



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh a simulace převodovky s planetovým
mechanismem pro hybridní vozidlo

Design and simulation of transmission with
epicyclic gearing for hybrid vehicle

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2023

Vojtěch Čejka

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Kaněra

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Čejka** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **482436**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Motorová vozidla**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh a simulace převodovky s planetovým mechanismem pro hybridní vozidlo

Název diplomové práce anglicky:

Design and simulation of transmission with epicyclic gearing for hybrid vehicle

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte teoretický koncept hybridizace vozidla se spalovacím motorem a stupňovou planetovou převodovkou. Po dohodě s vedoucím vyberte vhodný mechanismus z existující planetové převodovky a popište jeho funkci. Prozkoumejte možnosti umístění elektromotoru tak, aby vznikla převodovka typu DHT. Je nutné použít rozjezdový element? Diskutujte možnost použití různých typů řadicích elementů v zapojení (možnost nahrazení ovládaných vícelamelových spojek zubovými spojkami nebo volnoběžkami), zdůvodněte kinematickou analýzou mechanismu. Nakonec vypracujte simulaci jízdy modelového vozidla s navrženou převodovkou v jízdním cyklu.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jaroslav Kaněra ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání diplomové práce: **19.04.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: **12.07.2023**

Platnost zadání diplomové práce: **19.09.2023**

Ing. Jaroslav Kaněra
podpis vedoucí(ho) práce

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

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Vojtěch Čejka

Název práce: Návrh a simulace převodovky s planetovým mechanismem pro hybridní vozidlo

Anglický název: Design and simulation of transmission with planetary mechanism for hybrid vehicle

Rozsah práce:

64 stran

34 obrázků

20 tabulek

26 grafů

Akademický rok: 2022/2023

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

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Kaněra

Klíčová slova: automatická převodovka, planetové soukolí, hybridní vozidlo, simulace jízdy, plynule měnitelný převod, elektrický režim

Key words: automatic transmission, planetary gear set, hybrid vehicle, drive simulation, continuously variable gear ratio, electric mode



Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá vytvořením konceptu převodovky pro hybridní vozidlo, která vychází z existující převodovky s planetovým mechanismem. Cílem práce je vybrat vhodnou výchozí převodovku, vhodně upravit její mechanické zapojení a vyřešit umístění elektromotoru. Možné varianty umístění elektromotoru a z toho vyplývající typy hybridů jsou uvedeny na začátku práce. Samotné tvorbě konceptu následuje zástavba převodovky do vybraného vozidla a volba vhodného odstupňování. S tím souvisí také výběr spalovacího motoru a elektromotoru. Pro ověření vlastností ústrojí je sestaven simulační model, navržena řídicí logika a provedeny simulace jízdy vozidla s převodovkou v jízdních cyklech. Hlavním výstupem z těchto simulací je poté údaj o spotřebě paliva. S cílem minimalizovat tuto spotřebu jsou následně provedeny optimalizace vybraných parametrů. Tento koncept hybridní převodovky může být zajímavou alternativou k odlišným, již existujícím koncepcím převodovek pro hybridní vozidla. V rámci dalších úprav nebo možností, které poskytuje toto řešení by bylo možné na tuto práci dále navázat.

Abstract

This diploma thesis deals with creation of a concept of transmission for a hybrid vehicle, which comes from an existing transmission with epicyclic gearing. The goal of the thesis is to choose an appropriate default transmission, appropriately change mechanical connection and solve the position of electric motor. Possible variants of positions of electric motor and types of hybrids resulting from it, are stated at the beginning of the thesis.

The process of concept making itself is followed by arrangement of the transmission into chosen vehicle and selection of an appropriate gear ratios, also the selection of the combustion engine and electric motor is related to this. In order to check the properties of the gear train, simulation model is built, controlling logic is devised and simulation of the drive of the vehicle in drive cycles are executed. The main output from these simulations is a fuel consumption. With the goal of minimalization of the consumption, optimization of some parameters is performed. This concept of a hybrid transmission could be an interesting alternative to the other existing transmissions of a different conception for hybrid vehicles. As a part of further modifications or possibilities that are provided by this solution, could be possible to follow up on this thesis.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: "Návrh a simulace převodovky s planetovým mechanismem pro hybridní vozidlo" vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 2.7.2023

.....
(podpis autora)



Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé práce Ing. Jaroslavu Kaněrovi za ochotu při konzultování problematiky a za odborné poznatky.



Obsah

1. Úvod	9
2. Rozdělení hybridních pohonů	10
2.1. Dělení dle funkce	10
2.1.1. Mild hybrid (MHEV)	10
2.1.2. Full hybrid (HEV)	10
2.1.3. Plug-in hybrid (PHEV).....	11
2.2. Dělení dle konstrukčního uspořádání	11
2.2.1. Sériový hybrid	11
2.2.2. Paralelní hybrid.....	12
2.2.3. Kombinovaný hybrid.....	12
2.3. Dělení dle umístění elektromotoru	14
3. Výchozí převodovky pro tvorbu konceptů	15
3.1. GM Hydra-Matic	15
3.1. Ford AOD.....	16
4. Koncepty hybridizace	18
4.1. Koncept na základě převodovky Ford AOD	18
4.2. Koncepty na základě převodovky GM Hydra-Matic	19
5. Finální koncept hybridizace.....	23
5.1. První převodový stupeň	24
5.2. Druhý převodový stupeň	25
5.3. Třetí převodový stupeň.....	25
5.4. Čtvrtý převodový stupeň	26
5.5. První převodový stupeň v EV režimu	26
5.6. Druhý převodový stupeň v EV režimu	27
5.7. Třetí převodový stupeň v EV režimu.....	27
5.8. Čtvrtý převodový stupeň v EV režimu	28
5.9. První převodový stupeň v E-CVT režimu.....	28
5.10. Druhý převodový stupeň v E-CVT režimu	29
5.11. Zpětný chod.....	29
6. Optimalizace planetových soukolí	30
6.1. Návrh odstupňování převodovky.....	31
6.2. Mechanická účinnost převodovky	35



7.	Zástavba převodovky	37
7.1.	Výběr vozidla.....	37
7.1.1.	Jízdní odpory vozidla	37
7.2.	Volba spalovacího motoru a elektromotoru	38
7.3.	Volba kapacity akumulátoru	41
7.4.	Trakční charakteristiky.....	41
7.4.1.	Trakční síla při E-CVT režimech.....	44
8.	Simulace jízdy vozidla s převodovkou	49
8.1.	Simulační model.....	49
8.1.1.	Vozidlo	50
8.1.2.	Řidič	51
8.1.3.	Spalovací motor	51
8.1.4.	Elektromotor	52
8.1.5.	Převodovka	52
8.1.6.	Akumulátor	53
8.1.7.	Řídicí systém	53
8.2.	Jízdní cykly.....	55
8.2.1.	Standardizované jízdní cykly.....	55
9.	Strategie řízení převodovky	57
9.1.	Režimy převodovky	57
9.2.	Řazení převodových stupňů.....	60
9.3.	Výstupy ze simulace.....	63
10.	Optimalizace parametrů systému	67
10.1.	Citlivostní analýza vlivů na spotřebu paliva	67
10.2.	Optimalizace limitního výkonu pro EV režim	68
10.3.	Optimalizace mechanických parametrů.....	69
10.3.1.	Kapacita akumulátoru	69
10.3.2.	Velikost stálého převodu	70
11.	Závěr	71
12.	Seznam obrázků.....	73
13.	Seznam grafů	74
14.	Seznam tabulek	75
15.	Seznam zdrojů	76



1. Úvod

V současné době je na výrobce osobních automobilů kladen požadavek přicházet s řešeními, která minimalizují využívání fosilních paliv pro pohon vozidel s motorem s vnitřním spalováním. V souvislosti se snahou o zvýšení účinnosti pohonných ústrojí motorových vozidel se stále častěji uplatňuje použití hybridních pohonů. Hybridním vozidlem se nazývá vozidlo, jež disponuje minimálně dvěma zásobníky energie. V případě osobních vozidel nejčastěji palivovou nádrží a akumulátorem elektrické energie.

Výhoda tohoto pohonného řetězce spočívá ve využití velké části kinetické energie, která je u konvenčního pohonu přeměněna v teplo v brzdové soustavě. Dalším pozitivem je umožnění práce spalovacího motoru v jeho optimálních otáčkách a s optimálním zatížením s ohledem na minimum měrné spotřeby paliva. Přebytek nebo naopak nedostatek výkonu dodávaného spalovacím motorem je kompenzován právě elektromotorem. Využití hybridního pohonu vozidla přináší nejen žádanou úsporu paliva, a tedy i snižování emisí oxidu uhličitého, ale nabízí také zlepšení komfortu posádky díky plynulosti jízdy a minimalizace opotřebení brzdové soustavy. Další výhodou, kterou implementace elektromotoru do pohonného ústrojí se spalovacím motorem přináší, je nárůst dynamických schopností vozidla pomocí většího točivého momentu, který je dostupný v nízkých otáčkách.

Vývoj v automobilovém průmyslu přinesl celou řadu různých řešení a forem hybridizace. Každé technické řešení přináší své výhody i nevýhody. K nevýhodám může patřit vyšší hmotnost vozidla a také větší složitost celého pohonného ústrojí a s tím spojený nárůst výrobních a servisních nákladů. V této diplomové práci je proto kladen důraz na technicky jednoduché řešení, které však zároveň nabídne více jízdních režimů a převodových stupňů.

Vytvořený návrh spočívá v implementaci elektromotoru přímo do stávajícího, sériově vyráběného převodového ústrojí s planetovým mechanismem. S ohledem na požadovanou funkci je upraveno mechanické zapojení a použití řadicích elementů. Součástí práce je také sestavení simulačního modelu vozidla vybaveného navrženým převodovým ústrojím a následná optimalizace některých parametrů na základě výsledků simulací jízdy v definovaných jízdních cyklech. Nedílnou součástí je také vytvoření vhodné logiky řazení jednotlivých převodových stupňů a výběr režimů v závislosti na jízdních podmínkách.



2. Rozdělení hybridních pohonů

Hybridní pohonné ústrojí lze rozdělit podle funkce, konstrukčního uspořádání, a také dle umístění samotného elektromotoru.

2.1. Dělení dle funkce

Hybridní pohony můžeme podle jejich funkce neboli podle míry elektrifikace rozdělit na Mild hybrid (MHEV), Full hybrid (HEV) a Plug-in hybrid (PHEV). Jako čtvrtou kategorii lze uvést ještě prodlužovač dojezdu elektrického vozidla, takzvaný Range extender (EREV), který je ale v principu Plug-in hybrid sériového uspořádání (viz 2.2.1). Zde je nutné podotknout, že vzhledem k rychlému vývoji a velké rozmanitosti technických řešení, již není dělení zcela jednoznačné a zejména rozdíly mezi Mild hybridem a Full hybridem se stávají menšími.

2.1.1. Mild hybrid (MHEV)

Nejjednodušší a nejvíce rozšířená implementace Mild hybridního pohonu spočívá v nahrazení alternátoru elektromotorem (pozice „P0“), který slouží jako startér-generátor a pomáhá spalovacímu motoru při rozjezdech a určitých jízdních stavech, dokáže také část kinetické energie rekuperovat při brzdění. Další možností je implementace elektromotoru na pozici „P1“ (viz 2.3). Tento typ hybridního vozidla se vyznačuje nemožností pohybu pouze pomocí elektromotoru. Systém nejčastěji pracuje s napětím 48 V a velikost akumulátoru se pohybuje okolo 0,5 kWh. Výhodou je nízká cena systému, avšak úspora paliva není tak výrazná jako u dalších typů hybridu.

2.1.2. Full hybrid (HEV)

Tento typ vozidla je vybaven jedním nebo více elektromotory, které mohou být umístěny v různých pozicích (viz 2.3). Systém pracuje s akumulátorem o vyšším napětí (100–400 V), jehož kapacita se pohybuje v rozmezí 1 až 2 kWh. Akumulátor je dobíjen jednak při rekuperaci a jednak při pohonu elektromotoru (generátoru) spalovacím motorem. Zde záleží, o jaké konstrukční uspořádání pohonu se jedná (viz 2.2). Full hybridní automobil dokáže ujet čistě na elektrickou energii řádově jednotky kilometrů, v běžném provozu se jízdy s vypnutým spalovacím motorem však dosahuje hlavně při pomalé jízdě a při jízdě ustálenou rychlostí.



2.1.3. Plug-in hybrid (PHEV)

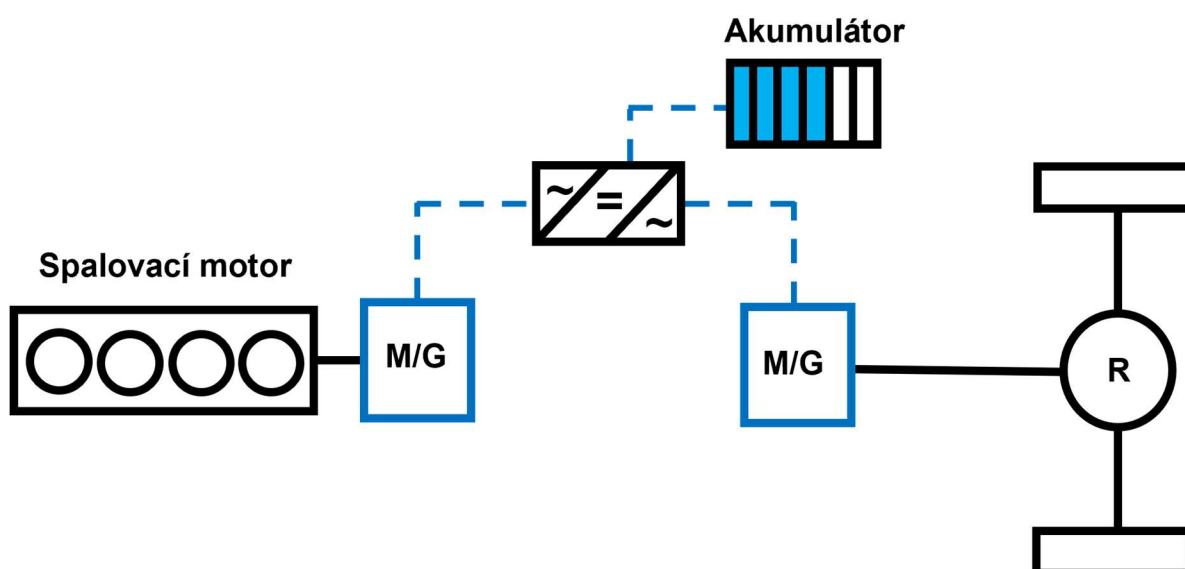
Plug-in hybrid neboli dobíjecí hybrid funguje na stejném principu jako výše popsaný Full hybrid s tím rozdílem, že v tomto případě můžeme elektrickou energii do akumulátoru navíc dodávat externě. Velikost akumulátoru je větší, pohybuje se od 8 do 20 kWh a díky tomu lze v elektrickém režimu dosáhnout dojezdu okolo 50 km, v případě největších kapacit až 100 km [1]. Značnou nevýhodou těchto automobilů je vyšší hmotnost a za nevýhodu lze také z uživatelského hlediska považovat nutnost nabíjení. Pokud tato vozidla nejsou nabíjena a jsou tedy používána v principu jako Full hybrid, dosahují méně příznivé spotřeby paliva právě z důvodu vysoké hmotnosti a jejich potenciál není zcela využit.

2.2. Dělení dle konstrukčního uspořádání

Druhou možností rozdělení hybridních vozidel je podle konstrukčního uspořádání hnacího řetězce. To může být sériové, paralelní, nebo kombinované.

2.2.1. Sériový hybrid

V případě sériové koncepce hybridního pohonu je výkon přenášen pouze elektrickou cestou (Obrázek 1). To znamená, že spalovací motor pohání generátor, který dodává elektrickou energii do akumulátoru nebo přímo do elektromotoru, jenž pohání kola. Neexistuje tedy žádné mechanické spojení motoru a kol, což přináší výhodu v možnosti práce spalovacího motoru v ideálním úzkém rozsahu otáček a také zástavbovou variabilitu, kterou lze využít například u autobusů.



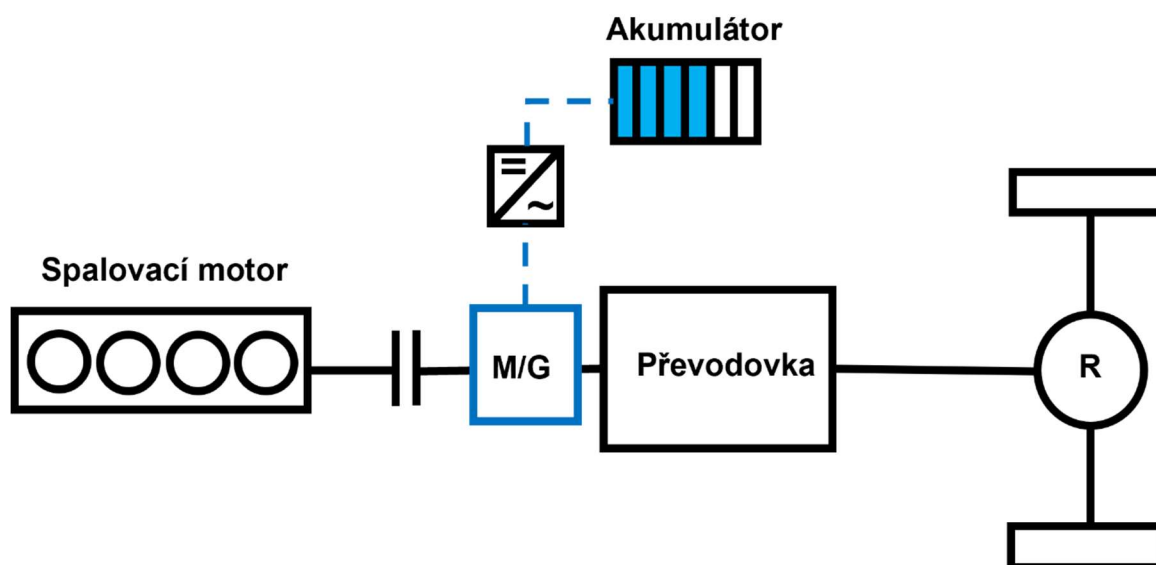
Obrázek 1 - Schéma sériového uspořádání hybridního pohonu



Typické použití tohoto systému v osobních automobilech je pro Range Extendery, které jsou někdy uváděny jako samostatná kategorie hybridního vozidla. Nevýhodou koncepce sériového uspořádání hybridního pohonu je přeměna veškeré mechanické energie na energii elektrickou a zase zpět, čímž dochází ke značným ztrátám, zejména při provozu ve vyšších rychlostech. Z neexistence mechanické vazby spalovacího motoru s koly plyne rovněž nemožnost mechanického brzdění motorem.

2.2.2. Paralelní hybrid

Paralelní koncepce hybridního pohonu umožňuje mechanické spojení spalovacího motoru s koly vozidla (Obrázek 2). Vozidlo disponuje převodovým ústrojím a v hnacím řetězci je umístěn elektromotor, respektive generátor. Kola je možné pohánět pomocí spalovacího motoru nebo pomocí elektromotoru či jejich kombinací dle aktuálních požadavků na výkon. Z důvodu použití pouze jednoho elektromotoru není možné zároveň nabíjet akumulátor a pohánět kola elektromotorem, jinými slovy výkon ze spalovacího motoru může téct na kola pouze mechanickou cestou, což je nevýhodou při jízdě nízkými rychlostmi. Nevýhodou oproti sériovému hybridu je také větší mechanická složitost z důvodu potřeby převodového ústrojí.



