



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Stupňová převodovka pro elektromobil
Stepped transmission for electric vehicle**

Diplomová práce

2023

Bc. Martin Ledvinka

Studijní program: N0716A270001 Dopravní a transportní technika

Specializace: Motorová vozidla

Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Kaněra

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem „Stupňová převodovka pro elektromobil“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kaněry, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Bc. Martin Ledvinka

Poděkování

Chtěl bych především poděkovat panu Ing. Jaroslavu Kaněrovi za jeho obrovskou ochotu vždy poradit a za množství času, které mi věnoval. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině a přítelkyni, kteří mě po čas studia podporovali a bez kterých by to nikdy nezvládl.

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Martin LEDVINKA		
Název BP:	Stupňová převodovka pro elektromobil		
Anglický název:	Stepped transmission for electric vehicle		
Rok:	2023		
Studijní program:	N0716A270001 Dopravní a transportní technika		
Obor studia:	Motorová vozidla		
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel		
Vedoucí BP:	Ing. Jaroslav Kaněra		
Bibliografické údaje:	počet stran	75	
	počet obrázků	56	
	počet tabulek	17	
	počet příloh	3	
Klíčová slova:	převodovka, vícestupňová, planetová, elektromobil, simulace		
Keywords:	gearbox, multi-stage, planetary, electric car, simulation		

Anotace: Tato diplomová práce se zabývá návrhem stupňové převodovky pro elektromobil. První část práce obsahuje teoretický úvod do problematiky a řeší již vyráběných a koncepčních řešení převodovek pro elektromobily. Druhá část práce se zabývá návrhem zapojení planetové převodovky a výpočty s tím spjatými. V třetí, poslední části práce je zobrazeno, jak byla provedena simulace vozidla s navrženou planetovou převodovkou.

Abstract: This diploma thesis deals with the design of a Stepped transmission for electric vehicle. The first part of the thesis is a theoretical introduction to the issue and research of already produced and conceptual solutions of gearboxes for electric cars. The second part of the work deals with the design of the planetary gearbox and related calculations. In the third and last part of the work, it is shown how the simulation of the vehicle with the designed planetary gearbox was carried out.

Obsah

Úvod	2
1 Teorie převodovek v automobilové dopravě	3
1.1 Dělení řaditelných převodovek	3
1.1.1 Podle typu uspořádání	3
1.1.2 Podle způsobu řazení	6
1.1.3 Podle přerušování toku výkonu	7
1.1.4 Podle změny převodových stupňů	8
2 Převodovky EV	10
2.1 Rozdíly převodovek SM a EM	10
2.1.1 ŘVP u SM	10
2.1.2 ŘVP u elektromotorů	11
2.2 Koncepční řešení převodovek pro EV	12
2.2.1 Dvoumotorová vícestupňová převodovka bez přerušování toku výkonu	12
2.2.2 Dvoustupňová planetová převodovka	13
2.2.3 Vícestupňové automatizované převodovky	16
2.2.4 CVT	17
2.2.5 EVT	18
2.2.6 Manuální převodovka	19
2.3 Možnosti synchronizace EV	19
2.4 Hnací ústrojí EV	20
2.4.1 Komponenty	20
2.4.2 Uspořádání	21
3 Převodovky u sériově vyráběných EV	24
3.1 BMW – i8	24
3.2 Audi e-Tron	25
3.3 Jaguar I-PACE	26
3.4 Porsche Taycan	27
3.5 Formule E	28
3.6 Elektrické autobusy	28
3.7 Shrnutí rešerše	29

4	Návrh vlastního řešení	30
4.1	Technické parametry	30
4.2	Účinnost elektromotoru	32
4.3	Výpočet převodových stupňů	32
4.3.1	1. Převodový stupeň	32
4.3.2	2. převodový stupeň.....	33
4.3.3	3. převodový stupeň.....	34
4.3.4	Trakční charakteristiky	36
4.4	Schematický návrh převodovky.....	38
4.4.1	Návrh převodovky s 3 převodovými stupni	38
4.4.2	Návrh převodovky s 2 převodovými stupni	44
4.4.3	Účinnosti jednotlivých návrhů	45
4.4.4	Výběr schématického návrhu na základě účinnosti.....	58
4.4.5	Volba uspořádání a typu řadících členů zvoleného schématu.....	59
4.4.6	Smontovatelnost zvoleného zapojení	60
4.4.7	Třetí rychlostní stupeň	61
5	Simulace	62
5.1	Simulace převodovky	62
5.2	Simulace jízdních cyklů.....	63
5.2.1	Jízdní cykly.....	63
5.2.2	Výsledky simulací	64
	Závěr.....	69
	Seznam použité literatury	70
	Seznam obrázků.....	73
	Seznam tabulek.....	75

Seznam použitých veličin a jejich jednotek

v [km/h]	– rychlost vozidla
r_d [m]	– dynamický poloměr kola
n_{opt} [min ⁻¹]	– optimální otáčky motoru
m_v [kg]	– hmotnost vozidla
f [-]	– součinitel tření
ρ_v [kg/m ³]	– hustota vzduchu
S_x [m ²]	– čelní plocha vozidla
c_x [-]	– součinitel aerodynamického odporu
f_v [-]	– koeficient valivého odporu
ϑ [°]	– úhel sklonu vozovky
ω_k [rad/s ⁻¹]	– úhlová rychlost koruny
ω_p [rad/s ⁻¹]	– úhlová rychlost planety
ω_r [rad/s ⁻¹]	– úhlová rychlost unašeče
i_{kr}^p [-]	– převodový poměr z koruny na unašeč při zastavené planetě
n_s [-]	– počet článků zapojených v sérii
U_c [V]	– napětí článku
l_c [km]	– délka cyklu
C [Ah]	– kapacita baterie
SOC_S [-]	– míra nabití baterie na začátku cyklu
SOC_E [-]	– míra nabití baterie na konci cyklu

Úvod

Vozidla s elektrickým pohonem nejsou v naprosté většině případů vybavena řaditelnou vícestupňovou převodovkou. Na rozdíl od spalovacích motorů mají elektromotory již od nulových otáček maximální točivý moment, což umožňuje maximální možné zrychlení při rozjezdu, protože pohonný systém dosahuje maximální tažné síly již od nulových otáček. Naopak v oblasti maximálních otáček mají elektrické motory zpravidla maximální výkon, což teoreticky umožňuje dosahovat vysoké rychlosti. Z těchto důvodů není převodovka součástí běžných elektrických vozidel.

Neznamená to však, že se implementace převodovky do hnacího ústrojí elektromobilů nemůže vyplatit. Elektromotory mají různou účinnost při různých zatíženích v daných otáčkách. Pomocí převodovky je tedy možné udržovat motor v pásmu optimálních otáček a tím zaručit vyšší účinnost a s tím spojený dojezd vozidla.

Zakomponováním převodovky je také možné zlepšit jízdní vlastnosti vozu. Zatímco u běžných vozů jsou otáčky motoru při přenosu na kola redukovány pouze přes stálý převod, s využitím převodovky mohou být otáčky při rozjezdu redukovány výrazně vyšším převodem než při jízdě po dálnici. To zapříčiní vyšší moment na kolech při rozjezdu a tím zároveň vyšší akceleraci. Naopak při vysokých rychlostech není maximální rychlost vozu již omezena maximálními otáčkami motoru, nýbrž maximálním výkonem, což umožní dosáhnout vyšších maximálních otáček motoru a tím i vyšší max. rychlosti vozidla.

Pro demonstraci je v práci zvoleno konkrétní sériově vyráběné elektrické vozidlo, které není vybaveno převodovkou. Cílem práce je navrhnout převodovku pro toto vozidlo a nasimulovat jízdu vozidla se zakomponovanou převodovkou. Výsledky simulace prozradí, zdali se implementace převodovky vyplatí, či nikoliv.

1 Teorie převodovek v automobilové dopravě

V úvodu celé práce je podstatné popsat dělení a vysvětlit princip řaditelných vícestupňových převodovek (ŘVP) a jaké mají využití. ŘVP mají širokou škálu uplatnění, ale ne vždy se jejich využití vyplatí. Obzvláště ve spojení s elektromotory není jejich využití příliš běžné. Je proto třeba jasně určit jejich výhody a nevýhody, aby bylo možno vyhodnotit, zda se jejich užití vyplatí či nikoliv.

Celá práce se však zabývá tématem využití ŘVP, proto je nutné objasnit, jaké typy ŘVP se již v dnešní době využívají v elektromobilitě. Zároveň je důležité zmínit i ostatní typy převodových ustrojí elektromobilů, abychom mohli provést srovnání a vyhodnotit, který typ ŘVP je nejvhodnější.

1.1 Dělení řaditelných převodovek

Převodovky jsou jednou z nejdůležitějších součástí naprosté většiny motorových vozidel, což způsobilo jejich rozsáhlý vývoj a s tím i vyvinutí velkého množství typů. Protože se nacházejí ve vozidlech s různým využitím a velikostmi, musí splňovat různé požadavky. Aby tyto požadavky mohly splňovat, jejich konstrukce, způsob řazení i typ změny převodu se musí lišit. Pro jednotlivé kategorie je tedy zavedeno následující dělení [1]:

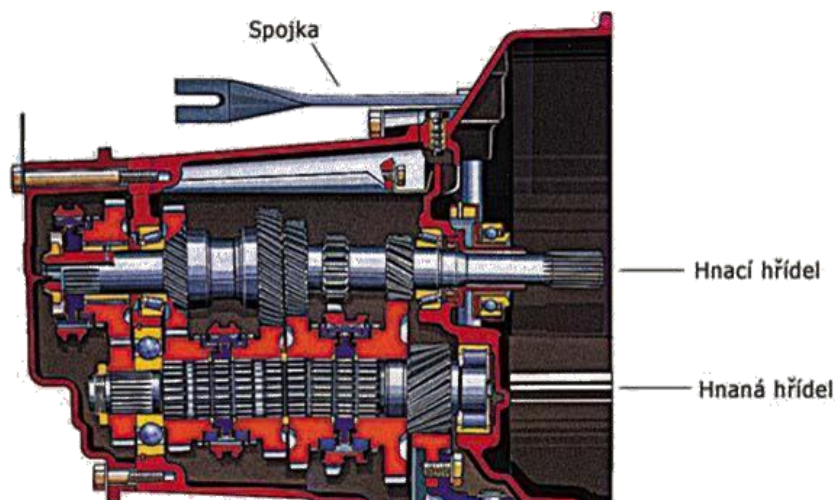
1.1.1 Podle typu uspořádání

Existuje mnoho způsobů, jak zkonstruovat převodovku. Konstrukce závisí na tom, kolik převodových stupňů je požadováno, jaký má být rozsah jednotlivých převodových stupňů a také na tom, jaké jsou mezní rozměry prostoru pro uložení převodovky.

a) Dvouhřídelové

Tento typ převodovky je tvořen pouze ze dvou rovnoběžně uložených hřídelů, na které jsou nasazena ozubená kola, viz Obrázek 1: Dvouhřídelová spojka [1]. První hřídel se nazývá hnací hřídel (hřídel blíže k motoru) a na něm jsou ozubená kola uložena na pevno. Druhý hřídel je hřídel hnaný (hřídel blíže ke kolům), na kterém jsou ozubená kola volně uložena společně se zubovými spojkami. Pomocí těchto spojek se uvedou do záběru správná dvě kola a tím se začnou otáčky motoru redukovat správným převodovým poměrem.

Samozejmě i těchto převodovek je mnoho typů a je tedy možné, že některé převodovky mají na hnacím hřídeli část kol uložených na pevno a část volně se zubovou spojkou. V takovém případě musí uložení kol odpovídat i na hřídeli hnaném, protože vždy musí být v záběru jedno kolo pevně uložené a jedno kolo ovládané spojkou.

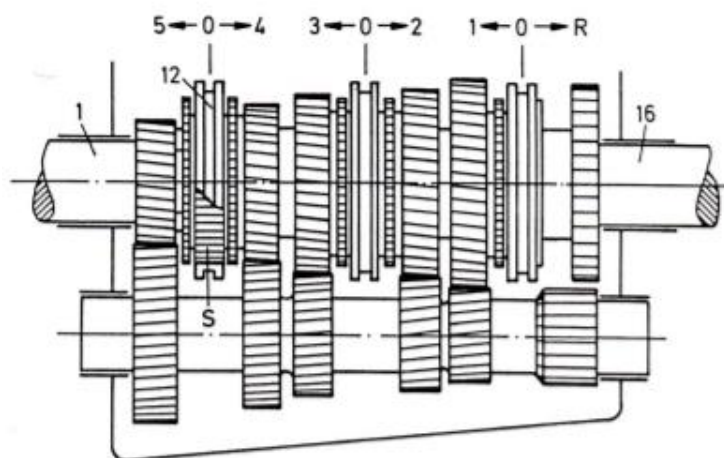


Obrázek 1: Dvuhřídelová spojka [1]

b) Tříhřídelové

Tříhřídelové převodovky se skládají, jak již z názvu plyne, ze tří hřídelů, z čehož dva jsou souosé a třetí je s nimi rovnoběžný, viz Obrázek 2. Dva souosé hřídele jsou stejné jako u dvouhřídelové převodovky (hnací a hnaný) a mají i stejné funkce. Třetím hřídelem je hřídel předlohový, který spojuje přes ozubená kola hnací a hnaný hřídel.

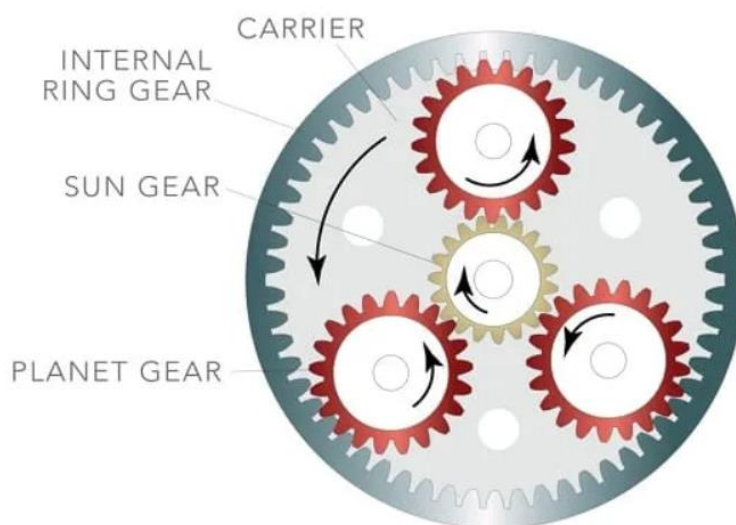
Uložení ozubených kol na jednotlivých hřídelích se může lišit, ale většinou je na hnaném hřídeli jedno kolo, které stále pohání předlohový hřídel a zbytek fungování je shodný s převodovkou dvouhřídelovou. Konstrukce s dvěma souosými hřídeli však umožňuje ještě jednu možnost zapojení tzv. „direkt“, kdy je přímo propojen hnaný a hnací hřídel. To způsobí, že na vstupu i na výstupu jsou stejné otáčky.



Obrázek 2: Tříhřídelová převodovka [2]

c) Planetové

Třetím typem jsou planetové převodovky. Jsou tvořeny planetovým soukolím, viz Obrázek 3, které se skládá ze čtyř základních součástí: centrální kolo (sun gear), satelity (planet gears), unašeč (planet carrier) a koruna (ring gear). Všechny součásti se točí kolem stejné osy. Jedinou výjimkou jsou satelity, jejichž osy jsou definovány unašečem satelitů.



Obrázek 3: Schéma planetového soukolí [3]

Planetové převodovky fungují na principu možnosti zabrzdění jednotlivých členů soukolí – koruny, unašeče satelitů nebo planety – čímž lze dosáhnout různých převodových poměrů. Hřídele dvou zbylých nebrzděných kol fungují jako vstup a výstup z převodovky. Zvláštním případem je propojení dvou libovolných částí soukolí, protože tím ztratí kola možnost se odvalovat a dochází k tomu, že se celé soukolí točí stejnými otáčkami a převod je tedy 1:1 (tzv. direkt).

Pokud se jedná o jednoduchou planetovou převodovku, obsahuje pouze jedno jednoduché planetové soukolí. V takovém případě je možné zařadit čtyři rychlostní stupně: [4]

- *1. rychlostní stupeň:* korunové kolo je brzděné, planetové kolo je vstupní a unašeč je výstupní člen – výrazný převod do pomala
- *2. rychlostní stupeň:* planetové kolo je brzděné, korunové kolo je hnací a unašeč je výstupní člen – nižší převod do pomala
- *3. rychlostní stupeň:* satelity jsou zabrzděny, celé soukolí je na pevně spojené – jedná se tedy o direkt – převod 1:1

- *Zpětný chod*: unášec je zabrzdění, centrální kolo je hnací a korunové kolo je výstupní člen

Pokud se však jedná o převodovku vícestupňovou, je zapotřebí sestava několika planetových soukolí. Výhodou takového typu soukolí je velmi kompaktní rozměr. Nevýhodou však je, že při tomto zapojení roste složitost celého mechanismu.

d) Ostatní (řetězové, řemenové, třecí, elektrické)

Existuje mnoho dalších typů převodovek, které jsou využívány v konkrétních případech, když „běžné“ typy převodovek nestačí. Tyto převodovky nevyužívají běžná ozubená kola. Místo nich využívají např. řetězová kola, řemenová kola, třecí kola atd. Každá z převodovek má své výhody a nevýhody, ale vzhledem k tomu, že nejsou tak běžně využívány v osobní automobilové dopravě, není třeba se všemi z nich zabývat v této práci dopodrobna.

1.1.2 Podle způsobu řazení

Rozlišují se dva základní typy řaditelných převodovek podle způsobu řazení jednotlivých převodových stupňů. Tyto dva typy jsou převodovky s manuálním řazením a převodovky s automatickým řazením. U různých typů automobilů se upřednostňují různé druhy řazení a zároveň různí řidiči mají různé preference. Proto se stále i v dnešní době využívají oba typy.

a) Manuální

Převodovky s manuálním řízením se vyznačují tím, že řidič vozidla musí ručně řadit mezi jednotlivými stupni. Zároveň je tento typ řazení obvykle spojován s manuálně ovládanou třecí spojkou.

To s sebou přináší několik výhod i nevýhod. Hlavní výhodou je, že řidič může řadit rychlostní stupeň podle svých potřeb, což umožňuje získat vyšší zrychlení a zároveň rychlejší reakci na dopravní situaci.

Naopak hlavní nevýhodou je to, že pokud řidič nemá dostatečné zkušenosti, může docházet ke špatnému odhadnutí okamžiku přeřazení. To může vést k předčasnému opotřebením různých součástí vozidla nebo ke snížení pohodlí jízdy. Zároveň manuální převodovka může pro některé snižovat komfort jízdy.

b) Automatické

V dnešní době čím dál více využívané automatické převodovky zajišťují řazení rychlostních stupňů bez potřeby vstupů od řidiče. Tento druh spojek je nejčastěji ve spojení s hydrodynamickým měničem.

Dříve se vyráběly hydraulicky ovládané automatické převodovky, kde bylo řazení ovládáno zejména velikostí odstředivé síly na výstupním hřídeli a polohou pedálu plynu. Tato varianta byla v dnešní době nahrazena především elektronicky ovládanými převodovkami, jejichž programovatelnost zajišťuje větší variabilitu. Převodovka tedy lépe dokáže reagovat na různé dopravní situace. Zároveň jsou v dnešní době velmi populární automatické převodovky, kde může řidič manuálně volit rychlostní stupeň.

1.1.3 Podle přerušení toku výkonu

Podle tohoto kritéria můžeme rozdělit převodovky na dvě skupiny. Na ty, u kterých je před řazením třeba převodovku odpojit od motoru a na ty, které mohou řadit i bez rozpojení od motoru.

a) Převodovky s přerušením toku výkonu

Výrazně frekventovaněji se stále vyskytuje tento typ převodovek. Před řazením je potřebné pomocí sešlápnutí pedálu rozpojit třecí spojku a tím umožnit přeřazení. Tento mechanismus se vyskytuje většinou u běžných hřídelových spojek, kde jsou při řazení využívány zubové spojky se synchronizačními kroužky, které synchronizují otáčky ozubeného kola s hřídelem.

Kdyby nedošlo k přerušení toku výkonu, tyto spojky by nemohly sesynchronizovat dva rotační pohyby a převodovka by tak nefungovala. Tento typ převodovek se většinou vyrábí v manuálním provedení.

b) Převodovky bez přerušení toku výkonu

Jedná se o typ převodovky, který je většinou spojen s automatickým řazením rychlostních stupňů. Je to z toho důvodu, že při řazení není třeba odpojit převodovku od hnacího ústrojí, což umožňuje snazší ovládání a zjednodušení části mechanismu. Většinou, když se hovoří o převodovce bez přerušení toku výkonu, jedná se buď o planetovou převodovku, o převodovku dvouspojkovou, nebo o převodovky s CVT (viz kapitola 1.1.4).

1.1.4 Podle změny převodových stupňů

Převodovky se obecně mohou rozlišovat na stupňové převodovky a převodovky s plynulou změnou převodu. Zatímco v evropských státech jsou nejběžnější stupňové převodovky, v asijských státech (hlavně na východě Asie) jsou velmi časté již zmíněné převodovky s plynulým převodem neboli variátory nebo také CVT převodovky (CVT = „Continuously variable transmission“).

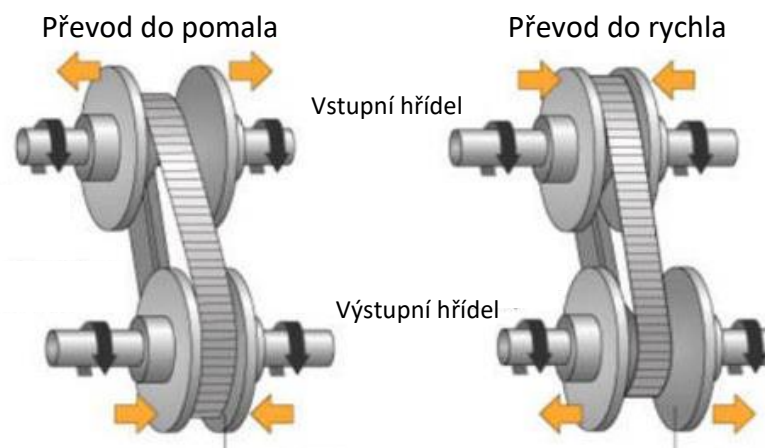
a) Stupňové převodovky

Jedná se o typ převodovek, kde je možné řadit mezi jednotlivými rychlostními stupni, které mají specifické převodové poměry. Převodové poměry jsou většinou dosaženy pomocí ozubených kol v různých uspořádáních (viz. podkapitola 1.1.1).

Jedná se o ověřený způsob, který je využíván už velmi dlouho a je tedy do značné míry optimalizovaný. Ozubená kola zaručují dlouhou trvanlivost, možnost přenosu velkých točivých momentů a nízkou cenu výroby. Velkou výhodou je zároveň to, že lze tyto převodovky vyrábět jak v manuálním, tak automatickém provedení. Naopak nevýhodami jsou například snížení komfortu při jízdě z důvodu přeřazování, omezený počet rychlostních stupňů (převodovka nemůže libovolně měnit provozní bod spalovacího motoru) nebo rozměrová náročnost mechanismu.

b) Plynulé převodovky (variátory)

Tento typ převodovek má pouze jeden rychlostní stupeň, který má ovšem proměnný převodový poměr. Této vlastnosti je dosaženo například pomocí řemene a dvou sad dvou kuželových kol, viz Obrázek 4. Zatímco jedna sada je na hnaném hřídeli, druhá je na hnacím a podle toho, jak se zvětšuje nebo zmenšuje vzdálenost mezi kuželovými koly, se mění převodový poměr. Zpětný chod u takového typu převodu



Obrázek 4: Plynulý převod [4]

je běžně zajišťován pomocí planetového soukolí na výstupním hřídeli. Existují i možnosti řešení tohoto typu převodovek – např. toroidní nebo hydrostatické variátory.

Výhod variátorů je mnoho. Mezi hlavní výhody patří možnost „nekonečného“ počtu převodových poměrů, což umožňuje optimální využívání motoru a s tím spojené lepší využití paliva. Další výhodou je například zvýšení komfortu. Tento mechanismus však přináší i řadu nevýhod. Těmi nejzávažnějšími jsou vysoká cena, rychlé opotřebení a možnost přenášet výrazně nižší kroutící momenty v porovnání s běžnou stupňovou převodovkou.

2 Převodovky EV

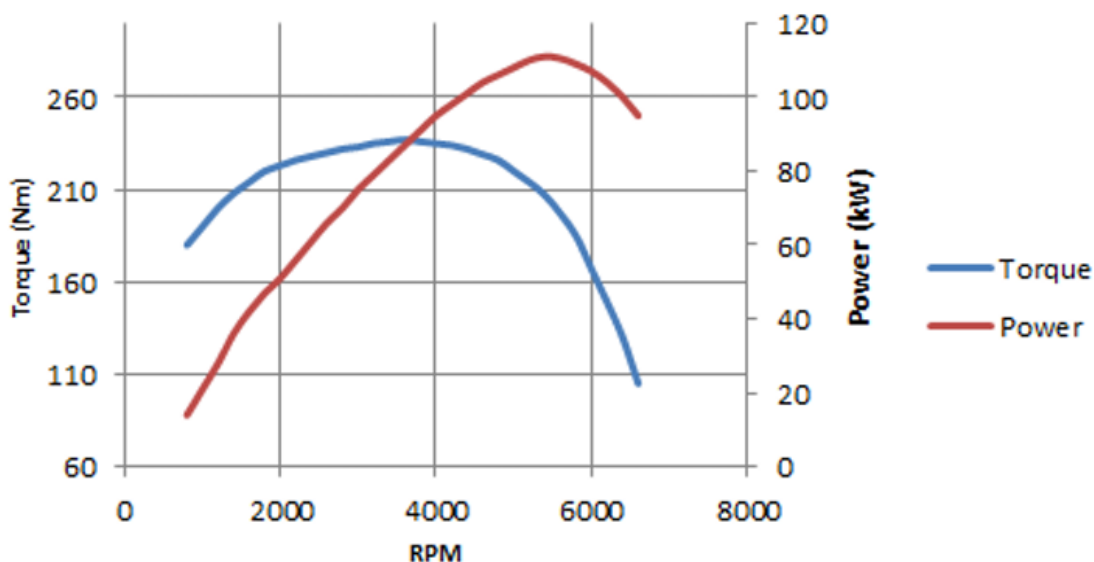
Je velmi důležité určit hlavní rozdíly mezi spalovacími motory (SM) a elektrickými motory (EM) a na základě těchto rozdílů specifikovat, jak by se měly lišit převodovky elektricky poháněných vozidel oproti klasickým převodovkám automobilů se SM. Protože se jedná o velmi diskutovanou tematiku dnešní doby, vzniká mnoho inovativních konceptů převodovek pro EV, které je také velmi důležité zmínit. Zároveň je nutné určit, jakými způsoby mohou být převodovky ovládané, protože využití EM otvírá nové možnosti, které dříve nebyly přístupné.

2.1 Rozdíly převodovek SM a EM

Převodovky zmíněné v kapitole 2.1 jsou obecné typy převodovek, které jsou v dnešní době vyráběny neohledně na to, zdali jsou určeny pro vozidla se SM nebo EM. Je proto tedy důležité určit zásadní rozdíly mezi SM a EM, aby bylo možno lépe pochopit, kde se využívají jaké technologie a proč.

