví jako nejlepší soukolí páté rychlosti. Klady tohoto řešení spočívají v tom, že EM se uloží přímo nad převodovku a zároveň propojovací mechanismus nahradí plechové krycí víčko tohoto soukolí. Tato koncepce je znázorněna na obrázku 29.



Obrázek 29 – Schéma propojení

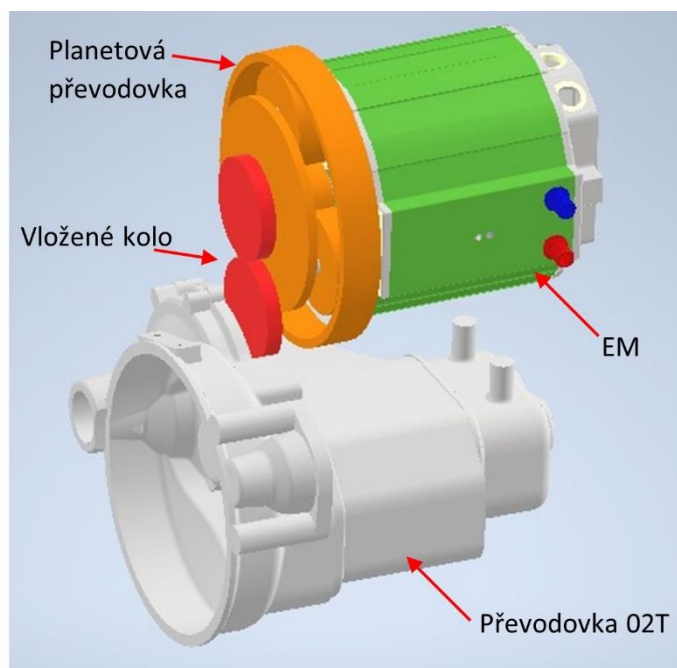
Varianta připojení na III. a IV. převod by měla spíše negativa v podobě zvětšení axiálního rozměru celé sestavy a tím by docházelo k zásahu do nosných částí karoserie vozidla. Další komplikací by bylo utěsnění celého systému. Bylo by potřeba pozměnit skříň převodovky



tak, aby propojovací mechanismus byl už součástí skříně. Zároveň by v umístění EM bránila kulisa řazení a pomocný spojkový váleček, které jsou v této oblasti situovány. Změna lící formy stávající převodové skříně by bylo i z ekonomické stránky náročnější než předchozí řešení.

Připojení na stálý převod skýtá několik úskalí. Hlavní je změna převodového poměru. Stálý převod je nastaven jako reduktor s poměrem zubů 16/67, to zapříčiňuje že jedno kolo je malé a druhé velké. Kvůli poloze stálého převodu je možnost připojení jen na velké ozubené kolo (věnec koše diferenciálu). To však zapříčiňuje zvětšení převodového poměru (viz Excel-list: Výpočty konstrukce). Pro velké převodové poměry je vhodné využít planetovou převodovku. Tu jsme navrhovali pomocí programu MITCalc, ve kterém vyšly rozměry převodovky a rychlosti na jednotlivých členech. Podle rychlostí vychází nejlepší konfigurace na pastorek poháněný EM, stojící korunové kolo a výkon odebíráme z unašeče.

Toto uspořádání vyžaduje z konstrukčního hlediska vložené kolo k propojení věnce diferenciálu a unašeče planetové převodovky (viz Obrázek 30). Tento způsob umístění nezvolíme, protože je podobný jako druhý návrh P3, který skýtá problém v prostoru mezi motorem a přepážkou kabiny.



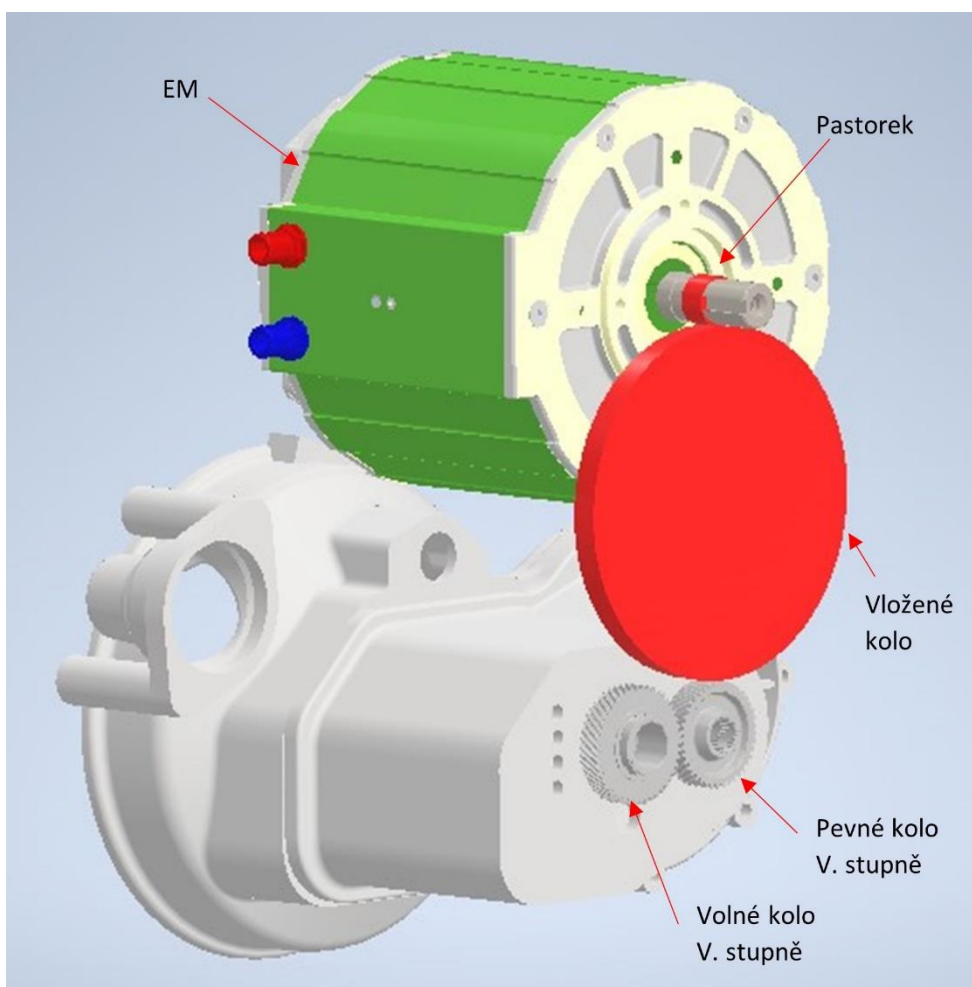
Obrázek 30 – Napojení planetové převodovky

Vybíráme připojení na soukolí pátého převodového stupně a dále bylo potřeba vyřešit velikost propojovacích ozubených kol, což souvisí s osovou vzdáleností. Ta je limitovaná výškou motoru, respektive kapotou vozu.

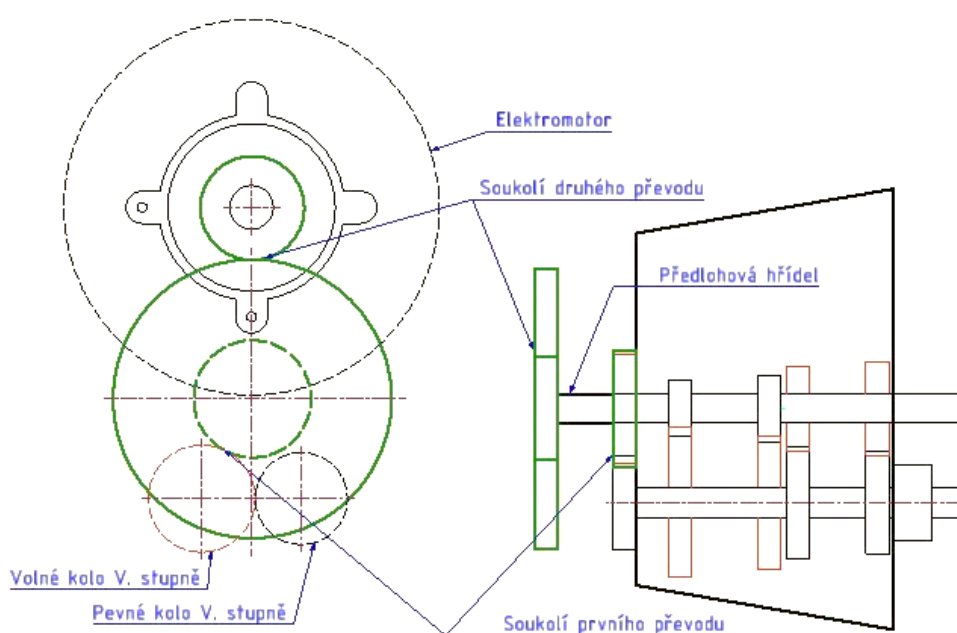
Elektromotor nelze kvůli jeho průměru připojit přímo na ozubené kolo převodovky, a proto je potřeba použít vložené kolo. Z důvodu velkého průměru vloženého kola a



z převodového poměru vycházejícího průměru pastorku (viz Obrázek 31) použiji místo vloženého kola předlohou hřídel (na obrázku 32). Na této hřídeli budou umístěna dvě ozubená kola, jimiž rozdělím převodový poměr na dva jednotlivé převody. Tento způsob rozdělení převodového poměru zároveň poskytuje výhodu lépe manipulovat s osovou vzdáleností mezi hřídelí převodovky a osou EM. Předlohou hřídel musí být dostatečné délky, protože musí překlenout řadící mechanismus se synchronem pátého rychlostního stupně (dále řešeno v kapitole zubová spojka).