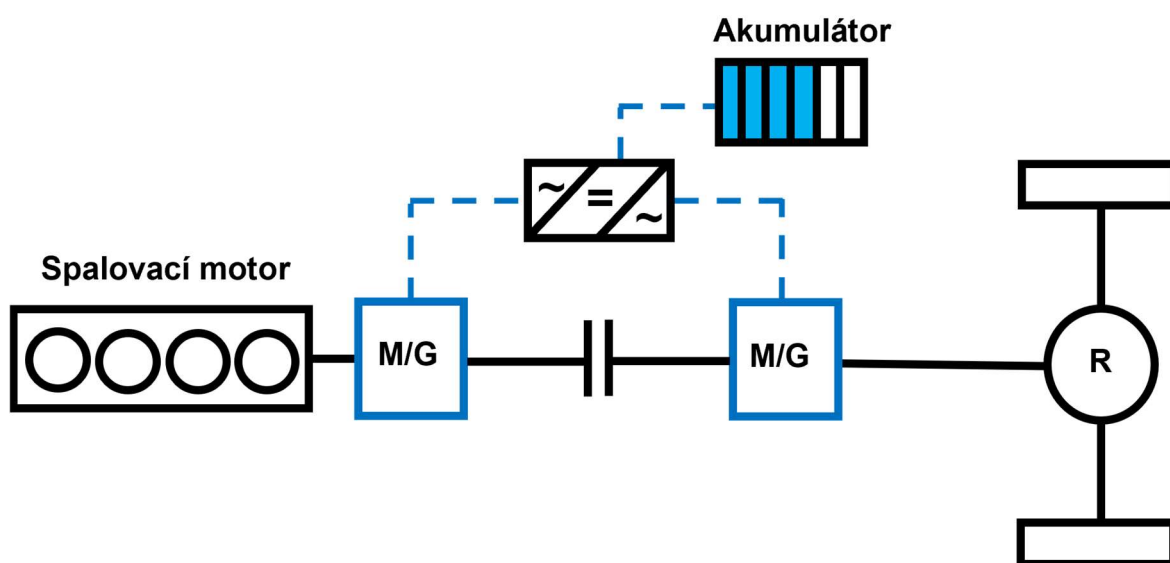
Obrázek 2 - Schéma paralelního uspořádání hybridního pohonu

2.2.3. Kombinovaný hybrid

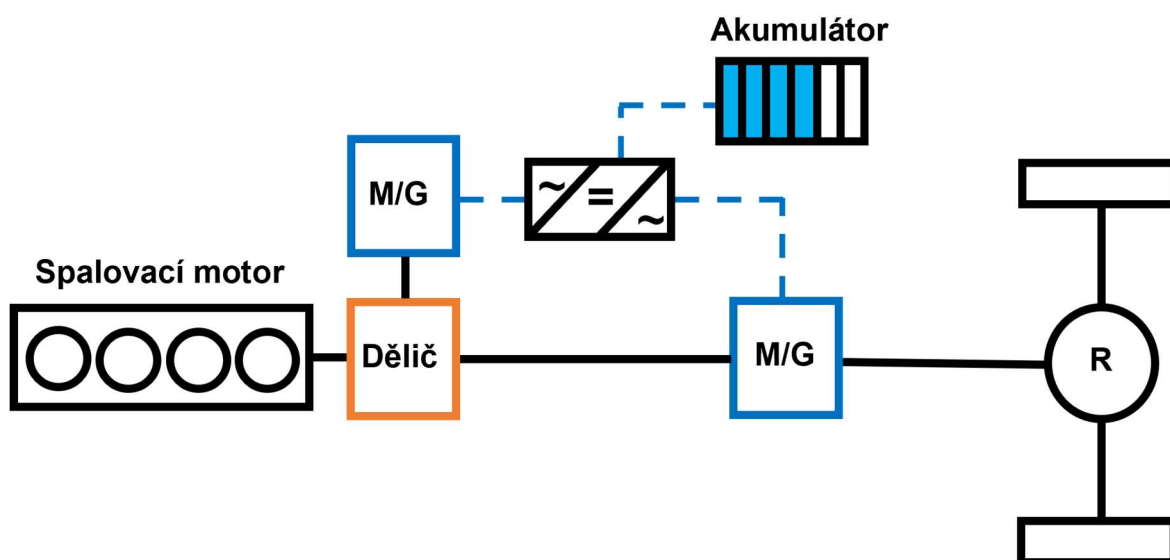
Kombinovaný hybrid je koncepce, která umožňuje práci pohonu v sériovém nebo paralelním módu, čímž dokáže využít výhodné vlastnosti obou uspořádání a zároveň potlačit jejich nevýhody. Konstrukční řešení může spočívat v mechanickém spojení obou elektromotorů s využitím spojky (Obrázek 3) nebo děliče výkonu (nejčastěji planetové soukolí) (Obrázek 4). Sériový mód je vhodné využít pro jízdu nízkými rychlostmi, kde může



spalovací motor pracovat nezávisle v optimálním režimu. Paralelní mód je vhodný naopak při vyšších rychlostech, kde jsou potlačeny ztráty transformacemi energie. Pokud se jedná o koncept s děličem výkonu, lze výkon rozdělit na mechanickou a elektrickou cestu v určitém poměru a tím tak dosáhnout vysoké účinnosti v celém spektru reálného provozu. Nevýhodou u některých konceptů využívajících kombinované uspořádání hybridu může být značná komplikovanost, a tedy i cena celého systému. V hnacím řetězci některých konceptů je navíc ještě převodovka.



Obrázek 3 - Schéma kombinovaného uspořádání hybridního pohonu se spojkou

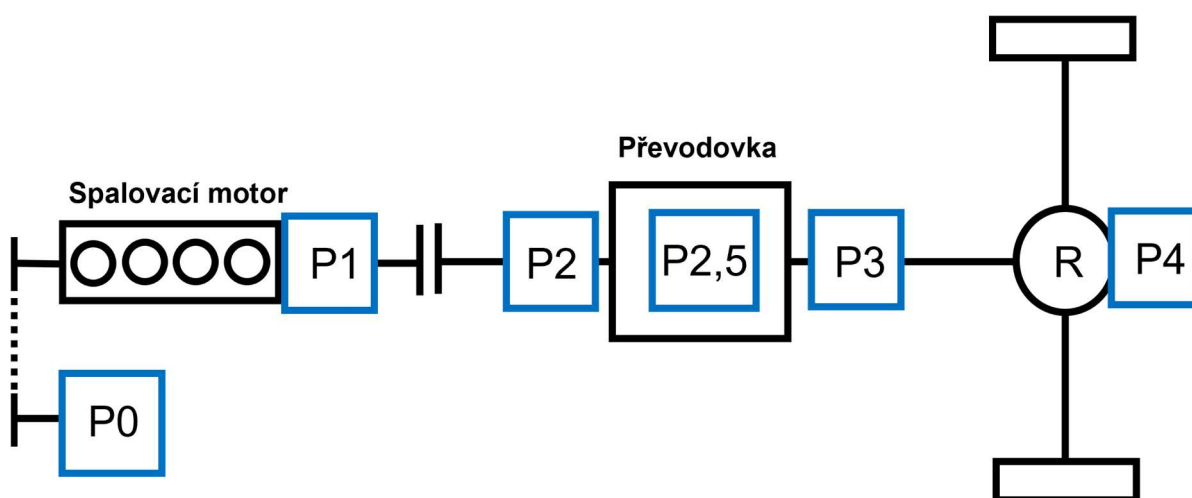


Obrázek 4 - Schéma kombinovaného uspořádání hybridního pohonu s děličem výkonu



2.3. Dělení dle umístění elektromotoru

Otázka umístění elektromotoru se týká paralelního a kombinovaného hybridu. Běžně je rozlišováno 5 pozic (Obrázek 5). V pozici P0 je elektromotor připojený přes řemenový převod, jedná se o řešení zcela typické pro Mild hybridy. Umístění motorgenerátoru na místo setrvačnicku spalovacího motoru nese označení P1 a stejně jako P0 neumožňuje jízdu v EV režimu. Čistě elektrická jízda je pak možná v tom případě, když je elektromotor umístěn na vstupní (P2) nebo výstupní (P3) hřídel převodovky. Navíc lze definovat pozici P2.5 označující implementaci elektromotoru přímo do převodovky. Toto řešení nese označení DHT (Dedicated Hybrid Transmission). Poslední variantou (P4) je elektromotor přímo na hnací nápravě, nebo na nápravě druhé, která není součástí hnacího řetězce.



Obrázek 5 - Možnosti umístění elektromotoru

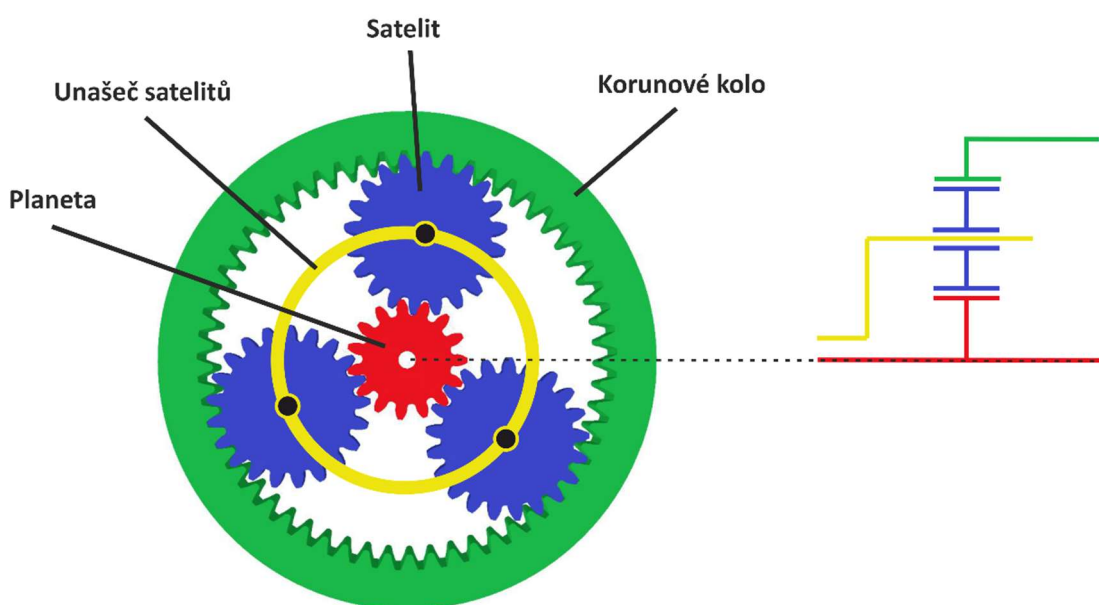
V případě kombinovaného hybridu jsou použity dva elektromotory v různých pozicích, například P1 a P2.



3. Výchozí převodovky pro tvorbu konceptů

Výběr převodového ústrojí, které bude sloužit pro vytvoření konceptů obsahujících elektromotor je zadáním této diplomové práce omezen na ústrojí s planetovým mechanismem. Automatických převodovek s planetovým mechanismem je na trhu celá řada, a tak je výběr dále zúžen na jednodušší řešení, obsahující jednoduchá planetová soukolí nebo jedno složené planetové soukolí. Jako vhodné zástupce jsem vybral převodovky GM Hydra-Matic a Ford AOD, kterým se budu dále věnovat.

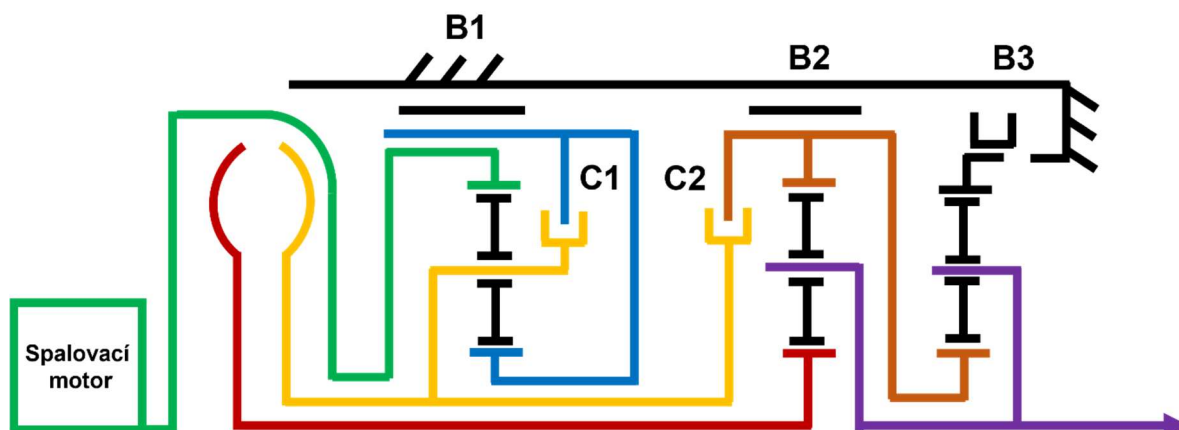
Všechna schémata převodových ústrojí budou z důvodu přehlednosti v této diplomové práci zobrazena z poloviny, tedy spodní hrana obrázku tvoří osu rotační symetrie ústrojí.



Obrázek 6 - Jednoduché planetové soukolí [2]

3.1. GM Hydra-Matic

Jako první z výchozích převodovek pro vytvoření hybridního systému jsem vybral převodovku GM Hydra-Matic a to z důvodu dobré použitelnosti jejího mechanického zapojení s ohledem na jízdní režimy požadované od hybridního vozidla. Tato automatická převodovka byla vůbec první úspěšně sériově vyráběnou, a to již na konci třicátých let minulého století. Převodovka je tvořena hydrodynamickou spojkou a třemi jednoduchými planetovými soukolími, z nichž dvě zajišťují dopředné stupně a jedno soukolí je zde za účelem vytvoření zpětného chodu. Pomocí dvou planetových soukolí, dvou pásových brzd a dvou lamelových spojek jsou vytvořeny 4 dopředné převodové stupně. Zpětný chod je realizován s využitím zubové brzdy na posledním soukolí (Obrázek 7).



Obrázek 7 - Schéma převodovky GM Hydra-Matic

Hlavním znakem převodovky Hydra-Matic je připojení vstupního hřídele od motoru na korunové kolo prvního soukolí, jehož unašeč je teprve spojen s čerpadlovým kolem kapalinové spojky. Při sepnuté brzdě B1 a rozpojené spojce C1 jsou otáčky čerpadla redukovány převodem prvního soukolí. Toto řešení přineslo záměrné snížení účinnosti hydrodynamické spojky při otáčkách blízkých volnoběhu, což zajistilo plynulejší rozjezd, aniž by byla negativně ovlivněna účinnost při vyšších převodových stupních.

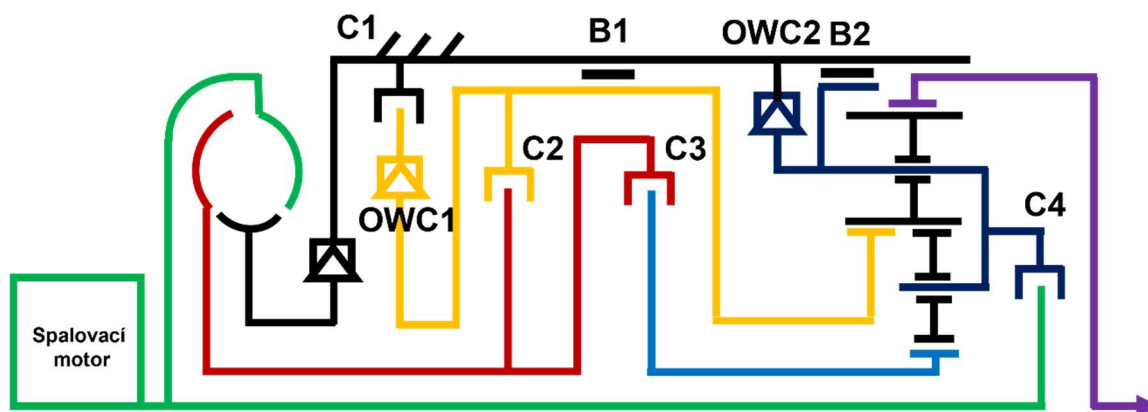
Tabulka 1 - Spínání řadicích elementů GM Hydra-Matic

	B1	B2	B3	C1	C2
1 (3.66)	•	•			
2 (2.53)		•		•	
3 (1.44)	•				•
4 (1.00)				•	•
R (-4.31)	•		•		

Při zařazeném třetím a čtvrtém převodovém stupni (Tabulka 1) je díky sepnuté spojce C2 část točivého momentu přenášena mechanickou cestou a část přes hydrodynamickou spojku cestou hydraulickou, jedná se tedy o takzvané „Torque-split“ uspořádání. [3]

3.1. Ford AOD

Automatická převodovka Ford AOD byla představena v roce 1980. Byla první čtyřstupňovou automatickou převodovkou této automobilky, která měla čtvrtý převodový stupeň s převodovým poměrem menším než jedna, jedná se tedy o převod „do rychla“. Z toho také vychází samotné označení převodovky („Automatic OverDrive“). Tato převodovka využívá jedno složené planetové soukolí typu Ravigneaux, šest ovládaných elementů a dvě volnoběžky (Obrázek 8), (Tabulka 2). Novější verzi převodovky Ford AOD je Ford 4R70W, která má mimo jiných úprav také změněné počty zubů planetového soukolí, tedy jiné převodové poměry, které zvětšují celkový rozsah převodovky.



Obrázek 8 - Schéma převodovky Ford AOD

Na rozdíl od převodovky GM Hydra-Matic je zde již využit hydrodynamický měnič se třemi elementy (čerpadlo, turbína, statorové kolo). Vstup od spalovacího motoru je spojen jednak s čerpadlovým kolem hydrodynamického měniče a jednak s hřídelem, který prochází skrze celé ústrojí a je možné ji spojit s unašečem. Výstup z hydrodynamického měniče je poté spojen s jednou z planet složeného planetového soukolí, nebo v případě čtvrtého převodového stupně zůstává nezátížen. Výstupem ze samotné převodovky je korunové kolo.

Tabulka 2 - Spínání řadicích elementů Ford AOD

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	OWC1	OWC2
1 (2.40)			•					•
2 (1.47)	•		•				•	
3 (1.00)	•		•	•				
4 (0.67)	•			•	•			
R (-2.00)		•				•		

První převodový stupeň je tvořen zastavením unašeče. Výkon vstupuje do soukolí přes menší planetu. Obdobně pracuje převodovka na druhý převod pouze s tím rozdílem, že je zastavena místo unašeče větší planeta. Třetí převodový stupeň využívá „Torque-split“ funkci, kdy část výkonu teče mechanickou cestou (unašeč) a část přes hydrodynamický měnič (menší planeta). Při čtvrtém převodovém stupni je poté všechen výkon dodáván mechanickou cestou, hydrodynamický měnič tedy vůbec nepracuje a pomocí spojky C4 je poháněn unašeč při zastavené větší planetě. Co se týká zpětného chodu, tak ten je realizován zastavením unašeče a poháněním větší planety, tím je dosaženo změny smyslu otáčení.

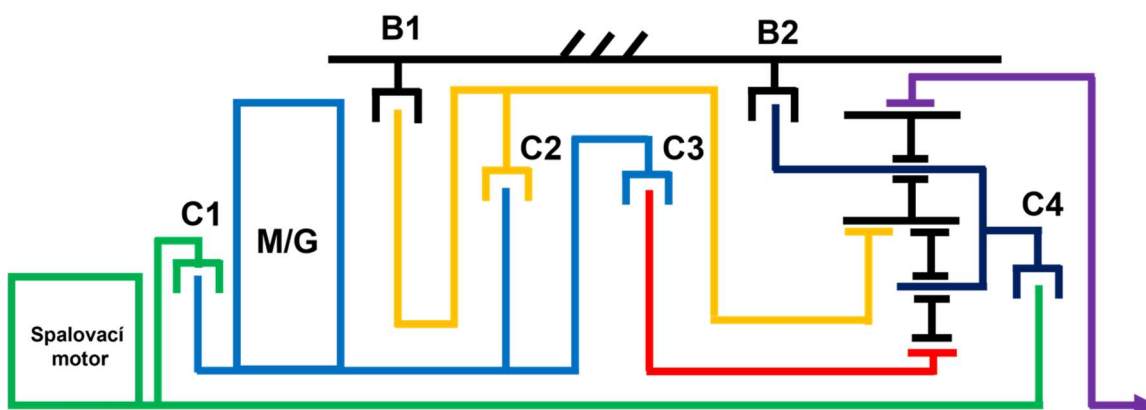
4. Koncepty hybridizace

V rámci této práce jsou popsány některé možné varianty mechanického zapojení a implementace elektromotoru, z nichž je následně vybráno jedno řešení, které se jeví jako nejvýhodnější v souvislosti s požadavky na jízdní režimy a výslednou funkci celého pohonného ústrojí.

Z hlediska konstrukčního uspořádání se bude jednat o paralelní hybrid, a to kvůli požadavku na použití pouze jednoho elektromotoru s ohledem na jednoduchost celého převodového ústrojí. Aby bylo možné mít více převodových stupňů pro elektromotor, tak jej nelze umístit na výstupní hřídel převodovky. Umístěním na vstupní hřídel by vznikl P2 hybrid bez možnosti zjednodušení samotné převodovky a bez možnosti realizace režimu s plynule měnitelným převodovým poměrem (E-CVT). Z těchto důvodů bude elektromotor umístěn na některém z vnitřních hřídelů, což znamená pozici P2,5 (a tedy převodovka typu DHT – Dedicated Hybrid Transmission).

4.1. Koncept na základě převodovky Ford AOD

Možnost vytvoření hybridního konceptu, který bude vycházet z převodovky Ford AOD, spočívá v nahrazení původního hydrodynamického měniče elektromotorem (Obrázek 9). Mezi spalovací motor a elektromotor je vložena lamelová spojka, která umožní realizaci čistě elektrických převodových stupňů.



Obrázek 9 - Schéma Ford AOD koncept 1

Mechanické zapojení převodovky zde zůstává v podstatě nezměněno. Čtyři hybridní převodové stupně, které koncept nabízí, vychází ze čtyř převodů původní převodovky Ford. Dále je možné použít dva převodové stupně v EV režimu, které mají bohužel nevýhodu velmi podobného převodového poměru ($i=2$ a $i=1.47$, při zachování původního počtu zubů).



Tento koncept nabízí rovněž režim s plynule měnitelným převodovým poměrem (E-CVT), při kterém jsou sepnuty spojky C3, C4 a planetové soukolí typu Ravigneaux funguje jako diferenciál se dvěma nezávislými vstupy – spalovacím motorem a elektromotorem (Tabulka 3). Výhodou tohoto mechanického zapojení je možnost zpětného chodu v hybridním i elektrickém režimu.

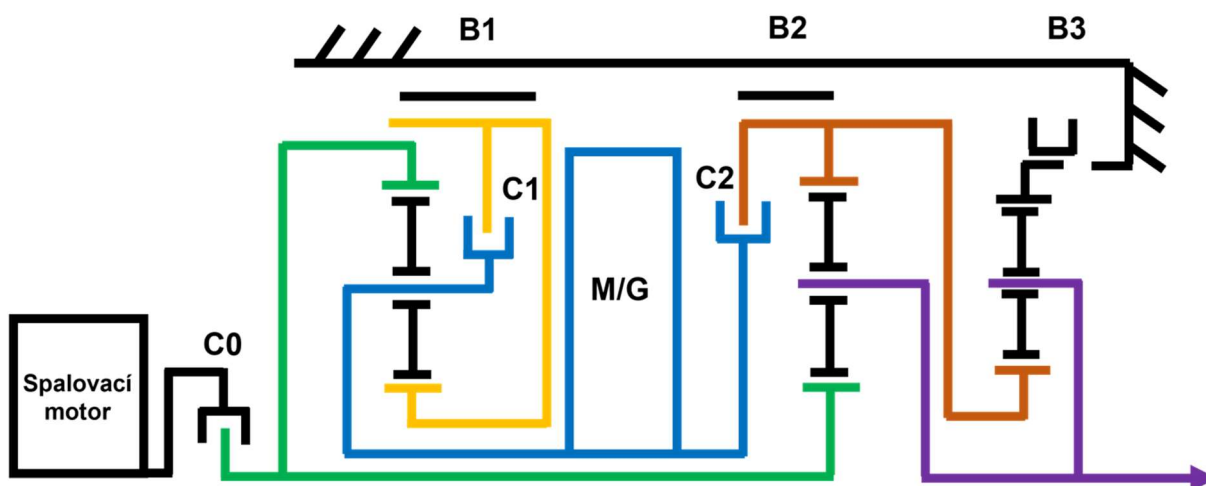
Tabulka 3 - Spínání řadicích elementů Ford AOD koncept 1

	C1	C2	C3	C4	B1	B2
1 (hybrid)	•		•			•
2 (hybrid)	•		•		•	
3 (hybrid)	•		•	•		
4 (hybrid)	•			•	•	
EV 1			•			•
EV 2		•				•
E-CVT			•	•		
R (hybrid)	•	•				•
R (EV)		•				•

4.2. Koncepty na základě převodovky GM Hydra-Matic

Úpravou společnou všem konceptům vycházejících z převodovky Hydra-Matic je oproti původní převodovce odstranění hydrodynamické spojky. Jakožto rozjezdový element bude sloužit namísto toho právě samotný elektromotor, přičemž management akumulátoru bude zajišťovat, aby byla pro rozjezd vozidla vždy dostupná elektrická energie. Dvě samostatná jednoduchá planetová soukolí umožňují větší variabilitu mechanického zapojení, a tak zde představím rovnou tři různé koncepty hybridní převodovky.