2.1.1 ŘVP u SM

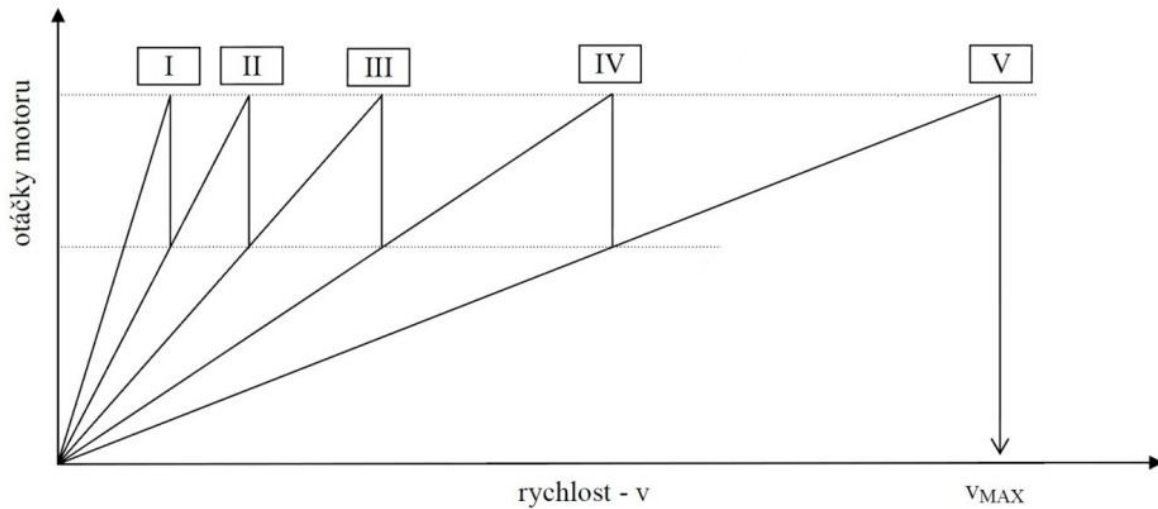
Většinou se ŘVP využívají v kombinaci se SM, neboť tyto motory mají výrazně vyšší závislost dodávaného výkonu na otáčkách, viz obr. 5. Z charakteristiky je zřejmé, že motor dodává maximální výkon v malém rozmezí hodnot otáček. Naopak při velmi nízkých a velmi vysokých otáčkách moment značně klesá.



Obrázek 5: Otáčková charakteristika SM [5]

Z této vlastnosti plyne, že aby motor pracoval co nejefektivněji, měl by se v ideálním případě stále pohybovat ve zmíněném rozsahu otáček. Právě pomocí vícestupňových převodovek je možné se tomuto ideálnímu případu alespoň přiblížit, viz pilový diagram na obr. 6. Motor

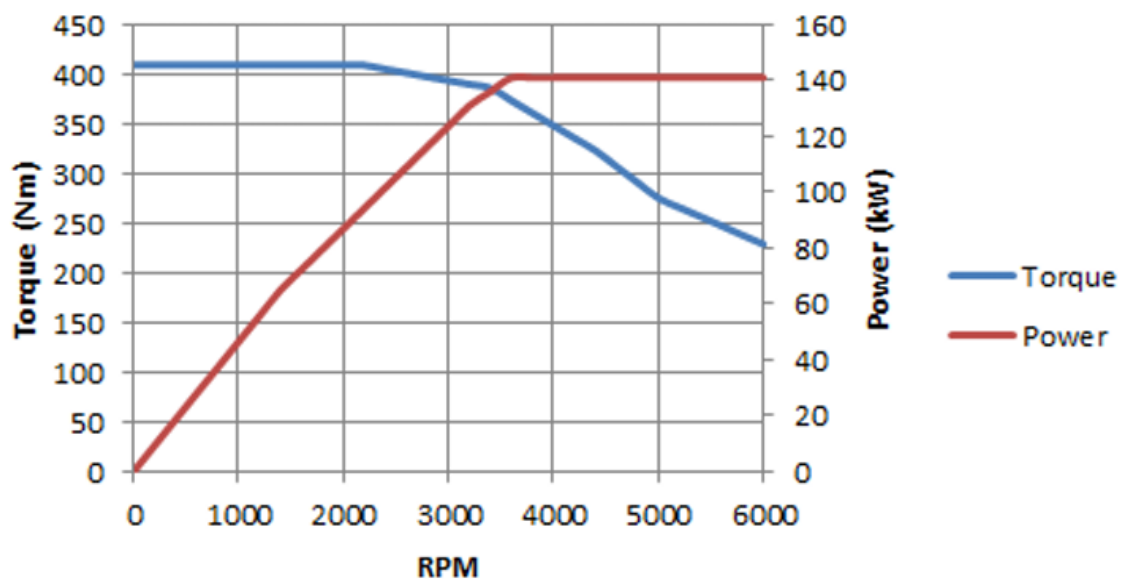
díky správnému řazení dodává maximální možný točivý moment jak při rozjíždění, tak při vyšších rychlostech, například při jízdě po dálnici.



Obrázek 6: Pilový diagram pětistupňové převodovky [6]

2.1.2 ŘVP u elektromotorů

ŘVP se dají využít i v kombinaci s elektromotory. Není to ale tak běžné, protože elektromotory v porovnání se SM mají velmi rozdílnou charakteristiku, viz obr. 7. Dokážou dodávat maximální moment již od nulových otáček. Tento moment jsou motory zároveň schopny udržet ve velké části užitečných otáček. Ve vyšších otáčkách už začíná dodávaný moment klesat, což pro běžná vozidla nepředstavuje problém, protože v těchto rychlostech není vyžadováno nijak výrazné zrychlování. V těchto rychlostech je zásadní spíše celkový dodávaný výkon, který je udržovaný na konstantní hodnotě od chvíle, kdy dosáhne svého maxima.



Obrázek 7: Otáčková charakteristika elektromobilu [5]

Není tedy většinou zapotřebí vícestupňová převodovka. Častěji se využívá stálý převod, který umožňuje využití menších motorů s menším kroutícím momentem, ale vyššími otáčkami. Běžně takovéto motory dosahují až 20 000 otáček za minutu. Existují i takové motory, které mají vyšší moment a nízké otáčky a nebyl by za potřeby ani stálý převod. Přesto se však většinou upřednostňují menší motory, které je snadnější do vozidla zakomponovat a které mají nižší hmotnost.

Přestože se v dnešní době vícestupňové převodovky u osobních elektromobilů využívají pouze zřídka, existuje několik vozidel od velkých automobilek (např. koncern VW/Porsche), které se s tímto řešením produkují. Většinou se vícestupňové převodovky v elektromobilitě využívají u automobilů s konkrétním zaměřením – nákladní vozidla, e-formule, sportovní automobily. Umožňují dosáhnout specifických požadavků, jako jsou například lepší zrychlení (u sportovních automobilů), dosažení většího momentu při nižších rychlostech (nákladní vozidla) nebo obecně efektivnější využití elektrické energie, což přináší levnější provoz a vyšší dojezd.

2.2 Koncepční řešení převodovek pro EV

Jak již bylo zmíněno, v dnešní době se zatím v naprosté většině sériových aplikací využívají u EV převodovky s jedním stupněm rychlosti (stálé převody) nebo převodovky dvoustupňové s čelním ozubením. Kvůli zvyšujícím se nárokům na efektivitu využití elektrické energie, tedy na dojezd a ekologii, je však třeba stále optimalizovat a vymýšlet nové způsoby zpřevodování elektromotorů.

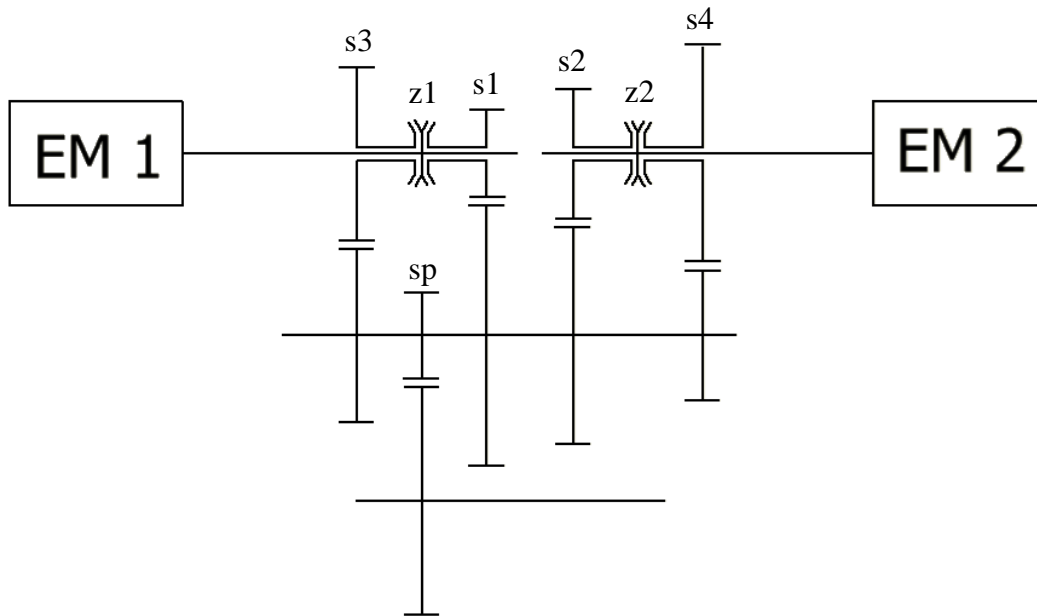
Díky popularitě tématu vzniká velké množství nových návrhů, jak co nejefektivněji takové převodovky konstruovat a ovládat. Některé z návrhů jsou zatím jen ve fázi konceptů, zatímco jiné jsou již realizovány, viz kapitola 4.

2.2.1 Dvumotorová vícestupňová převodovka bez přerušování toku výkonu

Tento koncept vícestupňové převodovky nevyužívá spojku pro přerušování toku výkonu při řazení mezi jednotlivými stupni. Namísto toho má dva motory, které fungují nezávisle na sobě a díky kompozici převodovky, viz obr. 8, jsou motory využívány k aktivní synchronizaci. Konkrétní stupně jsou řazeny pomocí dvou zubových spojek z1 a z2.

Rychlostní stupně převodovky jsou umístěny střídavě mezi motorem 1 a 2. Motor 1 pohání stupně liché (s1 a s3) a motor 2 pohání stupně sudé (s2 a s4). Princip řazení je takový, že zatímco je zařazen jeden stupeň, následující stupeň se již začíná řadit. Druhý motor (ne hnací) synchronizuje své otáčky s otáčkami kola daného stupně a tehdy může dojít k bezpečnému a plynulému přerazení. Pomocí tohoto principu je zajištěno plynulé přerazení bez znatelné pauzy v dodávaném výkonu. Na výstupu z převodovky je ještě zařazen stálý převod (sp) upravující výstupní moment a otáčky.

Kromě běžných módů hnacího ustrojí při kterých je zařazen pouze jeden rychlostní stupeň, je díky možnosti velmi přesného ovládání elektromotorů možné, aby byly zařazeny najednou dva rychlostní stupně. Konkrétně je možné zároveň zařadit kola s1 a s2, s3 a s2 nebo s3 a s4. Pouze společné zařazení s1 a s4 by mohlo být problematické, a to z důvodu nutnosti velkých rozdílů otáček obou elektromotorů. [9]



Obrázek 8: Dvumotorová vícestupňová převodovka bez přerušení toku výkonu

2.2.2 Dvoustupňová planetová převodovka

Planetové převodovky se nabízejí jako vhodné řešení pro vícestupňové převodovky elektromobilů z několika důvodů:

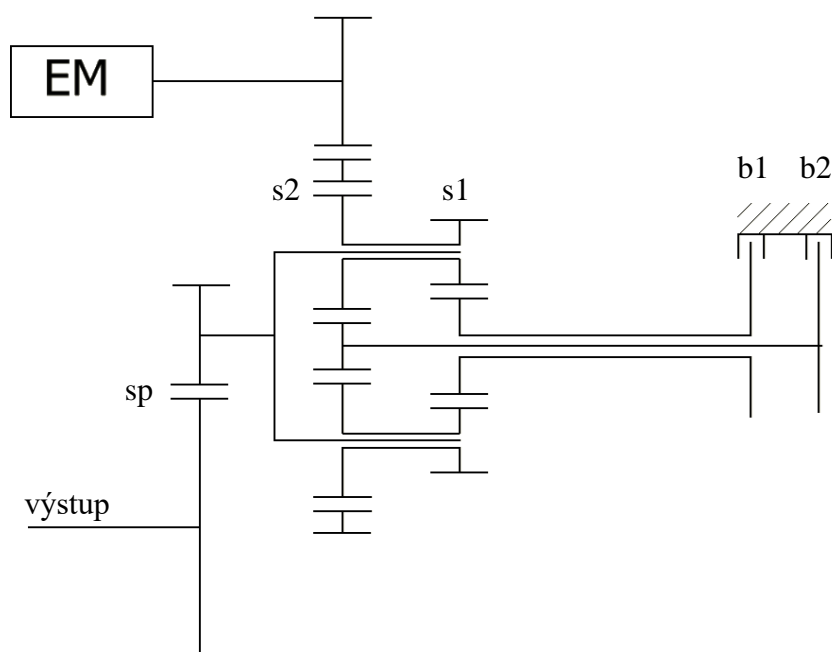
- vysoká účinnost až 97%
- nízká úroveň hluku
- malý zástavbový prostor
- schopnost přenášet vysoký kroutící moment

Účinnost je nejpodstatnějším benefitem, protože umožňuje zvýšit dojezd elektromobilů, což je jejich velký nedostatek. Ve většině případů se právě z důvodu balancování účinnosti vyplatí dělat převodovky dvoustupňové, protože mají optimální poměr zlepšení účinnosti, váhy, komplikovanosti a ceny.

Jeden z mnoha návrhů takového soukolí je vidět na následujícím obr. 9. Jedná se o převodovku, která využívá dvě brzdy b1 a b2 jakožto akční členy. Tyto brzdy ovládají planety soukolí s1 a s2. Pokud je zabrzděna brzda b1, potom dochází k redukci přes soukolí s1, které představuje první rychlostní stupeň. Při přeřazení na druhý rychlostní stupeň se

nejdříve rozpojí brzda b1. Následně elektromotor sesynchronizuje svou rychlost pro druhý rychlostní stupeň tak, aby rychlost planety soukolí s2 byla „nula“. Nakonec se již jen sepne brzda b2. Řadičí tabulka této převodovky viz tab. 1.

Jedná se tedy o převodovku, kde není třeba spojka k přerušení toku výkonu a motor je zároveň využíván k aktivní synchronizaci. Díky aktivní synchronizaci dochází k aktivaci brzdy při nulové rozdílové rychlosti, čímž se snižují řadičí rázy. Nedochozí tedy k takovému opotřebení a prodlužuje se trvanlivost řadičího ustrojí. Otáčky a moment hřídele na výstupu jsou ještě převodovány stálým převodem sp. [10]



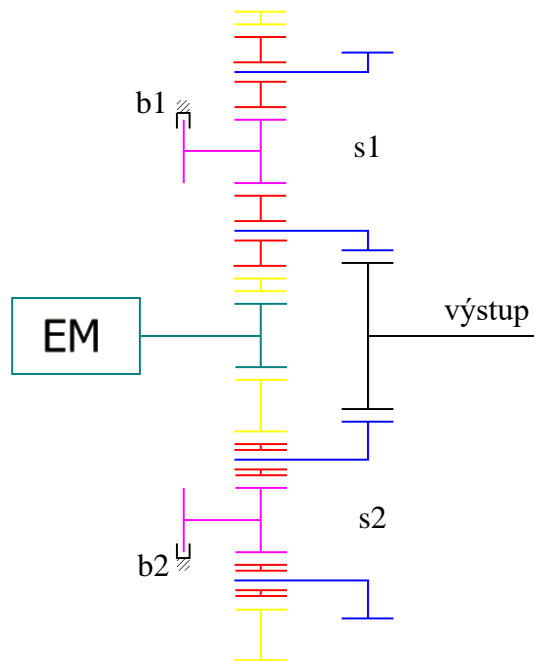
Obrázek 9: Dvoustupňová planetová převodovka

Tabulka 1: Zapojení řadičích členů převodovky z obr. 9

Rychlostní stupeň	Brzda b1	Brzda b2
I.	X	
II.		X

Další možnost dvoustupňové planetové převodovky je schematicky zobrazena na obr. 10. Skládá se ze dvou oddělených planetových soukolí (s1 a s2), která mají rozdílné převodové poměry. Ovládané prvky planetového soukolí jsou planety (fialově). V případě využívání prvního stupně je zabrzděna planeta tohoto soukolí pomocí brzdy b1, díky čemuž je možné přenášet přes toto soukolí moment.

V případě řazení na druhý rychlostní stupeň dojde k odbrzdění planety prvního soukolí. Následně dojde k synchronizaci otáček motoru a výstupního hřídele tak, aby otáčky planety druhého soukolí byly „nulové“ a mohlo tak dojít k jejímu zabrzdění přes zubovou spojku b2.



Obrázek 10: Dvoustupňová planetová převodovka

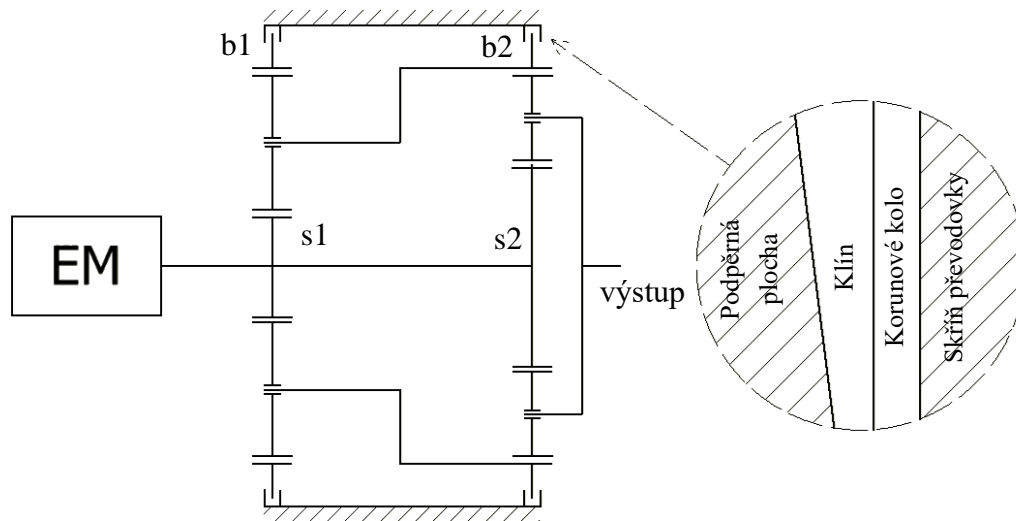
V obrázku jsou vyobrazeny jednotlivé komponenty různými barvami pro lepší přehlednost: koruny obou soukolí, satelity, planety, unašeče, výstupní hřídel, vstupní kolo. [10]

Tabulka 2: Zapojení řadících členů převodovky z obr. 10

Rychlostní stupeň	Brzda b1	Brzda b2
I.	X	
II.		X

Třetí možnost dvoustupňové planetové převodovky je specifická využitím klínové spojky pro zabrzdění korun soukolí. Díky vlastnostem klínu s malým úhlem skosené strany je možné získat velké třecí síly pomocí jen malé hnací síly. Tato vlastnost je praktická pro využití v elektromobilech z důvodu úspory energie vynaložené na sepnutí spojky. [11]

Převodovka je tvořena ze dvou planetových soukolí s1 a s2 viz. obr. 11, která mají planetová kola na společném hřídeli. Ten je zároveň výstupem z elektromotoru. Unašeč satelitů prvního soukolí je současně korunou druhého soukolí. Při zařazeném prvním rychlostním stupni je sepnuta brzda b1. Při řazení na druhý stupeň se brzda b1 rozpojí, dojde k aktivní synchronizaci otáček a sepne se brzda b2.



Obrázek 11: Dvoustupňová planetová převodovka s klínovou spojkou

2.2.3 Vícestupňové automatizované převodovky

Automatizované převodovky, nebo také robotizované převodovky, jsou z hlediska mechanického rozložení obdobné jako manuální převodovky. Hlavním rozdílem však je, že spínání spojky a řazení rychlostních stupňů je řízeno řídicí jednotkou (ŘJ) a servomotory. To umožňuje zvýšit rychlost řazení a hlavně zajistit, aby motor stále pracoval v nejefektivnějším pásmu otáček pro danou jízdní situaci. Tento mechanismus tedy poskytuje možnost využití konvenčních převodovek v elektromobilitě.

U elektromotorů je výhoda, že ŘJ může velmi precizně ovládat otáčky motoru, což umožňuje aktivní synchronizaci a nejsou tedy třeba synchronizační ani lamelové spojky. To umožňuje zjednodušení celkového mechanismu, ale naopak velmi zvyšuje požadavky na přesnost řízení elektromotoru. Zároveň musí být řízení co nejrychlejší, aby nedocházelo ke ztrátě toku výkonu a snižování pohodlí jízdy.

Příkladem takové převodovky je 4-rychlostní převodovka od společnosti Eaton. Jedná se o tříhřídelovou převodovku s čelními ozubenými koly s šikmým ozubením. Na rozdíl od běžných manuálních převodovek nepředchází převodovce spojka, protože je využívána aktivní synchronizace pomocí motoru. Zároveň na místo synchronizačních spojek uvnitř převodovky jsou použité zubové spojky.

První rychlostní stupeň má vysoký převodový poměr a slouží pro rozjezdy v kopcích a jinak náročných terénech. Druhý stupeň také slouží k rozjezdům, ale v mírnějších podmínkách. Testy převodovky prokázaly až třicetiprocentní úsporu energie v porovnání s hnacím ústrojím bez převodovky a až patnáctiprocentní úsporu v porovnání s 2-rychlostní převodovkou. [12]

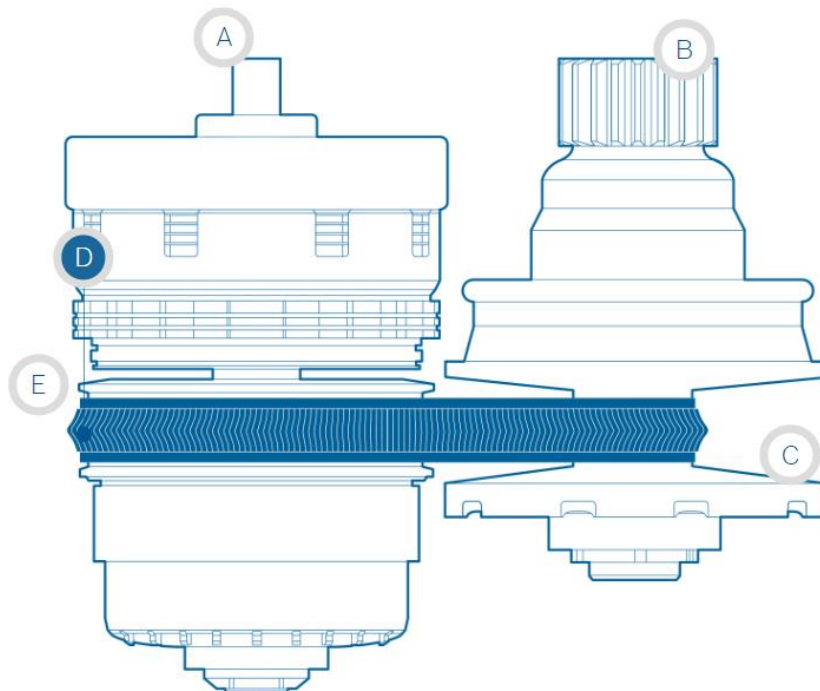
2.2.4 CVT

CVT (Continuously Variable Transmission) neboli převodovka s plynule měnitelným převodem, využívá v případě typu s klínovým řemenem místo ozubených kol třecí kuželové plochy na vstupním a výstupním hřídeli. Dále existují například toroidní variátory, hydrostatické variátory nebo řetězové variátory. Podrobnější informace v podkapitole 2.1.4.

CVT pro EV se výrazně neliší od běžných CVT pro ICE. Hlavním rozdílem je, že musí být stavěna na výrazně větší otáčky, aby umožnila využití menších motorů, které nemají takový moment, ale dosahují vysokých otáček. Další možností je využít předřadný redukční převod. V takovém případě je možné využít stejný variátor jako pro ICE, ale v zapojení dochází ke dvojí ztrátě účinnosti – na variátoru a na převodu.

Z hlediska maximálního výkonu a rychlosti umožňuje CVT dosáhnout vysokých hodnot, v porovnání s EV bez převodovek, nebo s dvoustupňovými převodovkami. Další výhodou je možnost využívat motor vždy v pásmu nejvyšší efektivity, protože řídicí jednotka může dosáhnout virtuálně jakéhokoli převodového poměru (v určitém rozsahu, daném konstrukcí zařízení). Z hlediska efektivity má však samotná převodovka svá negativa. Protože se principiálně jedná o třecí přenos výkonu, může docházet ke skluzu a tím ke ztrátě výkonu, přehřívání, poškození. Zároveň jsou CVT relativně složité a drahé na výrobu.

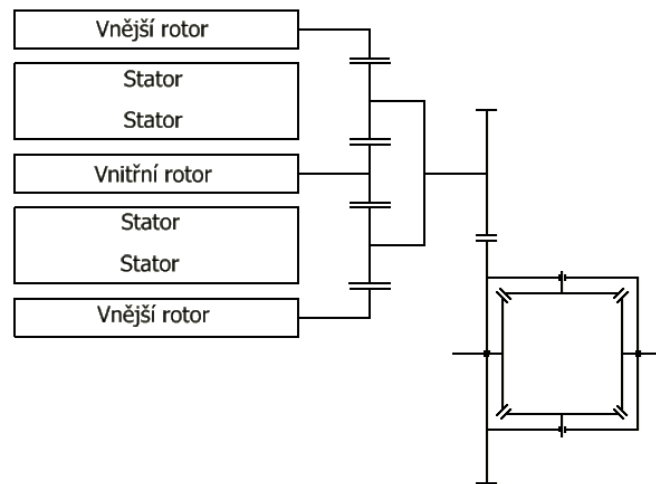
Jako příklad této převodovky je CVT4EV od společnosti Bosch viz. obr. 12. Převodovka využívá speciální řemen vyvinutý speciálně pro EV. Bosch udává, že převodovka umožní automobilům rychlou jízdu v terénu, a dokonce možnost tahání vozíku či jiných aut. [13]



Obrázek 12: CVT4EV, A – vstup od motoru, B – výstup na kola, C – sekundární třecí kužel, D – řemen, E – primární třecí plocha

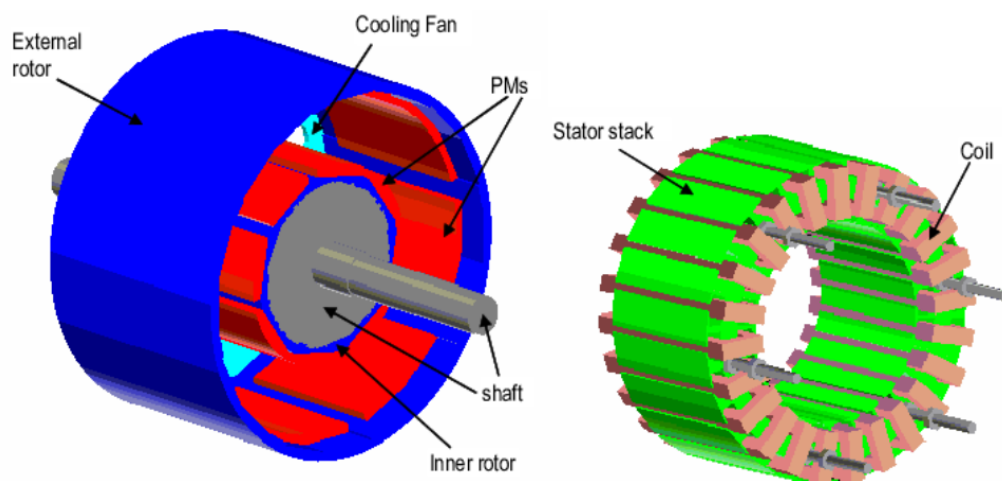
2.2.5 EVT

EVT (Electronically Variable Transmission) neboli převodovka s elektronicky proměnlivým převodem je převodovka, která využívá více motorů spojených přes planetové soukolí k docílení požadovaného převodového stupně. Jedná se o převodovku běžně využívanou u hybridních vozidel, např. Toyota Prius nebo nově traktory John Deere, protože umožňuje efektivnější využití spalovacího motoru. Ten může běžet na konstantní efektivní otáčky a pomocí elektrických motorů jsou upravovány výstupní otáčky z převodovky. Je však možné využít tuto převodovku i u EV.