Obrázek 31 – Propojení vloženým kolem



Obrázek 32 – Propojení pomocí předlohové hřídele

Ozubená kola navrhujeme pomocí Design Acceleratoru v programu Autodesk Inventor. Průměry vložených ozubených kol mají přímý vliv na osovou vzdálenost EM a hřídele převodovky. Hlavními parametry ozubení jsou modul m , úhel profilu α , sklon zubů β (šikmé ozubení) a počet zubů z . Průměr roztečné kružnice závisí na modulu a počtu zubů dle rovnice 21.

$$d = z \cdot m \quad [\text{mm}] \quad (21)$$

První soukolí se šikmým ozubením je dané typem ozubení, které je na pátém rychlostním stupni. Kolo, které je součástí převodovky není možné upravovat a veškeré změny provádíme na přidávaném kole. Řídíme se vzorcem 21, ve kterém můžeme měnit pouze počet zubů. Tím se zvětšuje průměr kola, respektive osová vzdálenost hřídele převodovky a předlohové hřídele. Při návrhu musíme brát v potaz uložení předlohové hřídele. Osová vzdálenost musí být nastavena tak, aby úložný prostor ložiska předlohové hřídele nezasahoval do původní skříně převodovky. Z tohoto důvodu připojíme mechanismus na volné kolo pátého stupně, které má větší průměr. Počtem zubu se také mění převodový poměr. Toto nastavení zároveň ovlivní soukolí k elektromotoru, abychom dodrželi požadovaný převodový poměr $i_{\text{účinnost}} = 2,11$.

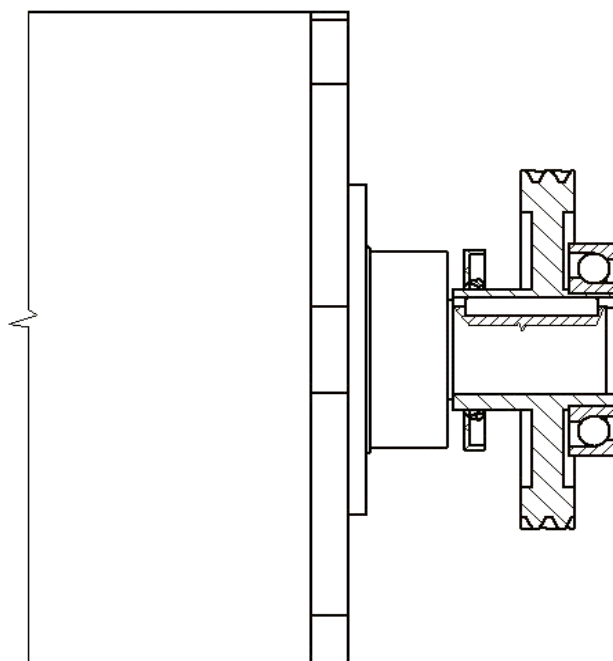
Druhé soukolí propojuje elektromotor s předlohovou hřídelí. Na základě převodového poměru (vypočítaného z rovnice 22) a požadované osové vzdálenosti určené na základě velikosti elektromotoru navrhujeme v Design Acceleratoru velikosti ozubených kol.



$$i_{34} = \frac{i_{\text{účinnost}}}{i_5 \cdot i_{12}} \quad [-] \quad (22)$$

Kolo s větším průměrem bude nalisováno na předlohovou hřídel a kolo s menším průměrem (pastorek) je zapotřebí propojit s hřídelí elektromotoru. Vybraný EM dodávají se třemi typy výstupních hřídelí, a to s válcovou hřídelí s drážkou pro pero, hřídelí s vnějším drážkováním dle normy DIN 5480 nebo s vnitřním drážkováním podle normy ANSI B92.1.

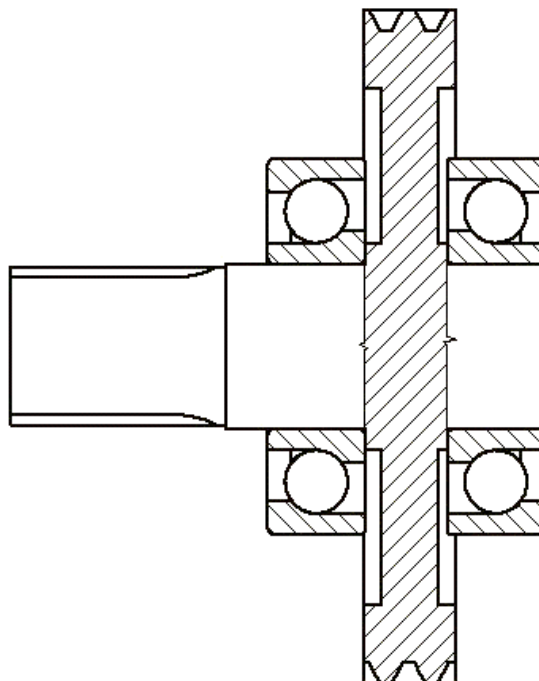
Jako jedna z možností se nabízí nasunout ozubené kolo rovnou na hřídel s perem nebo vnějším drážkováním a axiálně zajistit šroubem s pojistnou deskou v ose hřídele EM, takzvané letmé uložení. Jinou možností axiálního zajištění by bylo na druhé straně uložit ozubené kolo do ložiska, čímž bychom docílili větší tuhosti (viz Obrázek 33). Z důvodu úhlu sklonu zubů na soukolí se budou generovat velké axiální síly, které je potřeba zachytit (více v kapitole 14.4). U tohoto uložení by tyto axiální síly musela zachytávat ložiska v elektromotoru, u kterých nevíme parametry únosnosti, a proto nedokážeme vypočítat trvanlivost.



Obrázek 33 – Kolo nasazeno na hřídeli EM a opřeno v ložisku



Volíme konstrukci uloženého ozubeného kola ve dvou ložiskách umístěných ve skříni. Kolo bude obrobeným výkovkem, kde na straně k elektromotoru bude obrobené vnější drážkování dle ANSI B92.1, na které se nasune elektromotor s příslušným vnitřním drážkováním (Obrázek 34). To vede na řešení problému axiálních sil, které místo EM budou zachytávat ložiska, ve kterých je ozubené kolo uloženo.



Obrázek 34 – Kolo usazeno ve skříni s vnějším drážkováním

14.2 Zubová spojka

Hybridní agregát navrhujeme tak, aby bylo možné pohánět vozidlo jak na elektrický pohon, tak i skrze spalovací motor. V neposlední řadě bude EM využíván k dobíjení baterie při regenerativním brzdění. Abychom mohli volit mezi jednotlivými typy pohonů, je zapotřebí umístit do mechanismu ovládaný spojovací prvek.