První variantou úpravy stávající převodovky je umístění elektromotoru na vnitřní hřídel tvořící unašeč prvního planetového soukolí (elektromotor je ve schématu označen zkratkou M/G – Motor-Generátor). Vstupní hřídel do převodovky je spojena s korunou prvního a planetou druhého soukolí, další vazby mezi členy planetových soukolí zůstaly zachovány beze změn (Obrázek 10).



Obrázek 10 – Schéma GM Hydra-Matic koncept 1

Toto mechanické zapojení poskytuje tři hybridní převodové stupně, tři převody v elektrickém režimu (EV mód), jeden převod pouze se spalovacím motorem a jeden režim plynulé změny převodového poměru (E-CVT). Řadičí elementy zůstaly zachovány a k tomu byla přidána spojka mezi spalovací motor a vstupní hřídel převodovky sloužící k zajištění možnosti jeho odpojení v EV módu. Realizace jednotlivých převodových stupňů a režimů je uvedena v tabulce spínání řadičích elementů (Tabulka 4).

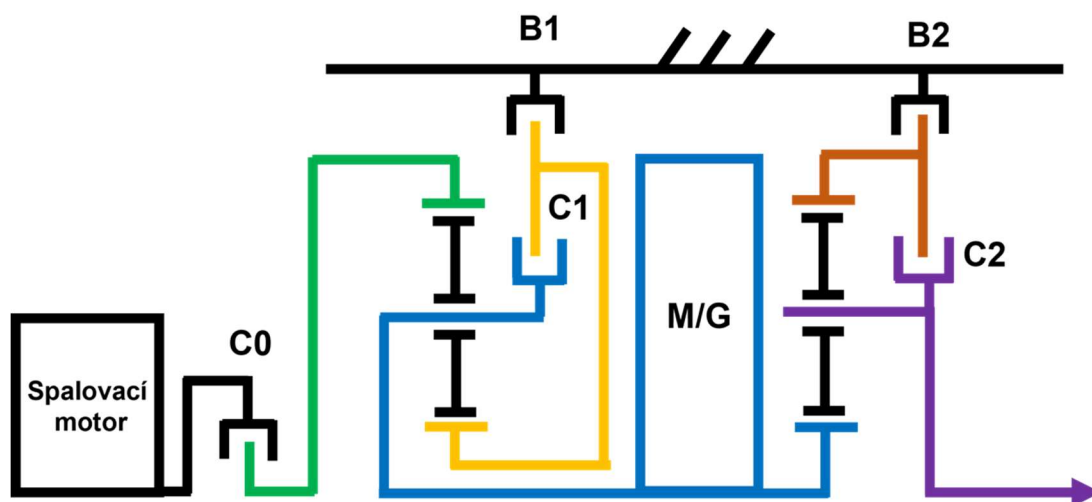
Tabulka 4 - Spínání řadičích elementů - GM Hydra-Matic koncept 1

	B1	B2	B3	C1	C2	C0
1	•	•				•
2 (hybrid)	•			•		•
3 (hybrid)	•				•	•
4 (hybrid)				•	•	•
EV 1		•		•		
EV 2	•	•				
EV 3				•	•	
E-CVT					•	•
R (hybrid)			•	•		•

Značnou nevýhodou tohoto řešení je malý celkový rozsah elektrických převodových stupňů (2.53 při využití původního počtu zubů), což vzhledem k povaze momentové charakteristiky elektromotoru snižuje opodstatněnost využití těchto převodů. Další nevýhodou vycházející z tohoto mechanického zapojení je nemožnost využití hybridu při prvním převodovém stupni. Alternativou by bylo tento převodový stupeň vynechat, tím však bude snížen celkový převodový rozsah o 30 % na pouhých 2.53 (pokud uvažujeme původní počty zubů).



Druhý koncept na základech převodovky GM Hydra-Matic pracuje s pozměněným mechanickým zapojením. Na první pohled viditelná změna spočívá v odstranění třetího planetového soukolí, jež sloužilo pouze pro změnu směru otáčení výstupu z převodovky, tedy pro zpětný chod. Ten je zde realizován pomocí změny smyslu otáčení elektromotoru v elektrickém módu, podrobněji je popsán ve finálním konceptu (5). Vstupní hřídel stále tvoří korunové kolo prvního soukolí, ale již není spojena s planetou soukolí druhého. Planetu druhého soukolí již není možné spojit s jeho korunovým kolem, spojka je naproti tomu umístěna mezi korunové kolo a unašeč. Unašeč druhého soukolí je stále výstupem z převodovky, stejně tak jako u původní převodovky Hydra-Matic. Elektromotor je v tomto konceptu umístěn na hřídeli spojující obě planetová soukolí. Tento hřídel tvoří unašeč v prvním soukolí a planetu v soukolí druhém (Obrázek 11).



Obrázek 11 - Schéma GM Hydra-Matic koncept 2

Tento koncept pracuje celkem s pěti řadicími elementy (dvě brzdy vůči skříni a 3 spojky) (Tabulka 5). Zvolené umístění elektromotoru umožňuje dva převodové stupně v EV režimu, na první převodový stupeň jsou otáčky redukovány zabrzděním korunového kola, druhý převodový stupeň je potom tzv. direct, tedy převod roven jedné. Nespornou výhodou tohoto technického řešení je funkce hybridu na všechny čtyři dopředné převodové stupně, naopak nevýhoda spočívá v neexistenci režimu s plynule měnitelným převodovým poměrem (E-CVT). Za předpokladu použití elektromotoru jako rozjezdového členu (není zde rozjezdová spojka ani hydrodynamický měnič) je toto převodové ústrojí závislé na stavu nabití akumulátoru elektrické energie. V případě nízkého stavu nabití není možné automobil uvést do pohybu právě pomocí E-CVT režimu.



Tabulka 5 - Spínání řadicích elementů - GM Hydra-Matic koncept 2

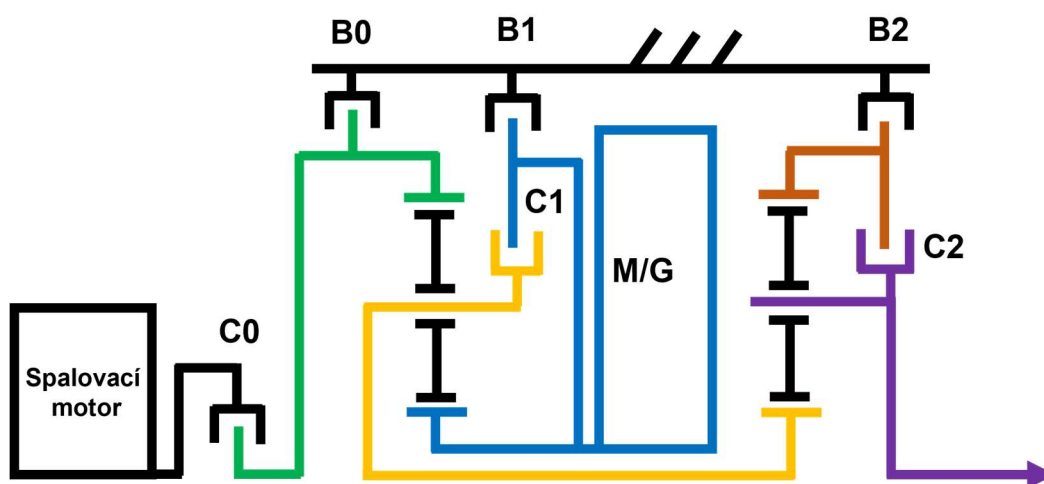
	B1	B2	C0	C1	C2
1 (hybrid)	•	•	•		
2 (hybrid)		•	•	•	
3 (hybrid)	•		•		•
4 (hybrid)			•	•	•
EV 1		•			
EV 2					•
R (EV)		•			

Po zhodnocení výhod a nevýhod všech vytvořených konceptů byl pro další rozpracování v rámci této diplomové práce vybrán třetí koncept na základě převodovky GM Hydra-Matic, který je popsán ve zvláštní kapitole (Finální koncept hybridizace).



5. Finální koncept hybridizace

Finální koncept hybridizace planetového mechanismu je vytvořen na základě převodovky GM Hydra-Matic. Tento koncept spočívá v umístění elektromotoru na planetu prvního soukolí se současnou změnou v zapojení. Vstupní hřídel převodovky je zde spojen pouze s korunovým kolem prvního soukolí, stejně jako u původní převodovky GM Hydra-Matic. Unašeč v prvním planetovém soukolí se spojuje s planetou soukolí druhého. Spojka C2 spojuje korunu druhého soukolí s jeho unašečem, jenž zároveň tvoří výstupní hřídel (Obrázek 12).



Obrázek 12 - Schéma – finální koncept

Na vstupní hřídel převodovky je přidána brzda B0, která umožňuje realizovat dva z převodů v čistě elektrickém módu. Toto mechanické zapojení umožňuje také realizovat zpětný chod pouze elektrickým módem, tedy změnou smyslu otáčení rotoru elektromotoru. Díky tomu může být odebráno poslední planetové soukolí, jež v původní převodovce Hydra-Matic plnilo funkci změny smyslu otáčení. V trakčním akumulátoru bude stále uchována část jeho kapacity pro potřebu couvání. Toto řešení je již na automobilovém trhu používáno [4] a plně dostačuje pro naprostou většinu jízdních situací. Pouze při delší ujeté vzdálenosti na zpětný chod, pokud dojde k jejímu vyčerpání, bude nutné zastavit a počkat, až se část kapacity pomocí generického režimu opět dobije.

Tento koncept disponuje čtyřmi základními převodovými stupni, z nichž dva mají funkci E-boost, neboli spalovacímu motoru může pomáhat elektromotor. Dále jsou k dispozici čtyři převody pouze na elektromotor (EV mód) a dva různé režimy s plynule měnitelným převodovým poměrem E-CVT.



Realizace všech převodů je uvedena v tabulce (Tabulka 6).

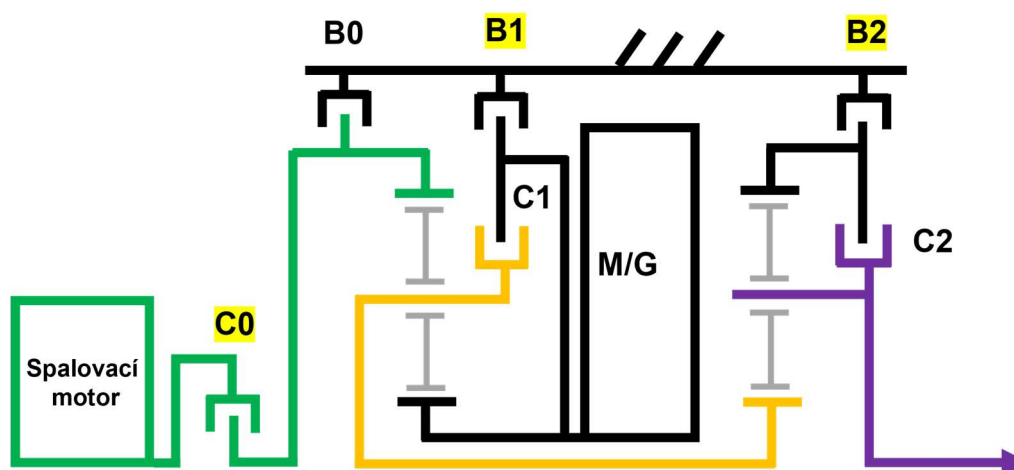
Tabulka 6 - Spínání řadicích elementů – finální koncept

	C0	B0	C1	B1	C2	B2
1	•			•		•
2 (hybrid)	•		•			•
3	•			•	•	
4 (hybrid)	•		•		•	
EV 1		•				•
EV 2		•			•	
EV 3			•			•
EV 4			•		•	
E-CVT 1	•					•
E-CVT 2	•				•	
EV R		•			•	

Toky výkonu na jednotlivé převodové stupně a jízdní režimy jsou znázorněny na následujících schématech, kde členy se stejnými otáčkami mají stejnou barvu a nepohyblivé členy mají barvu černou. Aktivní řadicí elementy jsou potom zvýrazněny.

5.1. První převodový stupeň

První převodový stupeň využívá pouze spalovací motor. První i druhé planetové soukolí redukují jeho otáčky (Obrázek 13).

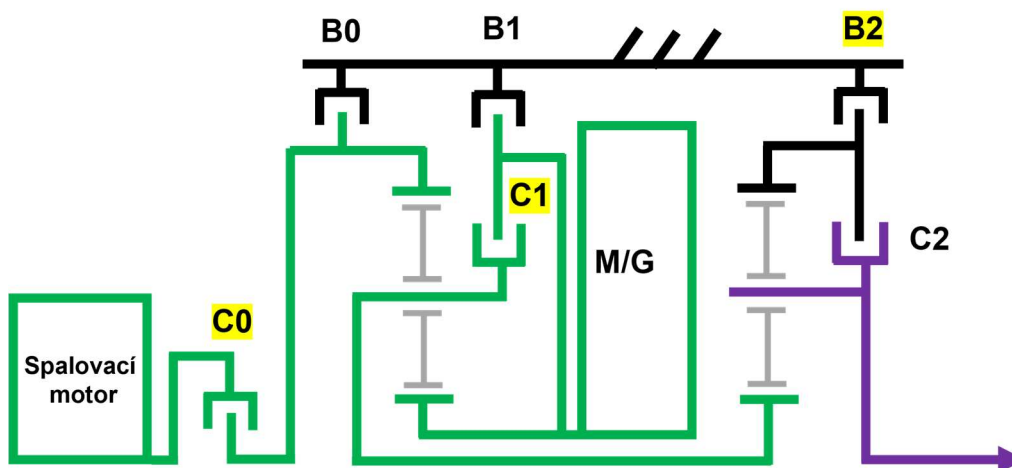


Obrázek 13 - První převodový stupeň



5.2. Druhý převodový stupeň

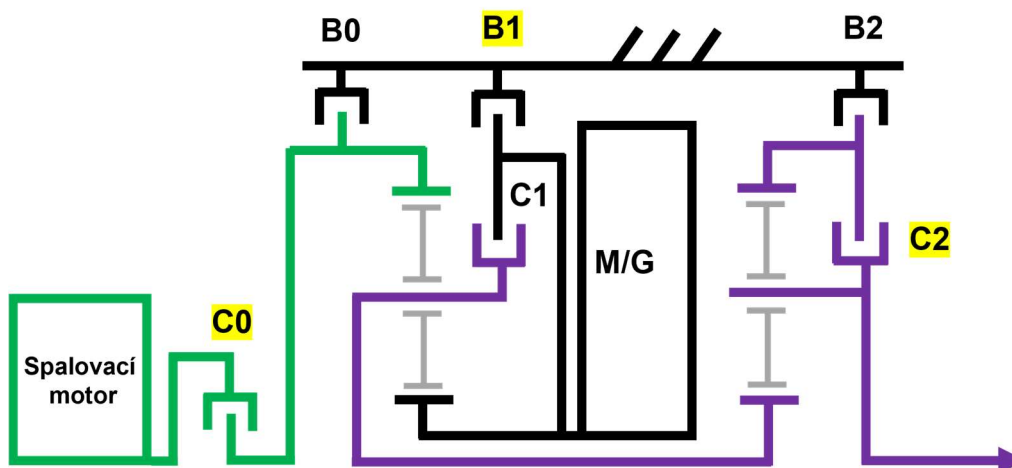
Odpojením brzdy B1 a naopak zapojením spojky C1 vznikne druhý převodový stupeň, jenž může využívat pomoc elektromotoru, nebo naopak spalovací motor může pohánět elektromotor pracující v generickém režimu a tím dobíjet akumulátor. Převodový poměr mezi spalovacím motorem a elektromotorem má hodnotu jedna (Obrázek 14).



Obrázek 14 - Druhý převodový stupeň

5.3. Třetí převodový stupeň

Při aktivní brzdě B1 a spojce C2 je v činnosti pouze spalovací motor, přičemž na prvním planetovém soukolí dochází k redukcí otáček, zatímco druhé soukolí se otáčí jako jeden celek a má převod roven jedné (Obrázek 15).

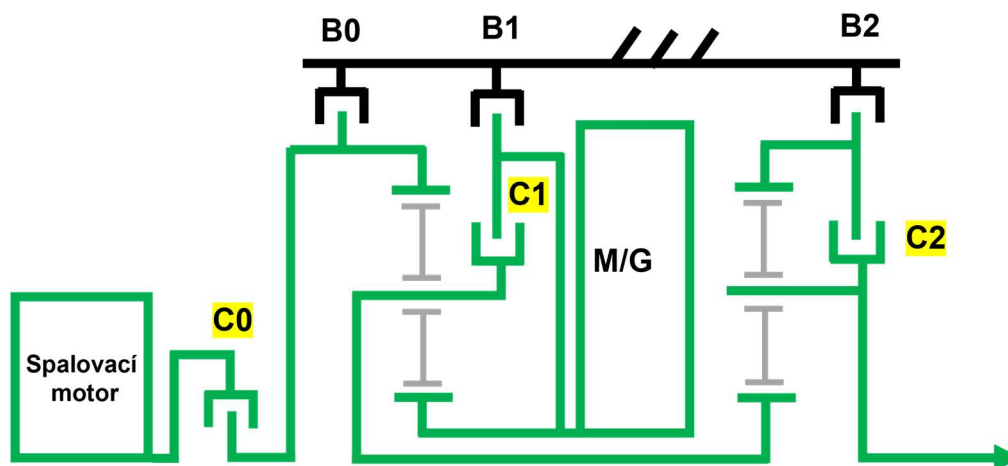


Obrázek 15 - Třetí převodový stupeň



5.4. Čtvrtý převodový stupeň

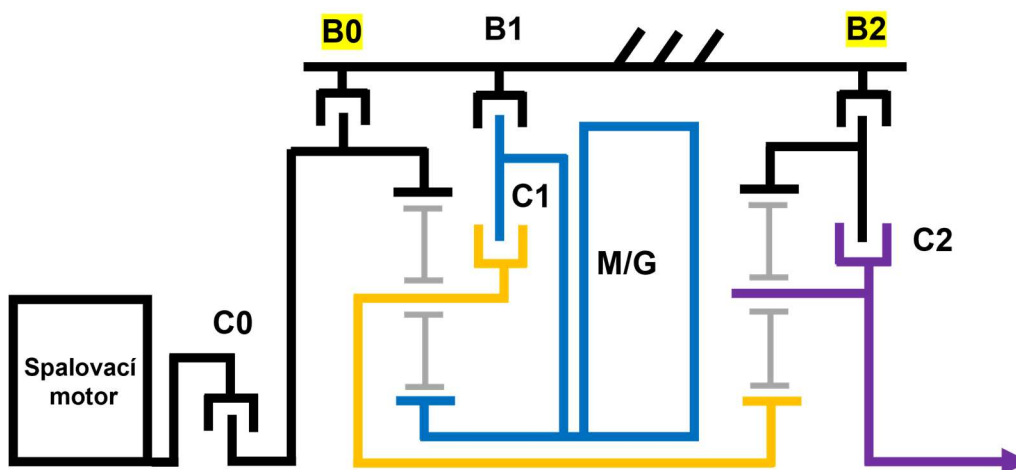
Při zařazeném čtvrtém rychlostním stupni se obě planetová soukolí otáčejí jako jeden celek a převodový poměr celé převodovky je roven jedné. V činnosti je spalovací motor i elektromotor (Obrázek 16).



Obrázek 16 - Čtvrtý převodový stupeň

5.5. První převodový stupeň v EV režimu

První převodový stupeň pro čistě elektrický režim redukuje otáčky elektromotoru na prvním i druhém planetovém soukolí (Obrázek 17).

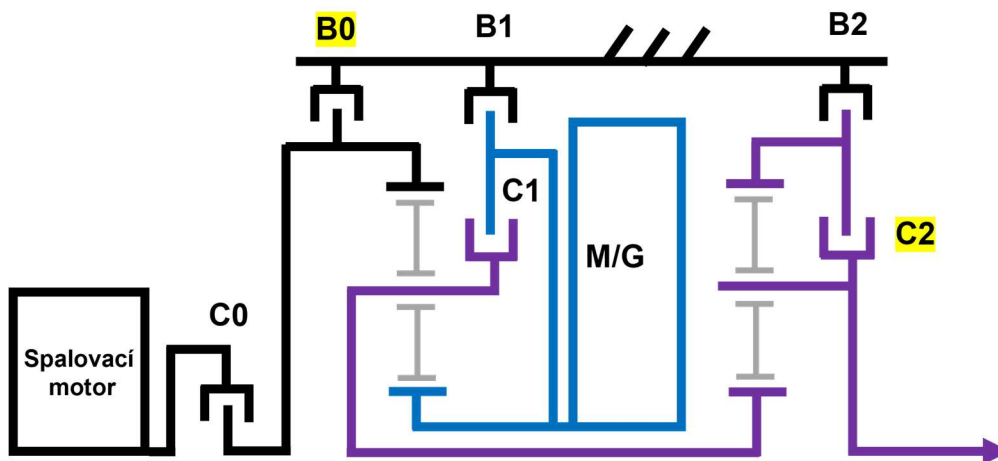


Obrázek 17 - První převodový stupeň v EV režimu



5.6. Druhý převodový stupeň v EV režimu

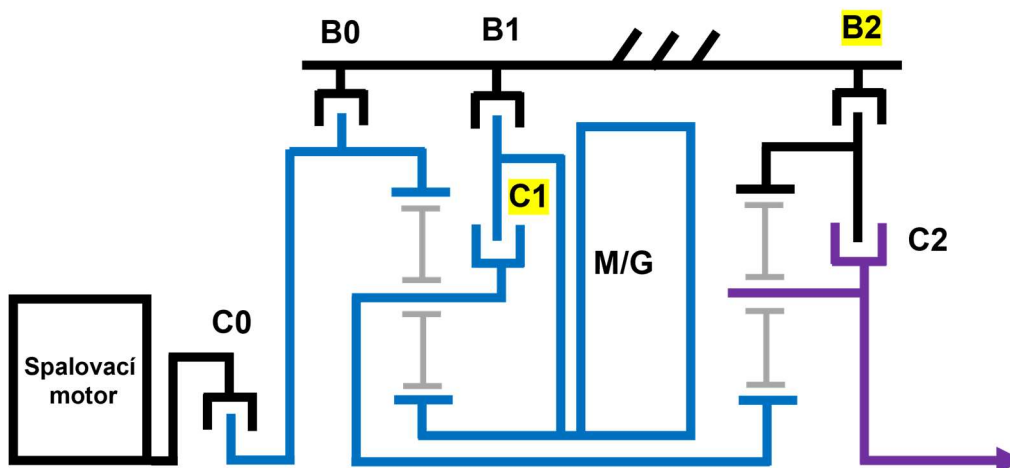
V druhém převodovém stupni pro EV režim jsou otáčky elektromotoru redukovány pouze na prvním planetovém soukolí, druhé se otáčí jako jeden celek (Obrázek 18).