Obrázek 13: EVT pro EV od UCAS

Na vývoji takové převodovky pracovala instituce UCAS. Vyvinula převodovku pro elektromotor s dvěma rotory, viz obr 13 a 14. Taková převodovka umožňuje pomocí nastavování otáček obou rotorů dosáhnout specifický převodový poměr. Vnější rotor je připojen ke koruně planetového soukolí, zatímco vnitřní rotor je připojen k planetě soukolí. Unášec satelitů je pak výstupem na kola. Tento mechanismus by bylo samozřejmě možné provést i pomocí dvou separovaných motorů. [14]



Obrázek 14: Elektromotor s dvěma rotory [16]

2.2.6 Manuální převodovka

Existuje několik EV, které imitují řízení vozidla s manuální převodovkou pomocí různých nastavení řídicí jednotky, která omezuje otáčky EM a jeho výkon tak, aby řidič měl pocit jako při řízení manuální převodovky. Nejedná se však o skutečné manuální převodovky.

Zatím jediná společnost, která využívá opravdovou manuální vícestupňovou převodovku u svých automobilů, je automobilka Jeep, která přišla s konceptem Jeep Magneto. Toto vozidlo zatím není vyráběno sériově, ale už existuje několik funkčních kusů. Vozidlo je určeno na jízdu v přírodě a po nezpevněných cestách. Právě proto je vhodné, aby řidič měl přímou kontrolu nad zařazeným převodovým stupněm, aby mohl vhodně přizpůsobit vlastnosti automobilu podle nadcházejícího terénu. Není však tak zásadní jako u automobilu s ICE, protože když nedojde k přeřazení, automobil stále může normálně fungovat, pouze nemá optimální moment a otáčky na kolech. Momentálně vůz využívá šestistupňovou převodovku z Dodge Hellcat, ale Jeep pracuje na vývoji převodovky konkrétně pro tento model [15].

2.3 Možnosti synchronizace EV

Elektromotory rozšiřují možnosti synchronizace díky možnosti velmi přesně kontrolovat otáčky motoru. Zatímco při řazení na běžných vícehřídelových převodovkách u automobilů s ICE se nejběžněji používají synchronizační spojky (třecí = pasivní princip synchronizace), elektromotory umožňují tzv. aktivní synchronizaci.

Aktivní synchronizace znamená, že při řazení může motor sesynchronizovat otáčky s kolem řazeného stupně. To umožňuje využití zubových spojek, zajišťuje menší opotřebení komponent a celkově efektivnější přeřazení. Toto řešení však vyžaduje složitý řídicí systém elektrického motoru, který navyšuje cenu automobilu.

2.4 Hnací ústrojí EV

Hnací ústrojí EV je komplikovaný systém, který se však dá rozdělit na dva subsystémy. Těmito subsystémy jsou elektrický subsystém obsahující baterie, měniče, kontrolní jednotku a elektrické motory a subsystém mechanický, jehož součástí jsou převodovka, reduktor, spojka, diferenciál a kola. Součástí každého EV musí být právě zmíněné komponenty, ale může se lišit jejich vzájemné uspořádání.

2.4.1 Komponenty

Různé EV mají různé komponenty, ale naprostá většina z nich je nezbytná k zajištění správného fungování vozidla. Tyto nezbytné komponenty lze řadit do dvou následujících skupin: [17]

a) Subsystém elektrický

- *Elektromotor* – Jedná se o součást, kde dochází k přeměně elektrické energie z baterie na energii mechanickou. Existuje obrovské množství druhů motorů, ale u EV jsou využívány hlavně následující typy: bezkartáčový stejnosměrný motor (BLDCM), synchronní motor s permanentními magnety (PMSM) a asynchronní motor (ACIM).
- *Baterie* – Baterie je součást, která slouží jako zdroj elektrické energie. U dnešních EV představuje zároveň součást, která nejvíce omezuje jejich využití. Nejběžnějším typem baterií u EV jsou lithium-iontové baterie, a to z toho důvodu, že dosahují vysoké hustoty energie, tudíž v sobě mohou uložit větší množství energie a zajistit tím tak větší dojezd. Zároveň jsou cenově dostupnější než velká část jiných baterií. Dalším typem jsou například baterie nikel-železné, které jsou sice bezpečnější a mohou dodávat větší výkon, ale zároveň jsou výrazně dražší a těžší.
- *Napěťový měnič* – Funkcí měničů je konvertovat stejnosměrný proud (DC) na střídavý proud (AC) a naopak. V EV se nacházejí jak DC-AC tak DC-DC měniče. DC-AC/AC-DC měniče se využívají hlavně při nabíjení jak přímo z nabíječky, tak při rekuperaci při brždění motorem. Dobíjecí napětí je dodáváno ve formě AC, zatímco nabíječky dokážou ukládat napětí pouze ve formě DC. Naopak na výstupu z baterie je měnič také potřebný v případě, že motor je poháněn AC (asynchronní motor na střídavý proud). DC-DC měniče se využívají v případě, kdy je pouze nutné změnit hodnotu napětí. Autobaterie v EV mají obvykle napětí ve stovkách voltů, ale napájecí napětí menších spotřebičů a pomocné baterie bývá 12V/48V a u elektromotorů se velikost napětí pohybuje běžně kolem 300V.

b) Subsystém mechanický

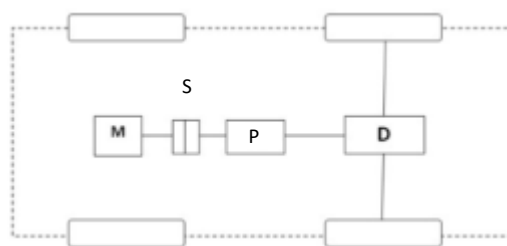
- *Převodovka* – Viz kapitola 2.
- *Reduktor* – Jedná se o stálý převod, jehož převodový poměr je větší než jedna a slouží ke snížení otáček a zvýšení momentu na kolech vozidla.
- *Spojka* – Součást, která zajišťuje odpojení převodovky od motoru, aby mohlo dojít k přerušení toku výkonu v případě, že převodovka neumožňuje řadit pod zatížením. Nachází se tedy pouze v hnacích ústrojích vozidel, které mají tento typ vícestupňové převodovky, a ne pouze reduktor.
- *Diferenciál* – Součást sloužící k rozdělení momentu z motoru buď na pravé a levé kolo nebo na přední a zadní nápravu podle jeho typu.
- *Kola* – Mechanická součást, které přenáší moment z motoru na vozovku pomocí tření.

2.4.2 Uspořádání

Existuje mnoho druhů hnacích ústrojí EV, která mají všechny svá pro a proti a většinou jsou výhodné pro konkrétní typy vozidel podle jejich účelu. [17]

a) Uspořádání se spojkou, převodovkou a diferenciálem

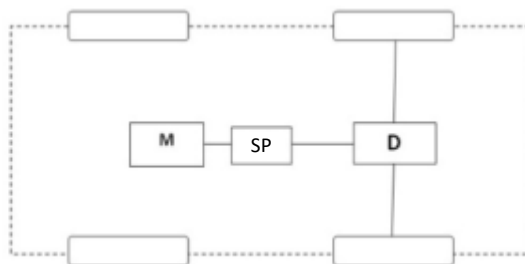
Jedná se o hnací ústrojí shodné s hnacím ústrojím automobilu s ICE, je možné tedy využívat i stejné převodovky. Spojka slouží k přerušení toku výkonu dále do hnacího ústrojí. Modifikace tohoto uspořádání by tedy nemusela být vybavena spojkou v případě převodovek bez přerušení toku výkonu. (M – el. motor, S – spojka, P – převodovka, D – diferenciál)



Obrázek 15: Uspořádání se spojkou, převodovkou a diferenciálem

b) Uspořádání se stálým převodem a diferenciálem

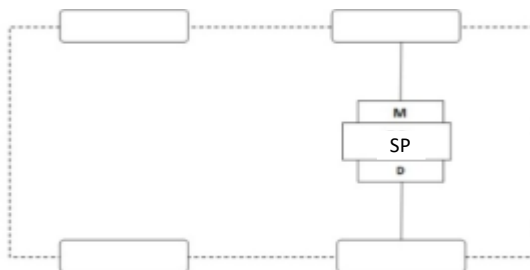
Na rozdíl od uspořádání a) je zde pouze stálý převod místo vícestupňové převodovky, což zjednodušuje celé ustrojí, protože není třeba řadit, a tedy ani není potřebná spojka. Zároveň toto uspořádání snižuje hmotnost a výrobní cenu vozu. (SP – stálý převod)



Obrázek 16: Uspořádání se stálým převodem a diferenciálem

c) Uspořádání s motorem s vestavěným převodem a diferenciálem

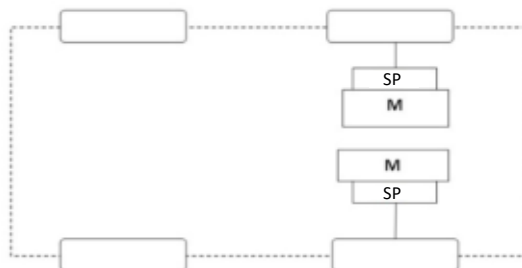
Co se komponent týče, jedná se o stejné uspořádání jako b). Je však rozdílné spojením komponent. Motor, převod i diferenciál jsou integrovány do pohonné jednotky, což je výrazně kompaktnější než předchozí uspořádání. Naopak je tato jednotka složitější na demontáž a konstrukci.



Obrázek 17: Uspořádání s motorem s vestavěným převodem a diferenciálem

d) Uspořádání s dvěma elektromotory a stálým převodem

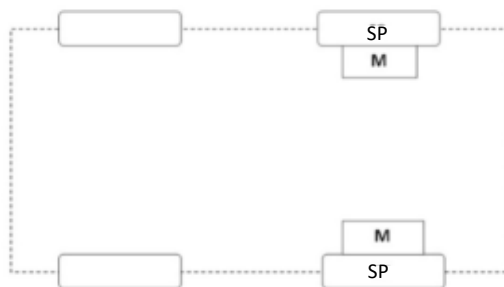
Toto uspořádání má dva motory. Každý z nich pohání jedno kolo, což nahrazuje funkci diferenciálu, který tak ve vozidle nemusí být. Pro správné fungování je třeba přesné elektronické řízení otáček obou motorů. Mezi kolem a motorem je zařazen stálý převod.



Obrázek 18: Uspořádání s dvěma elektromotory a stálým převodem

e) Uspořádání s motory přímo v kolech se stálým převodem

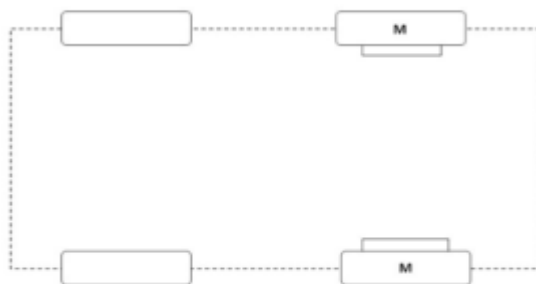
V tomto uspořádání jsou motor a stálý převod integrovány přímo do kola. Toto řešení zaprvé šetří místo a zároveň zkracuje cestu toku mechanické energie a tím odebírání zbytečné součásti a mechanické ztráty. Naopak vyžaduje složitější a kompaktnější pohonnou jednotku a zvyšuje hmotnost neodpružených hmot. To způsobuje nutnost zvýšení tuhosti pružin na nápravách a snížení pohodlí jízdy.



Obrázek 19: Uspořádání s motory přímo v kolech se stálým převodem

f) Uspořádání s motory přímo v kolech bez stálého převodu

Jedná se o stejné uspořádání jako v případě e), pouze zde není mezi kolo a motor zařazen stálý převod. Je v tomto případě tedy nezbytné využívat motory, které mají velmi nízké pracovní otáčky. Eliminace jakéhokoliv převodového mechanismu výrazně snižuje mechanické ztráty (bez ztrát v ozubení).



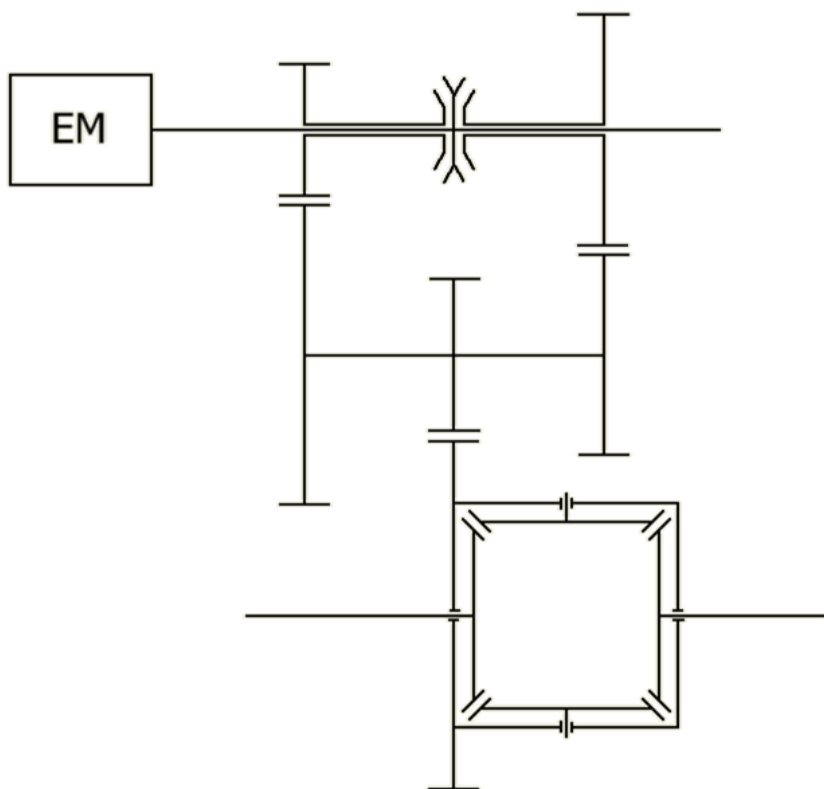
Obrázek 20: Uspořádání s motory přímo v kolech bez stálého převodu

3 Převodovky u sériově vyráběných EV

Nadále se tato práce omezí pouze na převodovky, které jsou využívány k převodování toku výkonu z elektromotorů. V této kapitole je zobrazen seznam některých vozidel, která již využívají nebo plánují využívat převodů hřídelových nebo planetových, a to jak ve víceústupňových převodovkách, tak v jednoduchých stálých převodech.

3.1 BMW – i8

BMW i8 s vývojovým označením I12 je hybridní automobil. Zadní náprava je poháněná výkonným tříválcovým benzínovým motorem s šestistupňovou automatickou převodovkou. Naopak přední náprava je poháněna elektromotorem s dvoustupňovou automatizovanou převodovkou. Schéma této dvoustupňové převodovky lze vidět na následujícím obr. 21.



Obrázek 21: Schéma dvoustupňové převodovky elektromotoru BMW i8

Na schématu lze vidět, že převodovka je propojena přes stálý převod přímo s diferenciálem, na kterém se rozděluje kroutící moment. Jedná se o běžnou dvouhřídelovou převodovku se synchronizační spojkou, s automatizovaným řazením. Řazení je však v tomto případě pouze nepřímé, protože řidič zvolí konkrétní mód jízdy a řídicí jednotka zařadí právě jeden rychlostní stupeň.

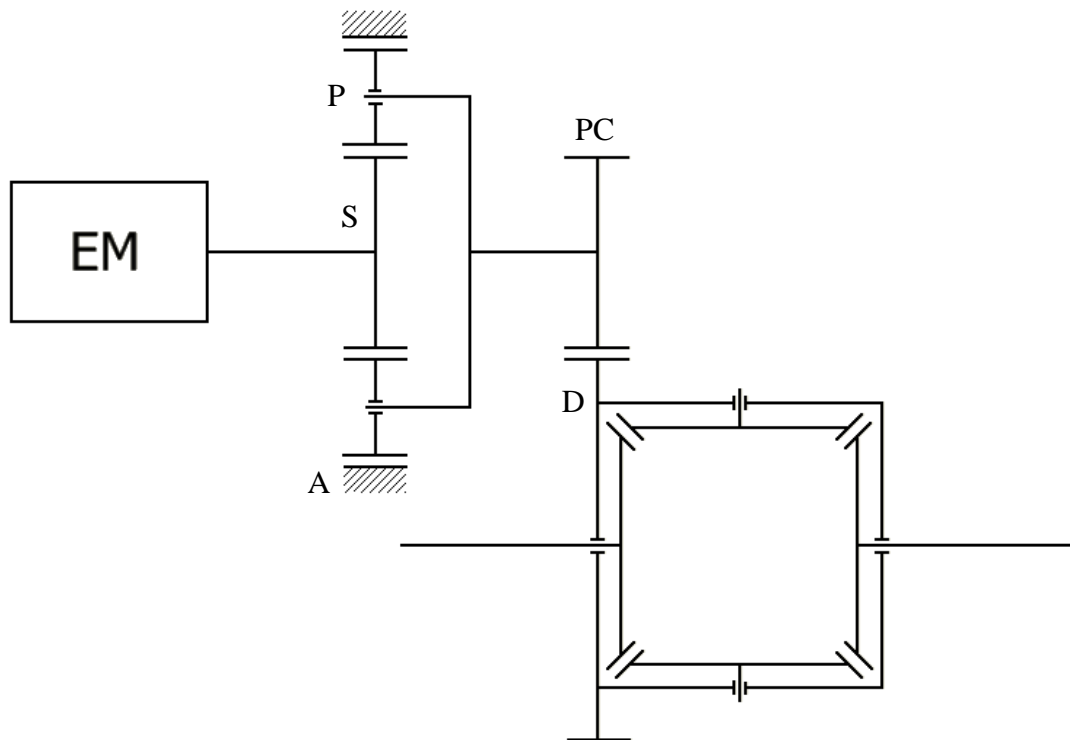
První rychlostní stupeň má převodový poměr 11,3 a je zařazen pouze v 1 ze 4 jízdních módů - „Max-eDrive“. V tomto módu vůz využívá výhradně elektromotor a má tak dojezd pouhých 37 km. Druhý rychlostní stupeň má nižší převodový poměr – 5,85. Tento stupeň je

zařazen ve všech ostatních jízdních módech (Comfort, EcoPro a Sport). V těchto módech slouží pouze jako dopomocný zdroj výkonu, a proto může mít nižší převodový poměr [7].

3.2 Audi e-Tron

Jedná se o jedno z prvních sériově vyráběných plně elektrických vozidel automobilky Audi, které má jednostupňovou planetovou převodovku. Konkrétně se jedná o planetovou převodovku viz obr. 22, která je přímo napojena na rozvodovku (stálý převod s diferenciálem). Elektrický motor přenáší točivý moment na planetové kolo (ve schématu značena písmenem S), které zabírá se satelity (P). Satelity jsou v záběru s korunou (A), která je napevno spojena s rámem převodovky. Tím je zajištěna první fáze převodu.

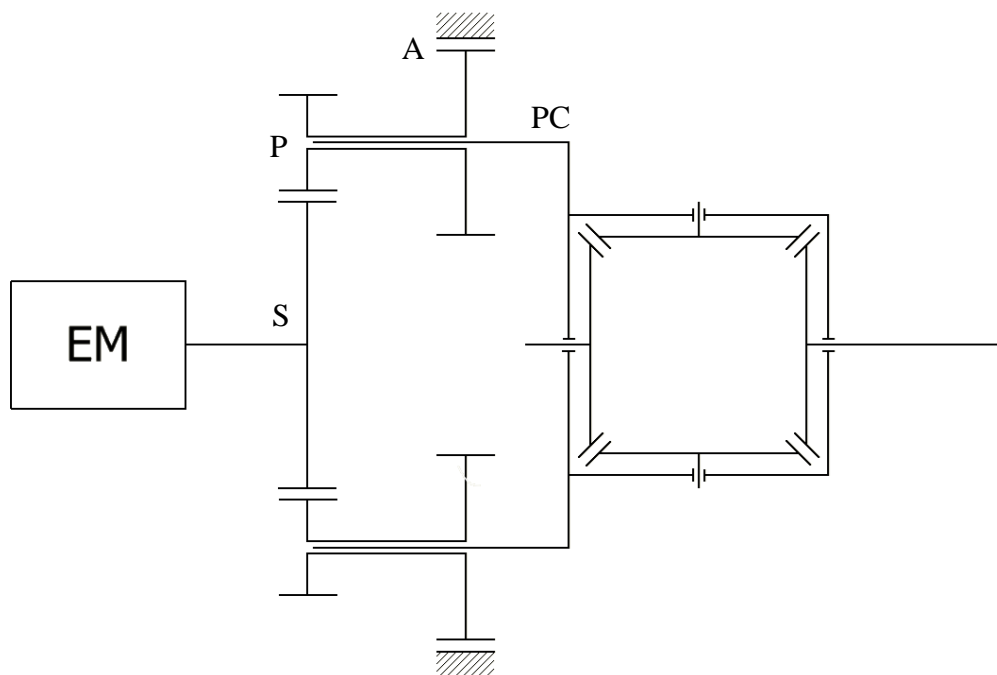
Druhá fáze převodu je zajištěna ozubeným kolem (PC), které je připevněno na unašeč satelitů. Toto kolo zabírá s unašečem diferenciálu (D). V těchto dvou fázích je dohromady docíleno finálního převodového poměru. Zároveň je pomocí diferenciálu rozdělen točivý moment na nápravě [8].



Obrázek 22: Schéma planetové převodovky Audi e-tron

3.3 Jaguar I-PACE

První plně elektrické SUV od výrobce Jaguar Land Rover využívá jednostupňovou planetovou převodovku viz. obr. 23, stejně jako Audi e-Tron. Zatímco převodovka Audi e-tron má odděleně planetové soukolí a diferenciál, u Jaguáru I-PACE je unašec satelitů integrován přímo do diferenciálu. [8]



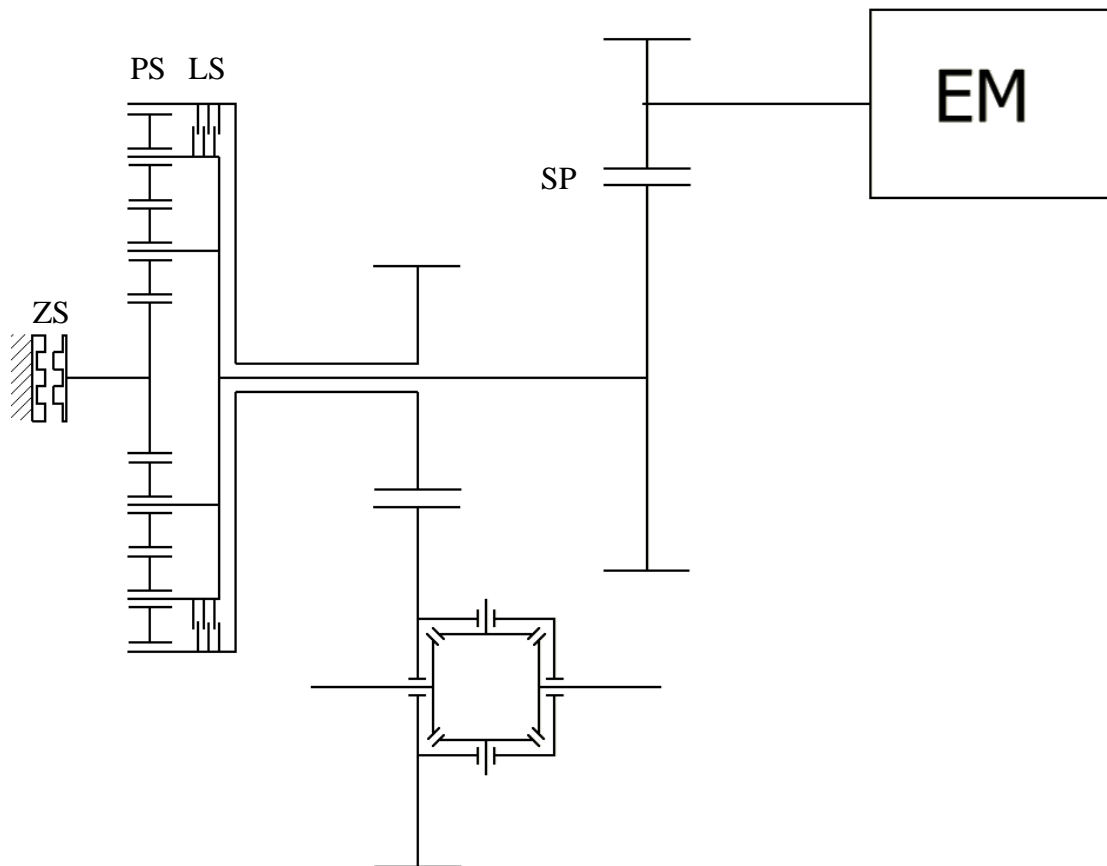
Obrázek 23: Schéma planetové převodovky Jaguar I-Pace

V převodovce modelu I-PACE je planetové kolo (S) na vstupu, unašec satelitů (PC) na výstupu a koruna (A) je napevno spojena s hliníkovou skříní převodovky. Díky tomuto zapojení je dosaženo požadovaného redukčního poměru 9,04:1. Zároveň se podařilo díky dvoustupňovému satelitu P1-P2 dosáhnout stejného převodu, jako kdyby byla spojena dvě běžná planetová soukolí. To zajišťuje poloviční počet záběrů soukolí a s tím spojené snížení mechanických ztrát.

3.4 Porsche Taycan

Porsche Taycan je jeden z mála sériově vyráběných elektromobilů, který má dvoustupňovou řaditelnou převodovku viz obr. 24. Vyrábí se převážně ve variantě pohonu na všechna čtyři kola (nově existují i varianty s pohonem zadní nápravy). Obě nápravy mají vlastní pohon s tím, že na zadní nápravě se nachází již zmíněná dvoustupňová převodovka a na přední nápravě je jen stálý převod.

První převod je uskutečněn pomocí stálého převodu (SP) v kombinaci s planetovým (PS) soukolím. V tomto režimu je sepnuta zubová spojka (ZS) a lamelová třecí spojka (LS) je rozpojena. Celkový redukční převodový poměr prvního stupně je 15:1. Při zařazení druhého převodového stupně dojde k přemostění planetového soukolí rozpojením zubové spojky (ZS) a sepnutím lamelové spojky (LS). Tok výkonu tak jde pouze přes stálý převod. V tomto případě je převodový poměr 8:1.