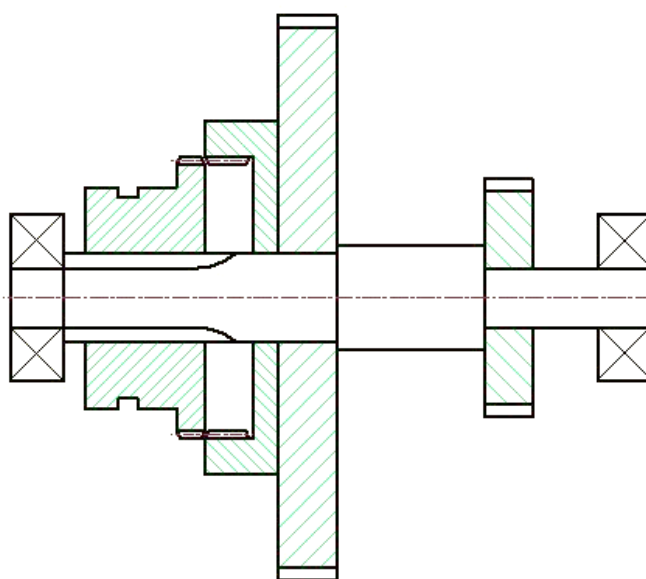
Zprvu jsme uvažovali nad zakomponování třecí lamelové spojky (jako na obrázku 15). S touto variantou vystává otázka způsobu vypínání spojky. Jako výhodná varianta vypínacího mechanismu se jevila elektromagnetická třecí spojka. Po výběru konkrétního typu, který dokáže přenést požadovaný krouticí moment z technického listu zjistíme, že tato elektromagnetická spojka má příliš velké rozměry, a proto není vhodná do našeho návrhu.

Řešením je použití obyčejné zubové spojky, podobné jako zubové spojky v rychlostní skříni. Oproti zubovým spojkám v převodovkách bude tato rozdílná tím, že není vybavena synchronizací. To si můžeme dovolit, protože vozidlo poháníme synchronním



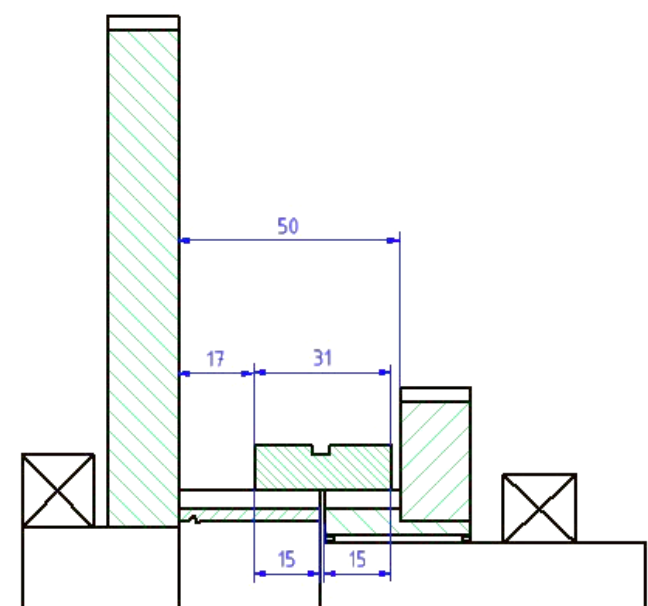
elektromotorem. Na synchronním EM můžeme přesně řídit otáčky, a tudíž docílit stejných otáček na spojovaných hřídelích. Z toho důvodu není potřeba synchron.

První varianta umístění (viz Obrázek 35) byla na velkém kole druhého převodu. Zubovou spojku vybíráme podle parametru přenášeného krouticího momentu od firmy SKF. Jak je vidět v nákresu, tato zubová spojka výrazně zvětšuje rozměr mechanismu do axiálního směru a zároveň zůstává nevyužitý prostor mezi ozubenými koly. Z toho důvodu změníme pozici i typ zubové spojky.

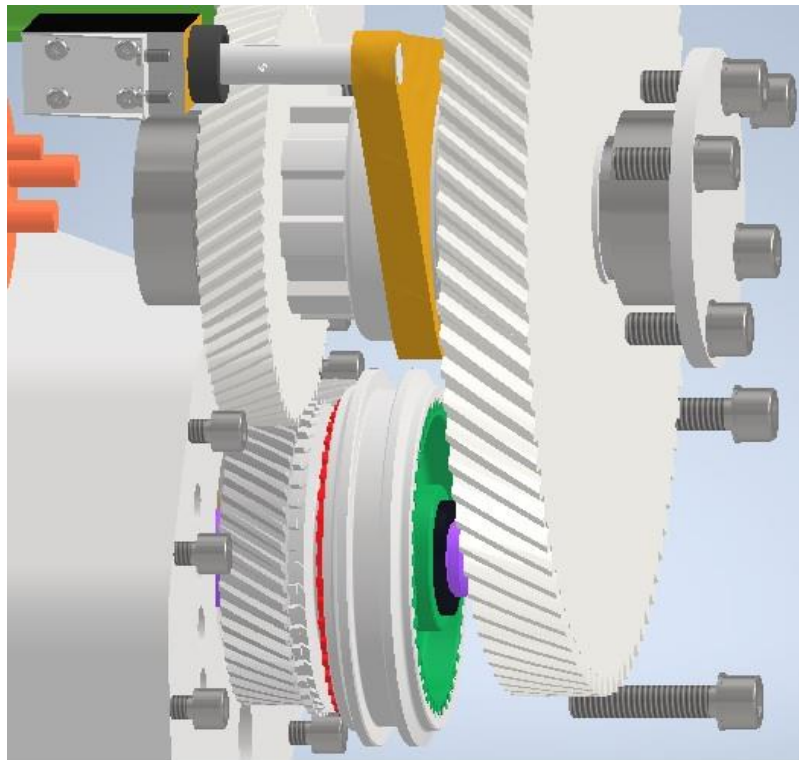


Obrázek 35 – První návrh zubové spojky

Zubovou spojku umístíme do prostoru mezi ozubená kola a navrhujeme jako rovnoboké drážkování střední řady dle normy ISO 14 (Obrázek 36). Průměr spojky limituje přesuvník na synchronu páté rychlosti a ovládací vidlička přesuvníku (Obrázek 37). Kvůli výrobě drážkování je jedna část spojky vyfrézovaná přímo na předlohovém hřídeli, zatímco druhá (spojovaná) část je vyrobena na unašeči, na který následně nalisujeme kolo prvního převodu mechanismu. Tento unašeč je na hřídeli uložen na jehlovém ložisku K30x35x27.



Obrázek 36 – Druhý návrh zubové spojky



Obrázek 37 – Prostor nad synchronizovanou spojkou 5 stupně



Dimenzování drážkování vychází z podmínky dovoleného kontaktního tlaku na boky drážkování (viz rovnice č.23).

$$p = \frac{4 \cdot Mk}{d \cdot h \cdot l_a} \leq p_D \quad [\text{MPa}] \quad (23)$$

Úpravou tohoto vzorce získáme délku:

$$l = \frac{4 \cdot Mk}{A' \cdot p_D \cdot (D + d)} \quad [\text{mm}] \quad (24)$$

Z rovnice 24 nám vychází potřebná délka drážkování l k přenesení maximálního krouticího momentu Mk , kde A' je únosnost spoje zjištěná z tabulky 11. Hodnota p_D je námi zvolená z tabulky 10 na základě povahy spoje. D představuje velký průměr hřídele a d představuje malý průměr hřídele.

Tabulka 10 – Dovolené tlaky ve spojení

	provozní režim	povrch netvrzený	povrch tvrzený
spojení nepohyblivé	rázový	35 ÷ 50	40 ÷ 80
	dynamický	50 ÷ 80	80 ÷ 130
	statický	80 ÷ 120	130 ÷ 200
spojení pohyblivé bez zatížení	rázový	10 ÷ 15	15 ÷ 30
	dynamický	15 ÷ 25	30 ÷ 50
	statický	25 ÷ 40	50 ÷ 70
spojení pohyblivé pod zatížením	rázový		3 ÷ 7
	dynamický		7 ÷ 15
	statický		15 ÷ 30

Tabulka 11 – Únosnosti rovnobokého drážkování

ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ VÁLCOVÝCH HŘÍDELŮ S VNITŘNÍM STŘEDĚNÍM

Řada střední podle ČSN EN ISO 14 (odpovídá ČSN 01 4942:1976)													
z	d	D	b	d _{min}	a _{min}	f	úchytky	r _{max}	A' [mm ² /mm]				
6	11	14	3,0	9,9	-	0,3	0 +0,2	0,2	4,0				
	13	16	3,5	12,0									
	16	20	4,0	14,5									
	18	22	5,0	16,7					0,4	0,3	0,3	6,3	
	21	25		19,5									1,95
	23	28	6,0	21,3								1,34	7,9
	26	32		23,4								1,65	
28	34	7,0	25,9	1,70	9,9								
32	38	6,0	29,4	-									
8	36	42	7,0	33,5	1,02	0,5	0 +0,3	0,5				13,2	
	42	48	8,0	39,5	2,57								
	46	54	9,0	42,7	-				18,0				
	52	60	10,0	48,7	2,44								
	56	65		52,2	2,50								
	62	72	57,8	2,40									
10	72	82	12,0	67,4	-	0,5	0 +0,3	0,5	30,0				
	82	92		77,1	3,00								
	92	102	14,0	87,3	4,50				41,0				
	102	112	16,0	97,7	6,30								
	112	125	18,0	106,3	4,40								



14.3 Lisování

Z konstrukčních a výrobních důvodů předlokové hřídele je třeba využít pro spojení ozubených kol s hřídelí lisování. Jedná se o lisování velkého ozubeného kola na předlohou hřídel a menšího ozubeného kola na unašeč (viz Obrázek 37).