Obrázek 18 - Druhý převodový stupeň v EV režimu

5.7. Třetí převodový stupeň v EV režimu

Při třetím převodovém stupni v EV režimu jsou na rozdíl od druhého otáčky elektromotoru redukovány na druhém planetovém soukolí a první soukolí se otáčí jako jeden celek (Obrázek 19).

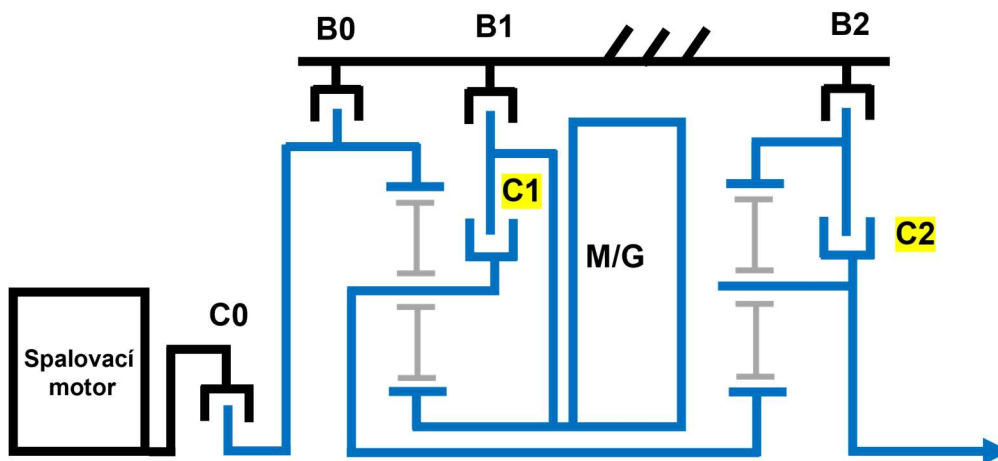


Obrázek 19 - Třetí převodový stupeň v EV režimu



5.8. Čtvrtý převodový stupeň v EV režimu

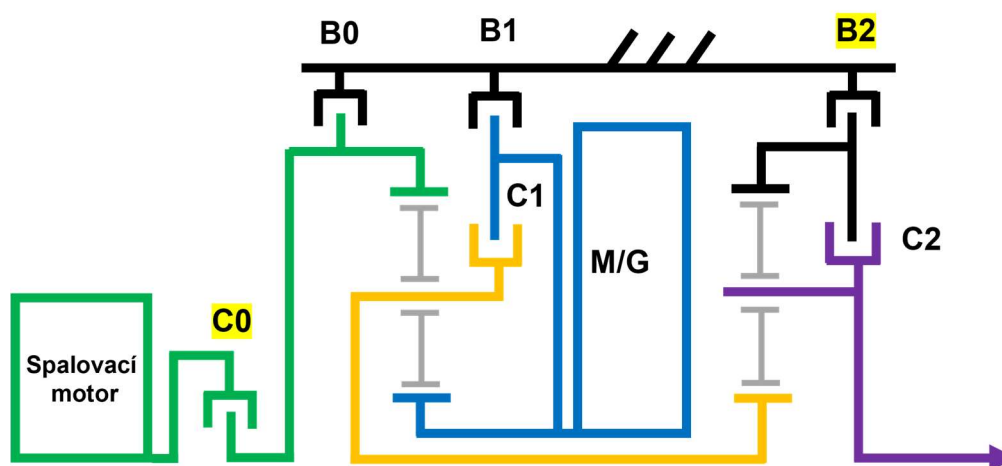
Na čtvrtý převodový stupeň je převodový poměr mezi elektromotorem a výstupem z převodovky roven jedné (Obrázek 20).



Obrázek 20 - Čtvrtý převodový stupeň pro EV režim

5.9. První převodový stupeň v E-CVT režimu

Režim převodovky, v němž lze docílit plynulé změny převodového poměru (takzvaný E-CVT režim) je realizován na prvním planetovém soukolí, kde spalovací motor je spojen s korunovým kolem. Elektromotor s planetou a unašec je výstupem. Výstupní otáčky jsou následně redukovány na druhém soukolí (Obrázek 21).

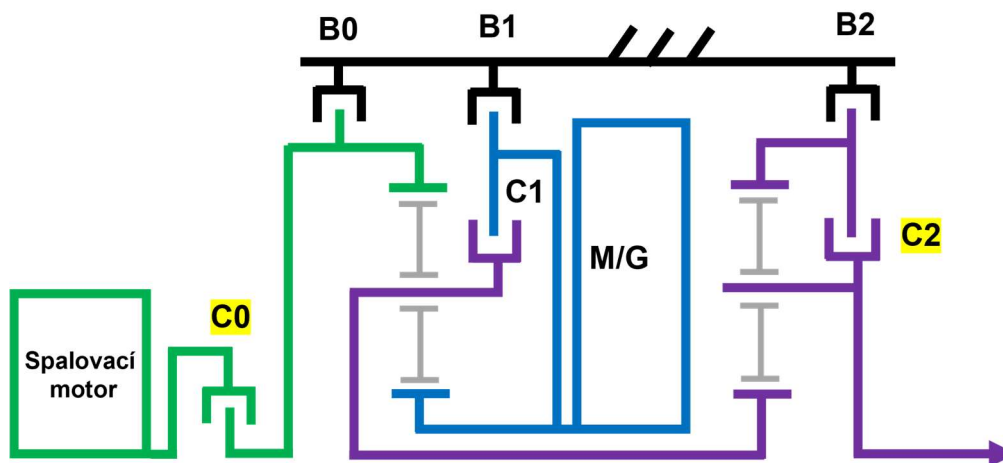


Obrázek 21 - První převodový stupeň v E-CVT režimu



5.10. Druhý převodový stupeň v E-CVT režimu

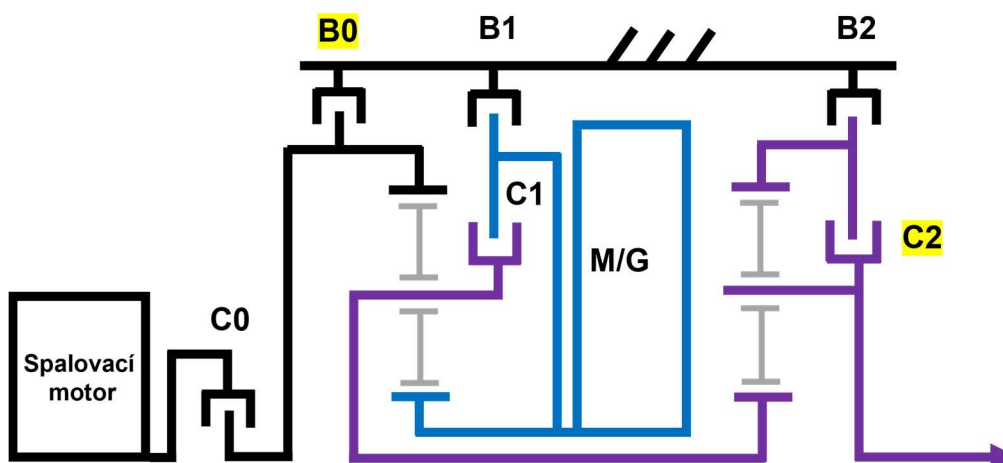
Druhý převodový stupeň v E-CVT režimu se liší od toho prvního pouze v tom, že nedochází k redukci otáček na druhém planetovém soukolí (Obrázek 22).



Obrázek 22 - Druhý převodový stupeň v E-CVT režimu

5.11. Zpětný chod

Jak již bylo zmíněno, zpětný chod je realizován pouze elektromotorem. Tento převodový stupeň využívá stejné aktivní řadicí elementy jako druhý převodový stupeň v EV režimu, akorát je deaktivována zubová spojka CR, což umožní otáčení korunového kola druhého planetového soukolí v opačném smyslu, jímž se otáčí elektromotor (Obrázek 23).



Obrázek 23 - Zpětný chod



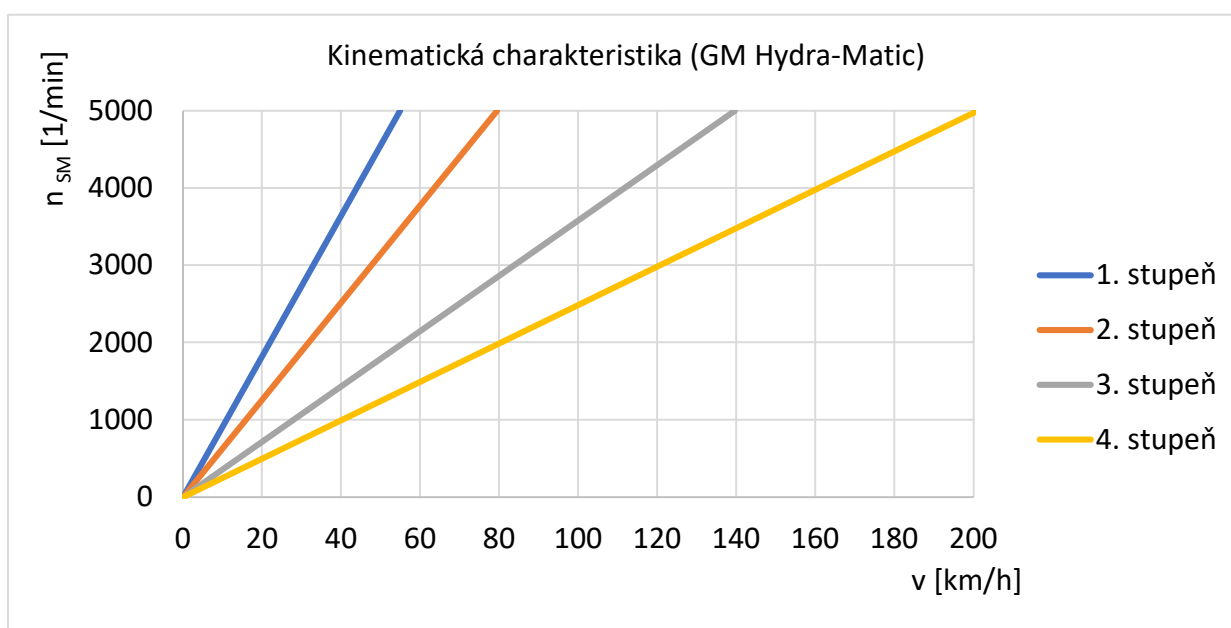
6. Optimalizace planetových soukolí

Pokud bychom ponechali počty zubů jednotlivých kol v planetových soukolích tak, jako byly u výchozí převodovky GM Hydra-Matic (Tabulka 7), tak výsledné odstupňování nebude výhodné. Jak je patrné z kinematické charakteristiky (Graf 1), tak převodový krok mezi druhým a třetím převodovým stupněm je příliš velký. U původní převodovky, která spolupracovala s hydrodynamickou spojkou, souviselo toto řešení odstupňování pravděpodobně s „Torque-split“ funkcí, avšak v konceptu, jímž se zabývá tato práce je vhodné udělat změnu a soukolí optimalizovat.

Tabulka 7 - Parametry planetových soukolí GM Hydra-Matic

	Počty zubů		Základní převod
	planeta	korunové kolo	
PS 1	24	54	-2.250
PS 2	45	69	-1.533
PS 3	68	88	-1.294

Pro vytvoření kinematické charakteristiky vozidla s převodovkou GM Hydra-Matic bylo uvažováno stálého převodu $i=3$ a dynamického poloměru pneumatik $r_d=0.32$ m.



Graf 1 - Kinematická charakteristika GM Hydra-Matic



6.1. Návrh odstupňování převodovky

U osobních automobilů je nejběžnější progresivní odstupňování, při kterém s rostoucím převodovým stupněm klesá převodový krok. V tomto konceptu však nelze z principu progresivního odstupňování dosáhnout, protože z mechanického zapojení vyplývá, že převodový poměr na první stupeň je roven součinu druhého a třetího (1), a zároveň čtvrtý převodový poměr je $i_4 = 1$ („direct drive“);

$$i_1 = i_2 \cdot i_3 \quad (1)$$

a tedy převodové kroky φ_{1-2} a φ_{3-4} jsou si vždy sobě rovny (2), (3);

$$\varphi_{1-2} = \frac{i_2}{i_1} = \frac{i_2}{i_2 \cdot i_3} = \frac{1}{i_3} \quad (2)$$

$$\varphi_{3-4} = \frac{i_4}{i_3} = \frac{1}{i_3} \quad (3)$$

tedy (4);

$$\varphi_{1-2} = \varphi_{3-4} \quad (4)$$

Z tohoto důvodu jsem přistoupil k optimalizaci na geometrické odstupňování, které se vyznačuje stejnými převodovými kroky.

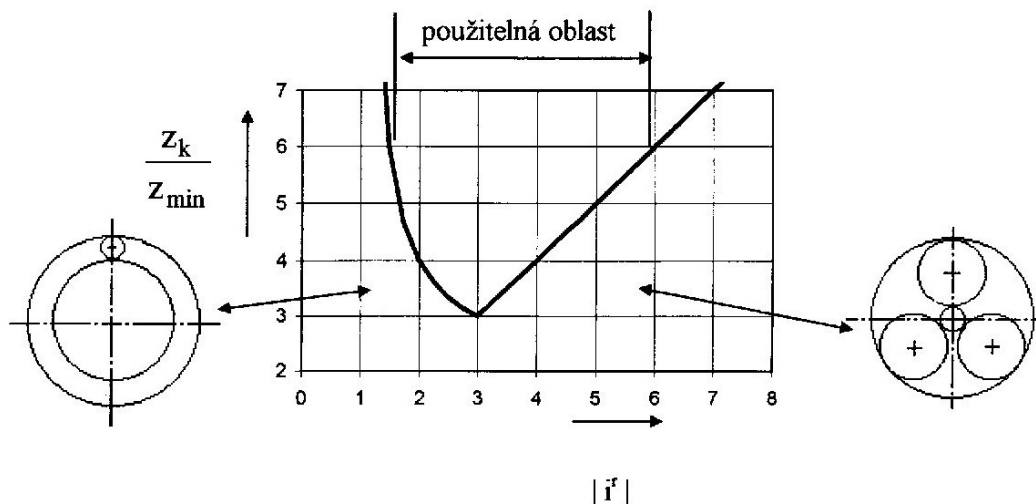
Samotná optimalizace spočívá ve výběru vhodné kombinace základních převodů planetových soukolí. Základní převod planetového soukolí i^r se vypočítá jako poměr počtu zubů korunového kola a planety, podle vzorce (5):

$$i^r = \frac{Z_{korunové\ kolo}}{Z_{planeta}} \cdot (-1)^j \quad [1] \quad (5)$$

, kde konstanta j je počet vnějších záběrů (řad satelitů).



Limitujícím faktorem pro velikost základního převodu je minimální počet zubů satelitů nebo planety (Obrázek 24). Pro optimalizaci jsem základní převod uvažoval v rozmezí od -1.4 do -3, přičemž první hodnota je dána právě minimálním počtem zubů satelitů. Druhá hodnota není limitní, avšak dále nemá smysl z hlediska snahy o geometrické odstupňování jít.



Obrázek 24 - Použitelný rozsah základního převodu [5]

Vzájemnou kombinací různých hodnot základního převodu prvního a druhého soukolí jsou ovlivněny, a je tedy třeba brát ohled na převodové poměry, převodové kroky a celkový rozsah převodovky, a to jak pro spalovací motor, tak pro převodové stupně v EV režimu. V neposlední řadě je také důležitým parametrem poměr momentu spalovacího motoru k výstupnímu momentu při E-CVT režimu, vyplývající z momentové rovnováhy (6):

$$M_k + i_{rk}^p \cdot M_r = 0 \quad (6)$$

, takže (7):

$$i_{rk}^p = -\frac{M_k}{M_r} = -\frac{M_{\text{spalovací motor}}}{M_{\text{výstupní}}} \quad (7)$$

Je vhodné, aby tento poměr byl co možná největší tak, aby v E-CVT režimu elektromotor dokázal poskytnout dostatečnou momentovou oporu spalovacímu motoru (viz 7.4.1).



V následující tabulce (Tabulka 8) jsou uvedeny některé vybrané možnosti, jež vyhovují požadavku na geometrické odstupňování, tedy mají stejné převodové kroky. Varianty geometrického odstupňování s sebou přináší ovšem nevýhodu v podobě převodového kroku φ_{2-3} v EV režimu, jehož hodnota je blízká jedné, což znamená, že budou mít oba převodové stupně téměř stejný převodový poměr, a tudíž by neměly příliš velký smysl. Jinými slovy, jeden převod na elektromotor zanikne. Pokud bychom trvali na čtyřech smysluplných převodech pro EV režim, pak nelze splnit požadavek na geometrické odstupňování.

Tabulka 8 - Optimalizace základních převodů

základní převody		Spalovací motor/hybrid				E-CVT	EV režim			
i_{PS1}	i_{PS2}	φ_{1-2}	φ_{2-3}	φ_{3-4}	φ_{celk}	$\frac{M_k}{M_r}$	φ_{1-2}	φ_{2-3}	φ_{3-4}	φ_{celk}
-1.4	-2.0	1.714	1.750	1.714	5.143	0.583	3	1.250	3	7.2
-1.5	-1.8	1.667	1.680	1.667	4.667	0.600	2.8	1.120	2.8	7
-1.6	-1.6	1.625	1.600	1.625	4.225	0.615	2.6	1.000	2.6	6.76
-1.8	-1.5	1.556	1.607	1.556	3.889	0.643	2.5	1.120	2.5	7
-1.9	-1.4	1.526	1.572	1.526	3.663	0.655	2.4	1.208	2.4	6.96

Je patrné, že rostoucí celkový rozsah převodovky s sebou přináší negativní vlivy v podobě růstu převodových kroků a zároveň poklesu podílu spalovacího motoru v E-CVT režimu. Je tedy nutné přistoupit ke kompromisu tak, aby převodové kroky byly pro fungování spalovacího motoru přijatelně velké.

Dobře nastavené převodové stupně pro spalovací motor jsou prioritou, volím proto variantu uvedenou v posledním řádku (Tabulka 8) i za cenu snížení celkového rozsahu převodovky. Tato varianta má výhodu v malých převodových krocích a ve velkém podílu spalovacího motoru v E-CVT. Finální hodnoty všech převodových poměrů jsou uvedeny v následující tabulce (Tabulka 9).