Obrázek 24: Dvoustupňová převodovka Porsche Taycan

První rychlostní stupeň je využíván pouze pro dodání vyššího kroutícího momentu při rozjezdu. Toto navýšení momentu je znát na velmi nízkém čase zrychlení z 0-100 km/h, pouhých 2,8 s. Naopak druhý stupeň, který je o něco nižší než v elektromobilech s jedním rychlostním stupněm (běžně bývá okolo 10:1), zajišťuje vysokou účinnost a delší dojezd. [20]

3.5 Formule E

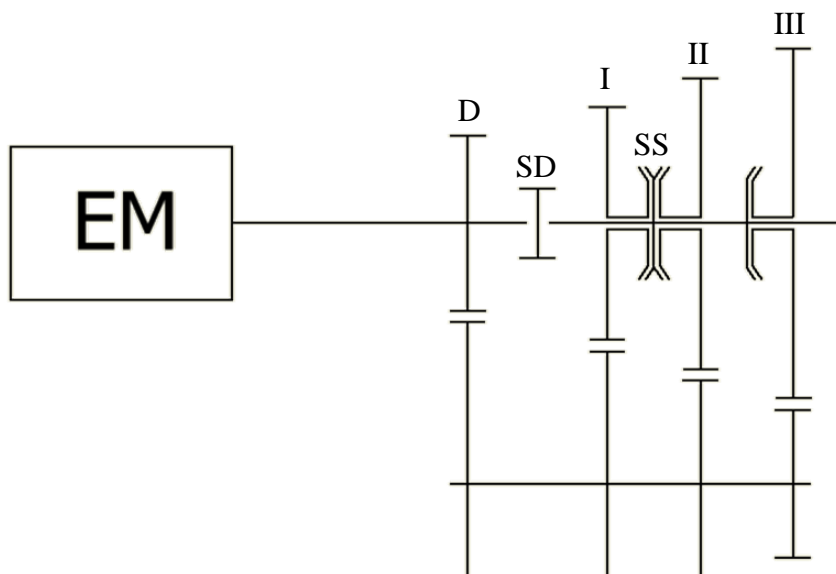
Jedná se specifickou kategorií závodních elektromobilů, které jsou vyvíjeny s jediným požadavkem – být co nejrychlejší. U těchto vozů se nehledí na cenu a ani na dojezd, naopak se konstruktéři snaží optimalizovat kapacitu baterií tak, aby dojezd elektromobilu dostal minimální rezervou na daný závod.

V prvních sezonách (2014-2015) auta využívala dokonce pětistupňovou převodovku, od které se však postupně odstoupilo. Od té doby se postupně přestoupilo nejdříve na čtyřstupňové a třístupňové převodovky a následně na jednostupňové převodovky, které v dnešní době používá většina závodních vozů. Je to z toho důvodu, že se podařilo optimalizovat momentová a výkonnostní vlastnosti motorů, takže není potřeba zvyšovat účinnosti.

3.6 Elektrické autobusy

Většina elektrických autobusů stejně jako osobních automobilů využívá pouze stálý převod bez převodovek. Vzhledem k jejich hmotnosti je však ještě důležitější tuto součást zakomponovat, protože může ušetřit velké množství energie.

Například společnost EATON již vyrábí čtyřstupňovou převodovku pro elektrické autobusy viz obr. 25. Jedná se o tříhřídelovou převodovku s koly s šikmým ozubením, která umožňuje „direkt“. Řazení je zajištěno pomocí synchronizačních spojek. Při využití této převodovky je možné ušetřit až 30 % energie, zároveň umožňuje využití výrazně menších motorů a také výrazně zlepšuje jízdní vlastnosti (max. rychlost, umožňuje zdolávat vozovky s větším sklonem, snižovat maximální náklad). [21]



Obrázek 25: EATON čtyřstupňová převodovka

SD – řadící spojka pro direkt, SS – synchronizační spojka,

3.7 Shrnutí rešerše

V dnešní době se naprostá většina elektromobilů vyrábí s jednoduchou jednostupňovou převodovkou. Vícestupňové převodovky se v dnešní době příliš nepoužívají, protože se to výrobcům z mnoha důvodů nevyplatí. Systém je složitější, převodovka zabírá velký prostor, a hlavně je složitá převodovka relativně drahý komponent. Přesto však lze několik jednotlivých modelů s vícestupňovými převodovkami napříč různými značkami nalézt.

To dokazuje, že se takové řešení vyplatí, ale hlavně to dokazuje, že je zde obrovský potenciál na zlepšení. Obzvláště do budoucna je takové řešení důležité, protože převodovka nejen že dokáže zlepšit zrychlení a maximální rychlost, ale také dokáže zlepšit efektivitu využití elektrické energie. Jinak řečeno, sníží se tím spotřeba primárních zdrojů na výrobu elektrické energie.

4 Návrh vlastního řešení

Tato část práce se zabývá návrhem převodového ústrojí zvoleného elektromobilu. Návrh je uskutečněn na základě technických parametrů vozidla a zároveň na základě požadovaných výstupních hodnot.

Aby bylo možno zhodnotit výsledný účinek zakomponování převodovky do pohonného ústrojí, budou výsledné hodnoty srovnány s parametry již existujícího elektromobilu. Zvoleným elektromobilem je Nissan Leaf, 2012. Ve srovnání s ostatními elektromobily má spíše slabší motor, což může být kompenzováno využitím převodovky. Zároveň se jedná o vůz velmi oblíbený a dopodrobna prozkoumaný, což umožní získání veškerých potřebných informací.

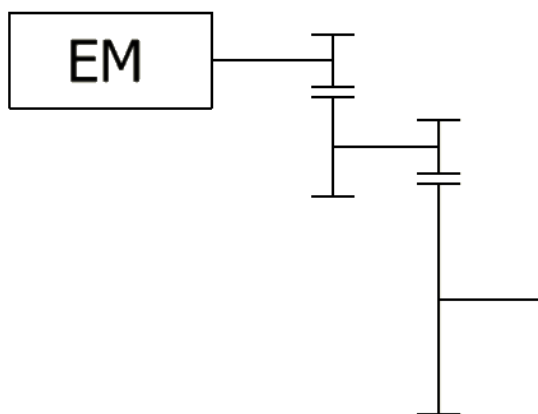
4.1 Technické parametry

Pro správné navržení převodovky je zásadní znát veškeré základní technické parametry původního vozu Nissan Leaf 2012:

- 1) Hmotnostní parametry:
 - Celková hmotnost: 1531 kg
 - Rozložení hmotnosti mezi přední/zadní nápravou: 56/44
- 2) Parametry elektromotoru:
 - Max. výkon: 80 kW
 - Max. moment: 280 Nm
 - Max. otáčky: 10 390 ot/min
- 3) Parametry baterie
 - Počet paralelně zapojených článků v modulu: 2
 - Počet modulů v sérii: 96
 - Napětí článků: 3,65 V
 - Celková kapacita baterie: 66,2 Ah
- 4) Parametry kol
 - Pneumatika: 215/55 R17
 - Dynamický poloměr kola: 0,323 m
- 5) Ostatní důležité parametry
 - Maximální rychlost: 140 km/h
 - Dojezd: 160 km
 - Součinitel odporu vzduchu c_x : 0,29
 - Přední plocha vozu S : 2,28 m²

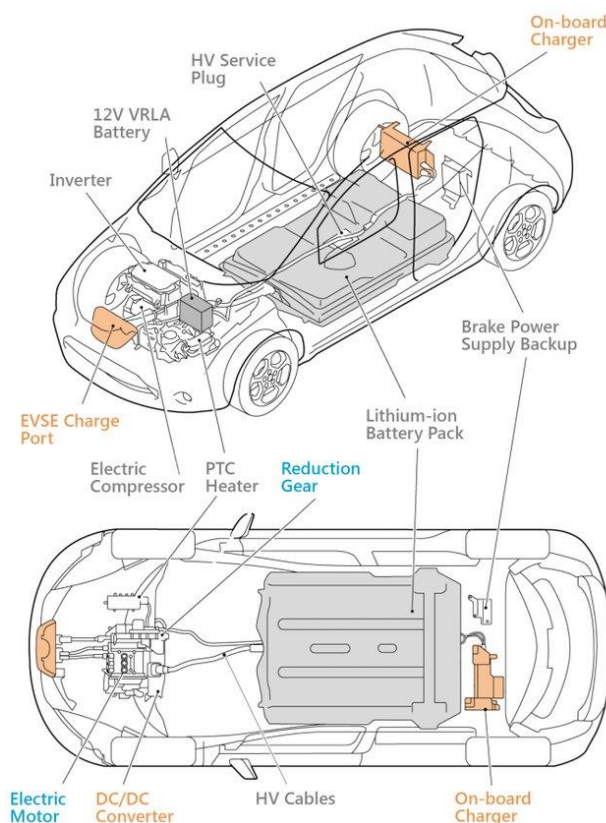
Tyto parametry budou využity k výpočtům a navržení převodovky. Jediná hmotnost bude vyšší, a to z důvodu zakomponování převodovky. Hmotnost navíc je cca 20 kg.

U původního provedení byl zakomponován dvoustupňový redukční převod, který dosahoval redukce 7,94:1. Jedná se o sadu dvou čelních ozubených soukolí se šikmými zuby. Schématicky zobrazeno na obr. 26. [22]



Obrázek 26: Schematické zobrazení redukčního převodu Nissan Leaf 2012

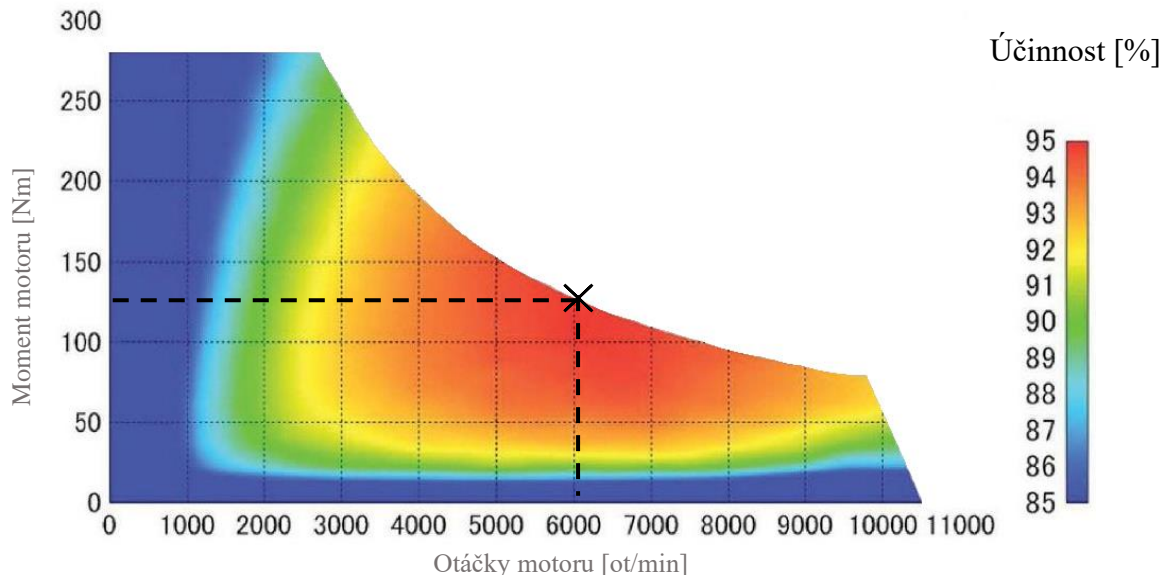
Na následujícím obr. 27 je zobrazen pohonný systém vozidla se všemi zásadními komponenty. Je z něj možné vypočítat, že se jedná o příčnou zástavbu motoru. Za ním je přímo umístěn stálý převod – redukce.



Obrázek 27: Schéma pohonného systému Nissan Leaf 2012 [23]

4.2 Účinnost elektromotoru

Při konstruování je naprosto zásadní znát průběh účinnosti elektromotoru. Nissan Leaf má elektromotor Nissan EM61, což je první z řady elektromotorů tohoto výrobce a jeho účinnostní mapu je možné vidět na obr. 28. Z mapy je možné vyčíst, že nejvyšší účinnost má motor v okolí 6000 ot/min při momentu 130 Nm. Proto je třeba navrhnout převodovku tak, aby se v zásadních jízdních režimech pohyboval motor právě v okolí těchto hodnot.



Obrázek 28: Mapa účinnosti elektromotoru [17]

4.3 Výpočet převodových stupňů

Pro výpočet převodových stupňů je důležité si nejdříve určit jízdní režimy vozidla, na které bude převodovka dimenzována. První stupeň je dimenzován na městskou jízdu. Druhý stupeň je dimenzován na jízdu mimo obec a třetí rychlostní stupeň je dimenzován na jízdu po dálnici.

4.3.1 1. převodový stupeň

Tento převodový stupeň je navržen na městskou jízdu, která odpovídá rychlosti zhruba 45 km/h. Výpočet se dále odvíjí od optimálních otáček elektromotoru $n_{opt} = 6000$ ot/min. Převodový stupeň je vhodné navrhnout tak, aby se elektromotor při zvolené rychlosti jízdního režimu otáčel právě optimálními otáčkami. To zaručí fungování elektromotoru s vyšší účinností. Otáčky na kolech při rychlosti 45 km/h se vypočítají pomocí vzorce (1):

$$n_{k1} = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot r_d} \cdot 60 \quad (1)$$

$$n_{k1} = \frac{\frac{45}{3,6}}{2 \cdot \pi \cdot 0,323} \cdot 60 = 369,7 \text{ ot/min}$$

Pomocí známých otáček pro jízdní režim lze nyní dopočítat převod pro první stupeň pomocí vzorce (2):

$$i_n = \frac{n_{opt}}{n_{kn}} \quad (2)$$

$$i_1 = \frac{6000}{369,7} = \mathbf{16,256}$$

Je třeba ověřit, jestli daný převodový stupeň umožní přenést maximální možný točivý moment. Maximální přenositelný moment je závislý na hmotnosti vozidla a na součiniteli tření mezi pneumatikou a vozovkou, který je na suché asfaltové vozovce cca 0.7. Nejprve je třeba vypočítat maximální tažnou sílu:

$$F_T = m_v \cdot \frac{56}{100} \cdot f_t \cdot g \quad (3)$$

$$F_T = 1551 \cdot \frac{56}{100} \cdot 0,7 \cdot 9,81 = 5964,4 \text{ N}$$

Pomocí hodnoty dynamického poloměru kol r_d lze přepočítat tažnou sílu na točivý moment, který je možno při rozjezdu přenést, aniž by docházelo k prokluzu:

$$M_T = r_d \cdot F_T = 1926,5 \text{ Nm} \quad (4)$$

Moment motoru při rozjezdu je 280 Nm, z čehož plyne, že při zařazeném 1. stupni je na kolech moment $i_1 \cdot 280 \text{ Nm} = 4543,6 \text{ Nm}$. Převodovka tedy umožní maximální možnou akceleraci při rozjezdu.

4.3.2 2. převodový stupeň

2. převodový stupeň se vypočítá stejným postupem jako 1. rychlostní stupeň. Dimenzován je na jízdu mimo obec a to na 85 km/h:

$$n_{k2} = \frac{\frac{85}{3,6}}{2 \cdot \pi \cdot 0,323} \cdot 60 = 698,4 \text{ ot/min}$$

Pomocí známých otáček pro jízdní režim lze nyní opět dopočítat převodový stupeň pomocí vzorce (2):

$$i_2 = \frac{6000}{698,4} = \mathbf{8,606}$$

4.3.3 3. převodový stupeň

Poslední 3. stupeň je dimenzován na rychlost 130 km/h – jízda po dálnici. Princip výpočtu je stejný jako pro 1. a 2. rychlostní stupeň:

$$n_{k2} = \frac{\frac{130}{3,6}}{2 \cdot \pi \cdot 0,323} \cdot 60 = 1068,1 \text{ ot/min}$$

$$i_2 = \frac{6000}{1068,1} = 5,627$$

Dále je možné ověřit maximální dosažitelnou rychlost na 3. rychlostní stupeň. Pro tento výpočet je nutné vypočítat veškeré jízdní odpory:

- a. Aerodynamický odpor – odpor vyvolaný vzduchem obklopující vozidlo.

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho_v \cdot S_x \cdot c_x \cdot v_r^2 \quad (5)$$

- b. Valivý odpor – odpor vyvolaný kontaktem pneumatiky s vozovkou.

$$O_f = m_v \cdot g \cdot f_v \quad (6)$$

- c. Odpor od zrychlení – odpor který vzniká při zrychleném pohybu vozidla.

$$O_z = m_v \cdot a \cdot \sin \alpha \quad (7)$$

- d. Odpor od stoupání – odpor způsobený pohybem vozidla po nakloněné vozovce.

$$O_s = m_v \cdot a \cdot \vartheta \quad (8)$$

Celkový odpor se vypočítá prostým součtem dílčích odporů:

$$O_C = O_v \cdot O_f \cdot O_z \cdot O_s \quad (9)$$

Při výpočtu maximální rychlosti se však uvažuje minimální odpor. To znamená, že se uvažuje rovnoměrný nezrychlený pohyb po rovině. Na vůz tady působí pouze odpor aerodynamický a odpor valivý. Maximální rychlost je možné vypočítat z rovnosti maximálního výkonu vozu s odporovým výkonem:

$$P_{max} = (O_v + O_f) \cdot v_{max} \quad (10)$$

$$P_{max} = \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_x \cdot c_x \cdot v_{max}^2 + m_v \cdot g \cdot f \right) \cdot v_{max}$$

Po roznásobení a úpravě vznikne kubická rovnice:

$$\frac{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_x \cdot c_x}{P_{max}} \cdot v_{max}^3 + \frac{m_v \cdot g \cdot f}{P_{max}} \cdot v_{max} = 1$$

$$\frac{\frac{1}{2} \cdot 1,25 \cdot 2,27 \cdot 0,28}{80000} \cdot v_{max}^3 + \frac{1551 \cdot 9,81 \cdot 0,02}{80000} \cdot v_{max} = 1$$

Výsledkem jsou 3 kořeny rovnice, z čehož dva jsou komplexní a třetí je reálný:

$$v_{max1} = 54,3 \frac{m}{s} = 195,4 \frac{km}{h}$$

$$v_{max2} = (-27,1 - i \cdot 54,5) \frac{m}{s}$$

$$v_{max3} = (-27,1 + i \cdot 54,5) \frac{m}{s}$$

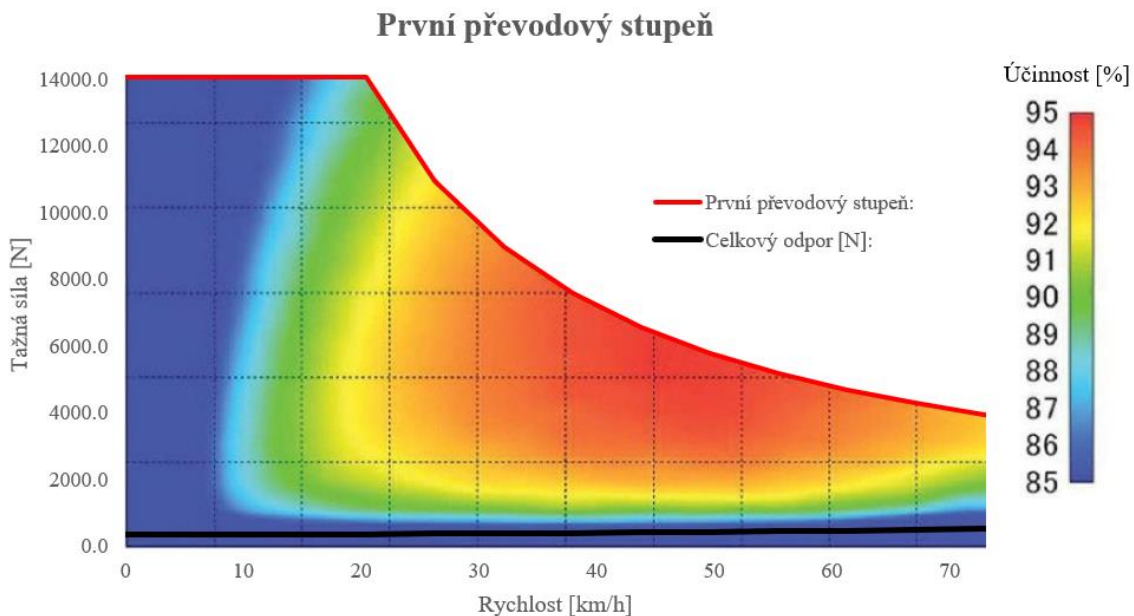
Maximální rychlost pro 3. rychlostní stupeň se dopočítá z maximálních otáček motoru a z převodového poměru:

$$v_{max} = \frac{n_{max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot 3,6}{60 \cdot i_3} = \frac{10500 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,323 \cdot 3,6}{60 \cdot 5,617} = 227,5 \frac{km}{h} \quad (11)$$

Teoretická rychlost dosažitelná na 3. převodový stupeň je vyšší nežli maximální rychlost omezená výkonem motoru. Rozsah převodovky tedy nijak neomezuje jízdní vlastnosti vozidla.

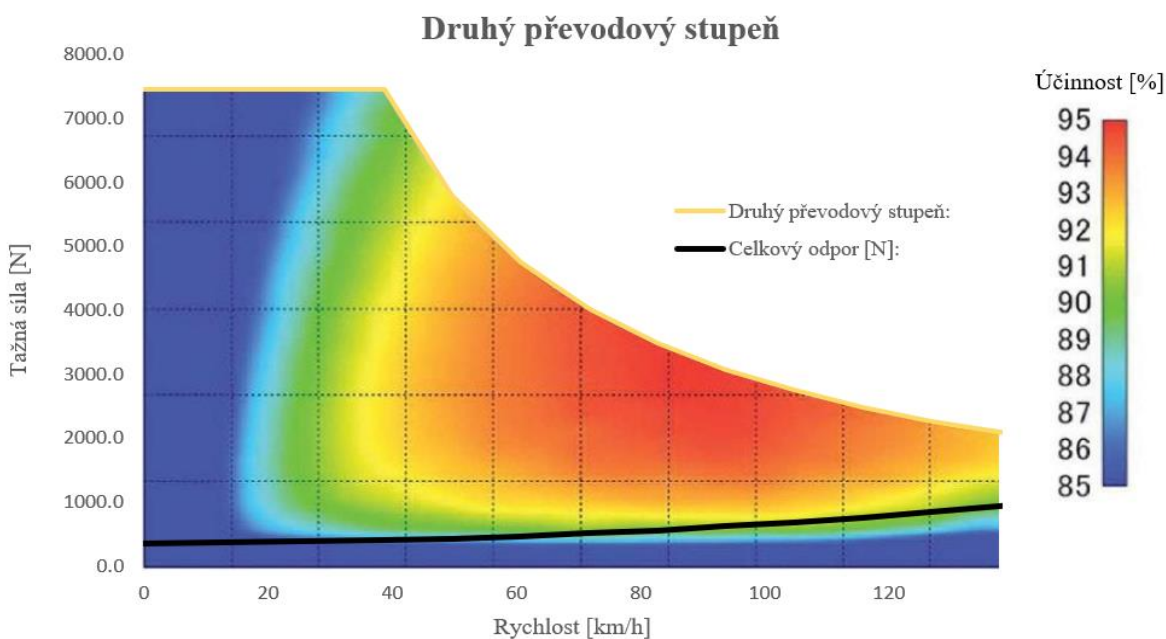
4.3.4 Trakční charakteristiky

Na obr. 29 je trakční charakteristika s účinnostní mapou pro první převodový stupeň. Lze z ní vyčíst, že nejvyšší účinnosti bude motor dosahovat při rychlosti 40-50 km/h. Dále je možno vidět, že maximální rychlost pro tento převodový stupeň je okolo 74 km/h. Maximální rychlost je omezena maximálními otáčkami motoru.



Obrázek 29: Trakční charakteristika pro 1. rychlostní stupeň

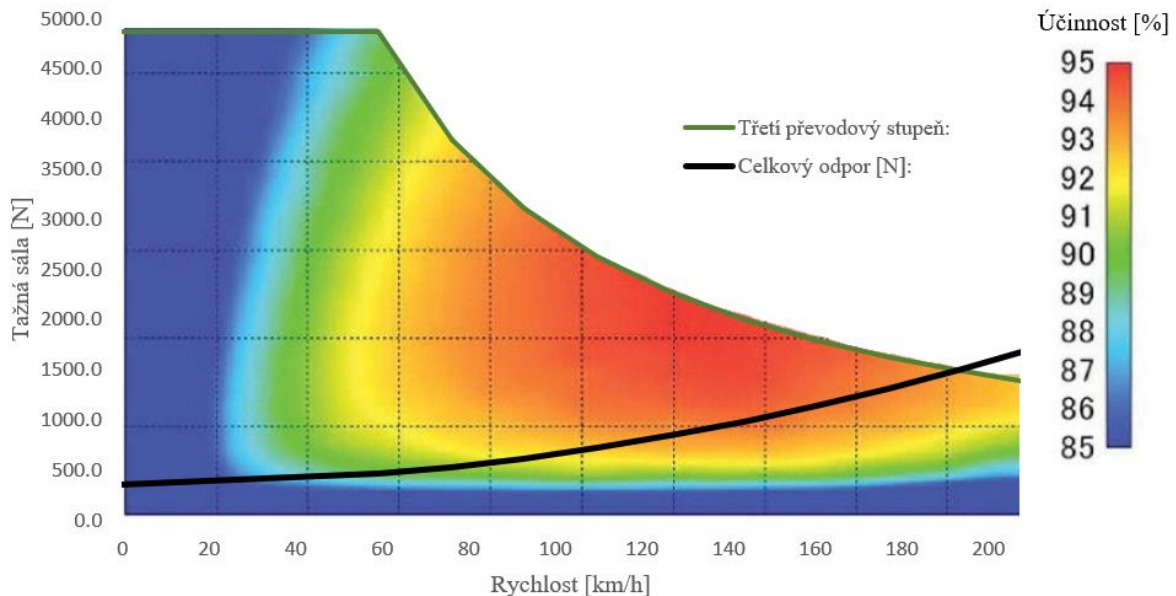
Další obr. 30 je trakční charakteristika vozidla pro 2. převodový stupeň. Optimální rychlost pro nejvyšší účinnost odpovídá rychlosti 85 km/h, což je rychlost, pro kterou byl daný převod navržen. Dále je možné vyčíst, že maximální rychlost pro tento stupeň vychází 135 km/h, což je rychlost opět omezená maximálními otáčkami motoru.



Obrázek 30: Trakční charakteristika pro 2. rychlostní stupeň

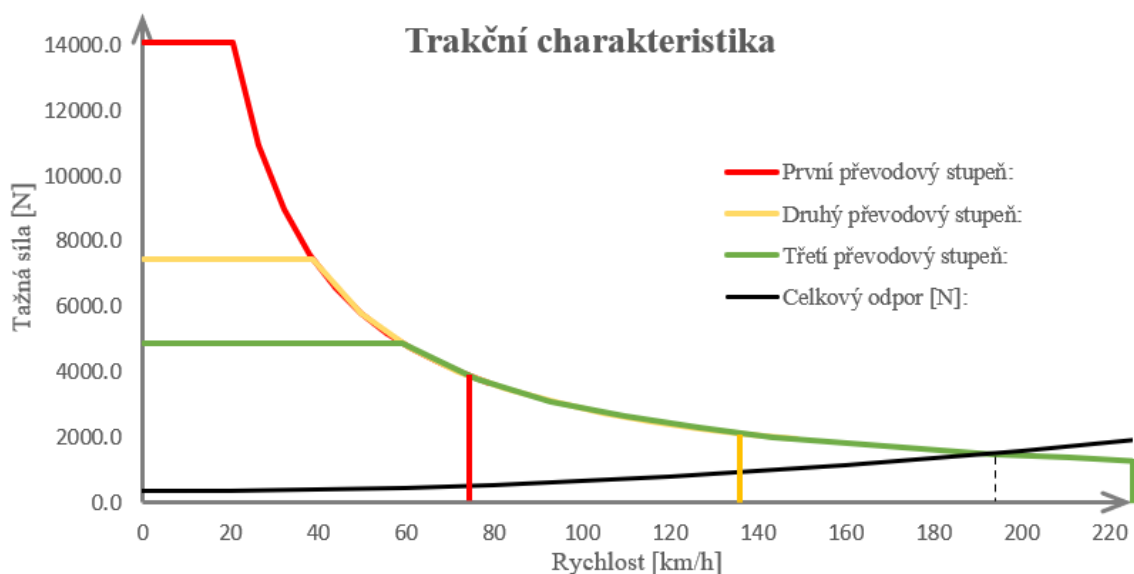
Třetí trakční charakteristika na obr. 31 náleží 3. převodovému stupni. Optimální rychlost pro tento stupeň je 130–140 km/h. Z charakteristiky je možné vyvodit, že maximální rychlost není v tomto případě omezena maximálními otáčkami elektromotoru, nýbrž celkovým výkonem elektromotoru, který již nedokáže překonat jízdní odpory. Tato maximální rychlost je 195,4 km/h.