Lisování se navrhuje (obdobně jako drážkování) z podmínky tlaku ve spoji. U lisování je nejprve nutné určit minimální tlak ve spoji jako:

$$p_{min} = \frac{k \cdot M_k \cdot 2}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f \cdot d} \quad [\text{Mpa}] \quad (25)$$

kde k je bezpečnost pro přenos krouticího momentu, M_k je (maximální) přenášený krouticí moment, d je jmenovitý průměr hřídele, l je aktivní délka spoje a f je součinitel tření.

Na základě minimálního tlaku ve spoji pak můžeme určit potřebný přesah pomocí rovnice

$$\Delta d = \frac{2d}{E} p \left(\frac{D^2}{D^2 - d^2} \right) \quad [\mu\text{m}] \quad (26)$$

Při lisování za tepla není potřeba připočítávat přídavek na stržení materiálu.

Nyní je potřeba překontrolovat navržené lisování z hlediska pevnosti. Nejprve vypočítáme maximální tlak ve spoji:

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max} \cdot E}{2d} \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right) \quad [\text{MPa}] \quad (27)$$

Pro pevnostní kontrolu dále potřebujeme konstantu K :

$$K^N = \frac{r_2^2 \cdot p_2}{r_3^2 - r_2^2} \quad [\text{Nmm}^{-2}] \quad (28)$$

U běžných aplikací se při výpočtech konstant nevyužívá atmosférický tlak, tudíž $p_3=0$. Tlak p_2 je roven tlaku maximálnímu.

Poté můžeme spočítat tečné napětí jako:

$$\sigma_1^N = 2K^N + p_{max} \quad [\text{Nmm}^{-2}] \quad (29)$$

Radiální napětí je pak rovno záporně vzatému maximálnímu tlaku:

$$\sigma_3^N = -p_{max} \quad [\text{Nmm}^{-2}] \quad (30)$$

Redukované napětí podle metody Tresca je definováno:



$$\sigma_{red}^N(Tresca) = \sigma_1^N - \sigma_3^N \quad [\text{Nmm}^{-2}] \quad (31)$$

Redukované napětí musí splňovat podmínku vůči mezi kluzu materiálu:

$$\sigma_{red}^N(Tresca) \leq \frac{\sigma_{Kt}}{k} \quad (32)$$

14.4 Uložení hřídelí

V kapitole ozubených kol bylo zmíněno nastavení osové vzdálenosti kvůli uložení ložisek. V převodovkách se nachází kola se šikmým ozubením, která mají tichý chod, avšak generují axiální síly. Všechny síly vzniklé chodem a vzájemným působením všech součástí mechanismu musí pojmout uložení hřídelí.

Úhel sklonu β prvního soukolí je dán typem šikmého ozubení na kole pátého stupně. Ten generuje na předlohové hřídeli axiální sílu, již je nutné zadržet v ložiskách. Vhodným natočením šikmého ozubení na druhém soukolí je možné axiální sílu minimalizovat, neboť axiální síly z jednotlivých kol pak působí proti sobě. Výpočty reakcí v podporách hřídele jsou v přiloženém Excelu na listu výpočty konstrukce. V našem případě jsme axiální sílu úplně nevynulovali, protože jsme volili z doporučených normalizovaných úhlů sklonu. Po výpočtu reakcí je na řadě volba správného ložiska. Typ ložisek jsme navrhovali na základě katalogu od firmy SKF. S přihlédnutím na způsob zatížení a prostor, do kterého lze ložisko umístit, nám po výpočtu mnoha variant (Kuličkové s axiálním, válečkové s axiálním, kuličkové s kosoúhlým stykem, kuželíkové ložisko) vychází nejlépe kuželíková ložiska s označením SKF T2CC 022.

Na uložení pastorku se projeví úhel sklonu β nastaveného z předlohové hřídele tak, že zde bude působit velká axiální síla. Rozdíl oproti předlohové hřídeli je v tom, že zde nejsme tolik limitováni průměrem ložiska jako spíše výškou ložiska. Ta z části určuje vysunutí elektromotoru od mechanismu směrem ke spalovacímu motoru. Z toho důvodu volíme kuličková ložiska s kosoúhlým stykem označené SKF 7307 BE.

Zda jsou ložiska optimálně zvolená jsme posuzovali podle výpočtu trvanlivosti ložisek udávané katalogem SKF. Základní trvanlivost L_{10} (podle normy ISO 281) se pro každý typ ložiska počítá jinak, respektive podle katalogu. Protože se trvanlivost ložiska udává v milionech otáček, převedeme je na ujetou vzdálenost, aby pro nás měla vypovídající hodnotu. Životnosti ložisek vztahované na ujetou vzdálenost jsou také vypočítané v přiloženém excelu. Podle výpočtů vozidlo najede na tyto ložiska přibližně 370 tisíc kilometrů za předpokladu nepřetržitého provozu při dodávání kontinuálního krouticího

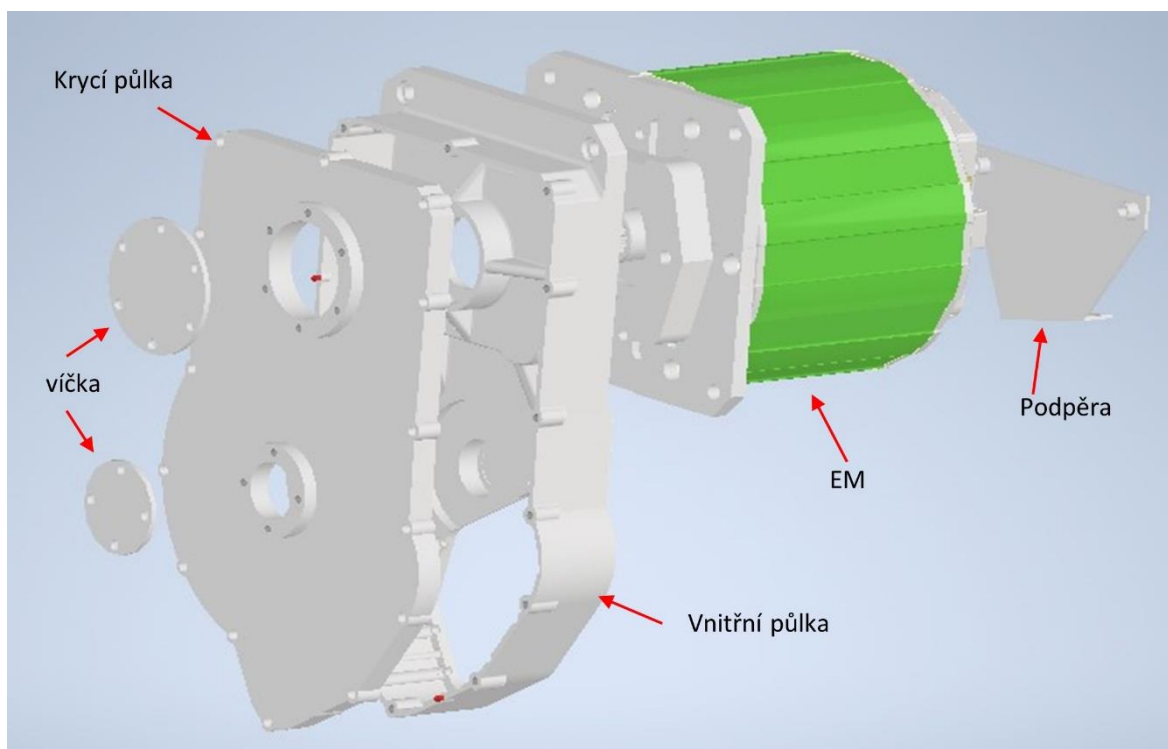


momentu. V praxi se vozidlo nebude pohybovat pouze pomocí EM ale rovněž za pomoci spalovacího motoru, proto je potenciál nájezdu větší.