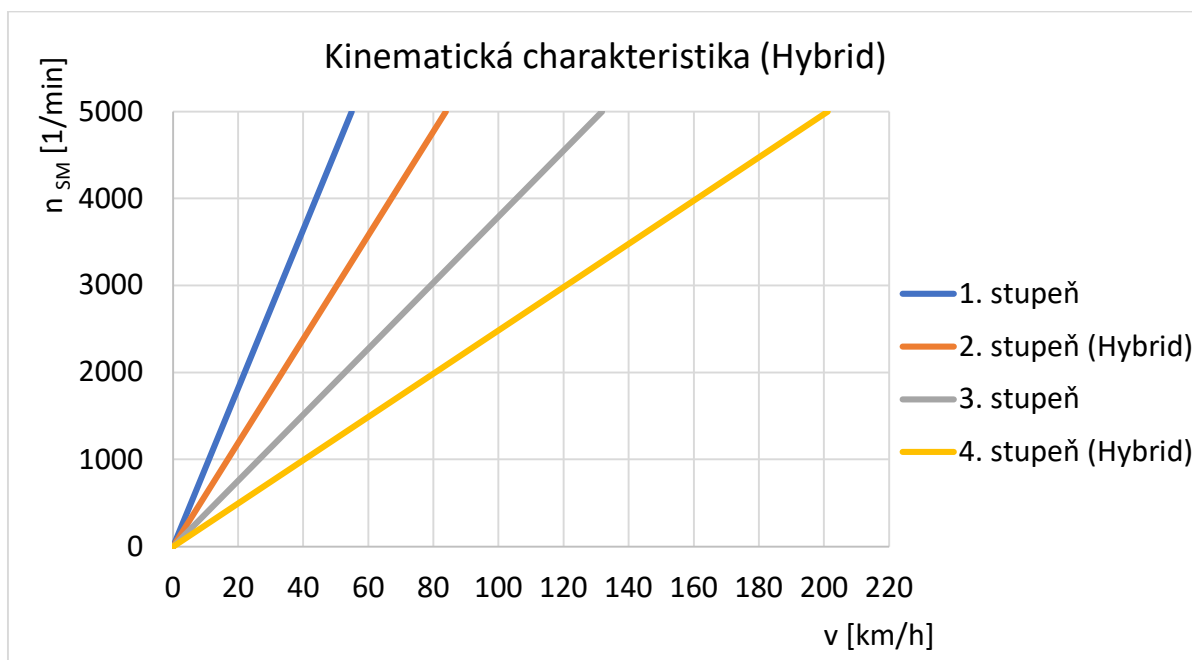
Tabulka 9 - Výsledné převodové poměry

Převodový stupeň	Převodový poměr	Převodový stupeň	Převodový poměr
1	3.66	EV 1	6.96
2 (hybrid)	2.40	EV 2	2.90
3	1.53	EV 3	1.00
4 (hybrid)	1.00		

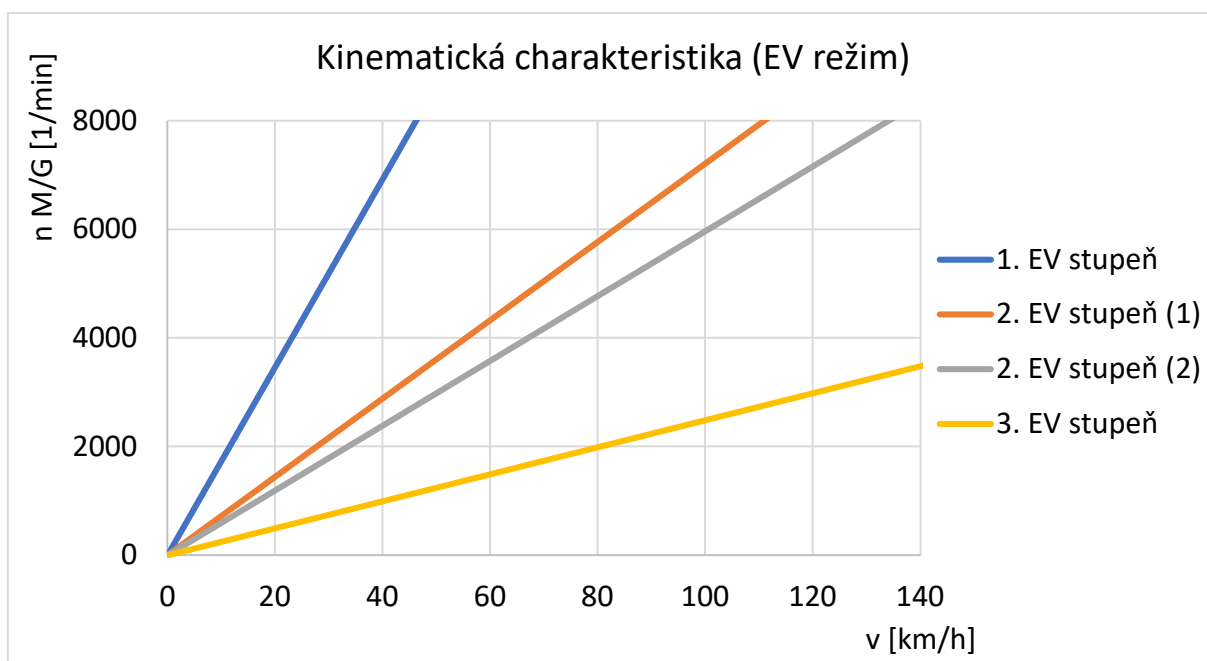


Vzhledem k tomu, že je k rozjezdu vozidla používán elektrický režim nebo případně E-CVT režim, tak může být celá kinematická charakteristika posunuta k vyšším rychlostem a tím pádem lze i s menším celkovým rozsahem převodovky dosáhnout požadované maximální rychlosti. Tohoto docílíme pomocí vhodné volby stálého převodu (7.4).

Níže jsou uvedeny kinematické charakteristiky, zaprvé pro spalovací motor (Graf 2) a za druhé pro elektromotor (Graf 3). Pro vytvoření těchto charakteristik bylo uvažováno stálého převodu $i=3$ a dynamického poloměru pneumatik $r_d=0.32$ m.



Graf 2 - Kinematická charakteristika (Hybrid)



Graf 3 - Kinematická charakteristika (EV režim)



Ze dvou převodů pro elektromotor, jež mají mezi sebou převodový krok pouze 1.208, je vybrán ten, který docílí rovnoměrnějšího rozložení převodů v rámci kinematické charakteristiky – v grafu (Graf 3) označen jako varianta 1.

6.2. Mechanická účinnost převodovky

Důležitým parametrem převodovky je také její mechanická účinnost při zařazených jednotlivých převodových stupních. Pro jednoduchost uvažuji pouze ztráty v ozubení, které lze považovat za nejpodstatnější. Vzhledem k tomu, že je převodovka tvořena dvěma jednoduchými planetovými soukolími, jež jsou sériově spojena, lze mechanickou účinnost počítat jednoduše jako součin účinností obou soukolí. Princip výpočtu spočívá v rovnosti ztrátových výkonů skutečného (P_x) a náhradního (P_x^r) mechanismu (se zastaveným unašečem). Při uvažování součinitelů ztrát v náhradním mechanismu 0.02 pro vnější záběr a 0.01 pro vnitřní záběr je celkový součinitel ztrát jednoduchého planetového soukolí ve funkci náhradního mechanismu roven 0.03. Vztah mezi součinitelem ztrát v náhradním a ve skutečném mechanismu závisí na změně směru toku výkonu ve skutečném mechanismu oproti náhradnímu. To zjistíme výpočtem poměrného potenciálního výkonu dle (8). [5]

$$\mu_x = \frac{P_x^r}{P_x} = 1 - \frac{\omega_r}{\omega_x} \quad (8)$$

, kde: μ_x [-] je poměrný potenciální výkon

ω_r [s^{-1}] je úhlová rychlost unašeče

ω_x [s^{-1}] je úhlová rychlost vstupu nebo výstupu – planeta, koruna (nikoliv unašeč)

Pokud je $\mu_x > 0$, pak se směr toku výkonu nemění, člen ω_x si ponechává svou funkci a mezi součiniteli ztrát platí vztah (9) (pokud je ω_x vstupem), nebo vztah (10) (pokud je ω_x výstupem).

$$-P_a \cdot \xi = -P_a^r \cdot \xi^r \quad (9)$$

$$\frac{P_n}{\eta} \cdot \xi = \frac{P_n^r}{\eta^r} \cdot \xi^r \quad (10)$$

, kde: ξ [-] je součinitel ztrát skutečného mechanismu

ξ^r [-] je součinitel ztrát náhradního mechanismu

η [-] je účinnost skutečného mechanismu

η^r [-] je účinnost náhradního mechanismu

index \underline{a} značí vstup, index \underline{n} značí výstup



V opačném případě platí mezi součiniteli ztrát kombinace vztahů (9) a (10) podle toho, jestli je daný člen vstupem či výstupem v náhradním nebo skutečném mechanismu.

Jako příklad zde uvedu výpočet mechanické účinnosti převodovky při zařazeném prvním rychlostním stupni. V prvním soukolí je vstupem korunové kolo a výstupem unašeč. Pro výpočet poměrného potenciálního výkonu tedy použijeme vstup a úhlové rychlosti přepočítáme na převod a následně na základní převod prvního soukolí.

$$\mu_k = 1 - \frac{\omega_r}{\omega_k} = 1 - \frac{1}{i_{kr}^p} = 1 - \frac{1}{1 - i_{kp}^r} = 1 - \frac{1}{1 - \frac{1}{i_{pk}^r}} = 1 - \frac{1}{1 - \frac{1}{-1,9}} = 0,3448 > 0$$

Poměrný potenciální výkon je kladný, takže směr toku výkonu se nemění a korunové kolo si ponechává funkci vstupu. Ze vztahu (9) můžeme vyjádřit součinitel ztrát skutečného mechanismu.

$$\xi = \frac{-P_a^r}{-P_a} \cdot \xi^r = \mu_k \cdot \xi^r = 0,3448 \cdot 0,03 = 0,0103 \cong 0,010$$

Mechanická účinnost je tedy $\eta_{PS1} = 1 - \xi = 1 - 0,010 = 0,990$.

V druhém soukolí je vstupem planeta a výstupem unašeč. Postup je totožný.

$$\mu_p = 1 - \frac{\omega_r}{\omega_p} = 1 - \frac{1}{i_{pr}^k} = 1 - \frac{1}{1 - i_{pk}^r} = 1 - \frac{1}{1 - (-1,4)} = 0,5833 > 0$$

$$\xi = \frac{-P_a^r}{-P_a} \cdot \xi^r = \mu_p \cdot \xi^r = 0,5833 \cdot 0,03 = 0,0175 \cong 0,018$$

$$\eta_{PS} = 1 - \xi = 1 - 0,018 = 0,982$$

Mechanická účinnost převodovky na první stupeň je tedy $\eta = 0,99 \cdot 0,982 = 0,972$.

Všechny převodové stupně jsou uvedeny v následující tabulce (Tabulka 10), s výjimkou E-CVT režimů, při kterých pracuje převodovka jako diferenciál a určení účinnosti je složitější.

Tabulka 10 - Mechanická účinnost převodovky

Převodový stupeň	Mechanická účinnost
1	0,972
2 (hybrid)	0,982
3	0,990
4 (hybrid)	1
EV 1	0,963
EV 2	0,980
EV 3	1
EV R	0,980



7. Zástavba převodovky

Pro možnost posouzení vlastností převodového ústrojí je nutné se zabývat i dalšími částmi pohonného řetězce a taktéž parametry samotného vozidla, v němž je daná převodovka použita.

7.1. Výběr vozidla

Navržený koncept hybridní převodovky by mohl být použit například pro zástavbu do vozidla nižší střední třídy. Vhodným konstrukčním uspořádáním převodovky lze dosáhnout jak podélné, tak příčné zástavby, to však není předmětem zkoumání této diplomové práce. Ponechme tedy otázku zástavby otevřenou a pro účely simulací převodovky postačí zvolit vozidlo dané kategorie, bez ohledu na konkrétní konstrukci. Typickými zástupci vozidel nižší střední třídy jsou například Škoda Octavia, Ford Focus, Hyundai i30, VW Golf nebo Toyota Corolla (Obrázek 25).



Obrázek 25 – Toyota Corolla Sedan [6]

Pro návrh zástavby převodovky tedy využijeme parametry vozu Toyota Corolla Sedan v hybridní verzi. Potřebné parametry jsou uvedeny níže v tabulce (Tabulka 11).

Tabulka 11 - Parametry vybraného automobilu

Pohotovostní hmotnost m	1425 kg
Čelní plocha vozu S_x	2,3 m ²
Součinitel aerodynamického odporu C_x	0,29
Rozměr pneumatik	225/45 R17

7.1.1. Jízdní odpory vozidla

Jízdní odpory jsou dány součtem aerodynamického odporu O_{vzd} a odporu valení kol O_f , vliv stoupání vozovky a odpor ze zrychlení není uvažován, protože v emisních jízdních cyklech nefiguruje.



Celkovou odporovou sílu lze tedy spočítat dle vztahu (8).

$$F_o = O_f + O_{vzd} = m \cdot g \cdot f + c_x \cdot S_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 [N] \quad (11)$$

, kde: m [kg] je pohotovostní hmotnost vozidla

g [$m \cdot s^{-2}$] je gravitačního zrychlení

f [1] je součinitel valivého odporu

c_x [1] je součinitel aerodynamického odporu

S_x [m^2] je průmět čelní plochy vozidla

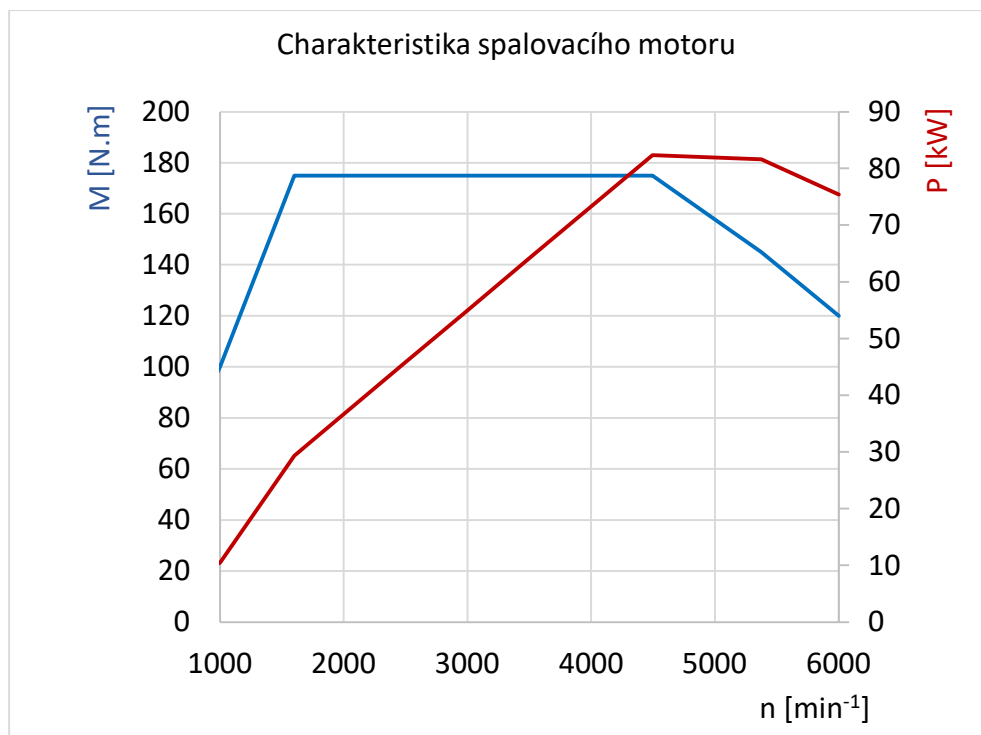
ρ [$kg \cdot m^{-3}$] je hustota vzduchu

v [$m \cdot s^{-1}$] je rychlost vozidla

Součinitel valivého odporu je uvažován $f = 0,015$ a hustota vzduchu $\rho = 1,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

7.2. Volba spalovacího motoru a elektromotoru

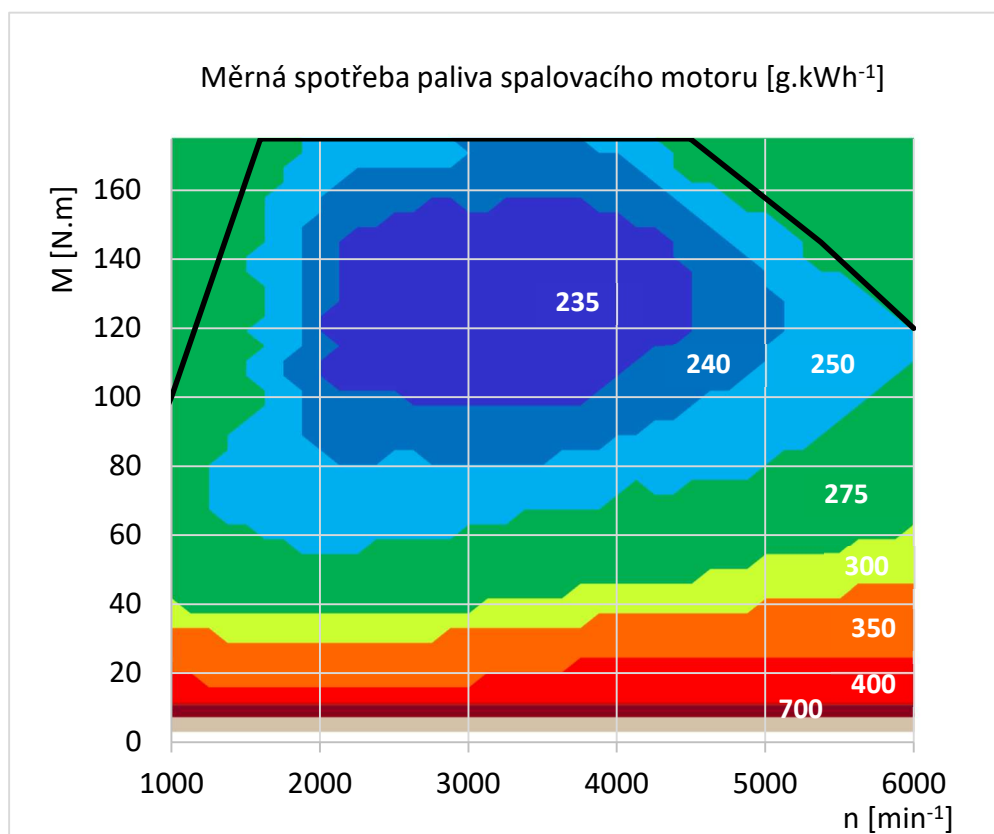
Hlavním hnacím agregátem vozidla bude spalovací motor. Z toho důvodu nejprve přistoupíme k jeho volbě. S ohledem na třídu a zaměření vozidla jsem se rozhodl využít spalovací motor o výkonu přibližně 80kW. Vhodnou pohonnou jednotkou s těmito výkonovými parametry je zážehový přeplňovaný motor 1.2 TSI koncernu Volkswagen o maximálním výkonu 81 kW a točivém momentu 175 N.m (Graf 4).



Graf 4 - Charakteristika spalovacího motoru [7]



Mapa měrné spotřeby paliva motoru (Graf 5 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**), která je nezbytná pro simulaci vozidla v jízdním cyklu je vytvořena přizpůsobením měřítka osy středního efektivního tlaku (točivého momentu) z dostupných dat pro motor VW 2.0 TFSI Gen.3 [8]. Jedná se o motory obdobné koncepce a hodnoty měrných spotřeb lze pro účely této práce považovat za dostatečně realistické.



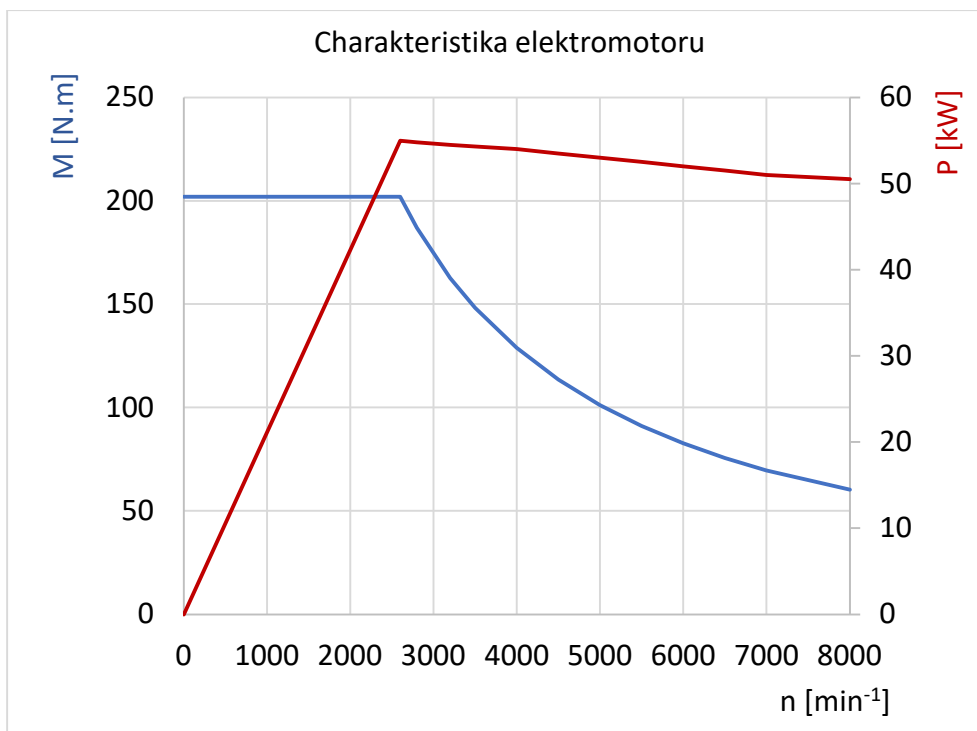
Graf 5 - Mapa měrné spotřeby spalovacího motoru (BSFC)

Elektromotor je nedílnou součástí samotné převodovky, ale přesto je jeho volba zařazena do této kapitoly, jelikož bezprostředně souvisí s volbou spalovacího motoru a celkovým zaměřením automobilu.

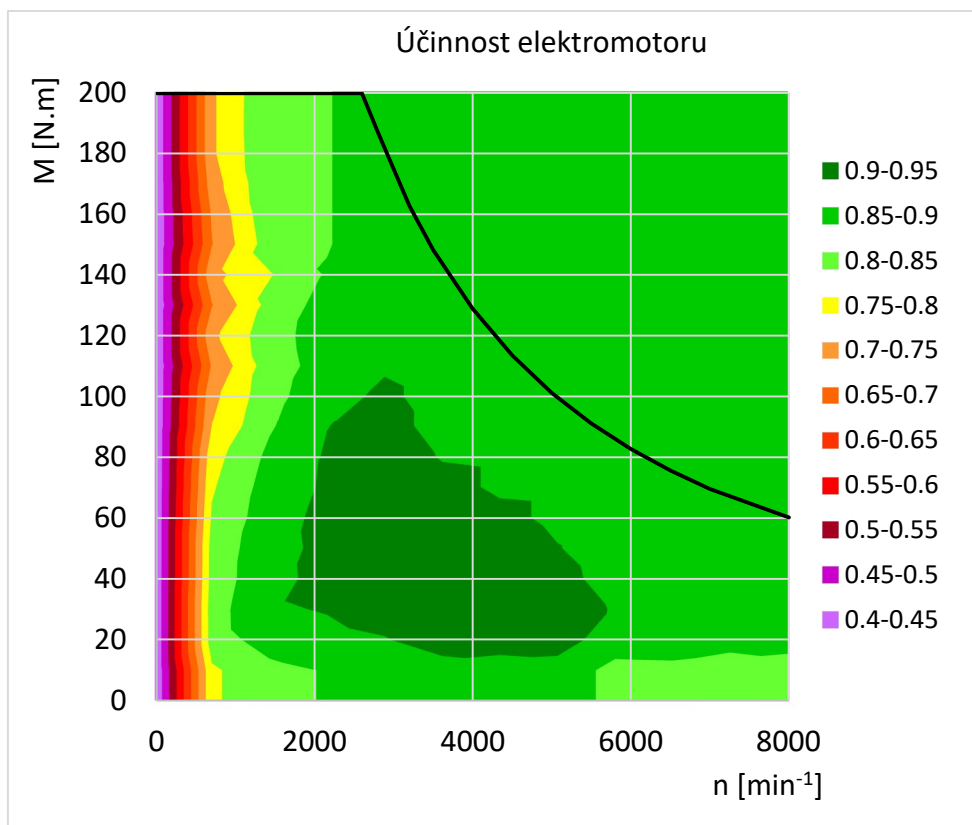
Volba parametrů elektromotoru by mohla být předmětem optimalizace na základě simulací vozidla v jízdním cyklu. V rámci této diplomové práce se však budou simulace využívat zejména k posouzení strategií řazení a volby jízdních módů a neznámá v podobě parametrů elektromotoru by znamenala podstatné zkomplikování řešení. Z toho důvodu je elektromotor zvolen již před zahájením tvorby simulačního modelu, a to na základě odhadu a následných iterací tak, aby velikost jeho točivého momentu byla smysluplná s ohledem na trakční charakteristiku vozidla a aby dokázal poskytnout oporu spalovacímu motoru při E-CVT režimech. Pro přehlednost je v grafu (Graf 6) vynesena momentový charakteristika pouze v jednom kvadrantu, přičemž je uvažována jako symetrická pro opačný směr otáčení



a pro generický režim (dobíjení akumulátoru, rekuperační brzdění). To stejné platí pro graf účinnosti (Graf 7).