Třetí převodový stupeň



Obrázek 31: Trakční charakteristika pro 3. rychlostní stupeň

Obr. 32 zobrazuje kombinovanou trakční charakteristiku pro všechny 3 převodové stupně. Je na ní vidět, jakým způsobem se překrývají rozsahy jednotlivých stupňů. Pro funkční převodovku je nutné, aby se všechny stupně překrývaly. V ideálním případě by se měly



Obrázek 32: Kombinovaná trakční charakteristika

z funkčního hlediska překrývat jednotlivé stupně jen málo, aby nebyla převodovka zbytečně předimenzována, ale zároveň dostatečně na to, aby v překryvu byla dostatečná rezerva.

V tomto případě se stupně překrývají více než by bylo nutné. Dokonce je vidět, že by se prostřední stupeň dal úplně vypustit. Převodovka je však dimenzována tak, aby se motor při chodu pohyboval vždy v zóně co nejvyšší účinnosti, proto dochází k výraznému překryvu.

4.4 Schematický návrh převodovky

Pro zvolené převodové stupně je nezbytné navrhnout vhodné zapojení planetové převodovky. Toto uspořádání musí zahrnovat jedno nebo více planetových soukolí a veškeré potřebné akční členy – spojky, brzdy, volnoběžky.

Návrhy se budou zabývat především převodovkami se třemi převody. Jak bylo však zmíněno v podkapitole 4.3.4, převodovka by fungoval i jen s 1. a 3. převodovým stupněm a z toho důvodu se bude tato kapitola bude okrajově zabývat i návrhem dvoustupňové převodovky.

4.4.1 Návrh převodovky s 3 převodovými stupni

Tato podkapitola je zaměřena na převodovky s 3 převodovými stupni. Tyto převodovky lze rozdělit na dva typy – převodovky s koly s vnitřním ozubením a převodovky bez kol s vnitřním ozubením. Obě varianty mají své výhody a nevýhody.

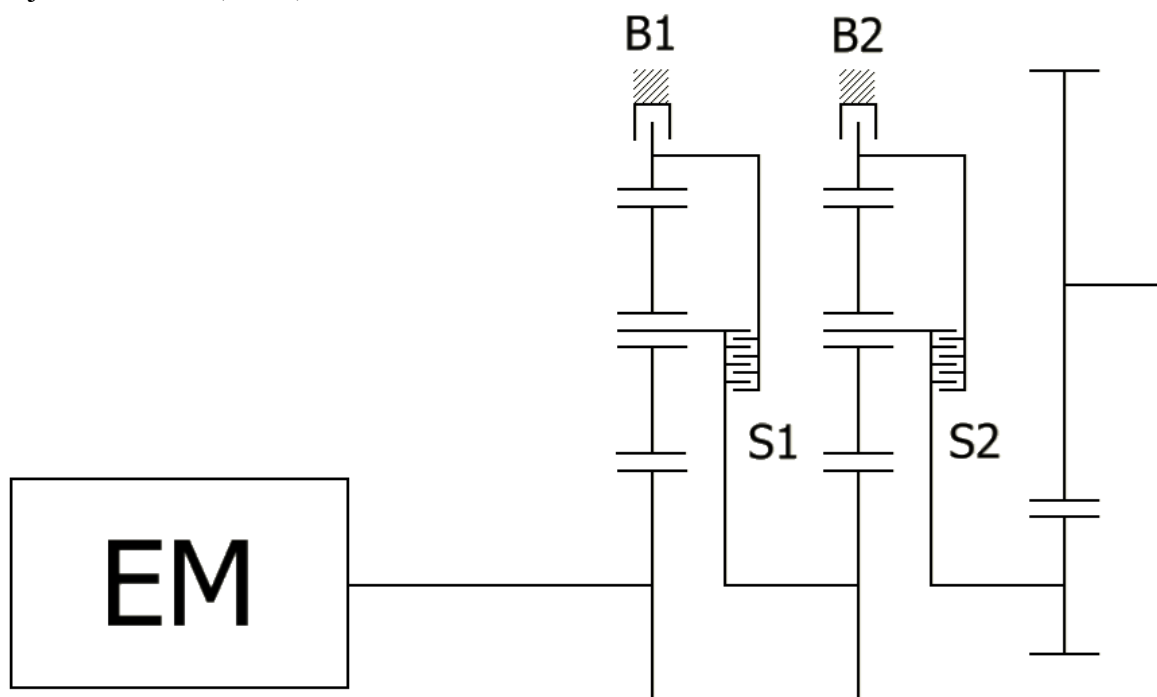
Převodovky s koly s vnitřním ozubením mají větší variabilitu – je možno je zapojit více způsoby a získat tak lepší výsledné vlastnosti převodovky. Výrazná nevýhoda vnitřního ozubení je však složitější a dražší výroba a také složitější montáž převodovky.

Převodovky bez kol s vnitřním ozubením mají jako hlavní výhodu snazší výrobu, nižší pořizovací ceny a snazší montáž. Zásadní nevýhodou je ale omezenost v možnostech dosažení konkrétních převodových stupňů a celkově nižší účinnost.

4.4.1.1 Schéma č. 1 (s vnitřním ozubením)

Schéma číslo jedna je zobrazeno na obr. 33. Je složeno z jednoho čelního soukolí a dvou planetových soukolí. Dále využívá 2 lamelové brzdy (B1 a B2) a dvě lamelové spojky (S1 a S2). Pro první stupeň je zapojena brzda B2 a spojka S1. Redukce je realizována stálým převodem a druhým planetovým soukolím (tab. 2).

Pro druhý stupeň je sepnuta brzda B1 a spojka S2. Dochází tedy k redukci na stálém převodu a na prvním planetovém soukolí. Pro zařazený první stupeň je sepnuta spojka S1 i S2 a dochází tedy k redukci pouze na čelním ozubení – stálém převodu. Dalo by se tedy říct, že se jedná o direkt (tab. 3).



Obrázek 33: Schéma č. 1 (3 převodové stupně, s vnitřním ozubením)

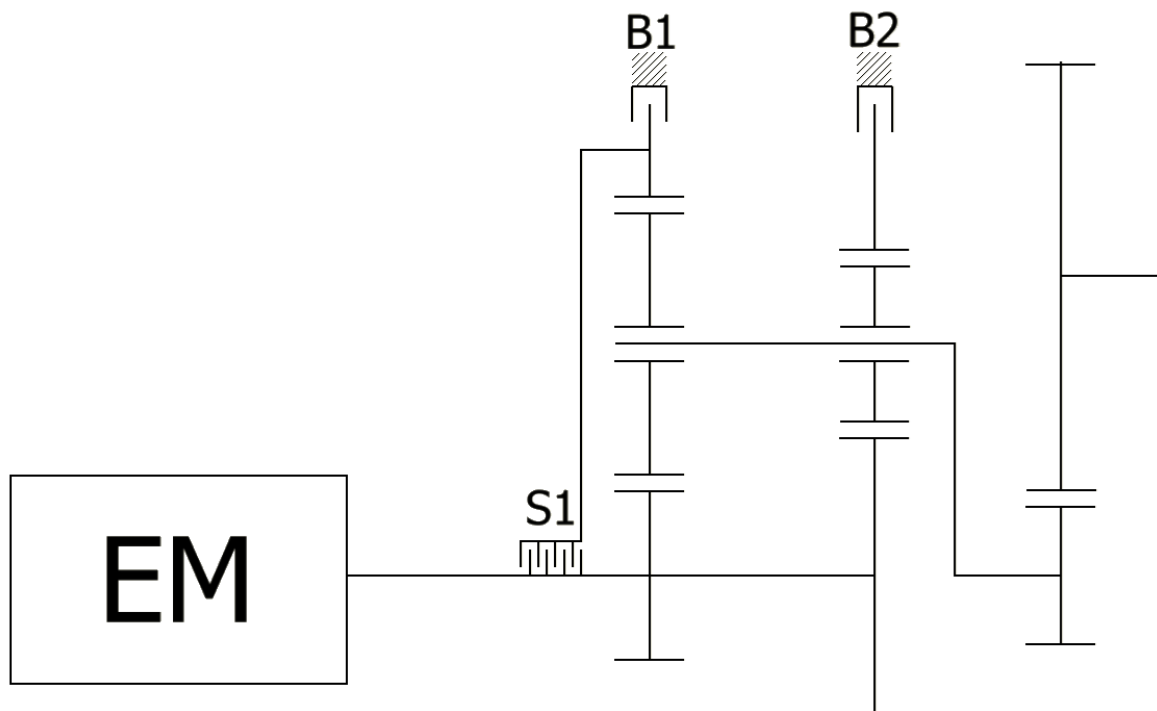
Výhodou převodovky je malá složitost celého zapojení. Toto zapojení má však i nevýhody. Hlavní nevýhoda se projevuje při řazení z prvního na druhý převodový stupeň. Při tomto přeřazení je třeba zapojit dva různé řadicí členy současně, což vede k přerušení toku výkonu.

Tabulka 3: Zapojení řadicích členů pro schéma č.1

Rychlostní stupeň	Převodový poměr	Spojky		Brzdy	
		S1	S2	B1	B2
I.	16.256	X			X
II.	8.606		X	X	
III.	5.627	X	X		

4.4.1.2 Schéma č. 2 (s vnitřním ozubením)

Toto zapojení stejně jako zapojení č. 1 obsahuje jedno čelní ozubení a dvě planetová. Na rozdíl od předchozího zapojení však využívá pouze jednu spojku a dvě brzdy. To znamená snazší ovládání a levnější konstrukci. Obě planetová soukolí mají společný unašeč satelitů, který je zároveň výstupním hřídelem.



Obrázek 34: Schéma č. 2 (3 převodové stupně, s vnitřním ozubením)

První stupeň je zařazen brzdou B2. Dochází k redukci přes čelní ozubení a přes druhé planetové soukolí. Pro druhý stupeň dojde k rozpojení brzdy B2 a sepnutí brzdy B1. V tomto zapojení dochází k redukci přes čelní ozubení a přes první planetové soukolí. Pro třetí rychlostní stupeň dojde k rozpojení brzdy B1 a sepnutí spojky S1. To způsobí, že se všechny členy obou planetových soukolí začnou otáčet stejnou úhlovou rychlostí a tím dojde k převodu pouze přes čelní ozubení – direkt.

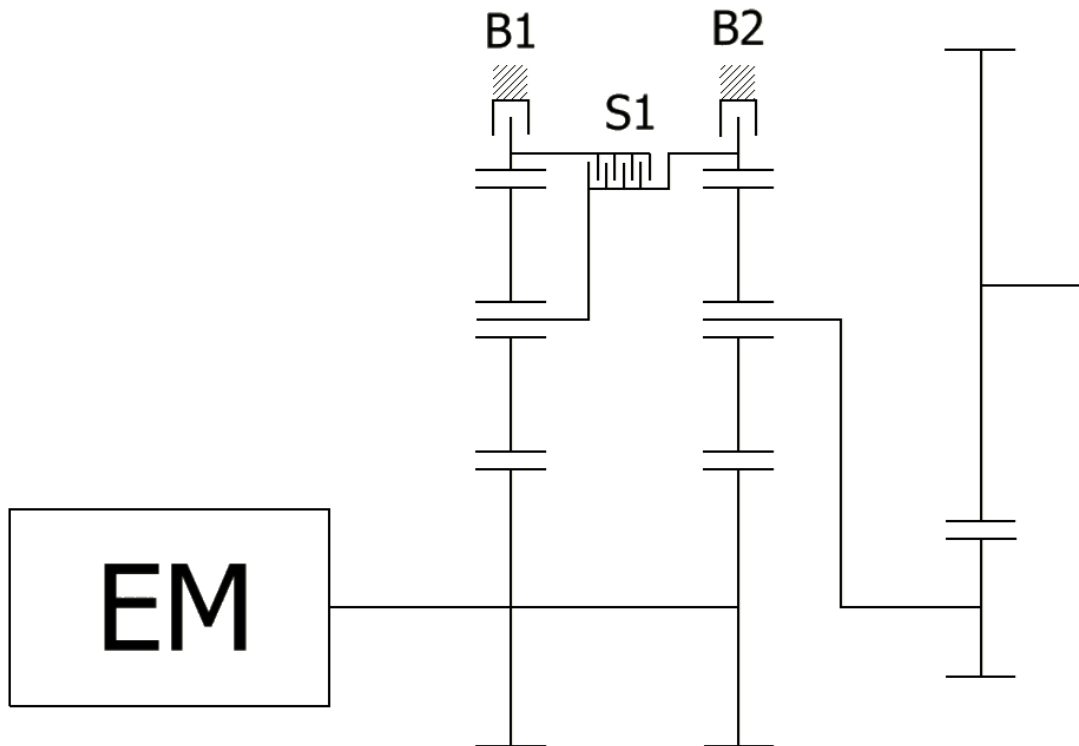
Výhodou tohoto zapojení je jednoduchost celého systému a využití pouze tří řadicích členů.

Tabulka 4: Zapojení řadicích členů pro schéma č.2

Rychlostní stupeň	Převodový poměr	Spojky		Brzdy	
		S1	B1	B2	
I.	16.256			X	
II.	8.606		X		
III.	5.627	X			

4.4.1.3 Schéma č. 3 (s vnitřním ozubením)

Schéma č. 3 (viz obr. 35) má stejné komponenty jako schéma č. 2. Velkým rozdílem v tomto zapojení je propojení unašeče prvního planetového soukolí s korunou druhého planetového soukolí. Má to své výhody i nevýhody. Výhodou je větší variabilita při návrhu převodových stupňů. Naopak nevýhodou je snížení účinnosti při redukci přes obě planetová soukolí najednou. Ovládání tohoto zapojení je zobrazeno v tab. 5.



Obrázek 35: Schéma č. 3 (3 převodové stupně, s vnitřním ozubením)

Při zařazeném prvním stupni dochází k redukci přes druhé planetové soukolí. Při přeřazení na druhý rychlostní stupeň se sepne brzda B1, což zapříčiní propojení obou planetových soukolí a dochází k redukci přes obě planetová soukolí najednou. Na třetím stupni se sepne spojka S1, což zapříčiní to, že se všechny členy obou planetových soukolí budou točit stejnou úhlovou rychlostí.

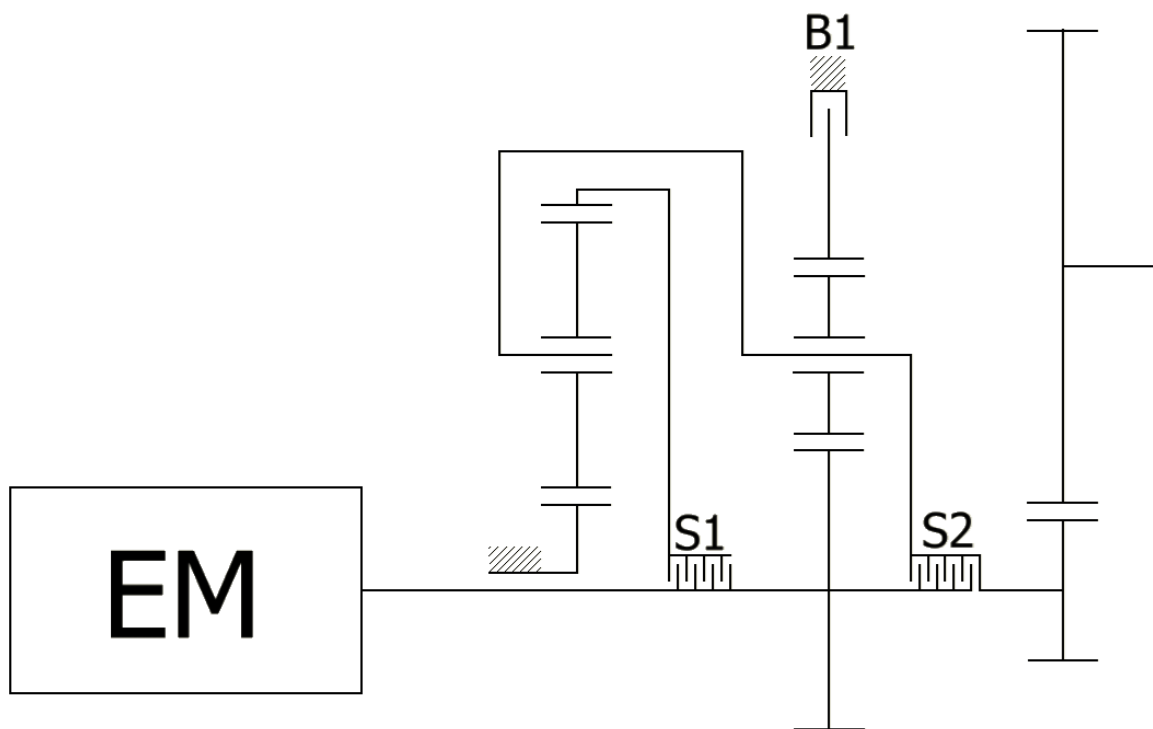
Tabulka 5: Zapojení řadících členů pro schéma č.3

Rychlostní stupeň	Převodový poměr	Spojky		
		S1	B1	B2
I.	16.256			X
II.	8.606		X	
III.	5.627	X		

4.4.1.4 Schéma č. 4 (s vnitřním ozubením)

Čtvrté a poslední schéma převodovky s vnitřním ozubením, viz obr. 36, se od předchozích zapojení liší tím, že na prvním soukolí dochází k redukci při zabrzděné planetě a na vstupu je koruna. Zároveň využívá jen jednu brzdu a dvě spojky. Řazení je velmi podobné jako u předchozích zapojení (tab. 6).

Toto zapojení umožňuje větší rozsah převodových poměrů díky redukci se zabrzděným pastorkem – jiný rozsah možných převodových poměrů než při redukci se zabrzděnou korunou.



Obrázek 36: Schéma č. 4 (3 převodové stupně, s vnitřním ozubením)

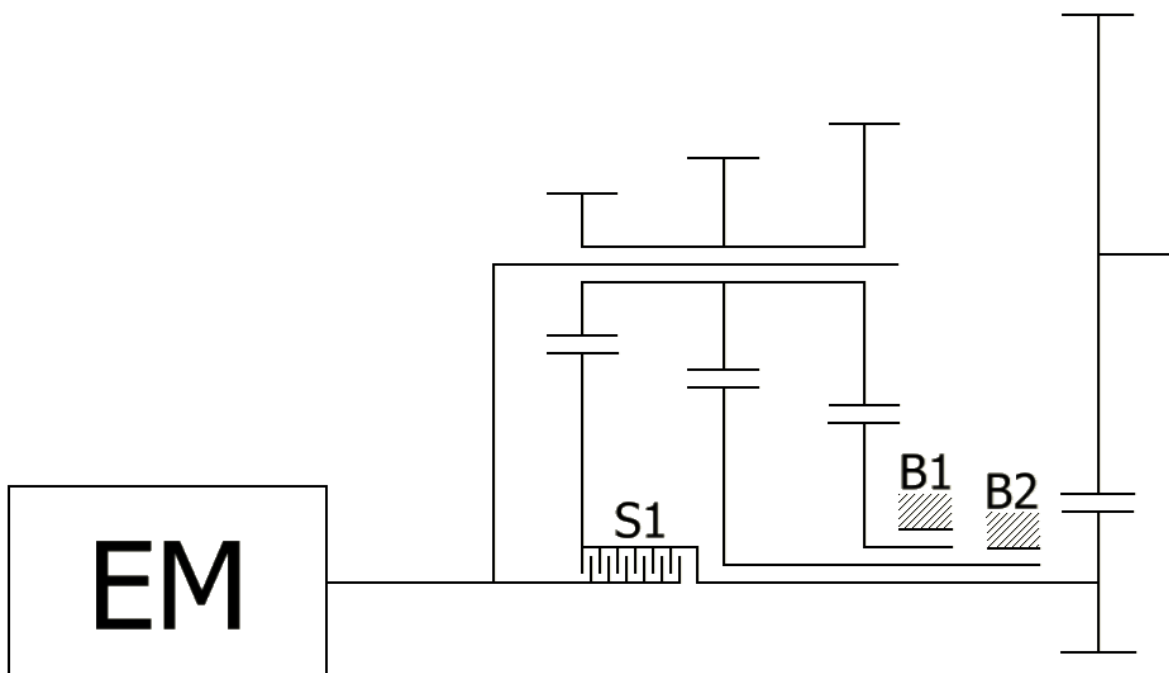
Tabulka 6: Zapojení řadících členů pro schéma č.4

Rychlostní stupeň	Převodový poměr	Spojky		Brzdy
		S1	S2	B1
I.	16.256			X
II.	8.606	X		
III.	5.627		X	

4.4.1.5 Schéma č. 5 (bez vnitřního ozubení)

Toto zapojení je realizováno bez využití ozubených kol s vnitřním ozubením (obr. 37). Planetové soukolí je sestaveno z jednoho unašeče, dvou brzditelných planet a jednoho trojitého pastorku. Řadícími členy jsou brzdy B1 a B2, které určují, přes kterou z planet se bude převod redukovat a spojka S1, která umožňuje chod bez redukce na planetovém soukolí – direkt. Jedná se o stejné zapojení, jako bylo využíváno pro Ford model T z roku 1908.

Výhodou tohoto zapojení je absence vnitřního ozubení, které je drahé a složité na výrobu. Nevýhodou je ale výrazné zhoršení účinnosti. Zapojení řadících členů pro jednotlivé převodové stupně je zobrazeno v tab. 7.



Obrázek 37: Schéma č. 5 (3 převodové stupně, bez vnitřního ozubení)

Tabulka 7: Zapojení řadících členů pro schéma č.5

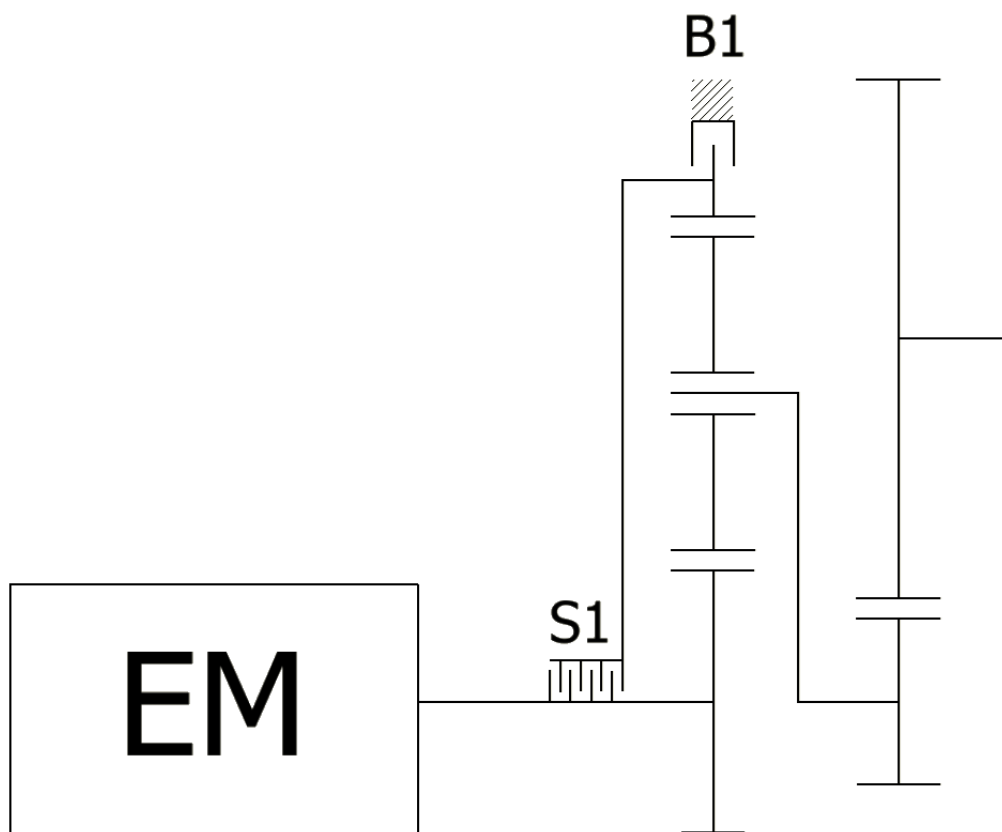
Rychlostní stupeň	Převodový poměr	Spojky		
		S1	B1	B2
I.	16.256			X
II.	8.606		X	
III.	5.627	X		

4.4.2 Návrh převodovky s 2 převodovými stupni

Podkapitola se zabývá návrhem převodovky s 2 převodovými stupni. Stejně jako u převodovek s 3 převodovými stupni je možné navrhnout převodovku s koly s vnitřním ozubením nebo bez kol s vnitřním ozubením. Motivace k tomuto rozdělení je v úvodu 4.4.1 kapitoly.

4.4.2.1 Schéma č. 6 (s vnitřním ozubením)

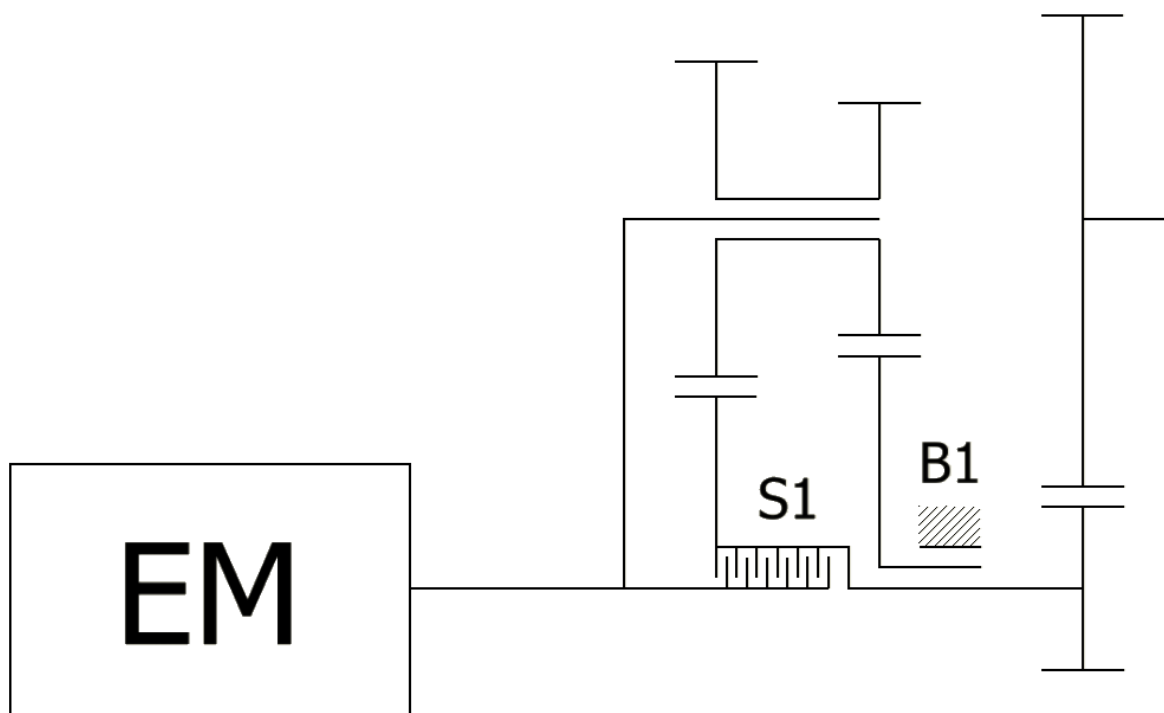
První návrh převodovky s 2 ředitelnými stupni je zobrazeno na obr. 38. Jedná se o velmi jednoduchý mechanismus s jedním planetovým soukolím, jedním čelním soukolím a jen dvěma řadicími členy. Pro první rychlostní stupeň je sepnuta brzda B1. Pro 2. rychlostní stupeň se brzda B1 rozpojí a sepne se spojka S1 – redukce pouze přes čelní ozubení – direkt.