14.5 Skříň

Skříň bude obdobně jako skříň převodovky odlitek ze slitiny hliníku. Velikost je podmíněna průměrem ozubených kol a také rozměrem samotného elektromotoru. Ke snížení a dosažení větší kompaktnosti mechanismu neukládáme předlohou hřídel a pastorek v ose nad sebou, ale pootočíme je o úhel 35° .

Konstrukce je řešena ze dvou půlek (vnitřní a krycí) pro snadnější výrobu a skládání (Obrázek 38). Uložení ložisek v rámci jedné hřídele jsou pak v rozdílných půlkách, a proto je nutné docílit požadované sousostí. Za tímto účelem jsou v dělicí rovině aretační kolíky pro jednoznačnost spojení. Obdobně je tomu i při připojení skříně k převodovce místo krycího víčka soukolí pátého rychlostního stupně. I zde je nutné dodržet jednoznačnou polohu, kvůli záběru ozubených kol.



Obrázek 38 – Rozpad skříně mechanismu

Pro zvýšení tuhosti celé skříně jsou v obou půlkách zakomponovány zpevňující žebra. Elektromotor, kvůli své váze a způsobu uchycení do skříně, působí ohybovým momentem na celou konstrukci. Proto je EM na konci, respektive u propojení převodovky s motorem, podepřen pomocí podpěry. Pro tuto podpěru je zapotřebí přidat na stávající převodovku O2T větší nálietek pro umístění závitů na přišroubování. V podpěře jsou vyfrézované podlouhlé díry z důvodu kompenzace výrobních nepřesností jednotlivých komponent.



Předlohová hřídel a kolo poháněné elektromotorem (pastorek) jsou uloženy v ložiskách, které zachytávají reakce od axiálních sil. U těchto ložisek je zapotřebí nastavit vůle. Za tímto účelem jsou v krycí půlce umístěna víčka, pod které se podkládají broušené podložky k dosažení potřebné vůle.

Ovládání zubové spojky je realizováno pomocí lineárního solenoidu, který přes táhlo a vidličku posouvá přesuvníkem na zubové spojce. Vnitřní půlka má pak otvor pro hřídelové těsnění, jímž prochází táhlo k vidličce.

Kvůli absenci původního krycího víčka bylo zároveň odstraněno uložení motoru a převodovky do nosníku vozidla. Navržený mechanismus nedovoluje použít původní úchyt a silentblok, a proto jsme museli navrhnout nový způsob uchycení. Ke změně uložení by však muselo dojít v každém případě, protože přidáním elektromotoru, propojovacího mechanismu a řídicí elektroniky se navýší hmotnost agregátu a poloha těžiště. Při návrhu jsme chtěli docílit toho, aby byla možnost demontovat krycí víko mechanismu, aniž by se musel podepírat motor v důsledku odšroubování silentbloku. Původní silentblok jsme nahradili dvěma samostatnými, čímž docílíme lepšího rozložení váhy v uložení, a jejich držáky jsou situovány do boku skříně mechanismu z důvodu odejmutí krycího víka. Touto změnou vzniká požadavek na konstrukční změny prostoru pro přišroubování těchto silentbloků. Pro přesnější návrh uložení je zapotřebí mít přesné rozměry motorového prostoru.



15 Princip funkce

Cílem této práce je navrhnout vestavbu elektromotoru do vozidla se spalovacím motorem a tím z něj vytvořit hybridní vozidlo. Parametry vestavby byly navrženy tak, aby bylo vozidlo schopno pohybovat se pomocí elektromotoru do rychlosti 50 km/h, tedy vhodné pro městský provoz. Při vyšších rychlostech se bude vozidlo pohybovat pomocí spalovacího motoru. Díky zakomponované spojce je možnost využití připojení elektromotoru při brzdění jako generátor. Při rozjezdu se tedy motor nespouští, pouze se sepne zubová spojka na předlokové hřídeli. Akcelerace, provoz po městě, parkovací manévry a couvání jsou tedy realizovány skrze elektropohon. Celý mechanismus je připojen na volné kolo soukolí pátého stupně, které je v záběru s pevným kolem na výstupní hřídeli. Rychlost, respektive otáčky se řídí pomocí elektromotoru, nikoli skrze převodovku. Při zvýšení rychlosti nebo při potřebě vyššího krouticího momentu se nespouští spalovací motor a zubová spojka se rozpojí. V případě brzdění se opět sepne zubová spojka a elektromotor v generátorickém režimu zpětně dobíjí baterii.

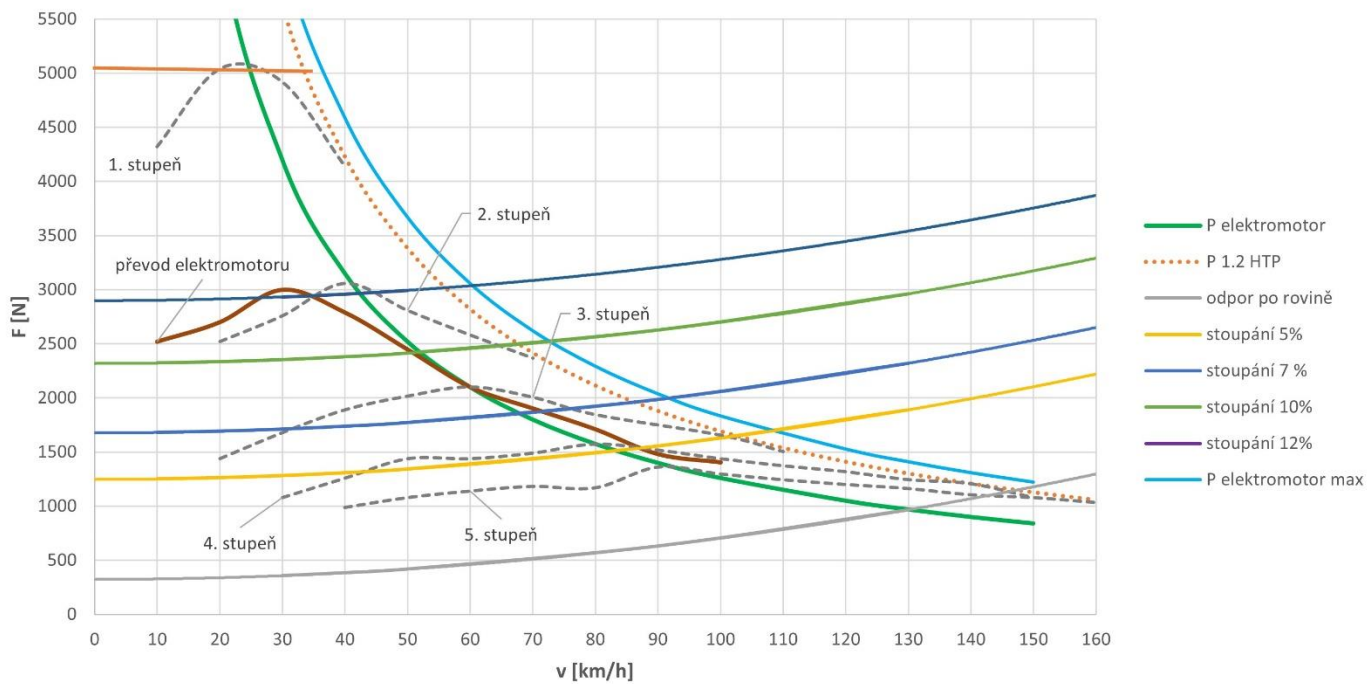
Řazení jednotlivých převodových stupňů musí být řízeno pomocí řídicí jednotky, nikoliv podle vůle řidiče. Nesmí totiž například dojít ke stavu, kdy se systém po dosažení rychlosti 50 km/h pomocí elektromotoru přepne na spalovací motor a v převodové skříní bude zařazen první převodový stupeň, neboť tento stav by vedl k destrukci. Rychlosti v převodovce budou řazeny úměrně k rychlosti vozidla a otáčkám v převodovce. Obdobně je tomu u vozidel s automatickými převodovkami.

Spínání zubové spojky je řízeno rovněž řídicí jednotkou a ovládáno lineárním solenoidem. U synchronního elektromotoru dokážeme přesně řídit otáčky, což nám dovoluje využít spojku bez synchronizace. Dokážeme srovnat otáčky předlokové hřídele (přes převod na pastorku) a unašeče na předlokové hřídeli (poháněné soukolím z převodovky) a následně solenoid přitáhne přesuvník a dojde ke spojení. Informaci o otáčkách unašeče poskytuje čidlo snímající ozubené kolo nalisované na unašeči. Jedná se o stejný typ čidla, které je použito na snímání otáček vačkové hřídele na tomto motoru.