Graf 6 - Momentová (výkonová) charakteristika elektromotoru



Graf 7 - Mapa účinnosti elektromotoru



7.3. Volba kapacity akumulátoru

Předmětem této práce není komplexní návrh akumulátoru, tedy konfigurace a zapojení jednotlivých článků, ale pouze základní návrh akumulátoru z hlediska jeho kapacity. Akumulátor je v praxi navrhován s pomocí multi-kriteriální optimalizace, která zohledňuje nejen kapacitu, ale i hmotnost, objem, životnost, cenu atp. [9] S ohledem na tyto aspekty není žádoucí, aby byla kapacita zbytečně velká. Jeden z přístupů může být návrh potřebné kapacity na základě standardizovaných jízdních cyklů, kdy lze rychlostní profil s využitím derivace převést na profil akcelerace a dále s využitím znalosti jízdních odporů lze vytvořit profil výkonového požadavku v závislosti na čase. Následnou integrací lze vyčíslit potřebnou energii pro daný jízdní cyklus. Nejedná se zde však o vozidlo pouze s elektrickým pohonem, ale o full-hybrid. Je tedy otázkou, jaký má být vztah mezi touto energií a energií uloženou v akumulátoru.

Rozhodl jsem se proto jít cestou takzvaného reverzního inženýrství a inspirovat se již sériově vyráběnými automobily a kapacitami jejich akumulátorů. Konkrétně automobilka Toyota využívá nebo využívala ve svých full-hybridních vozech akumulátory o kapacitě od 0,75 do 2 kWh [10]. Na základě toho volím jako výchozí hodnotu kapacity 1 kWh a následně bude provedena její optimalizace s cílem co nejnižší spotřeby paliva v jízdním cyklu.

Veličina popisující úroveň nabití akumulátoru se označuje SOC (State of Charge). Z důvodů životnosti samotného akumulátoru je vhodné ho využívat v jistém rozmezí SOC, pro tuto práci volím konkrétně rozmezí 0,4 – 0,8 SOC.

7.4. Trakční charakteristiky

Trakční charakteristika zobrazuje na vodorovné ose rychlost vozidla a na svislé ose příslušnou hnací sílu na kolech při jednotlivých převodových stupních. Jednotlivé křivky v trakční charakteristice jsou dány vnějšími momentovými charakteristikami motoru, respektive elektromotoru a celkovým převodovým poměrem na daný převodový stupeň, který se vypočítá dle (12).

$$i_c = i_n \cdot i_{FD} \quad [1] \quad (12)$$

, kde: i_n [1] je převodový poměr mezi hnacím agregátem a výstupem z převodovky
 i_{FD} [1] je stálý převod

Velikost stálého převodu závisí na konkrétní zástavbě převodovky, tedy na parametrech a požadovaných vlastnostech vozidla. Jde o kompromis mezi hnací silou vozu a jeho



maximální rychlostí. Při nižších rychlostech můžeme narazit na adhezní omezení hnací síly, jejíž velikost se vypočítá dle (13).

$$F_a = m \cdot g \cdot \mu \cdot \theta \quad [1] \quad (13)$$

, kde: m [1] je pohotovostní hmotnost vozidla
 g [m.s⁻²] je gravitačního zrychlení
 μ [1] je součinitel adheze
 θ [1] je poměr hmotnosti na hnané nápravě
 i_{FD} [1] je stálý převod

Součinitel adheze byl zvolen zjednodušeně jako konstantní hodnota $\mu = 0.9$ (suchý asfalt). Je uvažováno vozidlo s pohonem přední nápravy a poměr hmotnosti na této nápravě je odhadnut na 60 %. Maximální přenositelná hnací síly s ohledem na adhezi pneumatik potom vychází $F_{ad} = 7549 \text{ N}$.

S ohledem právě na adhezní omezení je jako počáteční hodnota stálého převodu zvolena $i_{FD}=3$, jež bude následně předmětem optimalizace v rámci simulací jízdního cyklu a také simulací akcelerace 0-100 km/h a pružného zrychlení vozidla.

Hnací síla na konvenční, respektive hybridní převodové stupně a na čistě elektrické převodové stupně byla spočítána dle vztahu (14).

$$F_T = \frac{M_m \cdot i_c \cdot \eta}{r} \quad [N] \quad (14)$$

, kde: M_m [N.m] je točivý moment motoru nebo elektromotoru, nebo jejich součet
 i_c [1] je celkový převodový poměr daného převodového stupně
 η [1] je celková mechanická účinnost pohonného ústrojí
 r [m] je dynamický poloměr pneumatiky

Místo dynamického poloměru kola, který závisí mimo jiné také na rychlosti jízdy, použijeme pro jednoduchost poloměr jmenovitý. Jmenovitý poloměr kola lze vypočítat z udávaného rozměru pneumatik (Tabulka 11), dle vzorce (15).

$$r = \frac{d}{2} + s \quad [mm] \quad (15)$$

, kde: d [mm] je průměr ráfku
 s [mm] je výška profilu pneumatiky



Velikost ráfku R17 odpovídá průměru $d = 431,8 \text{ m}$, výška profilu je $s = 0,45 \cdot 225 = 101,25 \text{ mm}$, jmenovitý poloměr je potom přibližně 317 mm .

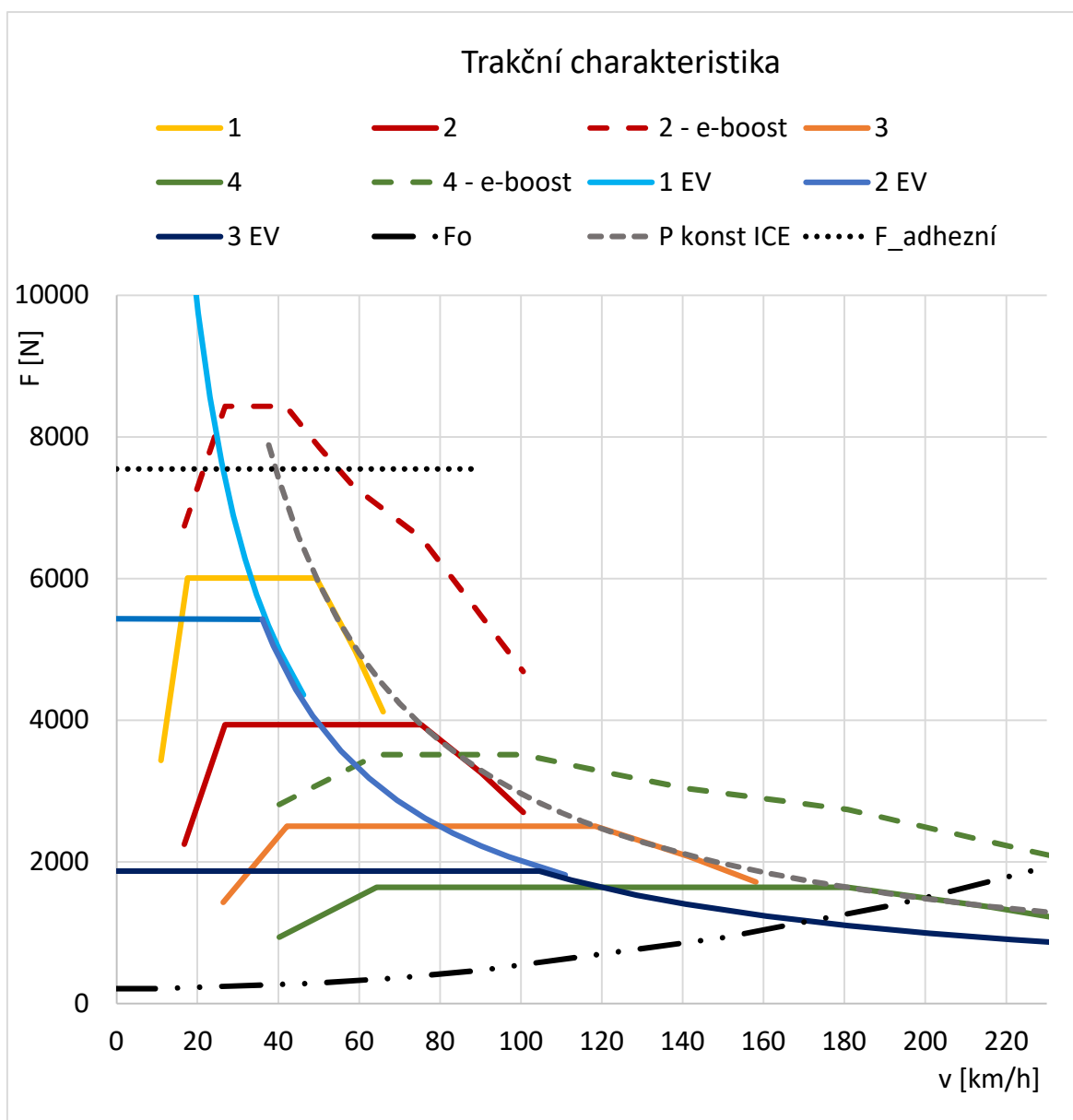
Celková mechanická účinnost pohonného ústrojí se vypočítá jako součin dílčích účinností.

$$\eta = \eta_{FD} \cdot \eta_i [-] \quad (16)$$

, kde: $\eta_{FD} [-]$ je mechanická účinnost rozvodovky (stálého převodu)

$\eta_i [-]$ je mechanická účinnost převodovky při daném převodovém stupni

V trakční charakteristice (Graf 8) je tečkovanou čarou znázorněno adhezní omezení hnací síly, čerchovanou čarou křivka jízdnicích odporů a barevně jednotlivé průběhy hnacích sil na dané převodové stupně (režimy).



Graf 8 - Trakční charakteristika (bez E-CVT)

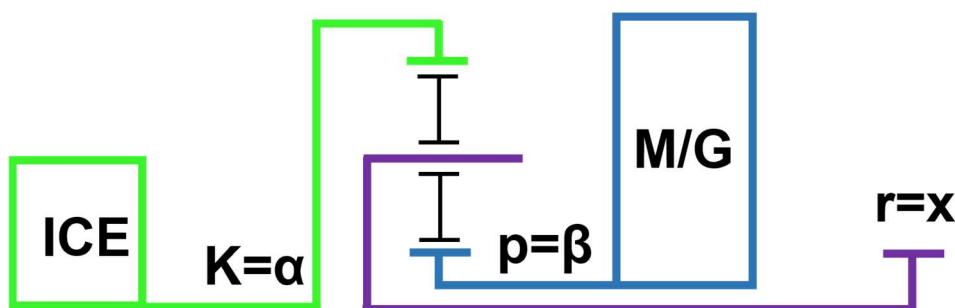


První převodový stupeň na elektromotor má hnací sílu výrazně převyšující adhezní omezení pro konkrétní vozidlo, v případě zástavby do vozidla s pohonem obou náprav, může být však jeho potenciál využít lépe a daný automobil může mít velmi dobré dynamické vlastnosti při rozjezdu a v nízkých rychlostech nebo velkou tažnou sílu například pro tahání přívěsů.

7.4.1. Trakční síla při E-CVT režimech

Pro výpočet trakční síly v E-CVT režimech je potřeba vycházet z Willisových formulek pro diferenciál [5]. V obou převodech E-CVT režimu je spalovací motor spojen s korunovým kolem prvního planetového soukolí, elektromotor s planetou a výstup poté tvoří unašeč. Oba převody se od sebe liší pouze redukcí výstupních otáček na druhém planetovém soukolí.

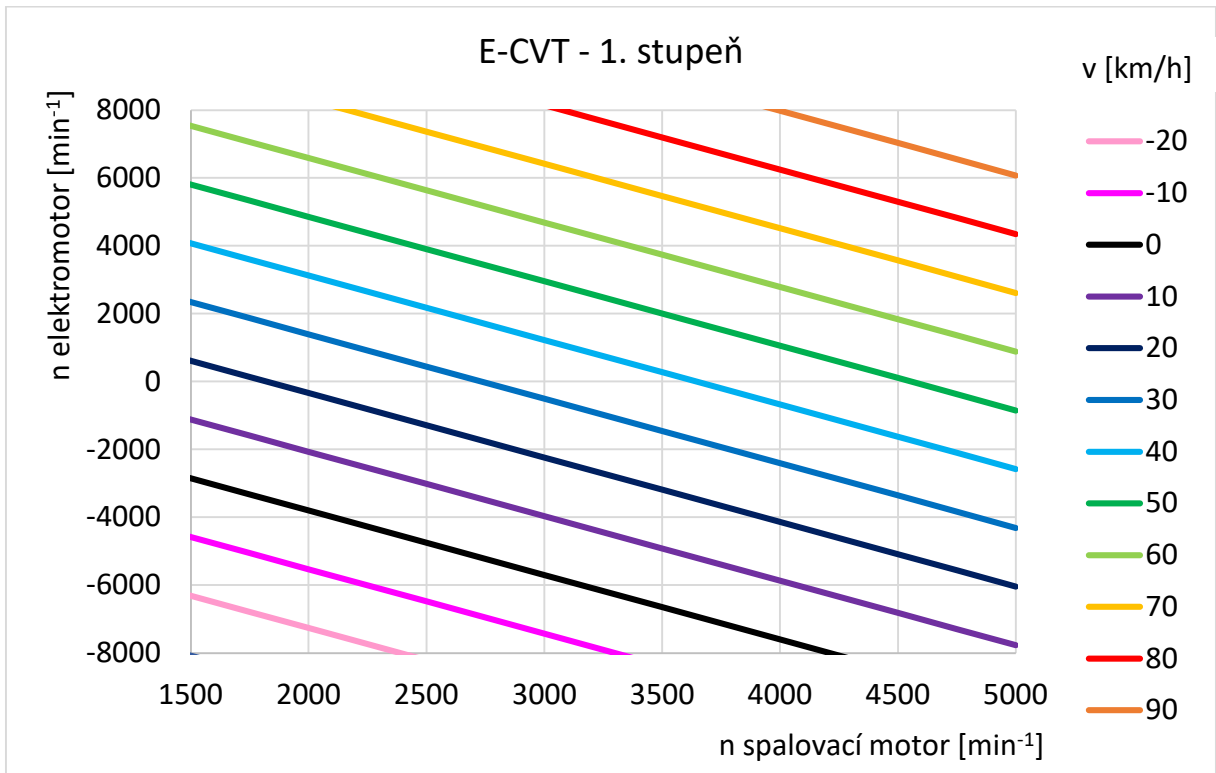
Na níže uvedeném schématu je vysvětlen princip výpočtu výsledného točivého momentu, z něhož pak vyplívá hnací síla na kolech vozidla (Obrázek 26).



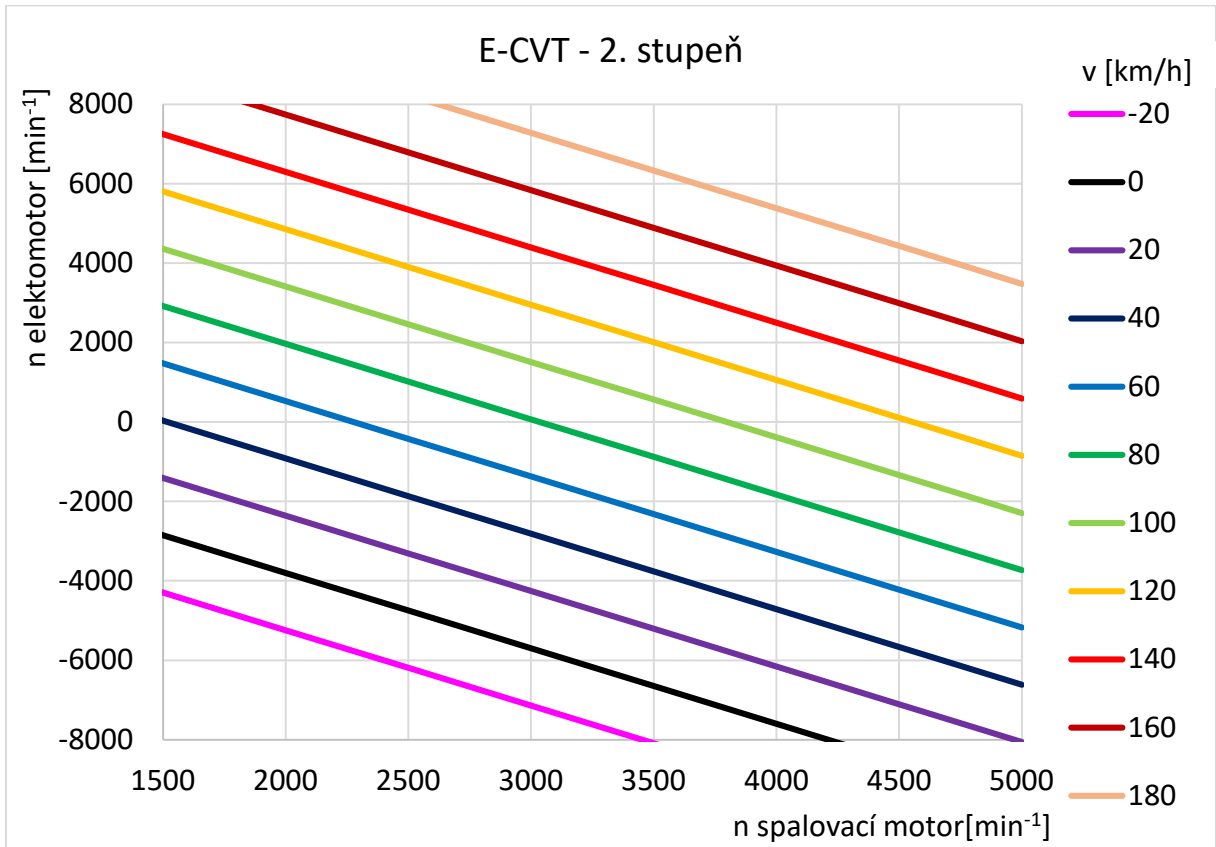
Obrázek 26 - Schéma zapojení E-CVT režimů

K výpočtu úhlové rychlosti výstupu v závislosti na obou vstupech slouží vzorec (17), ze kterého vyjádříme rychlost planety. Pro danou rychlost vozidla přepočtenou na otáčky výstupu z převodovky, dosazujeme postupně celé spektrum otáček spalovacího motoru a počítáme potřebné otáčky elektromotoru. Závislost otáček spalovacího motoru a elektromotoru na rychlosti jízdy vozidla je zobrazena v kinematických charakteristikách (Graf 9) a (Graf 10).

$$\omega_x = i_{x\alpha}^\beta \cdot \omega_\alpha + i_{x\beta}^\alpha \cdot \omega_\beta \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (17)$$



Graf 9 - Kinematická charakteristika E-CVT 1. stupeň



Graf 10 - Kinematická charakteristika E-CVT 2. stupeň

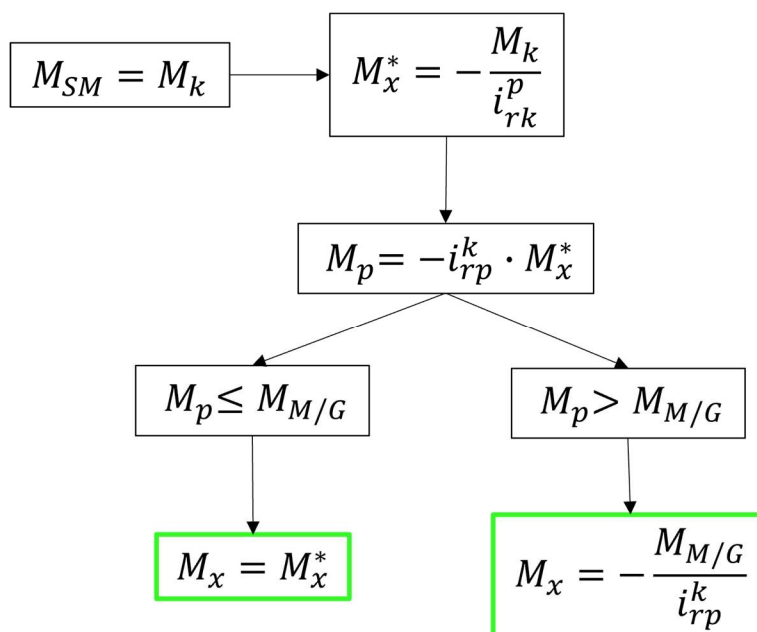


Následně použijeme momentové rovnice (18) a (19).