Obrázek 38: Schéma č. 6 (2 převodové stupně, s vnitřním ozubením)

4.4.2.2 Schéma č. 7 (bez vnitřního ozubení)

Zapojení zobrazené na obr. 39 je principiálně totožné jako schéma č. 5. Liší se četností planet. Má pouze jednu brzditelnou planetu, dvojitý satelit a jeden unašeč. Pro zařazení prvního stupně se sepne brzda B1 a dochází k redukci přes planetové soukolí a čelní soukolí.



Obrázek 39: Schéma č. 7 (2 převodové stupně, bez vnitřního ozubení)

Pro druhý rychlostní stupeň se brzda B1 rozpojí a sepne se spojka S1. Dochází k redukci pouze přes čelní soukolí – direkt.

4.4.3 Účinnosti jednotlivých návrhů

Z navržených schémat je třeba zvolit tři, u kterých bude vypočítána účinnost. Schéma s nejvyšší účinností bude hlouběji rozpracováno a využito k simulacím. Výběr vhodného zapojení bude zvolen na základě následujících požadavků:

- Alespoň jedno schéma bez vnitřního ozubení
- 3 rychlostní stupně
- Možnost dosáhnout požadovaného převodového poměru
- Cena výroby
- Jednoduchost ovládaní

Dle požadavků jsou vybrána schémata č. 3, č. 4 a č. 5.

4.4.3.1 Účinnost – Schéma č. 3

Nejdříve je třeba určit převodové poměry jednotlivých soukolí tak, aby byly zaručeny celkové převodové poměry pro jednotlivé rychlostní stupně, viz. kapitola 4.3.

Převodový poměr pro soukolí A (obr. 40) musí být stejný jako celkový převodový poměr 3. rychlostního stupně.

$$i_A = i_3 = \mathbf{5,627} \quad (12)$$

Pro soukolí C lze převodový poměr vypočítat jako poměr celkového převodového poměru pro 1. rychlostní stupeň a převodového poměru soukolí A:

$$i_C = \frac{i_1}{i_A} \quad (13)$$

$$i_C = \frac{16,256}{5,627} = \mathbf{2,889}$$

Při zapojení soukolí B bude docházet k redukci přes obě planetová soukolí společně. Je tedy potřeba brát v potaz i převodový stupeň soukolí C. Nejprve je třeba vypočítat úhlovou rychlost koruny soukolí C, která bude stejná jako úhlová rychlost unašeče soukolí B. K výpočtu se využije vzorec (14):

$$\omega_k = i_{kr}^p \cdot \omega_r + i_{kp}^r \cdot \omega_p \quad (14)$$

Pro dosazení do tohoto vzorce je třeba zjistit jednotlivé neznámé. Nejdříve se určí převodové poměry i_{kr}^p a i_{kp}^r pomocí známého převodu i_{pr}^k , který se rovná převodovému poměru i_{C3} . Pro přepočty se využije Willisova formule:

$$i_{rk}^p = \frac{1}{i_{kr}^p} = \frac{1}{1 - i_{kp}^r} \quad (15)$$

$$i_{kr}^p = \frac{1}{i_{rk}^p} = \frac{1}{1 - i_{rp}^k} = \frac{1}{1 - \frac{1}{i_{pr}^k}}$$

$$i_{kp}^r = \frac{1}{i_{pk}^r} = \frac{1}{1 - i_{pr}^k}$$

Dále je třeba vyjádřit poměrné úhlové rychlosti unašeče ω_r a planety ω_p . Ty se určí pomocí již známých převodových stupňů:

$$\omega_{rC} = \frac{1}{i_2} \quad (16)$$

$$\omega_{pC} = \frac{1}{i_A} \quad (17)$$

Dosazením rovnic (15), (16) a (17) do rovnice (14) získáme výsledný tvar:

$$\omega_{kC} = \frac{1}{1 - \frac{1}{i_{pr}^k}} \cdot \frac{1}{i_2} + \frac{1}{1 - i_{pr}^k} \cdot \frac{1}{i_3} \quad (18)$$

$$\omega_{kC} = \frac{1}{1 - \frac{1}{2,889}} \cdot \frac{1}{8,606} + \frac{1}{1 - 2,889} \cdot \frac{1}{5,627} = 0,084$$

ω_k je úhlová rychlost, kterou se musí koruna soukolí C otáčet, aby byl výsledný převod celého mechanismu roven i_2 . Protože se úhlová rychlost koruny soukolí C rovná úhlové rychlosti unašeče soukolí B, je možné vypočítat celkový převod soukolí B, při zastavené koruně:

$$i_B = \frac{\omega_{pB}}{\omega_{rB}} = \frac{\frac{1}{i_A}}{\omega_{kC}} \quad (19)$$

$$i_B = \frac{1}{\frac{5,627}{0,084}} = 2,125$$

Převodové stupně jednotlivých soukolí jsou:

- $i_A = 5,627$
- $i_B = 2,125$
- $i_C = 2,889$

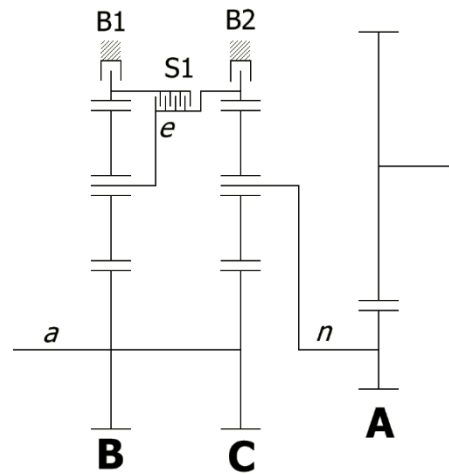
Pro výpočet účinnosti je třeba zvolit počet zubů planetových soukolí tak, aby se reálné převodové poměry co nejvíce blížily ideálním převodovým poměrům:

Planetové soukolí B:

- Planeta: $z_{pB} = 159$
- Satelity: $z_{sB} = 11$
- Koruna: $z_{kB} = 180$

Planetové soukolí C:

- Planeta: $z_{pC} = 51$
- Satelity: $z_{sC} = 24$
- Koruna: $z_{kC} = 96$



Obrázek 40: Kinematické schéma č.3

Porovnání reálných a ideálních převodových poměrů:

Tabulka 8: Tabulka srovnání reálných a ideálních převodových poměrů pro schéma č. 3

Soukolí	Reálný	Ideální
B	2,130	2,125
C	2,882	2,889

Účinnost je třeba počítat zvlášť pro všechny 3 převodové stupně.

1. rychlostní stupeň:

V tomto zapojení dochází k redukci přes soukolí A a C. Výsledná účinnost je násobkem účinností obou soukolí. Účinnost soukolí A je rovna 98 %, protože se jedná o běžné čelní ozubení s vnějším záběrem.

Pro určení účinnosti soukolí C je nejprve třeba určit poměrné rychlosti nezabrzděných členů:

$$\bar{\omega}_r = \frac{1}{i_c} = \frac{1}{2,882} = 0,347 \quad (20)$$

$$\bar{\omega}_p = 1$$

Dále je třeba určit poměrný potenciální výkon pomocí rovnice (21):

$$\mu_p^r = 1 - \frac{\bar{\omega}_r}{\bar{\omega}_p} \quad (21)$$

$$\mu_p^r = 1 - \frac{0,347}{1} = 0,653$$

Jako další je třeba určit koeficient ztrát:

$$\xi = \mu_p^r \cdot \xi^r \quad (22)$$

Kde ξ^r je ztrátový součinitel při nehybném unašeči, který se rovná 0,01 pro vnitřní záběr a 0,02 pro vnější záběr. Soukolí C má jeden vnější a jeden vnitřní záběr, součinitel $\xi^r = 0,01 + 0,02 = 0,03$.

$$\xi = 0,656 \cdot 0,03 = 0,0196$$

Účinnost soukolí C se vypočítá:

$$\eta_c = 1 - \xi \quad (23)$$

$$\eta_c = 1 - 0,0196 = 0,98 = 98,0 \%$$

Nyní lze vypočítat celkovou účinnost pro první převodový stupeň:

$$\eta_1 = \eta_A \cdot \eta_c \quad (24)$$

$$\eta_1 = 0,98 \cdot 0,982 = 0,962 = \mathbf{96,0\%}$$

2. rychlostní stupeň:

V tomto zapojení dochází k redukci přes všechna soukolí (A, B a C). Výsledná účinnost je násobkem účinnosti soukolí A a kombinované účinnosti soukolí B a C.

Pro výpočet je nejdříve třeba vypočítat základní převody soukolí B a C:

$$i_B = \frac{z_{kB}}{z_{pB}} \cdot (-1)^{\text{počet spojů vnějších ozubení}} \quad (1)$$

$$i_B = \frac{180}{159} \cdot (-1)^1 = -1,132$$

$$i_c = \frac{90}{48} \cdot (-1)^1 = -1,875$$

Dále je nutné vytvořit tabulku konstant pro maticovou metodu (tab. 9):

Tabulka 9: Tabulka konstant pro maticovou metodu

	n	e	a
A	0	$i_B - 1$	1
B	$i_c - 1$	$-i_c$	1

Maticovou metodou pomocí diskriminantů se z tab. 9 získá celkový převodový poměr:

$$\Delta n = \begin{vmatrix} 1 & i_B - 1 \\ 1 & -i_c \end{vmatrix} \quad (2)$$

$$\Delta n = 1 - i_c - i_B$$

$$\Delta a = \begin{vmatrix} 0 & i_B - 1 \\ i_c - 1 & -i_c \end{vmatrix} \quad (3)$$

$$\Delta a = -i_c \cdot i_B + i_c + i_B - 1$$

$$i = -\frac{\Delta a}{\Delta n} = -\frac{-i_c \cdot i_B + i_c + i_B - 1}{1 - i_c - i_B}$$

$$i = -\frac{-1,875 \cdot 1,132 - 1,875 - 1,132 - 1}{1 + 1,875 + 1,132} = 1,530 \quad (4)$$

Tabulku 9 je nutné přepsat do tvaru, který zahrnuje účinnosti jednotlivých soukolí. Účinnosti se buď násobí nebo dělí převodové poměry. Závisí to na výsledku rovnice (29). Jestliže vyjde záporné znaménko, převodové poměry se účinností dělí, jestli že vyjde znaménko kladné, převodové poměry se účinností násobí. Účinnosti obou soukolí jsou 97 %.

$$\exp(\eta^B) = \operatorname{sgn}\left(\frac{i^B}{i}\right) \cdot \operatorname{sgn}\left(\frac{\delta i}{\delta i^B}\right) \quad (5)$$

$$\exp(\eta^C) = \operatorname{sgn}\left(\frac{i^C}{i}\right) \cdot \operatorname{sgn}\left(\frac{\delta i}{\delta i^C}\right)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{sgn}\left(\frac{i^B}{i}\right) &= \frac{-}{+} = - ; \operatorname{sgn}\left(\frac{i^C}{i}\right) = \frac{-}{+} = - \\ \operatorname{sgn}\left(\frac{\delta i}{\delta i^B}\right) &= -\frac{-i_B + i_B^2}{(\dots)^2} = -\frac{- \cdot - + (-)^2}{+} = -\frac{++}{+} = - \\ \operatorname{sgn}\left(\frac{\delta i}{\delta i^C}\right) &= -\frac{-i_C + i_C^2}{(\dots)^2} = -\frac{- \cdot - + (-)^2}{+} = -\frac{++}{+} = - \\ \exp(\eta^B) &= - \cdot - = + \\ \exp(\eta^C) &= - \cdot - = + \end{aligned}$$

Výsledkem obou rovnic jsou kladná znaménka, z čehož plyne, že se převodové poměry musí účinností násobit. Výsledná tabulka konstant pro maticovou metodu zahrnující účinnosti, vypadá následovně (tab. 10):

Tabulka 10: Tabulka konstant pro maticovou metodu zahrnující účinnosti

	n	e	a
A	0	$i_B \cdot \eta^B - 1$	1
B	$i_C \cdot \eta^C - 1$	$-i_C \cdot \eta^C$	1

Musí se zopakovat proces maticové metody, viz rovnice (26), (27) a (28), nyní však s braním v potaz účinnost:

$$\begin{aligned} \Delta\eta_n &= \begin{vmatrix} 1 & i_B \cdot \eta^B - 1 \\ 1 & i_C \cdot \eta^C \end{vmatrix} \\ \Delta\eta_n &= 1 - i_C \cdot \eta^C - i_B \cdot \eta^B \\ \Delta\eta_a &= \begin{vmatrix} 0 & i_B \cdot \eta^B - 1 \\ i_C \cdot \eta^C - 1 & -i_C \cdot \eta^C \end{vmatrix} \\ \Delta\eta_a &= -i_C \cdot \eta^C \cdot i_B \cdot \eta^B + i_C \cdot \eta^C + i_B \cdot \eta^B - 1 \\ m &= \frac{-i_C \cdot \eta^C \cdot i_B \cdot \eta^B + i_C \cdot \eta^C + i_B \cdot \eta^B - 1}{1 - i_C \cdot \eta^C - i_B \cdot \eta^B} = \\ &= \frac{-1,875 \cdot 0,97 \cdot 1,132 \cdot 0,97 - 1,875 \cdot 0,97 - 1,132 \cdot 0,97 - 1}{1 + 1,875 \cdot 0,97 + 1,132 \cdot 0,97} = -1,510 \end{aligned}$$

Účinnost celého planetového převodu se nyní vypočítá:

$$\eta_{BC} = -\frac{m}{i} \quad (6)$$

$$\eta_{BC} = -\frac{-1,510}{1,530} = 0,987 = 98,7 \%$$

Pro celkovou účinnost 2. rychlostního stupně je třeba přenásobit účinnost planetového převodu účinností čelního ozubení:

$$\eta_2 = \eta_{BC} \cdot \eta_A \quad (7)$$

$$\eta_2 = 0,987 \cdot 0,98 = 0,967 = \mathbf{96,7 \%$$

3. rychlostní stupeň:

V tomto zapojení dochází k redukci pouze přes soukolí A, a tedy celková účinnost $\eta_3 = \mathbf{98,0 \%$

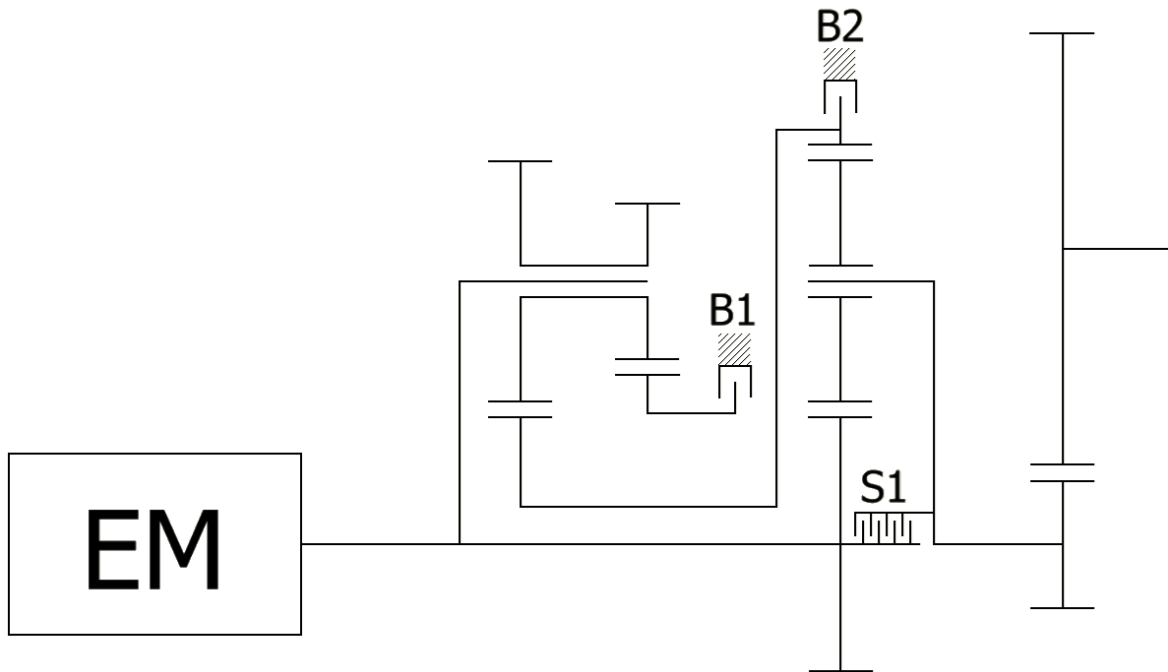
Tabulka 11: Účinnosti jednotlivých rychlostních stupňů pro schéma 3

Rychlostní stupeň:	Účinnost:
1	96,2 %
2	96,7 %
3	98,0 %

U tohoto zapojení je však velmi problematický poměr počtu zubů na satelitu a na ostatních částech soukolí. To způsobí velkou rychlost otáčení satelitů a s tím spojené výrazné opotřebení. Aby byl zaručen požadovaný převodový poměr soukolí, není možné zvětšit satelity. Jedno z možných řešení je na následujícím obr. 41, kde celkový princip zůstal stejný, ale běžný satelit byl nahrazen dvojitým a koruna soukolí byla nahrazena brzděnou planetou. Pro takové zapojení je počet zubů následující:

Planetové soukolí B:

- Planeta 1: $z_{p1} = 39$
- Satelity 1: $z_{s1} = 20$
- Planeta 1: $z_{p2} = 30$
- Satelity 1: $z_{s2} = 29$



Obrázek 41: Schéma náhradního zapojení Schématu č. 3

Účinnost tohoto zapojení je pro 1. a 3. rychlostní stupeň stejná. Pro 2. stupeň lze účinnost vypočítat dle stejného postupu jako pro původní schéma. Tato účinnost vychází 95,4 % (viz příloha č. 1). Je to o 1,3 % horší v porovnání s původním schématem. To je způsobeno především nahrazením záběru vnitřního ozubení za vnější. Další nevýhodou je výrazně vyšší komplikovanost celého zapojení.

Na druhou stranu toto zapojení má výrazně přívětivější počty zubů jednotlivých komponent, takže by docházelo k pravidelnějšímu opotřebení. Další výhodou je absence kola s vnitřním ozubením, což je výhodnější pro výrobu.

4.4.3.2 Účinnost – Schéma č. 4

Stejně jako v předchozí podkapitole 5.4.3.1 je třeba nejprve určit potřebné převody jednotlivých soukolí. Soukolí A a C se získá stejným způsobem jako u předchozího schématu. Převodový poměr pro soukolí B lze dopočítat podle vzorce (13):

$$i_B = \frac{i_2}{i_A}$$

$$i_B = \frac{8,606}{5,627} = 1,529$$

$$i_A = 5,627$$

$$i_C = 2,889$$

Dále je nutné určit počty zubů planetových soukolí pro získání reálných převodových poměrů:

Planetové soukolí B:

- Planeta: $z_{pB} = 49$
- Satelity: $z_{sB} = 22$
- Koruna: $z_{kB} = 92$

Planetové soukolí C:

- Planeta: $z_{pC} = 51$
- Satelity: $z_{sC} = 24$
- Koruna: $z_{kC} = 96$

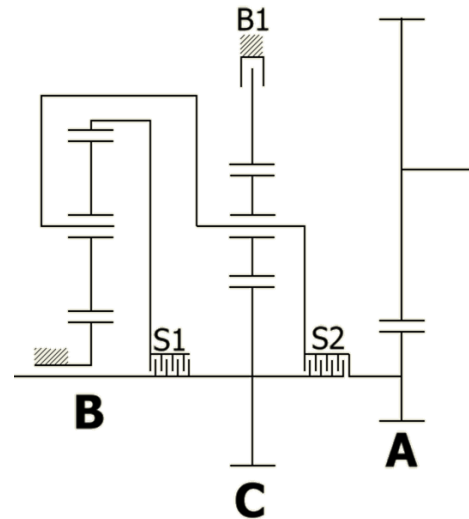
Porovnání reálných a ideálních převodových poměrů:

Tabulka 12: Tabulka srovnání reálných a ideálních převodových poměrů pro schéma č. 4

Soukolí	Reálný	Ideální
B	1,533	1,529
C	2,882	2,889

1. rychlostní stupeň:

Identický výpočet jako pro 1. rychlostní stupeň v podkapitole 4.4.3.1. Účinnost $\eta_1 = 96,2 \%$.



Obrázek 42: Kinematické schéma č. 4

2. rychlostní stupeň:

Výpočet je velmi podobný jako pro 1. rychlostní stupeň. Nejdříve je třeba určit poměrné rychlosti nezabrzděných členů (20):

$$\bar{\omega}_r = \frac{1}{i_B} = \frac{1}{1,533} = 0,652$$

$$\bar{\omega}_k = 1$$

Dále je třeba určit poměrný potenciální výkon pomocí rovnice (21):

$$\mu_p^r = 1 - \frac{\bar{\omega}_r}{\bar{\omega}_p}$$

$$\mu_p^r = 1 - \frac{0,652}{1} = 0,346$$

Jako další je třeba určit koeficient ztrát viz rovnice (22), kde součinitel $\xi^r = 0,01 + 0,02 = 0,03$:

$$\xi = \mu_p^r \cdot \xi^r = 0,346 \cdot 0,03 = 0,01$$

Účinnost soukolí B se vypočítá (23):

$$\eta_B = 1 - \xi$$

$$\eta_B = 1 - 0,01 = 0,99 = 99,0 \%$$

Nyní lze vypočítat celkovou účinnost pro druhý převodový stupeň:

$$\eta_2 = \eta_A \cdot \eta_B$$

$$\eta_1 = 0,98 \cdot 0,99 = 0,97 = \mathbf{97,0 \%}$$

3. rychlostní stupeň:

V tomto zapojení dochází k redukci pouze přes soukolí A, a tedy celková účinnost $\eta_3 = 98,0 \%$.

Tabulka 13: Účinnosti jednotlivých rychlostních stupňů pro schéma 4

Rychlostní stupeň:	Účinnost:
1	96,2 %
2	97,0 %
3	98,0 %

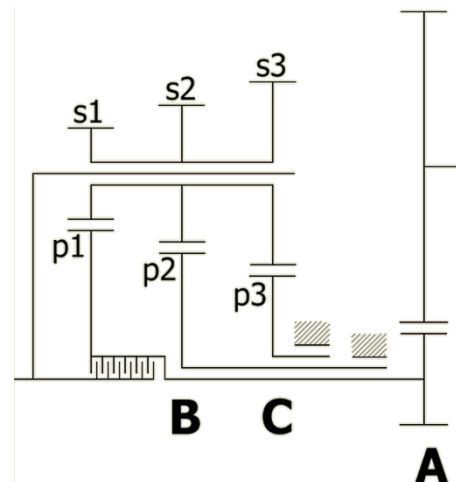
4.4.3.3 Účinnost – Schéma č. 5

Převody pro jednotlivá zapojení budou stejná, jako pro schéma č. 4:

$$i_A = 5,627$$

$$i_B = 1,529$$

$$i_C = 2,889$$



Obrázek 43: Kinematické schéma č. 5

Pro tyto převodové stupně je třeba určit počty zubů satelitů a planet tak, aby byl výsledný převod co nejbližší ideálnímu převodu a zároveň, aby průměr unašeče byl konstantní ($z_p + z_s = konst.$):

$$z_{p_1} = 59 ; z_{s_1} = 24$$

$$z_{p_2} = 51 ; z_{s_2} = 32$$

$$z_{p_3} = 38 ; z_{s_3} = 45$$

Tabulka 14: Tabulka srovnání reálných a ideálních převodových poměrů pro schéma č. 5

Soukolí	Reálný	Ideální
B	1,523	1,529
C	2,843	2,889

1. rychlostní stupeň:

Výpočet bude mít podobný postup jako při výpočtu účinností v kapitole 4.4.3.2:

$$\bar{\omega}_{p_1} = \frac{1}{i_B} = \frac{1}{1,523} = 0,657$$

$$\bar{\omega}_r = 1$$

$$\mu_{p_1}^r = 1 - \frac{\bar{\omega}_r}{\bar{\omega}_{p_1}} = 1 - \frac{1}{0,657} = -0,523$$

Jako další je třeba určit koeficient ztrát viz rovnice (32), kde součinitel $\xi^r = 2 \cdot 0,02 = 0,04$:

$$\xi = -\mu_{p_1}^r \cdot \frac{\xi^r}{1 - \xi^r} = 0,523 \cdot \frac{0,04}{1,04} = 0,020 \quad (8)$$

Účinnost soukolí C se vypočítá podle vzorce (23):

$$\eta_B = 1 - \xi$$

$$\eta_B = 1 - 0,02 = 98,0 \%$$

Nyní lze vypočítat celkovou účinnost pro první převodový stupeň:

$$\eta_2 = \eta_A \cdot \eta_B$$

$$\eta_1 = 0,98 \cdot 0,98 = \mathbf{96,0 \%$$

2. rychlostní stupeň:

Výpočet bude totožný s výpočtem pro první rychlostní stupeň:

$$\bar{\omega}_{p_1} = \frac{1}{i_C} = \frac{1}{2,843} = 0,352$$

$$\bar{\omega}_r = 1$$

$$\mu_{p_1}^r = 1 - \frac{\bar{\omega}_r}{\bar{\omega}_{p_1}} = 1 - \frac{1}{0,352} = -1,841$$

$$\xi = -\mu_{p_1}^r \cdot \frac{\xi^r}{1 - \xi^r} = 1,841 \cdot \frac{0,04}{1,04} = 0,071$$

$$\eta_B = 1 - \xi = 1 - 0,071 = 92,9 \%$$

$$\eta_2 = \eta_A \cdot \eta_B = 0,98 \cdot 0,929 = \mathbf{91,1 \%}$$

3. rychlostní stupeň:

V tomto zapojení dochází k redukci pouze přes soukolí A, a tedy celková účinnost $\eta_3 = \mathbf{98,0\%}$

Tabulka 15: Účinnosti jednotlivých rychlostních stupňů pro schéma 4

Rychlostní stupeň:	Účinnost:
1	91,1 %
2	96,0 %
3	98,0 %

4.4.4 Výběr schématického návrhu na základě účinnosti

V předchozí podkapitole 4.4.3 jsou vypočítány účinnosti třech vybraných návrhů. Dále se práce bude zabývat tím, které má celkově nejlepší poměr účinnost/komplikovanost. Tímto návrhem je schéma č. 4 viz tab. 16. Z tabulky je dále vidět, že nejhorší účinnosti dosahuje schématický návrh č.5 bez vnitřního ozubení. Z výpočtu jednotlivých návrhů dále vyšlo najevo, že schéma č. 3 by nebylo zkonstruovatelné z důvodu nepoměrně malých satelitů v porovnání s ostatními komponenty.

Tabulka 16: Srovnání účinností

Rychlostní stupeň:	Účinnost			
	Schéma č.3 – původní	Schéma č.3 – s dvojitým satelitem	Schéma č.4	Schéma č.5
1	96,2 %	96,2 %	96,2 %	91,1 %
2	96,7 %	95,4 %	97,0 %	96,0 %
3	98,0 %	98,0 %	98,0 %	98,0 %

4.4.5 Volba uspořádání a typu řadicích členů zvoleného schématu

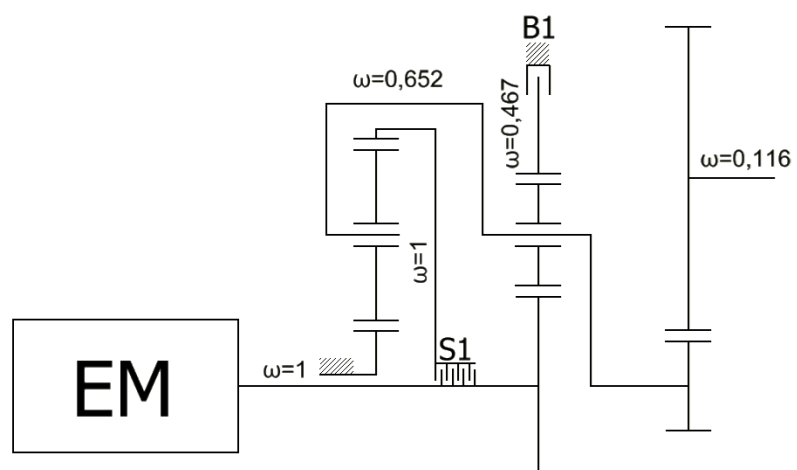
Volba řadicích členů je také důležitým aspektem návrhu převodových soustav. Stejně tak jejich umístění. Vhodný výběr může zásadně usnadnit způsob ovládání, navýšit účinnost a celkově vylepšit chod celého mechanismu.