Na grafu 9 můžeme vidět charakteristiku pohonu vytvořeného hybridního agregátu. Vynesené jízdní odpory a limitující adhezni síla jsou pro zatížené vozidlo. Přerušovanými čarami jsou znázorněny křivky sil od jednotlivých převodových stupňů za účelem porovnání se zvoleným převodovým poměrem k elektromotoru.



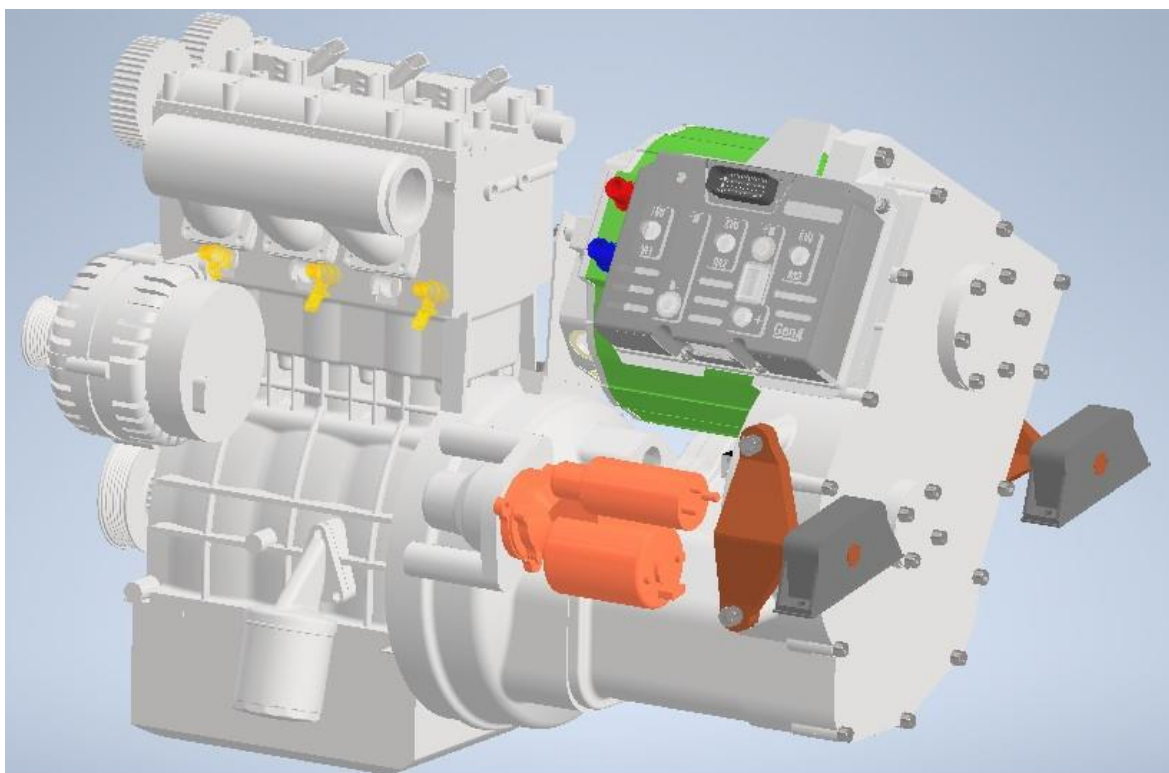
Porovnání EM a SM



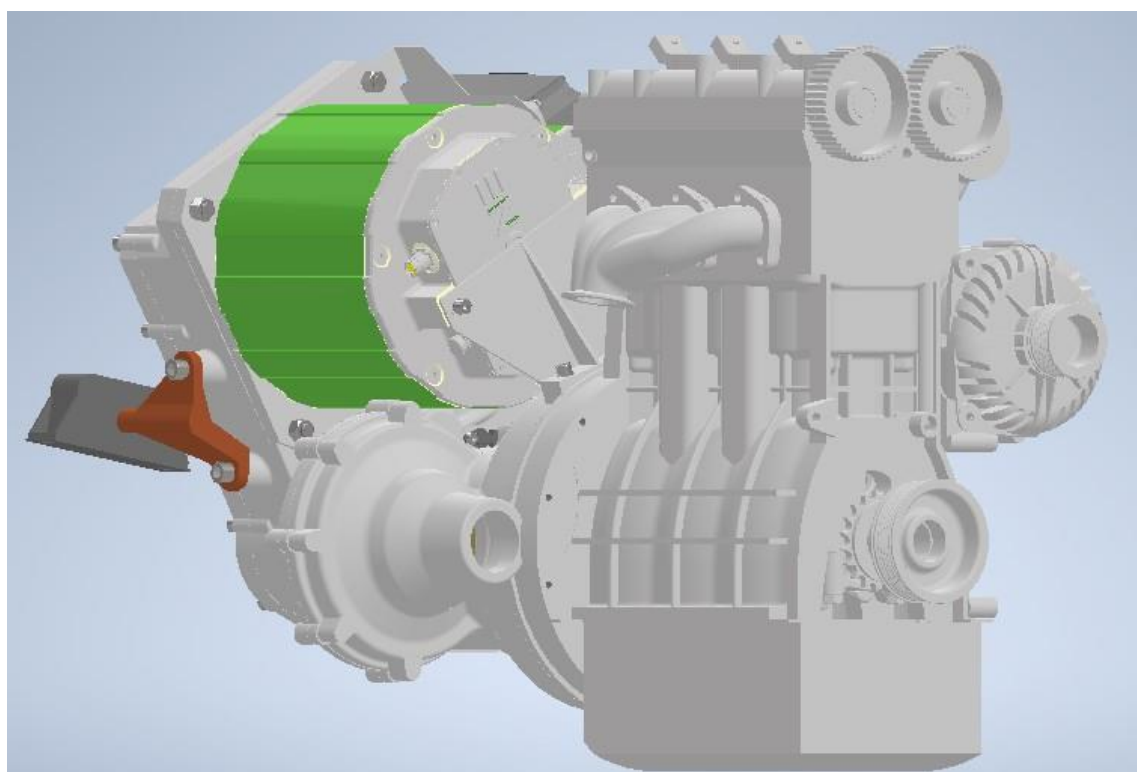
Graf 9 – Porovnání charakteristik elektrického a spalovacího motoru