$$M_\alpha + i_{x\alpha}^\beta \cdot M_x = 0 \quad (18)$$

$$M_\beta + i_{x\beta}^\alpha \cdot M_x = 0 \quad (19)$$

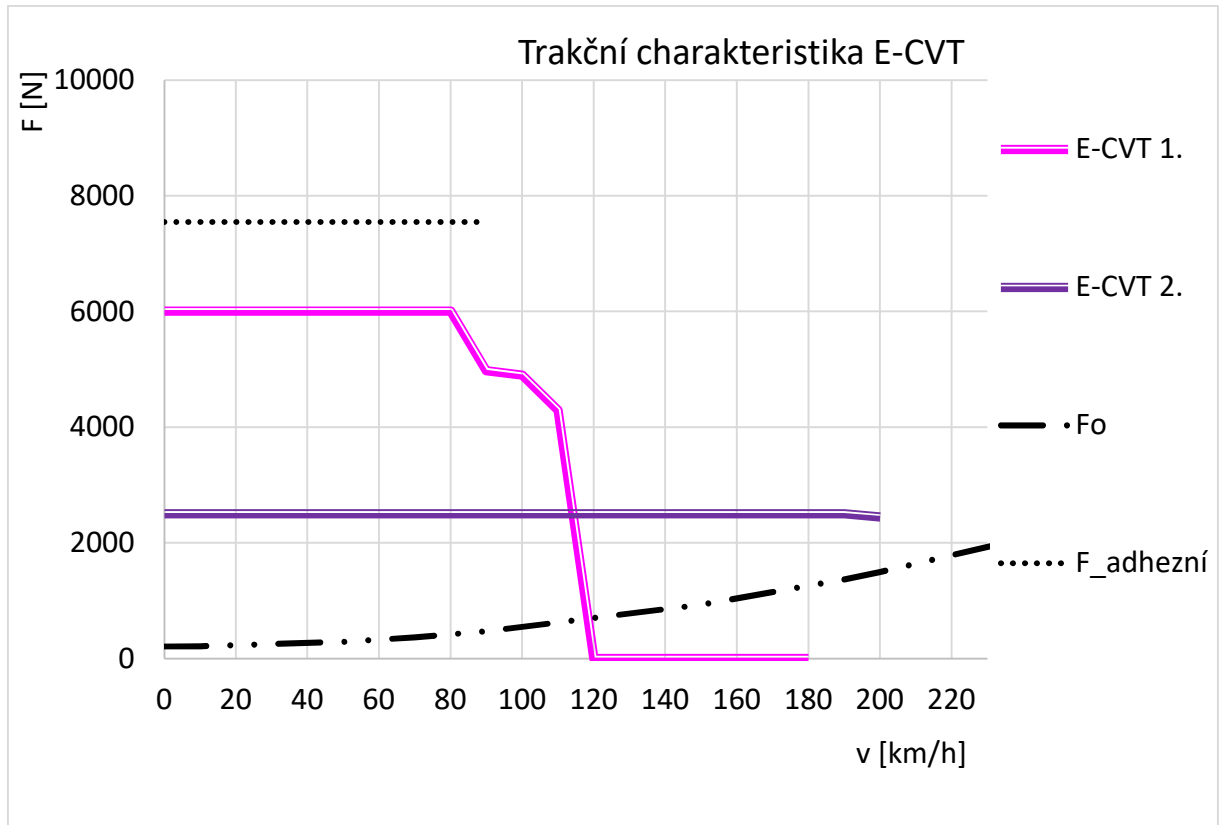
Z rovnice (18) vyjádříme výstup a dosadíme moment na koruně čili moment spalovacího motoru. Moment výstupu, jenž vyšel z rovnice (18) dosadíme do rovnice (19), z které vyjádříme moment na planetě. Následně je nutné porovnat moment na planetě s maximálním momentem elektromotoru při daných otáčkách, jinými slovy, je nutné zkontrolovat, zdali dokáže elektromotor poskytnout při daných otáčkách potřebnou momentovou oporu. Jestliže je moment na planetě menší nebo roven maximálnímu momentu elektromotoru, pak je výstupní moment spočítaný v prvním kroku skutečným výstupním momentem. Pokud je však moment na planetě vyšší než maximální moment elektromotoru, pak dosadíme do rovnice (19) právě moment elektromotoru a spočítáme skutečný výstupní moment. Tento postup je shrnut v následujícím schématu (Obrázek 27).



Obrázek 27 - Výpočet výstupního momentu E-CVT při daných otáčkách



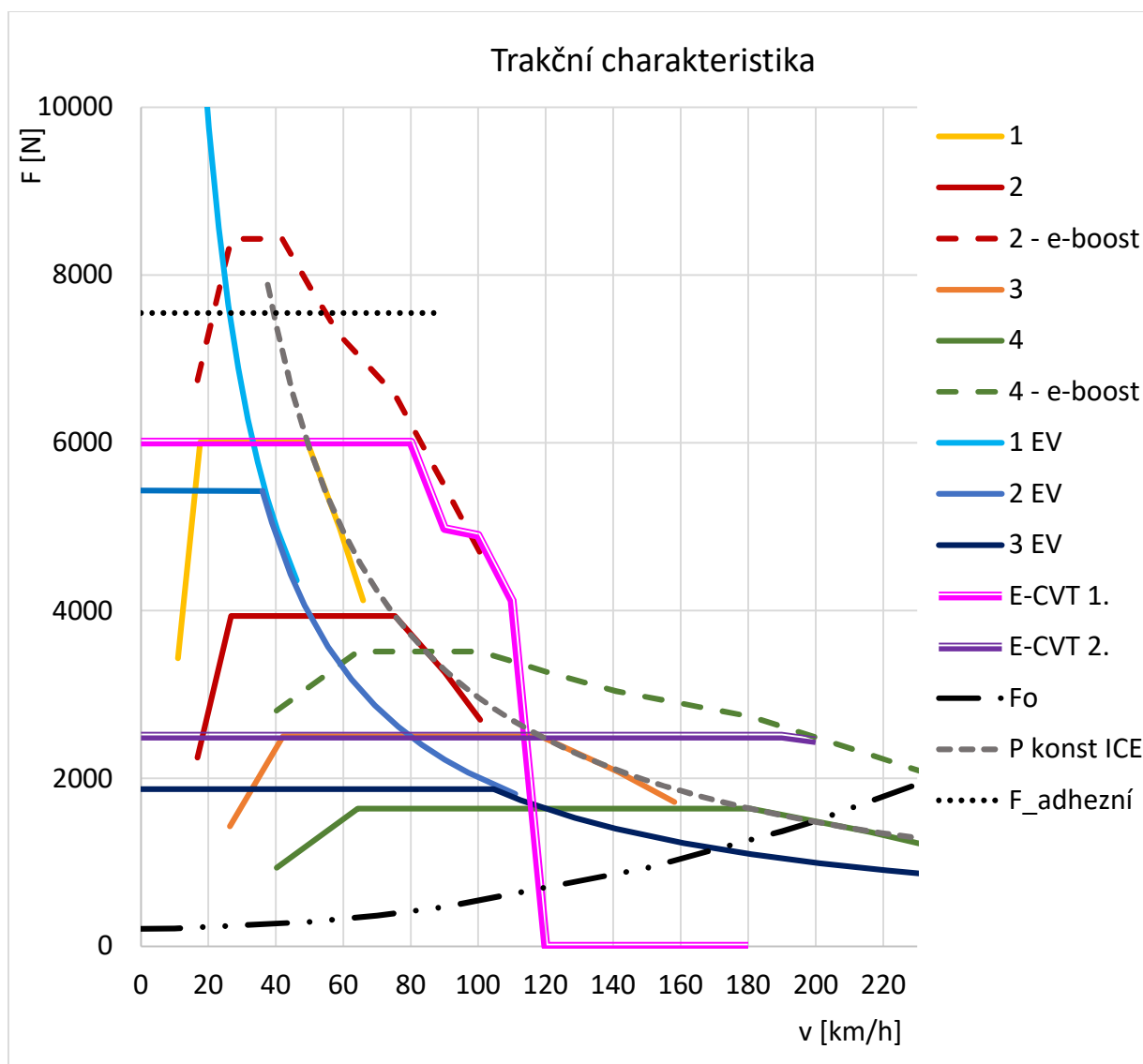
Po provedení výpočtů momentů pro celý rozsah otáček spalovacího motoru vybereme maximum při dané rychlosti vozidla, přepočítáme na hnací sílu na kolech a tento bod zaneseme do trakční charakteristiky. Křivka v trakční charakteristice E-CVT tedy udává maximální dosažitelnou hnací sílu při dané rychlosti vozidla (Graf 11).



Graf 11 - Trakční charakteristika E-CVT



Pro srovnání jaké hnací síly dosahují E-CVT režimy v porovnání s konvenčními (hybridními) převodovými stupni, uvádím celkovou trakční charakteristiku, která je však méně přehledná (Graf 12).



Graf 12 - Trakční charakteristika

Z trakční charakteristiky lze zjistit skutečnou maximální rychlost vozidla, ta je dána průsečíkem křivky jízdních odporů a průběhu hnací síly. V tomto případě lze dosáhnout maximální rychlosti přibližně 200 km/h, a to na čtvrtý rychlostní stupeň, nebo na druhý převod v E-CVT režimu. Hnací síla je dostatečná, avšak dochází ke kinematickému omezení (Graf 2). Tato skutečná maximální rychlost se shoduje s kinematickou (teoretickou) maximální rychlostí na čtvrtý převodový stupeň bez využití e-boostu.



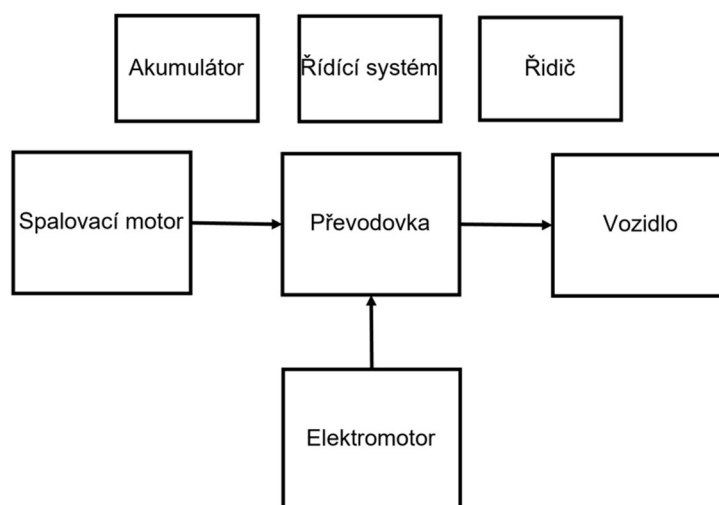
8. Simulace jízdy vozidla s převodovkou

Pro zjištění vlastností vytvořeného konceptu hybridní převodovky je využito simulací jízdy zvoleného vozidla (7.1). Simulační model full hybridu je vytvořen v softwaru GT-Suite, který nabízí předpřipravené bloky pro jednotlivé části vozidla, které je potřeba vhodně nastavit, dodat parametry a použít.

Cílem simulací je ověřit samotnou funkčnost navrženého konceptu a následně vyzkoušet různé strategie řízení převodovky při různých podmínkách, k čemuž jsou využity různé jízdní cykly (8.2). Další využití simulací je k optimalizaci velikosti stálého převodu, který byl v počátečním návrhu zvolen jako $i_{FD}=3$. Tato optimalizace bude provedena pro všechny strategie řízení, protože pro každou strategii může být ideální hodnota jiná. Důležitou jízdní zkouškou zde bude akcelerace a pružné zrychlení, na něž má stálý převod značný vliv.

8.1. Simulační model

Model je rozdělen na jednotlivé podsestavy tvořící funkční bloky, které jsou spojeny funkčními vazbami (Obrázek 28). Tyto vazby jsou realizovány buď přímým spojením orientovanou čarou, nebo pomocí bezdrátového přenosu signálu.



Obrázek 28 - Schéma sestavy celého simulačního modelu

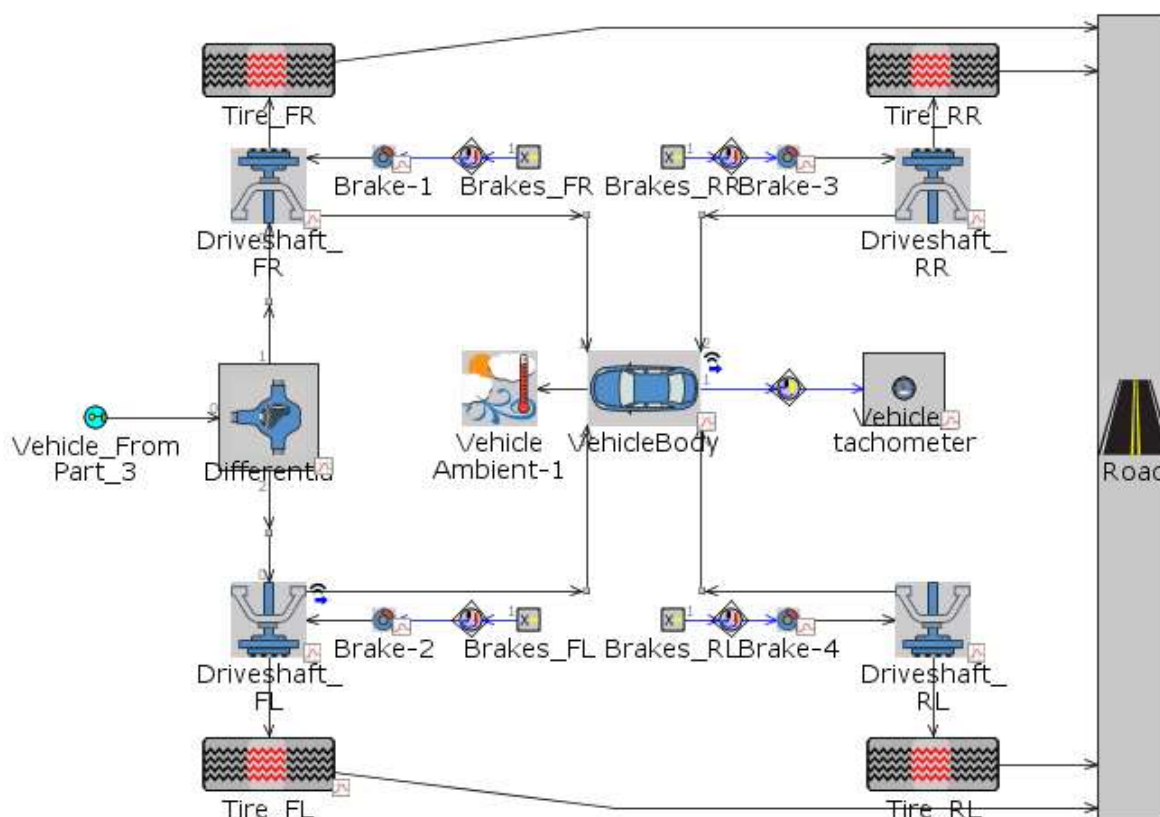
Je vhodné zde uvést všechny účinnosti vyskytující se v simulačním modelu, jelikož je to důležitý parametr, zejména když chceme posuzovat spotřebu paliva, popřípadě elektrické energie při jízdním cyklu. Jedná se například o mechanickou účinnost jízdního ústrojí nebo účinnosti související v použití akumulátoru elektrické energie. Jednotlivé účinnosti jsou tedy uvedeny u souvisejících prvků v daných podkapitolách. Kromě toho podstatnou roli hrají samotné účinnosti spalovacího motoru a elektromotoru, které jsou závislé na konkrétním pracovním bodě. Ty jsou, stejně jako mechanická účinnost převodovky, uvedeny v předchozích kapitolách.



8.1.1. Vozidlo

Simulační model reprezentuje vozidlo s pohonem přední nápravy (Obrázek 29). Vozidlo je tvořeno prvkem „Vehicle Body“, který představuje nejen karoserii, ale vozidlo jako celek s danou hmotností, celkovými rozměry, aerodynamickými vlastnostmi atp. Zadaná data slouží modelu k určení odporových sil, které za jízdy působí na vozidlo. Tento prvek je spojen s blokem „Vehicle Ambient“, jenž zavádí rychlost a směr větru (v tomto modelu ponechána rychlost nulová) a podmínky okolního prostředí, které jsou zde ponechány standardní ($T=298\text{ K}$, $p=1\text{ bar}$, rel. vlhkost vzduchu 50 %).

Dále je zde vytvořeno jízdní ústrojí (hnačí hřídele, rozvodovka), které vnášejí do modelu setrvačné momenty. V samotném diferenciálu je definován stálý převod a účinnost (0,97). Jelikož se simulace věnují pouze jízdě v přímém směru, není tak dovolen žádný rozdíl rychlostí kol hnačí nápravy. V neposlední řadě jsou použity bloky představující zjednodušený model pneumatik, který bere v úvahu jednak rozměr a valivý odpor a jednak zjednodušený model prokluzu, který na základě zadaného limitu koeficientu adheze omezuje přenesenou hnačí sílu. To je důležité při simulování zrychlení 0-100 km/h, kde k adhezivnímu omezení dochází. Blok vozovka umožňuje nastavit výškový profil trasy nebo například rozdílnou adhezi v závislosti na dráze, což zde ale není využito.



Obrázek 29 - Podsestava Vozidlo v softwaru GT-Suite

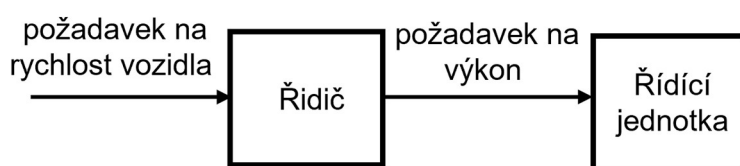


Dalším komponentem v této sestavě jsou třecí brzdy. Velikost brzdného momentu tento prvek určuje dle přivedeného signálu s požadavkem na brzdný výkon vozidla potřebný pro dané zpomalení. Použití třecích brzd je ovládáno řídicím systémem (0).

8.1.2. Řidič

Blok „Driver“, tedy řidič, dokáže na základě vstupního signálu ovládat pedál brzdy, akcelerátoru, nebo i spojky za účelem přiblížení aktuální rychlosti vozidla rychlosti požadované. Jedná se tedy v podstatě o PID regulátor. Vstupním signálem je požadovaná rychlost z rychlostního profilu daného jízdního cyklu, z čehož počítá ještě s pomocí prvku „Vehicle Body“ jízdní odpory.

V tomto konkrétním simulačním modelu je blok „Driver“ využit pouze k získání signálu požadovaného hnacího či brzdného výkonu. S tímto signálem se poté dále pracuje v samostatné řídicí jednotce (Obrázek 30). Důvodem použití výkonu namísto točivého momentu je nezávislost na převodovém poměru a tím následné jednodušší řízení. Aby byla zachována přehlednost a konzistence v modelu, je požadovaný výkon jediným výstupem. Požadavek na výkon v sobě již zohledňuje momenty setrvačnosti součástí pohonného řetězce a také účinnosti.



Obrázek 30 - Funkce řidiče v simulačním modelu

8.1.3. Spalovací motor

V modelu je použit blok „Engine State“, který charakterizuje spalovací motor pomocí definovaných map, kde na základě aktuálního pracovního bodu (otáčky, moment) vyhledává odpovídající hodnoty spotřeby paliva, mechanického tření, případně produkce emisí atp. Tento blok je spojen se vstupním hřídelem převodovky a se statérem.

O řízení spalovacího motoru se stará blok „Engine Controller“, sloužící jako řídicí jednotka motoru. Přijímá signál o poloze pedálu akcelerátoru od bloku „Power to Pedal“, který převádí výkonový požadavek z řídicího systému vozidla právě na polohu pedálu a supluje tím řidiče (signál přímo od řidiče nelze vzít z důvodu řízení hybridního pohonu). Řídící jednotka motoru tento signál upravuje s ohledem na požadované volnoběžné otáčky, aktuální otáčky motoru a další parametry, tento korigovaný signál o poloze pedálu akcelerátoru posílá do bloku „Engine State“.



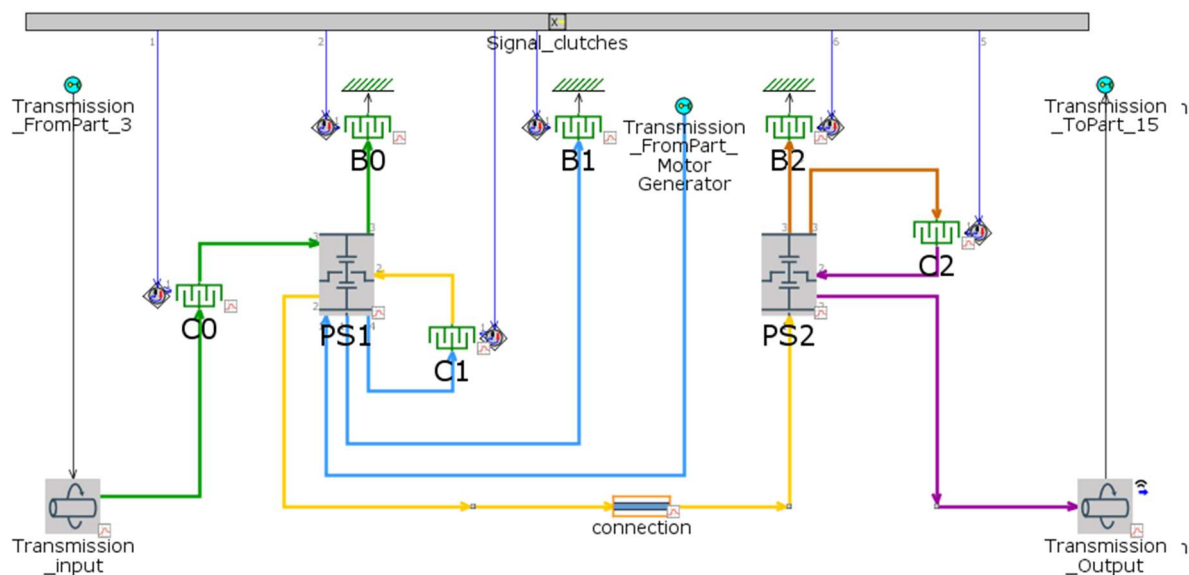
8.1.4. Elektromotor

Přestože je elektromotor součástí samotné převodovky, v simulačním modelu je zvlášť, jako samotná podsestava, která je spojena s patřičným hřídelem v převodovce. Elektromotor je modelován, podobně jako spalovací motor, pomocí definovaných map. Je využita charakteristika závislosti momentu na otáčkách a mapa elektromechanické účinnosti (viz 7.2) a to ve všech čtyřech kvadrantech (pohon a brzdění v obou směrech otáčení). Pro zachování konzistence v modelu je elektromotor řízen také požadavkem na výkon – ať už hnací nebo brzdový v generátorovém režimu.