Nejdříve je třeba vybrat typy řadicích elementů. Zvolené schéma č. 4 obsahuje 2 spojky a jednu brzdu. Jako brzda B1 je zvolena hydraulicky ovládaná lamelová brzda. Jedná se o nejběžnější typ brzd využívaných u planetových převodovek. Bylo by možné využít i brzdou pásovou. Lamelová brzda má však lepší brzdový účinek, dochází k rovnoměrnějšímu opotřebení a je vhodná pro oba směry otáčení (i pro brzdění při zpětném chodu).

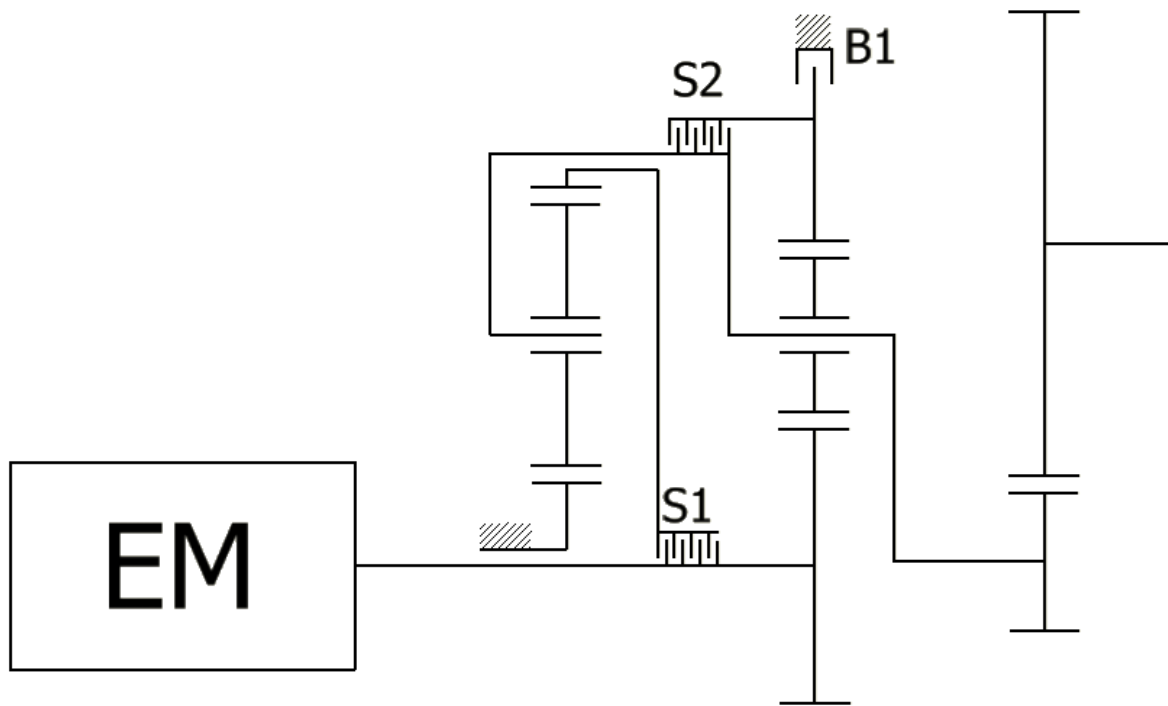
Spojka S1 by mohla být spojka lamelová, zubová nebo volnoběžka. Spojka zubová však není vhodná, protože by vyžadovala pro zařazení při chodu mechanismu aktivní synchronizaci. Naopak nejvýhodnější by bylo využít volnoběžku, která nevyžaduje žádné ovládání. A zároveň umožňuje řazení bez přerušování toku výkonu. V tomto zapojení ji však nelze využít.

Pro správné fungování by musela přenášet moment jen pro 2. rychlostní stupeň. Přenášela by však moment i při zařazeném 1. rychlostním stupni (otáčky koruny soukolí B by byly menší než výstupní otáčky ze soukolí A). To by vedlo k zablokování a poruše celé převodovky. Nejvýhodnější tedy bude využít lamelovou spojku, která umožňuje aktivaci i při běžícím mechanismu.

Spojka S2 zaručuje spojení obou planetových soukolí. Tato spojka musí být nutně lamelová, protože musí spojit dva otáčející se členy s různými úhlovými rychlostmi. Existuje však několik různých umístění, kde se spojka může nacházet. Optimalizace musí být provedena na základě předpokladu, že je výhodné spojovat členy s co nejmenším rozdílem úhlových rychlostí a zároveň je třeba brát v potaz složitost konstrukce. K jejímu zařazení bude docházet při zařazení 3. rychlostního stupně. Na obr. 44 jsou zobrazeny poměrné rychlosti všech členů pro 2. rychlostní stupeň.



Obrázek 44: Poměrné rychlosti členů schématu č. 4



Obrázek 45: Finální rozložení řadících členů schématu č.4

Z obrázku plyne, že nejvýhodnější možností je propojit unašeč B s korunou soukolí C, protože se jedná o členy s nejmenším rozdílem poměrných úhlových rychlostí. Možností propojení těchto dvou členů je také více, ale na obrázku č. 45 je zobrazeno to nejsnazší a nejúspěšnější.

4.4.6 Smontovatelnost zvoleného zapojení

Aby bylo zajištěno, že všechny satelity zabírají společně, je třeba splnit podmínku smontovatelnosti. V případě, že by podmínka nebyla splněna, mohlo by docházet k nepravidelnému opotřebování všech kol a k nevyváženosti unašeče satelitů a tím celého soukolí.

$$G = \frac{z_p + z_k}{S} \quad (9)$$

$$G_B = \frac{49 + 92}{3} = 47$$

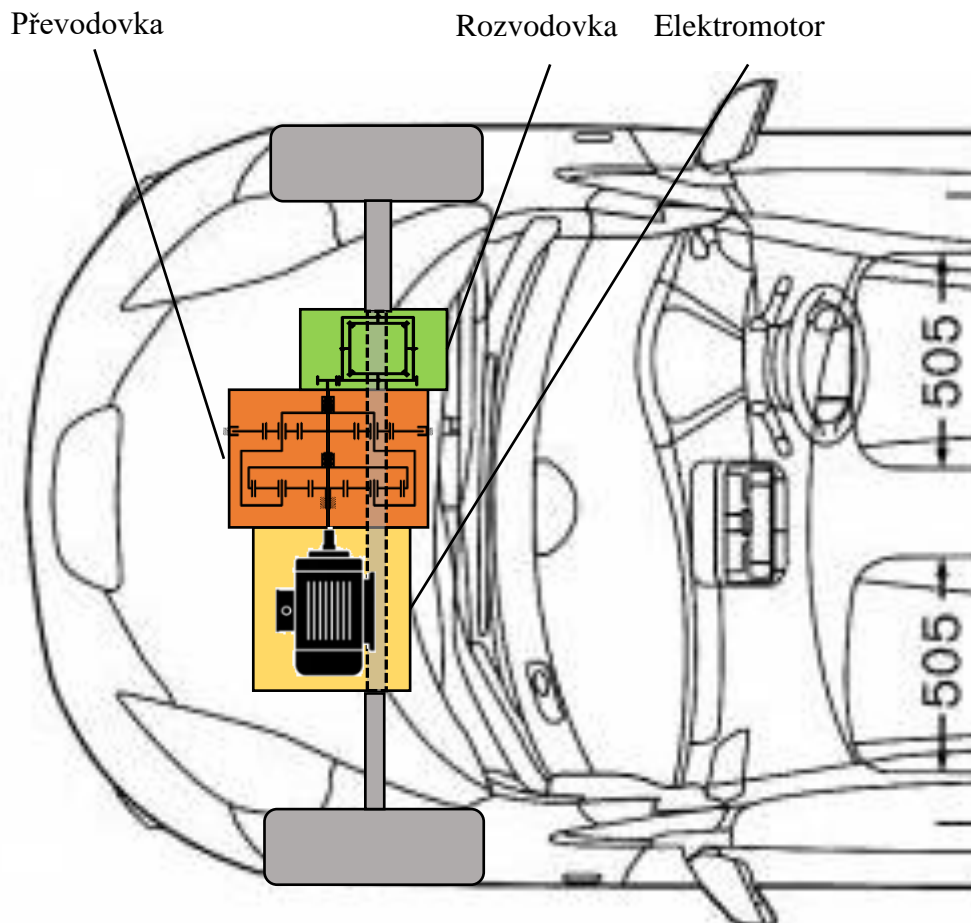
$$G_C = \frac{51 + 96}{3} = 49$$

Podle výpočtů je vidět, že číslo G má v obou případech celočíselnou hodnotu, což znamená, že podmínku smontovatelnosti splňují obě soukolí – B i C.

4.4.7 Třetí rychlostní stupeň

Zatímco ve schématu je třetí rychlostní stupeň realizován pomocí soukolí s čelním ozubením pro zjednodušení zobrazení, v realitě by byl součástí diferenciálu. Jednalo by se tedy společně o rozvodovku. Je to běžný postup, díky kterému se ušetří zakomponování další mechanické součásti. Pastorek soukolí by byl součástí společného unašeče planetových soukolí a kolo stálého převodu by bylo součástí klece diferenciálu. Co se počtu zubů pastorku a kola týče, byl by následující: $z_{pastorek} = 19$ a $z_{kolo} = 107$. Celkový převod by pak byl 5,632, což se od teoretické hodnoty převodového poměru soukolí liší pouze o 0,005.

Na obr. 46 je schematicky zobrazeno zapojení pohonného ústrojí vozidla – mechanická část. Elektrická část zůstává stejná jo u původního Nissanu Leaf 2012. Jediný rozdíl od původního zapojení je vložení převodovky mezi rozvodovku a elektromotor.



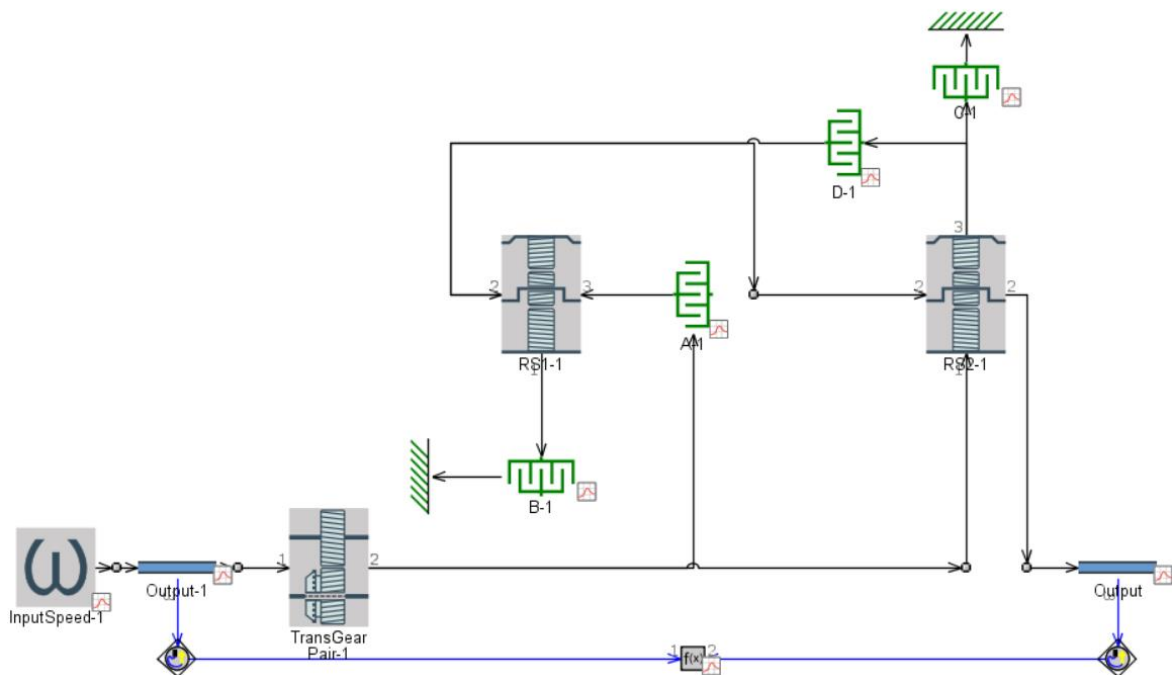
Obrázek 46: Schematické zobrazení převodovky ve vozidle [24]

5 Simulace

Tato kapitola se zabývá simulací jízdy zvoleného vozidla se zabudovanou převodovkou do hnacího ústrojí. Simulace byla provedena v simulačním softwaru GT-SUITE a to pro dva jízdní cykly: NEDC (New European Driving Cycle) a WLTP (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure). Pro účely srovnání proběhla i simulace stejného vozidla bez převodovky.

5.1 Simulace převodovky

Pro ověření správnosti návrhu převodovky byla provedena simulace. Simulační model, viz obr. 46, je složen z jednoho bloku soukolí s čelním ozubením, ze dvou bloků planetových soukolí a z několika spojek, které planetová soukolí ovládají. Zároveň je zařazen do modelu blok funkce, který slouží k výpočtu finálního převodového stupně pomocí porovnávání vstupních a výstupních otáček.



Obrázek 47: Simulační model převodovky

Po spuštění simulace je možné ověřit, že jednotlivé převodové stupně nabývají téměř přesně požadovaných převodových poměrů:

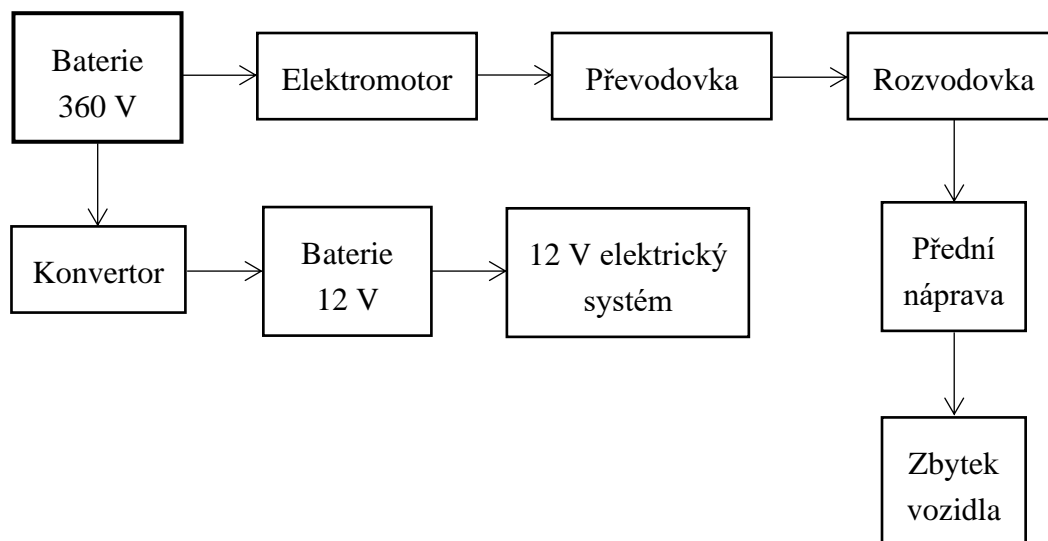
$$i_{1r} = 16.219$$

$$i_{2r} = 8.592$$

$$i_{3r} = 5.627$$

5.2 Simulace jízdních cyklů

Pro simulaci jízdních cyklů je nejprve nutné sestavit model elektromobilu, který má náležité vstupní parametry. Zásadní parametry jsou hlavně ty, které mají vliv na výkon a jízdní odpory vozidla – m, c_x, S_x, P, M, C . Model byl sestaven podle následujícího blokového schématu:



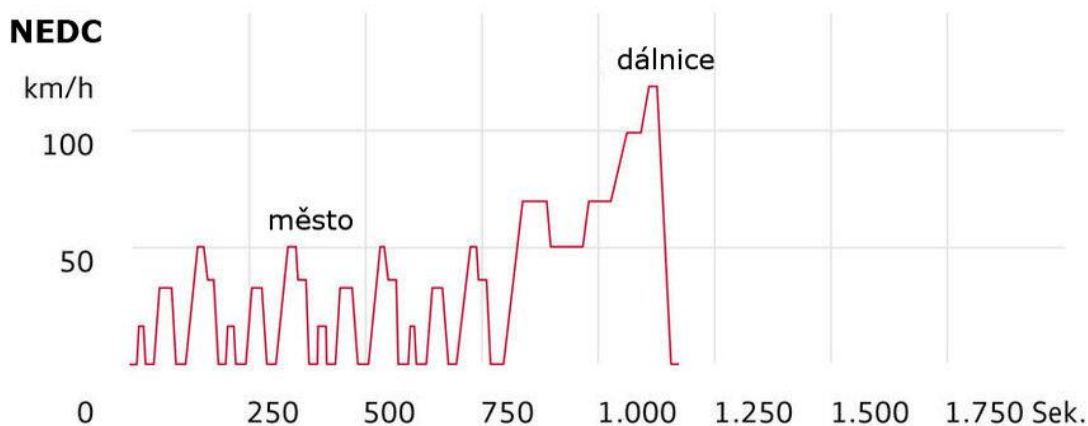
Obrázek 48: Blokové schéma elektromobilu pro simulaci

Kromě jednotlivých komponent zobrazených ve schématu je ještě nutné, aby simulační model obsahoval řídicí komponenty, které budou zajišťovat správné chování simulace. Těmito komponentami jsou:

- *Řidič* – dává informace o potřebném hnacím momentu, aby byla dosažena požadovaná rychlost
- *Řízení převodovky* – sbírá data z ostatních částí vozidla (zařazený rychlostní stupeň, otáčky motoru, otáčky kol) a na základě řídicí strategie posílá signál do převodovky, když je třeba řadit
- *Řízení motoru* – přijímá od řidiče informaci o potřebném momentu na kolech, od převodovky momentálně zařazený rychlostní stupeň a na základě těchto dvou hodnot informuje motor o potřebném dodávaném momentu
- *Řízení baterie* – počítá maximální vybíjecí výkon z minimálního napětí, maximálního proudu a ostatních limitací systému

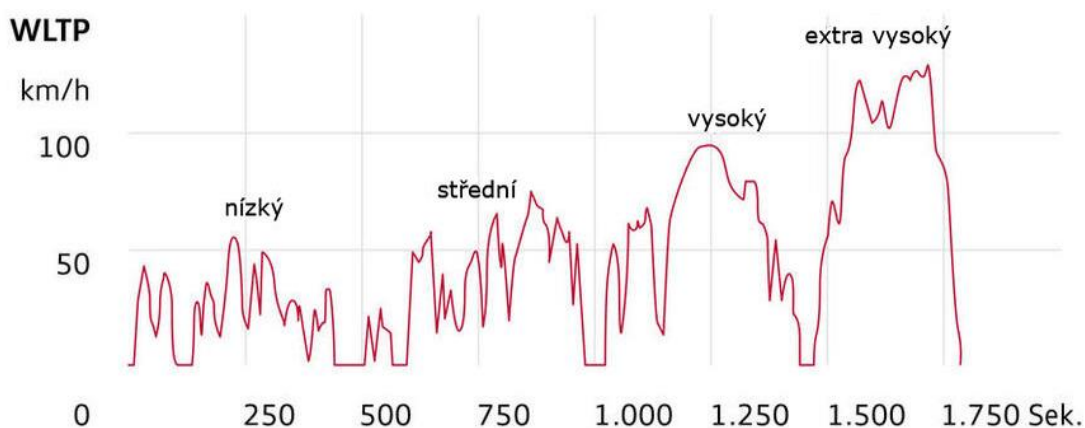
5.2.1 Jízdní cykly

Pro simulaci byly zvoleny 2 jízdní cykly: NEDC a WLTP. NEDC byl zaveden Evropskou unií v roce 1992 a skládá se z 5 oddělených cyklů – 4 městské a 1 dálniční. Celková doba trvání je 1200 s a délka trasy cyklu je 11 km. Maximální rychlost je pouhých 120 km/h.



Obrázek 49: NEDC – Průběh rychlosti v čase

WLTP se skládá ze 4 fází podle míry zatížení – nízké, střední, vysoké a extra vysoké. Doba trvání je 1800 s a délka trasy je 23 kilometrů. Maximální rychlost tohoto cyklu je 130 km/h. Z hodnot je možné vidět, že WLTP trvá delší dobu a je více než dvojnásobně dlouhý. Snaží se lépe odhadnout skutečnou spotřebu vozidla za reálného provozu. Důsledkem je, že při testování pomocí WLTP mají vozidla vyšší spotřebu v porovnání s NEDC [18].

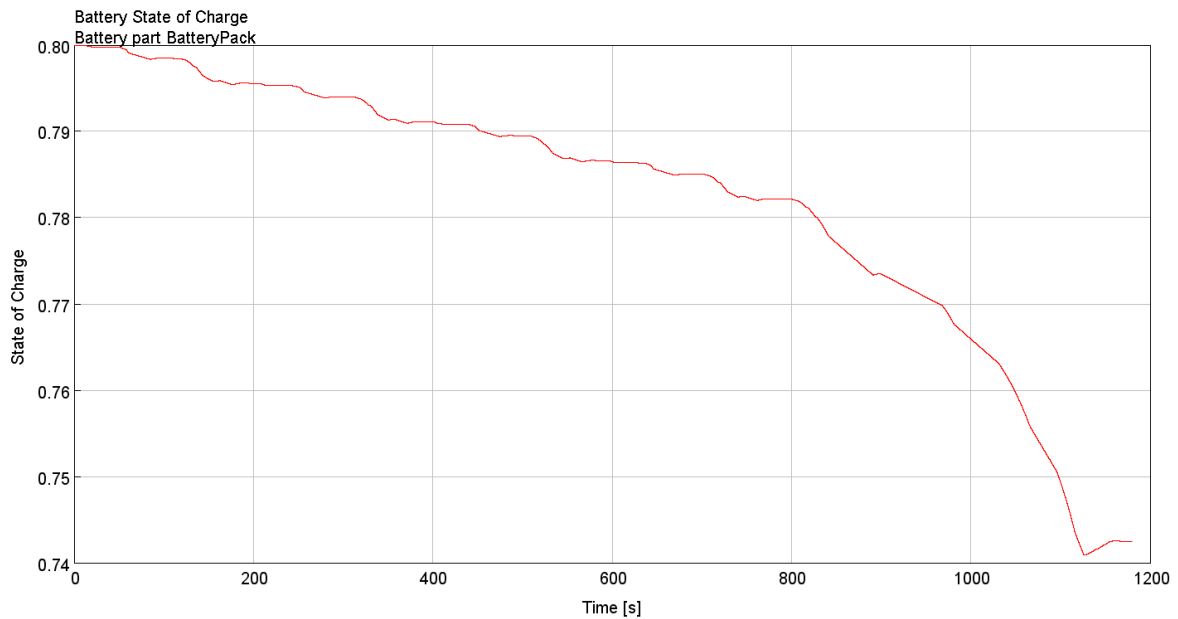


Obrázek 50: WLTP – Průběh rychlosti v čase

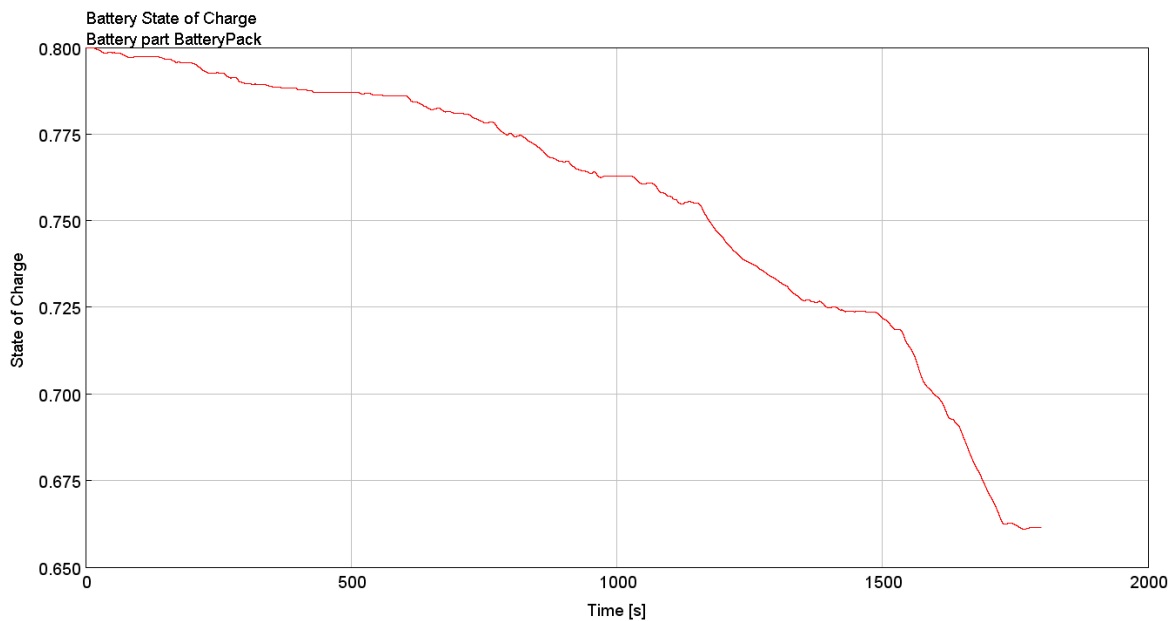
5.2.2 Výsledky simulací

Nejdůležitější hodnota, kterou je ze simulace možné získat, je míra nabití baterie neboli SOC (State Of Charge). Tato hodnota udává, jak efektivně elektromotor funguje a jakou spotřebu vozidlo má. Samozřejmě simulace není naprosto přesná a získané hodnoty jsou pouze orientační.

Na obr. 51 je možné vidět, jak klesá nabití baterie při simulaci NEDC. Je zároveň možné vidět sekce, kde dochází při brzdění k rekuperaci, nejvýrazněji ke konci cyklu, kde vozidlo brzdí ze 120 km/h na 0 km/h. SOC po ujetí cyklu klesl na 0,7425 z počátečních 0,8. Na obr. 52 je zobrazen tentýž průběh, ale pro WLTP. Pro tento cyklus klesl SOC z 0,8 na 0,6615.