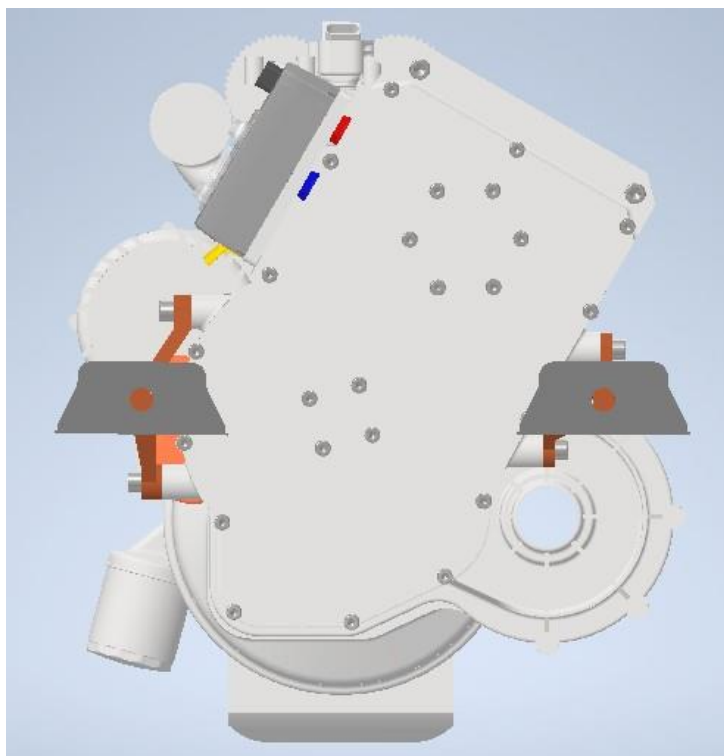
16 3D model



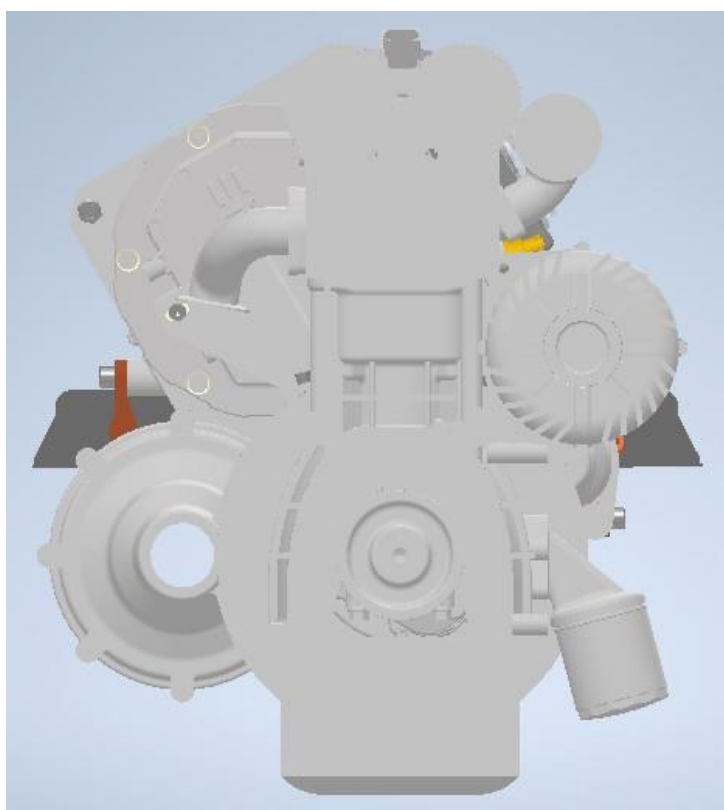
Obrázek 39 – Pohled zepředu



Obrázek 40 – Pohled zezadu



Obrázek 41 – Pohled zleva



Obrázek 42 – Pohled zprava



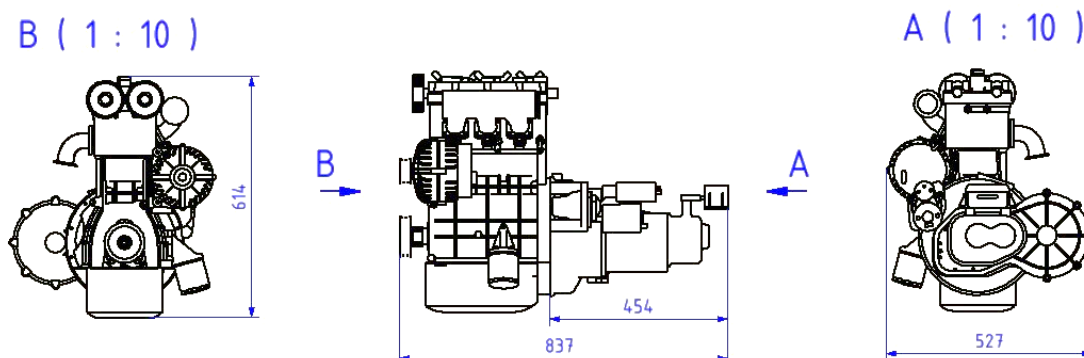
17 Závěr

Celý návrh hybridního agregátu se v zásadě odvíjí od rozhodnutí, jaký režim elektropohonu budeme od vozidla vyžadovat. To, jaké podmínky musí elektropohon zvládnout, má přímou návaznost na velikost elektromotoru a současně velikost elektromotoru nás následně omezuje v možnostech umístění do vozu (volba kategorie P0-P4).

V návrhu jsme požadovali plný hybrid, který zvládne městský provoz na elektrický proud a mimo město se bude pohybovat pomocí původního spalovacího motoru. Tento požadavek je poněkud náročný právě kvůli velikosti elektromotoru. Zabudovaný elektromotor má maximální výkon větší než původní spalovací jednotka. Stáli jsme tedy před otázkou, zda lze do vozidla, jež původně nebylo konstruováno pro hybridní pohon, zastavět elektromotor s podobnými vlastnostmi jako originální zážehový motor.

V prospěch elektrických točivých strojů přispívá fakt, že při stejném výkonu mají mnohdy vyšší a lepší průběh momentu a zároveň mají menší velikost než konvenční spalovací motory.

Pro hybridizaci jsme zvolili zážehový motor 1.2 HTP ve spojení s pětistupňovou manuální převodovkou 02T z vozu Škoda Fabia. Z modelu tohoto agregátu (Obrázek 43) jsme zjistili základní rozměry, které musíme dodržet, aby koncepci bylo možné umístit do motorového prostoru.



Obrázek 43 – Rozměry původního agregátu

Finální verze aplikované varianty P3 má elektromotor uložený nad převodovou skříň a skrze ozubená soukolí je připojen k výstupní hřídeli převodovky. Celý propojovací mechanismus je umístěn místo krycího víčka pátého rychlostního stupně (resp. soukolí). Výkres s vyznačenými rozměry je přílohou této práce.

Kvůli dodržení rozměrů, zejména výšky a prostoru pro ovládací prvky převodovky, musí být EM naklopen o 35° od svislé osy spalovacího motoru. Vlivem změny krycího víčka



převodové skříň bylo odstraněno původní uložení motoru. Přepřepování uložení závisí na konstrukci motorového prostoru a polohy nosníků. Informace o tomto uspořádání nemáme, a proto jsme navrhli teoretické řešení, které se musí dále dopracovat. S uložení v motorovém prostoru dále souvisí i přemístění původní 12 voltové baterie v jejímž místě se nyní nachází elektromotor. Možná kolize připadá také s brzdovým válcem a posilovačem brzd. Pro přesnější uložení je potřeba vytvořit model motorového prostoru se všemi komponenty, které by mohly ovlivnit vestavbu.



18 Přílohy

18.1 Obrázky

Obrázek 1 – Lohner Mixte [34]	12
Obrázek 2 – Audi Duo [33]	13
Obrázek 3 – SSM sériově buzený [8]	14
Obrázek 4 – SSM s cizím buzením [8]	14
Obrázek 5 – Schéma sériového hybridního pohonu	17
Obrázek 6 – Schéma paralelního pohonu	18
Obrázek 7 – Schéma sériově-paralelního uspořádání	19
Obrázek 8 – Schéma P0	21
Obrázek 9 – Schéma P1	21
Obrázek 10 – Schéma P2	22
Obrázek 11 – Schéma P3	22
Obrázek 12 – Schéma P4	23
Obrázek 13 – Řemenový převod	24
Obrázek 14 – Schéma soukolí	26
Obrázek 15 – Spojka Jawa typ 23	27
Obrázek 16 – Schéma hydrodynamické spojky [19]	28
Obrázek 17 – Schéma planetové převodovky	30
Obrázek 18 – Schéma převodovky TRW [23]	30
Obrázek 19 – Schéma Power splitu [23]	32
Obrázek 20 – Řemen Van Doorne [31]	34
Obrázek 21 – Řemenové CVT [23]	34
Obrázek 22 – Toroidní CVT DAF 600 [32]	35
Obrázek 23 – Torotrak IVT [23]	35
Obrázek 24 – Schéma P4	36
Obrázek 25 – Schéma prvního návrhu	37
Obrázek 26 – Odvození traťového odporu	39
Obrázek 27 – Schéma připojení k poloose	41
Obrázek 28 – Schéma převodů 02T	45
Obrázek 29 – Schéma propojení	52
Obrázek 30 – Napojení planetové převodovky	53
Obrázek 31 – Propojení vloženým kolem	54
Obrázek 32 – Propojení pomocí předlohy hřídele	55
Obrázek 33 – Kolo nasazeno na hřídeli EM a opřeno v ložisku	56
Obrázek 34 – Kolo usazeno ve skříní s vnějším drážkováním	57
Obrázek 35 – První návrh zubové spojky	58
Obrázek 36 – Druhý návrh zubové spojky	59
Obrázek 37 – Prostor nad synchronizovanou spojkou 5 stupně	59
Obrázek 38 – Rozpad skříně mechanismu	63
Obrázek 39 – Pohled zepředu	67
Obrázek 40 – Pohled zezadu	67
Obrázek 41 – Pohled zleva	68
Obrázek 42 – Pohled zprava	68
Obrázek 43 – Rozměry původního agregátu	69



18.2 Grafy

Graf 1 – Závislost momentu na otáčkách [8]	15
Graf 2 – Režimy převodovky TRW [23]	31
Graf 3 – Pilový diagram.....	33
Graf 4 – Výkonová charakteristika motoru 1.2-47 kW [29]	46
Graf 5 – Charakteristika pohonu spalovacího motoru.....	47
Graf 6 – Účinnost elektromotoru [28]	48
Graf 7 – Výkonová charakteristika EM [28]	50
Graf 8 – Charakteristika pohonu elektromotoru	51
Graf 9 – Porovnání charakteristik elektrického a spalovacího motoru	66