Obrázek 51: Průběh SOC při NEDC



Obrázek 52: Průběh SOC při WLTP

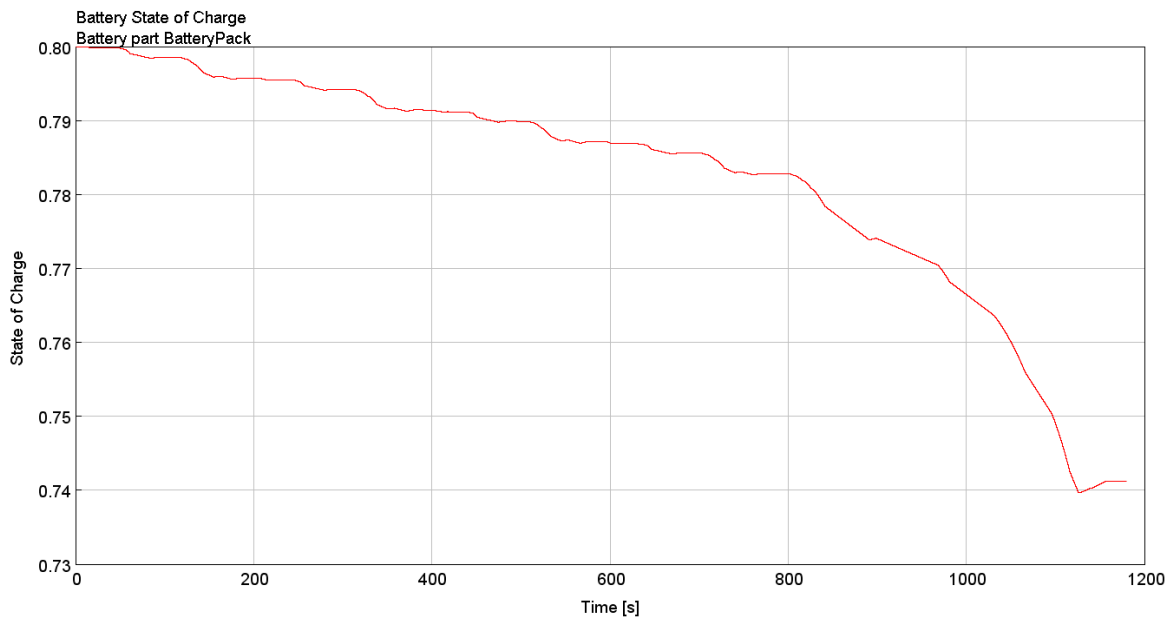
Z hodnot získaných simulací lze dopočítat spotřebu vozidla v jednotkách kWh/100km, což je hodnota, která je běžně u elektromobilů udávána. Spotřebu je možné vypočítat podle následujícího vzorce:

$$E = \frac{n_s \cdot U_c}{l_c} \cdot C \cdot (SOC_s - SOC_e) \cdot \frac{100}{1000} \quad (34)$$

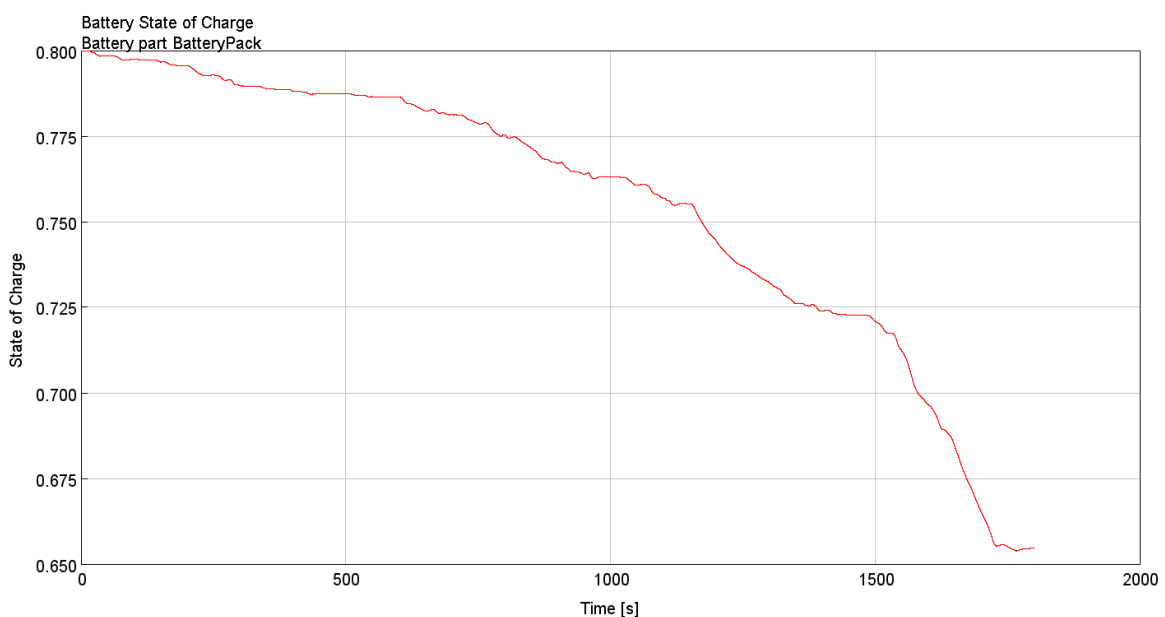
$$E_{NEDC} = \frac{96 \cdot 3,65}{11} \cdot 66,2 \cdot (0,8 - 0,7425) \cdot \frac{100}{1000} = 12,13 \frac{\text{kWh}}{100\text{km}}$$

$$E_{WLTP} = \frac{96 \cdot 3,65}{23,25} \cdot 66,2 \cdot (0,8 - 0,6615) \cdot \frac{100}{1000} = \mathbf{13,82 \frac{kWh}{100km}}$$

Stejné simulace byly provedeny i pro vozidlo bez převodovky, které by mělo dosahovat zhruba stejných výsledků jako již zmíněný Nissan Leaf 2012. Výsledky jsou zobrazeny na následujících grafech:



Obrázek 53: Průběh SOC při NEDC (vozidlo bez převodovky)



Obrázek 54: Průběh SOC při WLTP (vozidlo bez převodovky)

Z grafů je opět možné vyčíst hodnoty vybití baterie pro oba cykly. V případě NEDC cyklu se baterie vybila na 0,7412 kapacity a v případě WLTP na 0,6545 kapacity. Podle vzorce (34) je možné opět vypočítat celkovou spotřebu energie:

$$E_{NEDC} = \frac{96 \cdot 3,65}{11} \cdot 66,2 \cdot (0,8 - 0,7412) \cdot \frac{100}{1000} = \mathbf{12,40} \frac{\mathbf{kWh}}{\mathbf{100km}}$$

$$E_{WLTP} = \frac{96 \cdot 3,65}{23,25} \cdot 66,2 \cdot (0,8 - 0,6545) \cdot \frac{100}{1000} = \mathbf{14,52} \frac{\mathbf{kWh}}{\mathbf{100km}}$$

Zároveň je možné dohledat, jaké hodnoty spotřeby udává výrobce vozu. V následující tab. 17 je srovnání teoretické spotřeby vozidla s převodovkou, bez převodovky a reálné spotřeby vozidla bez převodovky udávané výrobcem:

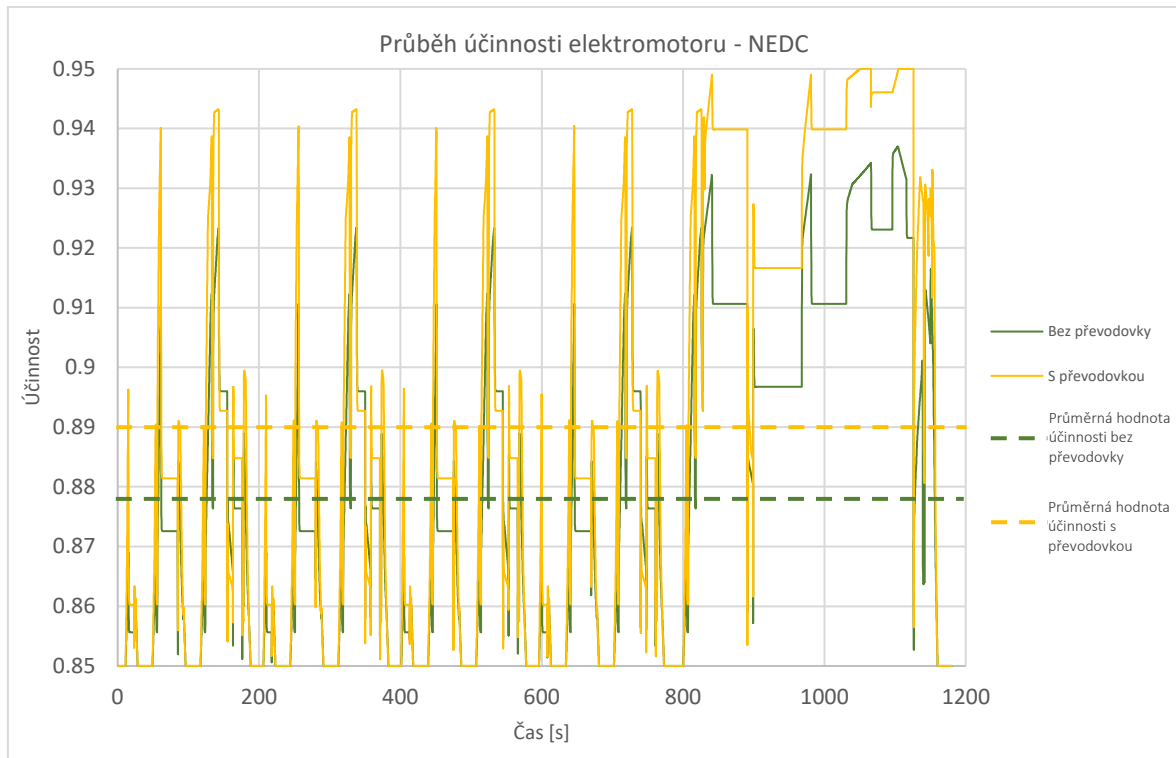
Tabulka 17: Srovnání spotřeb vozidla s převodovkou a bez převodovky

	Spotřeba simulovaná s převodovkou [kWh/100 km]	Spotřeba simulovaná bez převodovky [kWh/100 km]	Spotřeba dle homologace (bez převodovky) [kWh/100 km]
NEDC	12,13	12,40	12,60
WLTP	13,82	14,52	-----

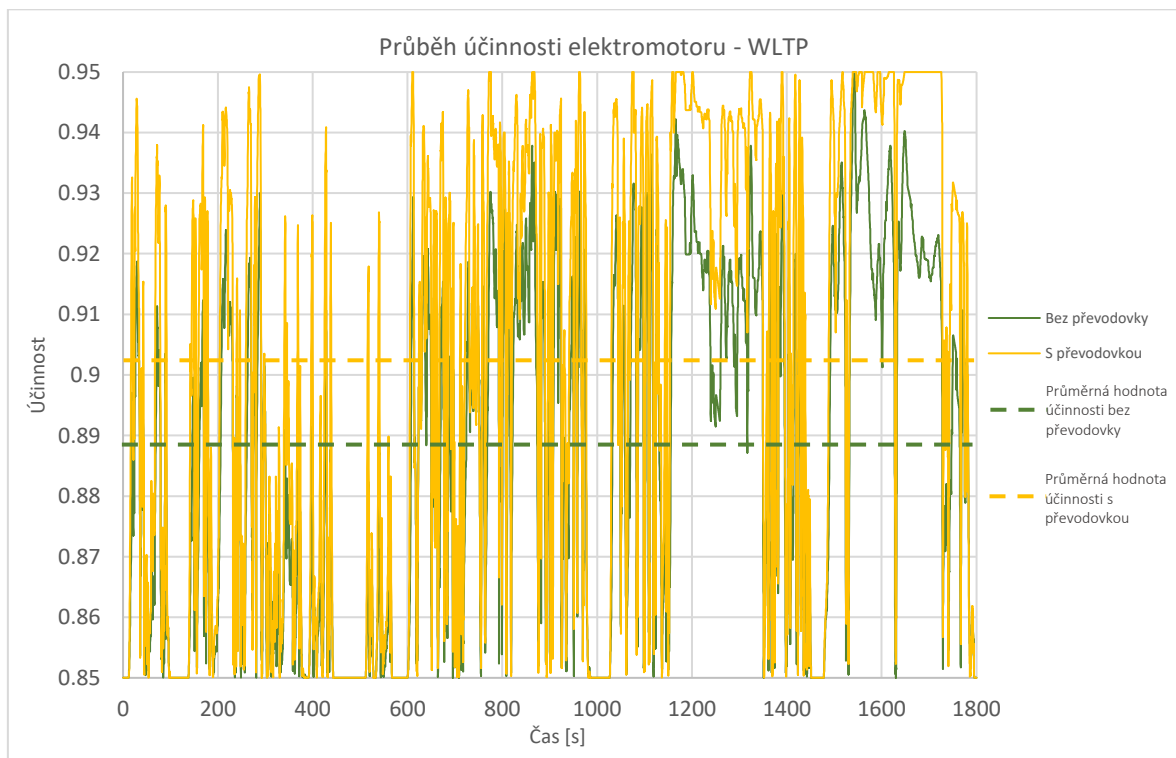
Z tabulky je zjevné, že spotřeba energie teoretická se nerovná spotřebě udávané výrobcem, což může být způsobeno mnoha důvody. Hlavní je však nutnost zanedbání mnoha faktorů při simulaci – především množství mechanických vazeb. I přesto se výsledky dostatečně blíží na to, aby měly vypovídající hodnotu.

Důležité je srovnání simulace s převodovkou a bez převodovky, kde je možné vidět, že v případě NEDC je úspora energie při využití převodovky 2,18% a v případě WLTP dokonce, 4,82%. U WLTP se projevuje účinek převodovky více, protože vozidlo dosahuje vyšších rychlostí a také dochází k většímu množství přeřazení. Převodovka tedy využívá naplno svůj potenciál.

Úspora energie je způsobena hlavně fungováním motoru v pásmu vyšší účinnosti, což je zobrazeno na obr. 55 a 56. Na obr. 55 je porovnání účinnosti vozidla s převodovkou a bez převodovky pro NEDC a na obr. 56 je totéž zobrazení, jen pro WLTP. Především u NEDC je vidět velký nárůst účinností při vyšších rychlostech, kdy dochází k přeřazení na 3. rychlostní stupeň. V grafech jsou čerchovanou čarou zobrazeny průměrné hodnoty účinnosti vozidla.



Obrázek 55: Průběh účinnosti elektromotoru – NEDC



Obrázek 56: Průběh účinnosti elektromotoru – WLTP

Závěr

Cílem práce bylo navrhnout vícestupňovou planetovou převodovku, která bude vhodná pro zvolený elektromobil. Převodovek bylo navrženo několik, ale jen jedna byla zvolena pro závěrečné simulace. Tato převodovka má nejlepší účinnost a zároveň není příliš složitá na konstrukci.

Po uskutečnění simulací se dokázalo, že díky zakomponování převodovky se podařilo uspořit nezanedbatelné množství energie – pro NEDC 2,18% a pro WLTP 4,82%. Tyto hodnoty jsou však jen orientační, protože se stále jedná „pouze“ o simulaci. Na druhou stranu se blíží hodnotám udávaným výrobcem simulovaného vozu – Nissan Leaf 2012, tudíž se dá prohlásit, že mají alespoň částečně vypovídající hodnotu.

I když došlo, co se účinnosti týče, pouze k nepatrnému zlepšení, převodovka přináší i další benefity. Výrazně zvýšila maximální rychlost (ze 140 na $196 \frac{km}{h}$), což je parametr, který bývá u elektromobilů celkem problematický. Zároveň vozidlo dosahuje vyšší akcelerace při startu, nebo například při předjíždění, neboť dokáže díky variabilnímu zpřevodování dodávat výrazně vyšší moment, a to ať už při startu nebo v průběhu jízdy.

Je samozřejmě potřebné zmínit negativa, která s převodovkou vznikla. Výroba vozu bude náročnější a tím pádem i dražší. Vůz bude také hlučnější a zároveň je třeba brát v potaz, že s každou novou součástí vzniká bod, ve kterém může dojít k poruše. Přes všechna negativa návrh převodovky považuji za úspěšný a myslím si, že zakomponování převodovky do hnacího ústrojí elektromobilu se vyplatí, zejména počítáme-li spotřebu energie během celého dlouhého životního cyklu elektrického vozidla.

Seznam použité literatury

- [1] Janda, P.; et al. Převodná a převodová ústrojí, 2007. Střední škola automobilní. https://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2017/09/Prevodova_ustroji.pdf (accessed June 13, 2022).
- [2] Čuperka, J.; et al. Elektronická učebnice – ELUC. <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1476> (accessed June 13, 2022).
- [3] What is Planetary Gearbox? | How does a Planetary Gear work?, 2020. Mechanical Boost. <https://mechanicalboost.com/planetary-gearbox/> (accessed June 19, 2022).
- [4] How a CVT works - Everything you need to know about Continuously Variable Transmission, 2019. Latest Cars in India, Bikes in India, New Car & Bike Prices, Automobile News, Reviews - Overdrive. <https://www.overdrive.in/amp/news-cars-auto/features/how-a-cvt-works-everything-you-need-to-know-about-continuously-variable-transmission/> (accessed June 19, 2022).
- [5] Fernie, M. How Do Electric Vehicles Produce Instant Torque?, 2016. Car Throttle. <https://www.carthrottle.com/post/how-do-electric-vehicles-produce-instant-torque/> (accessed June 19, 2022).
- [6] Skula, L. MANUÁLNÍ PŘEVODOVKY MOTOROVÝCH VOZIDEL, 2011. Domovská stránka repozitáře | Digitální knihovna VUT v Brně. <https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/1632/final-thesis.pdf?sequence=-1> (accessed July 19, 2022).
- [7] BMW Group University I12 Powertrain, 2013. Scribd. <https://www.scribd.com/document/345144748/I18#> (accessed July 24, 2022).
- [8] Nicoletti, L., Köhler, P., König, A., Heinrich, M., Lienkamp, M. (2021) ‘Parametric Modelling of Weight and Volume Effects in Battery Electric Vehicles, with Focus on the Gearbox’, in Proceedings of the International Conference on Engineering Design (ICED21), Gothenburg, Sweden, 16-20 August 2021. DOI:10.1017/pds.2021.500 (accessed July 26, 2022).
- [9] Holdstock, T. J. Investigation into multiple-speed transmissions for electric vehicles., 2015. University of Surrey. https://openresearch.surrey.ac.uk/esploro/outputs/doctoral/Investigation-into-multiple-speed-transmissions-for-electric/99513869402346?institution=44SUR_INST (accessed Sept 10, 2022).

- [10] Shin, J.W., Jung, H.Y. & Oh, S.H. A study on 2-speed transmission of electric vehicle by using inventogram. *J Mech Sci Technol* 31, 2543–2548 (2017). <https://doi.org/10.1007/s12206-017-0452-2> (accessed Sept 10, 2022).
- [11] Zhang, W.; Yang, J.; Zhang, W. Influence of a New Type of Two-Speed Planetary Gear Automatic Transmission on the Performance of Battery Electric Vehicles. *Energies* 2022, 15, 4162. <https://doi.org/10.3390/en15114162> (accessed Sept 12, 2022).
- [12] Tice, S. E. MULTI-SPEED GEARBOXES CAN OFFER MANY BENEFITS FOR EV POWERTRAINS DEPENDING ON APPLICATION, 2020. Electric & Hybrid Vehicle powertrains & conversions | QuantumWorks. <https://www.quantumworks.com/multi-speed-gearboxes-can-offer-many-benefits-for-ev-powertrains-depending-on-application> (accessed Sept 20, 2022).
- [13] Continuously variable transmission with pushbelt for electric vehicles, 2020. Bosch Mobility. <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/transmission-technology/transmission-cvt4ev/> (accessed Sept 20, 2022).
- [14] Yuan, Y, Wu, G, He, X, Song, Y, & Zhang, X. "Electric Vehicle Drivetrain Development in China." *Proceedings of the ASME/ISCIE 2012 International Symposium on Flexible Automation. ASME/ISCIE 2012 International Symposium on Flexible Automation*. St. Louis, Missouri, USA. June 18–20, 2012. pp. 597-603. ASME. <https://doi.org/10.1115/ISFA2012-7212> (accessed Sept 26, 2022).
- [15] Resnick, J. Continuously variable transmission with pushbelt for electric vehicles, 2022. *Ars Technica*. <https://arstechnica.com/cars/2022/04/driving-the-jeep-magneto-an-electric-concept-with-a-manual-transmission/> (accessed Oct 02, 2022).
- [16] Ronghai Qu, M. Aydin and T. A. Lipo, "Performance comparison of dual-rotor radial-flux and axial-flux permanent-magnet BLDC machines," *IEEE International Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC'03.*, Madison, WI, USA, 2003, pp. 1948-1954 vol.3, doi: 10.1109/IEMDC.2003.1210718 (accessed Oct 10, 2022).
- [17] Karki, A.; Phuyal, S.; Tuladhar, D.; Basnet, S.; Shrestha, B.P. Status of Pure Electric Vehicle Power Train Technology and Future Prospects. *Appl. Syst. Innov.* 2020, 3, 35. <https://doi.org/10.3390/asi3030035> (accessed Oct 10, 2022).
- [18] Drivetrain – Electric Vehicle Wiki, 2018. Electric Vehicle Wiki. <https://www.electricvehiclewiki.com/drivetrain-d1/> (accessed Oct 05, 2022).
- [19] WLTP | Audi Česká republika, 2020. Domů | Audi Česká republika. <https://www.audi.cz/wltp> (accessed Nov 16, 2023).

- [20] Vanderwerp, D. Why the Porsche Taycan EV's Two-Speed Transmission Is a Big Deal, 2019. Car and Driver. <https://www.caranddriver.com/news/a28903274/porsche-taycan-transmission/> (accessed Nov 16, 2023).
- [21] Eaton to supply medium-duty transmissions to Proterra for electric transit vehicles, 2022. Eaton. <https://www.eaton.com/us/en-us/company/news-insights/news-releases/2022/eaton-to-supply-medium-duty-transmissions-to-Proterra.html> (accessed Nov 20, 2023).
- [22] Reduction gear ratio swap?, 2020. My Electrical Car Forum. <https://www.mynissanleaf.com/viewtopic.php?t=31022> (accessed Nov 20, 2023).
- [23] Lemon, S.; Miller, A. Electric Vehicles in New Zealand: Technologically Challenged?, 2013. research Gate. https://www.researchgate.net/publication/319162842_Electric_Vehicles_in_New_Zealand_Technologically_Challenged (accessed Nov 23, 2023).
- [24] Nissan Leaf 2011, 2018. The Blueprints.com. https://www.the-blueprints.com/blueprints/cars/nissan/44722/view/nissan_leaf_2011/ (accessed June 10, 2023).

Seznam obrázků

Obrázek 1: Dvuhřídelová spojka [1]	4
Obrázek 2: Tříhřídelová převodovka [2]	4
Obrázek 3: Schéma planetového soukolí [3]	5
Obrázek 4: Plynulý převod [4]	8
Obrázek 5: Otáčková charakteristika SM [5]	10
Obrázek 6: Pilový diagram pětistupňové převodovky [6]	11
Obrázek 7: Otáčková charakteristika elektromobilu [5]	11
Obrázek 8: Dvoumotorová vícestupňová převodovka bez přerušení toku výkonu	13
Obrázek 9: Dvoustupňová planetová převodovka	14
Obrázek 10: Dvoustupňová planetová převodovka	15
Obrázek 11: Dvoustupňová planetová převodovka s klínovou spojkou	16
Obrázek 12: CVT4EV, A – vstup od motoru, B – výstup na kola, C – sekundární třecí kužel, D – řemen, E – primární třecí plocha	17
Obrázek 13: EVT pro EV od UCAS	18
Obrázek 14: Elektromotor s dvěma rotory [16]	18
Obrázek 15: Uspořádání se spojkou, převodovkou a diferenciálem	21
Obrázek 16: Uspořádání se stálým převodem a diferenciálem	22
Obrázek 17: Uspořádání s motorem s vestavěným převodem a diferenciálem	22
Obrázek 18: Uspořádání s dvěma elektromotory a stálým převodem	22
Obrázek 19: Uspořádání s motory přímo v kolech se stálým převodem	23
Obrázek 20: Uspořádání s motory přímo v kolech bez stálého převodu	23
Obrázek 21: Schéma dvoustupňové převodovky elektromotoru BMW i8	24
Obrázek 22: Schéma planetové převodovky Audi e-tron	25
Obrázek 23: Schéma planetové převodovky Jaguar I-Pace	26
Obrázek 24: Dvoustupňová převodovka Porsche Taycan	27
Obrázek 25: EATON čtyřstupňová převodovka	28
Obrázek 26: Schematická zobrazení redukčního převodu Nissan Leaf 2012	31
Obrázek 27: Schéma pohonného systému Nissan Leaf 2012 [23]	31

Obrázek 28: Mapa účinnosti elektromotoru [17]	32
Obrázek 29: Trakční charakteristika pro 1. rychlostní stupeň.....	36
Obrázek 30:Trakční charakteristika pro 2. rychlostní stupeň.....	36
Obrázek 31:Trakční charakteristika pro 3. rychlostní stupeň.....	37
Obrázek 32: Kombinovaná trakční charakteristika	37
Obrázek 33: Schéma č. 1 (3 převodové stupně, s vnitřním ozubením).....	39
Obrázek 34: Schéma č. 2 (3 převodové stupně, s vnitřním ozubením).....	40
Obrázek 35: Schéma č. 3 (3 převodové stupně, s vnitřním ozubením).....	41
Obrázek 36: Schéma č. 4 (3 převodové stupně, s vnitřním ozubením).....	42
Obrázek 37:Schéma č. 5 (3 převodové stupně, bez vnitřního ozubení)	43
Obrázek 38: Schéma č. 6 (2 převodové stupně, s vnitřním ozubením).....	44
Obrázek 39: Schéma č. 7 (2 převodové stupně, bez vnitřního ozubení)	45
Obrázek 40:Kinematické schéma č.3	48
Obrázek 41: Schéma náhradního zapojení Schématu č. 3.....	53
Obrázek 42: Kinematické schéma č. 4	54
Obrázek 43: Kinematické schéma č. 5	56
Obrázek 44: Poměrné rychlosti členů schématu č. 4.....	59
Obrázek 45: Finální rozložení řadících členů schématu č.4.....	60
Obrázek 46: Schematické zobrazení převodovky ve vozidle [24]	61
Obrázek 47: Simulační model převodovky	62
Obrázek 48: Blokové schéma elektromobilu pro simulaci.....	63
Obrázek 49: NEDC – Průběh rychlosti v čase	64
Obrázek 50: WLTP – Průběh rychlosti v čase	64
Obrázek 51: Průběh SOC při NEDC	65
Obrázek 52: Průběh SOC při WLTP	65
Obrázek 53: Průběh SOC při NEDC (vozidlo bez převodovky).....	66
Obrázek 54: Průběh SOC při WLTP (vozidlo bez převodovky).....	66
Obrázek 55: Průběh účinnosti elektromotoru – NEDC	68
Obrázek 56: Průběh účinnosti elektromotoru – WLTP.....	68

Seznam tabulek

Tabulka 1: Zapojení řadících členů převodovky z obr. 9	14
Tabulka 2: Zapojení řadících členů převodovky z obr. 10	15
Tabulka 3: Zapojení řadících členů pro schéma č.1	39
Tabulka 4: Zapojení řadících členů pro schéma č.2	40
Tabulka 5: Zapojení řadících členů pro schéma č.3	41
Tabulka 6: Zapojení řadících členů pro schéma č.4	42
Tabulka 7: Zapojení řadících členů pro schéma č.5	43
Tabulka 8: Tabulka srovnání reálných a ideálních převodových poměrů pro schéma č. 3.	48
Tabulka 9: Tabulka konstant pro maticovou metodu	50
Tabulka 10: Tabulka konstant pro maticovou metodu zahrnující účinnosti	51
Tabulka 11: Účinnosti jednotlivých rychlostních stupňů pro schéma 3.....	52
Tabulka 12: Tabulka srovnání reálných a ideálních převodových poměrů pro schéma č. 4	54
Tabulka 13: Účinnosti jednotlivých rychlostních stupňů pro schéma 4.....	56
Tabulka 14: Tabulka srovnání reálných a ideálních převodových poměrů pro schéma č. 5	57
Tabulka 15: Účinnosti jednotlivých rychlostních stupňů pro schéma 4.....	58
Tabulka 16: Srovnání účinností.....	58
Tabulka 17: Srovnání spotřeb vozidla s převodovkou a bez převodovky	67

Seznam příloh

1. Výpočet účinnosti převodovky dle schématu č. 3 s dvojitým pastorkem
2. Excel s výpočty počtu zubů kol, s grafy trakčních charakteristik a s některými dalšími výpočty v práci
3. Simulační program v GTsuits pro výpočet spotřeby vozidla s navrženou převodovkou