18.3 Tabulky

Tabulka 1 – porovnání parametrů jednotlivých variant	20
Tabulka 2 – Porovnání jednotlivých konstrukcí	23
Tabulka 3 – Hodnoty součinitele vlivu rotačních částí [24]	38
Tabulka 4 – Součinitele valivého odporu [25]	39
Tabulka 5 – Nutné výkony vozidla	42
Tabulka 6 – Nutné výkony pro zatížené vozidlo	42
Tabulka 7 – Rozdíl výkonů	42
Tabulka 8 – Převodové poměry 02T [29].....	46
Tabulka 9 – Součinitele adheze [30]	49
Tabulka 10 – Dovolené tlaky ve spojení	60
Tabulka 11 – Únosnosti rovnobokého drážkování	60



19 Bibliografie

- [1] Emise skleníkových plynů ČR. In: *Fakta o klimatu* [online]. Brno: faktaoklimatu, 2023 [cit. 2023-07-03]. Dostupné z: <https://faktaoklimatu.cz/infografiky/emise-cr>
- [2] EU ban on the sale of new petrol and diesel cars from 2035 explained. In: *European Parliament* [online]. 2023 [cit. 2023-07-03]. Dostupné z: <https://www.europarl.europa.eu/news/en/headlines/economy/20221019STO44572/eu-ban-on-sale-of-new-petrol-and-diesel-cars-from-2035-explained>
- [3] Rozhovory. In: *ITradeNews* [online]. Praha: Antecom, 2021 [cit. 2022-10-10]. Dostupné z: <https://itradenews.cz/rozhovory/1072/budoucnost-automotive-je-v-rozumnem-vyvazeni-alternativ-shoduji-se-predni-odbornici>
- [4] HORČÍK, Jan. Historie hybridních aut, 1. díl. In: *Hybrid.cz* [online]. Brandýs nad Labem: Chamanne s.r.o, 2009 [cit. 2022-12-21]. Dostupné z: <https://www.hybrid.cz/historie-hybridnich-aut-1-dil/>
- [5] HORČÍK, Jan. Historie hybridních aut, 2. díl. In: *Hybrid.cz* [online]. Brandýs nad Labem: Chamanne s.r.o, 2009 [cit. 2022-12-21]. Dostupné z: <https://www.hybrid.cz/historie-hybridnich-aut-2-dil/>
- [6] HORČÍK, Jan. Historie hybridních aut, 3. díl. In: *Hybrid.cz* [online]. Brandýs nad Labem: Chamanne s.r.o, 2009 [cit. 2022-12-21]. Dostupné z: <https://www.hybrid.cz/historie-hybridnich-aut-3-dil/>
- [7] DC motor, how it works. In: *Magnetic innovations* [online]. The Netherlands [cit. 2022-10-17]. Dostupné z: <http://www.magneticinnovations.com/faq/dc-motor-how-it-works/>
- [8] KAMEŠ, Josef. *Hybridní a elektrický pohon automobilů*. 2.Vydání. Praha, 2015. ISBN 2013-11-14-1.
- [9] VLK, František. *Alternativní pohony motorových vozidel*. 1.Vydání. Brno: František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1602-5.
- [1] MORĀKUS, Josef. Hybridní pohony 2020. In: *Studium.fs.cvut.cz* [online]. Praha, 2020 [cit. 2022-0] 11-21]. Dostupné z: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211150_HP/Hybridn%c3%ad%20pohony%2020/
- [1] HUSAIN, Iqbal. *Electric and hybrid vehicles: design fundamentals*. 1.Title. Boca Raton: CRC 1] Press, 2003. ISBN 08-493-1466-6.
- [1] What Is The Difference Between Micro, Mild, Full And Plug-In Hybrid Electric Vehicles. In: *X-2] engineer* [online]. [cit. 2022-10-25]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/micro-mild-full-hybrid-electric-vehicle/>
- [1] Types Of Mild Hybrid Electric Vehicles (MHEV). In: *X-engineer* [online]. [cit. 2022-11-17]. 3] Dostupné z: <https://x-engineer.org/mild-hybrid-electric-vehicles-mhev-types/>



- [1] ŠVEC, CSC, Doc. Ing. Vladimír. *Části a mechanismy strojů - Mechanické převody*. Praha: 4] Vydavatelství ČVUT, 2003.
- [1] *Řemenové převody*. Opava, 2012. Vzdělávací materiál. Střední škola průmyslová a umělecká. 5]
- [1] *Řetězové převody*. Opava, 2012. Vzdělávací materiál. Střední škola průmyslová a umělecká. 6]
- [1] *Převody a mechanismy*. Brno, 2013. Vzdělávací materiál. Vyšší odborná škola technická Brno. 7]
- [1] *Části strojů: 1.svazek*. 5. vydání. Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03-000-46-7. 8]
- [1] CHAURA, Václav. *MODERNÍ TECHNOLOGIE NÁVRHU A VÝROBY TŘECÍCH LAMELOVÝCH SPOJEK*. Brno, 2015. Bakalářská práce. Vysoké technické učení v Brně. Vedoucí práce Ing. Jan Fojtášek. 9]
- [2] KOLÁŘ, Josef. Dopravní technika. In: *Studium.fs.cvut.cz* [online]. Praha: ČVUT, 2019 [cit. 2022-12-20]. Dostupné z: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211130_DT/
- [2] Převodovka. In: *Techmania.cz* [online]. Plzeň: Techmania, 2007 [cit. 2022-12-20]. Dostupné z: 1] http://edu.techmania.cz/cs/katalog/inzenyr/2232/prevodovka?view_gf_cilove_skupiny=73
- [2] Automatické převodovky. In: *Autonoto* [online]. Praha: Autonoto, 2016 [cit. 2022-12-20]. 2] Dostupné z: <https://autonoto.cz/magazin/automaticke-prevodovky-iii-typy/>
- [2] MILLER, John M. *Propulsion Systems for Hybrid Vehicles*. Paperback Edition. United Kingdom: 3] Lightning Source UK Ltd., 2008. ISBN 978-0-86341-915-7.
- [2] VALA, Miroslav a Miroslav TESAŘ. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. 1. Vydání. Pardubice: 4] Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-719-4503-X.
- [2] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory : hnací charakteristika : brzdění : 5] odpruženost : říditelnost, ovladatelnost : stabilita*. 1. Vydání. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [2] *Realizace staveb pozemních komunikací*. In: . Praha: Ředitelství silnic a dálnic, 2016, ročník 6] 2016, číslo 9. Dostupné také z: <https://www.rsd.cz/technicke-dokumenty/smernice-a-pokyny-pro-vystavbu#zalozka-smernice-a-prikazy>
- [2] EV West. In: *EV West* [online]. California: EV West, 2014 [cit. 2022-12-19]. Dostupné z: 7] https://www.evwest.com/catalog/product_info.php?cPath=8&products_id=286&osCsid=6df6b596adfca1d5852a974f06ca48e9
- [2] Datasheet 205W-08020-ABC. In: *Electric drive engineering* [online]. Perth: 8] electricdriveengineering.com.au [cit. 2023-03-24]. Dostupné z: https://electricdriveengineering.com.au/wp-content/uploads/2021/02/ENGIRO_Datasheet_205W_08020_ABC_V004.pdf



- [2] CEDRYCH, Mario René a Jiří SCHWARZ. *Automobily Škoda Fabia: Fabia, Fabia Combi, Fabia 9] Sedan*. 3., rozš. vyd. Praha: Grada, 2003. ISBN 80-247-0656-3.
- [3] MIKULEC, Roman. *SYSTÉMOVÉ SROVNÁNÍ MĚŘENÍ ADHEZE VOZOVKY*. Brno, 2015. Diplomová práce. Vysoké technické učení v Brně. Vedoucí práce Stanislav Tokař.
- [3] *Design and Performance Study of Continuously Variable Transmission (CVT)*. 2017, . ISSN 1] 2278-0181.
- [3] HOW IT WORKS: CVT. In: *Classics world* [online]. United Kingdom: Matt Bell, 2019 [cit. 2022-2] 11-28]. Dostupné z: <https://classicsworld.co.uk/guides/how-it-works-cvt/>
- [3] Hybridní systémy pro pohon automobilů. In: *Oenergetice.cz* [online]. 2015 [cit. 2022-12-21]. 3] Dostupné z: <https://oenergetice.cz/elektromobilita/hybridni-systemy-pro-pohon-automobilu>
- [3] Lohner-Porsche Mixte. In: *Butzi.cz* [online]. [cit. 2022-12-21]. Dostupné z: 4] <http://www.butzi.cz/porsche/modely/lohner-porsche-mixte.html>