8.1.5. Převodovka

Mechanická část převodovky je tvořena dvěma bloky s funkcí jednoduchých planetových soukolí a zjednodušenými spojkami. V blocích znázorňujících planetová soukolí jsou definovány účinnosti, dle (6.2). Použité spojky nejsou zkoumány/ovládány s přihlédnutím k tření, ale jsou pouze ve stavu sepnutém nebo rozepnutém s žádným nebo předem definovaným prokluzem. Vzhledem k tomu, že se tato práce nezabývá konstrukčním návrhem, tedy ani dimenzováním vícelamelových spojek, je toto řešení pro účely těchto simulací dostatečné a také výhodné s ohledem na výpočetní náročnost.

Dále jsou ve schématu vstupy od spalovacího motoru, elektromotoru a výstup k rozvodovce (Obrázek 31). Jednotlivé prvky jsou spojeny funkčními vazbami. Nedílnou součástí je přivedení signálu pro řízení spojek (stav 1 nebo 0), který přichází z řídicí jednotky převodovky. Řídicí jednotka převodovky v tomto modelu pouze poskytuje příslušnou kombinaci sepnutí spojek na základě požadovaného převodového stupně.



Obrázek 31 - Mechanická část převodovky v softwaru GT-Suite



8.1.6. Akumulátor

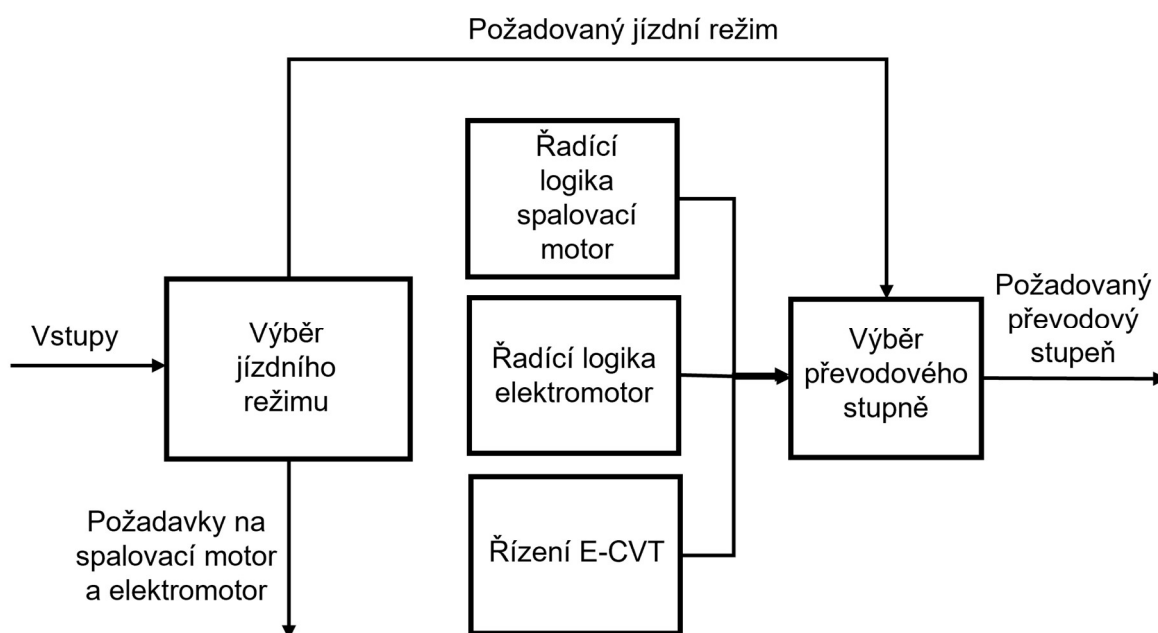
Akumulátor funguje jako samostatný prvek, bez elektrického obvodu a pouze přijímá signál požadavku na výkon od elektromotoru. Blok má definovány charakteristiky napětí a vnitřního odporu v závislosti na stavu nabití, celkovou kapacitu, počáteční stav nabití a případně účinnost nabíjení a vybíjení. Hodnota počátečního stavu nabití akumulátoru pro všechny verze modelu a všechny jízdní cykly byla zvolena 70 %.

Součástí sestavy akumulátoru je také systém řízení požadavku o dobíjení, což je PID regulátor, který se snaží udržet stav nabití na zadané hladině, aby bylo dosaženo takzvaného „Charge Sustaining“ módu. Na základě stavu nabití tedy vysílá signál s požadavkem na dobíjecí výkon. Tento signál je přiveden do řídicího systému vozidla.

8.1.7. Řídicí systém

Podsestava řídicího systému má za úkol rozhodnout o volbě jízdního režimu a následně zvolit konkrétní převodový stupeň v daném režimu (Obrázek 32). Kromě toho posílá signál o požadovaném výkonu jednak spalovacímu motoru a jednak elektromotoru. Z důvodu zachování přehlednosti a variabilitě strategií je vhodné ponechat oddělenou volbu jízdního režimu, která se řídí definovanými pravidly, například dle **(Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.)** a volbu převodového stupně. Volby převodových stupňů, ať už v hybridním módu, nebo v elektrickém módu se řídí svými pravidly nezávisle na volbě jízdního režimu.

Jednotlivými vstupy do řídicího systému jsou rychlost vozidla, požadavek na hnací výkon od podsestavy Řidič, otáčky spalovacího motoru, stav nabití akumulátoru a další vstupy, jež závisí na konkrétní strategii řízení.



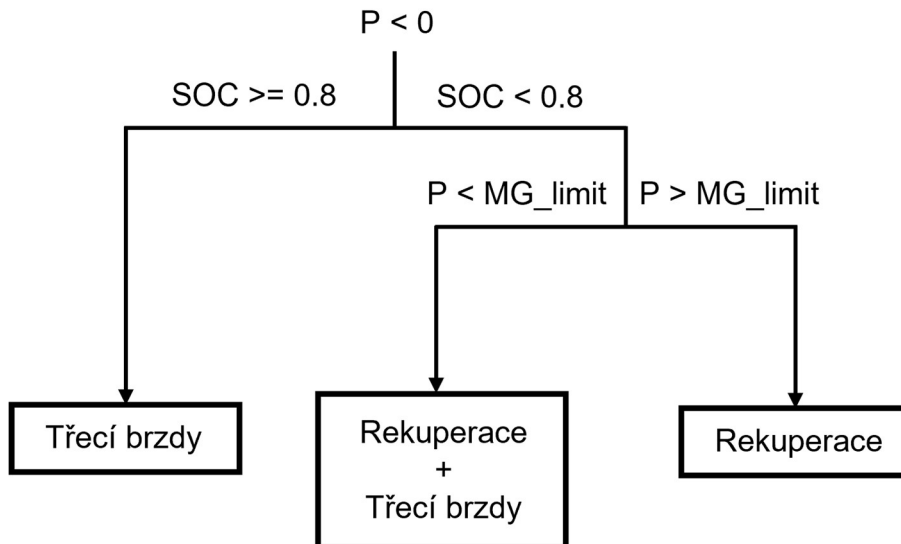
Obrázek 32 - Princip výběru převodového stupně



Výběr konkrétního převodového stupně v hybridním režimu nebo v EV režimu je realizován pomocí bloku „Transmission Gear Shift Controller“, nazvaný ve schématu (Obrázek 32) jako řadící logika. Tento prvek má definovanou řadící strategii v podobě řadících map a dále také minimální intervaly mezi přeřazeními nebo možné přeskokování převodových stupňů. Samotné řadící mapy jsou dvě – jedna pro řazení nahoru a druhá pro podřazování. Přeřazení je závislé jednak na rychlosti vozidla a jednak na zatížení (procentech pedálu akcelérátoru), aby například při nižším zatížení převodovka řadila při nižších rychlostech a bylo dosaženo pracovního bodu spalovacího motoru nebo elektromotoru s lepší účinností. Tyto závislosti jsou předmětem řídicích strategií, a tudíž uvedeny v následujících kapitolách.

Výstupní signál z řídicího systému v podobě požadovaného převodového stupně je následně přiveden do logické tabulky, která danému číslu převodového stupně přiřadí správnou kombinaci sepnutí spojek. Signál o stavu jednotlivých spojek (0 nebo 1) je pak rovnou přiveden ke spojkám v sestavě převodovky (8.1.5).

Další součástí řídicího systému je řízení brzd. Je zde použita jednoduchá logika, kdy je primárně využívána rekuperace energie pomocí elektromotoru. Pokud brzdný výkon elektromotoru nedostačuje, jsou zapojeny i třecí brzdy. V případě stavu nabití akumulátoru nad určitou mez (zde nastaveno SOC=0.8) dojde rovněž k použití třecích brzd (Obrázek 33).



Obrázek 33 - Řízení rekuperace a třecích brzd

Poslední součástí řídicího systému vozidla jsou stopky měřící čas uplynulý od spuštění spalovacího motoru. Tento údaj je potom využit jako podmínka pro řízení tak, aby nedocházelo k vypnutí motoru dříve než za daný časový interval.



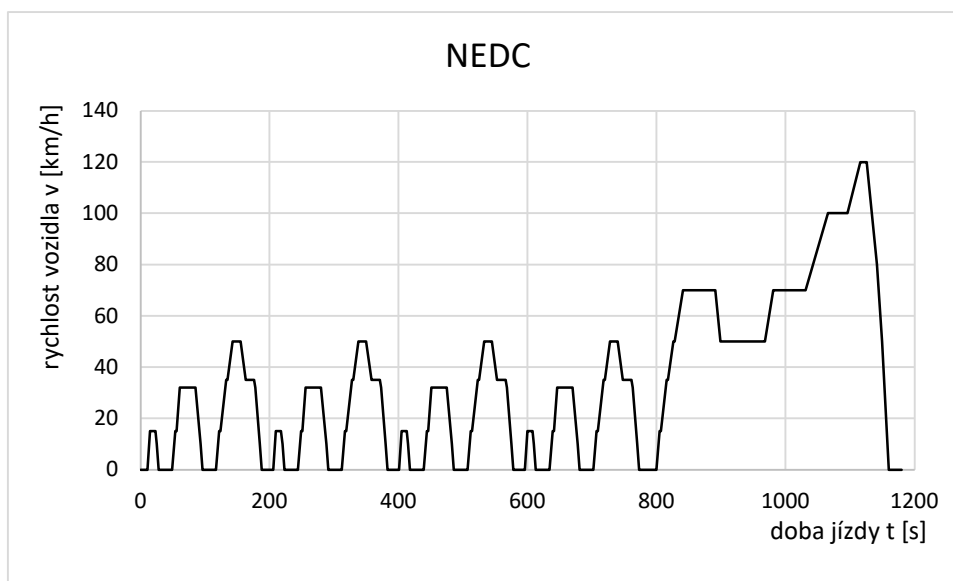
8.2. Jízdní cykly

Pro posouzení vlastností konceptu hybridní převodovky použité v konkrétním automobilu je potřeba stanovit objektivní kritéria, která nám pomohou zjistit chování samotné převodovky i fungování celku, tedy spolupráci motoru s elektromotorem. Hlavními kritérii jsou bezesporu jednak spotřeba paliva daného vozidla během standardizovaných jízdních cyklů a jednak dynamické vlastnosti vozidla při testech zrychlení. Dynamické testy zahrnují zrychlení z 0 na 100 km/h a pružná zrychlení z 50 na 80 km/h a z 80 km/h na 120 km/h, což jsou v běžném provozu důležitější údaje než zrychlení z 0 na 100 km/h.

8.2.1. Standardizované jízdní cykly

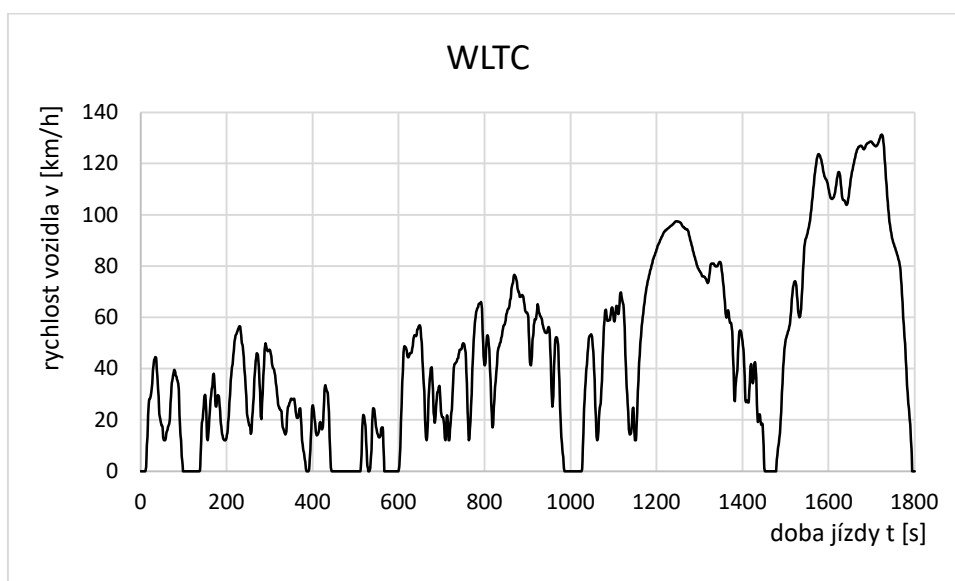
V této práci je vozidlo v rámci simulací podrobena třem testovacím jízdním cyklům. Není účelem zde podrobně popisovat legislativní podmínky a přesné specifikace jednotlivých jízdních cyklů, tudíž jsou zde uvedeny jen jejich základní rysy a odlišnosti.

Prvním z nich je NEDC (Graf 13), takzvaný „Nový Evropský Jízdní Cyklus“ (New European Driving Cycle). Ten se skládá ze čtyř opakujících se úseků odpovídajících městské jízdě a jednoho úseku, který simuluje jízdu po dálnici.



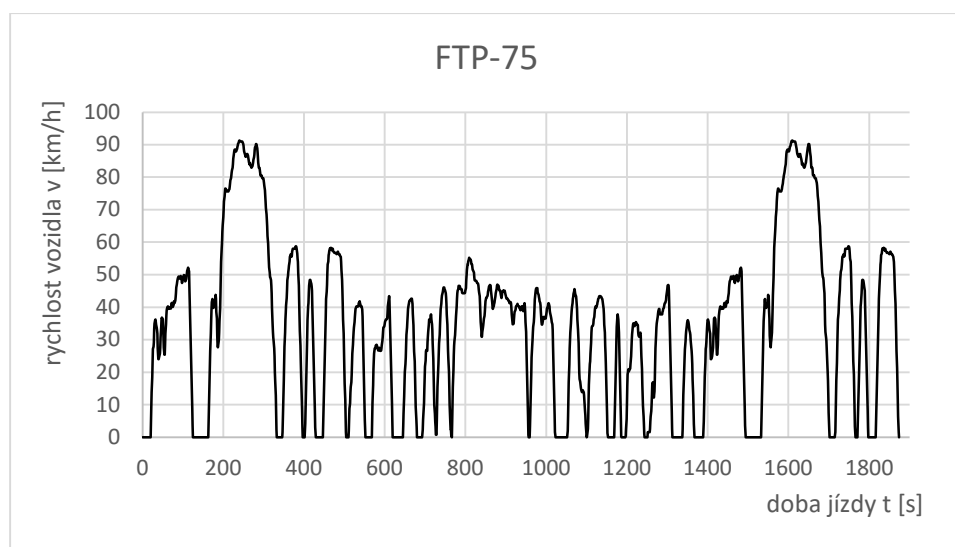
Graf 13 - Průběh rychlosti jízdy na čase při NEDC cyklu

Test NEDC je velmi pravidelný s dlouhými úseky konstantní rychlosti nebo stání, a tak příliš nevystihuje provoz vozidla v reálných podmínkách. Mezi lety 2017–2019 byl v Evropě nahrazen testem WLTC (Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycles), který je součástí celosvětově harmonizovaného testovacího standardu měření pro lehká užitková vozidla (WLTP). Průběh rychlosti jízdy se pro danou kategorii vozidla během tohoto cyklu pohybuje ve čtyřech oblastech, a to do 60, do 80, do 100 a nad 100 km/h (Graf 14). Tento jízdní cyklus by měl více odpovídat realitě. [11]



Graf 14 - Průběh rychlosti jízdy na čase při WLTC Class 3b cyklu

Pro doplnění zde uvedu ještě jeden jízdní cyklus, využívaný ve Spojených státech amerických, a to FTP-75 (Federal Test Procedure) (Graf 15).



Graf 15 - Průběh rychlosti jízdy na čase při FTP-75 cyklu

V následující tabulce jsou porovnány hlavní parametry těchto tří jízdních cyklů (Tabulka 12). [12]

Tabulka 12 - Základní parametry jízdních cyklů

	NEDC	WLTC	FTP-75
Doba trvání [s]	1180	1800	1877
Ujetá vzdálenost [km]	11.1	23.27	17.77
Průměrná rychlost [km/h]	33.6	46.5	34.12
Maximální rychlost [km/h]	120	131.3	91.25



9. Strategie řízení převodovky

Chování převodovky závisí kromě jejího mechanického konceptu a konstrukce hlavně na jejím softwaru, tedy na zvolené strategii řízení. Vzhledem k velkému množství jízdních režimů lze vymýšlet různé strategie, kdy a jakým způsobem možnosti převodovky co nejlépe využít. Návrh vhodné strategie a její zdokonalování se opírá o inženýrské úvahy, jednoduché výpočty a optimalizace pomocí simulací jízdy. Dalším stupněm zdokonalení řídicí logiky by byla matematická optimalizace v reálném čase během jízdy, s ohledem na aktuální zatížení spalovacího motoru a elektromotoru a pole měrných spotřeb paliva. To je však velmi složitá záležitost, s níž se v této práci nebudu zabývat.

V rámci strategie řízení převodovky je potřeba zohledňovat mnoho parametrů, jako například: aktuální požadavek na trakční výkon, stav nabití baterie (SOC), okamžitá rychlost vozidla, nebo otáčky spalovacího motoru. Je nezbytné, aby nastavené logické podmínky pokrývaly všechny možné situace, které mohou nastat. Zároveň je třeba podmínky nastavovat tak, aby nedocházelo k neustálému přepínání režimů nebo převodových stupňů tam a zase zpět, jinými slovy je nutné nastavit jakousi hysterezi.

Verze řídicí logiky zpracovaná v rámci této diplomové práce využívá hybridní režim, kdy při zařazeném druhém a čtvrtém převodovém stupni spolupracuje spalovací motor s elektromotorem. K dispozici je také čistě elektrický provoz. Režim E-CVT, při kterém převodovka pracuje jako diferenciál (dělič momentu), není v této verzi využit, jeho realizace je totiž vzhledem ke dvěma stupňům volnosti poněkud složitější a bylo by možné jí věnovat samostatnou závěrečnou práci.

Vyhodnocení vytvořené strategie a logických podmínek proběhne na základě výsledků simulací jízdy vozidla dle (7.1).

9.1. Režimy převodovky

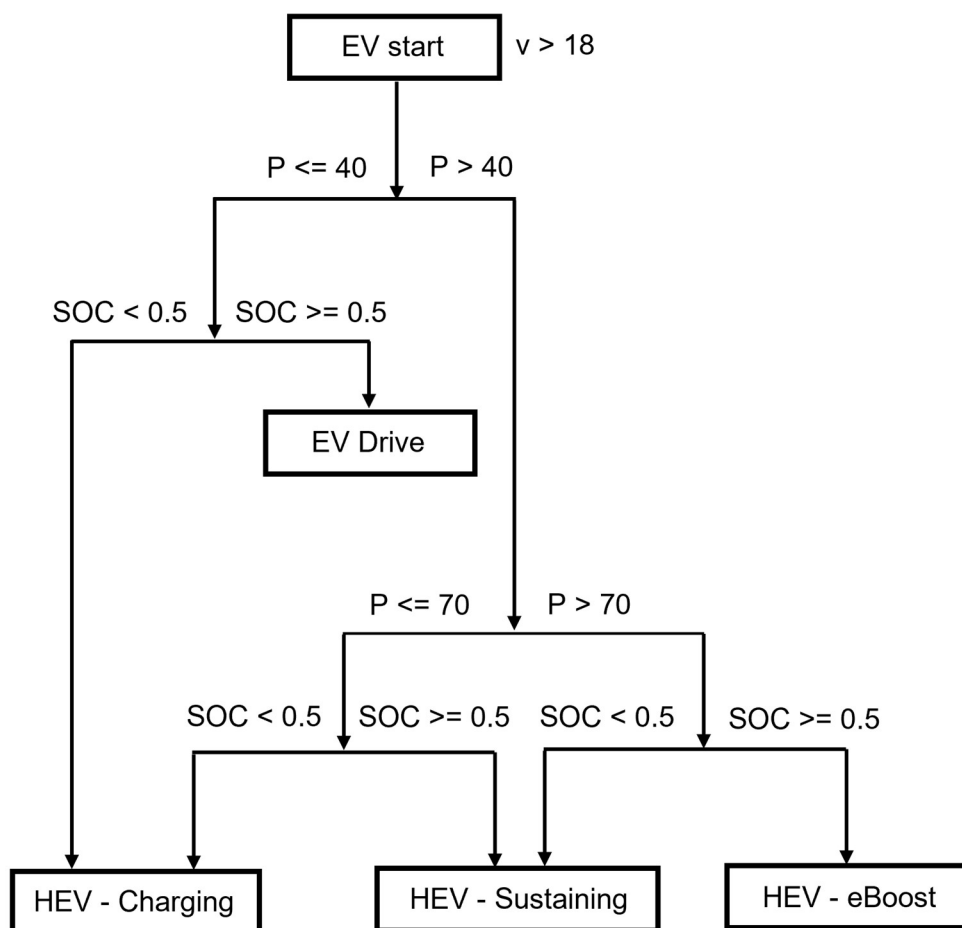
Jízdní režimy jsou fakticky dva – hybridní (HEV) a elektrický (EV), pokud tedy opomeneme režim s plynulou změnou převodového poměru (E-CVT). V rámci těchto jízdních režimů jsou však definovány pod-režimy, které umožňují rozlišit různé stavy jízdy a díky tomu vhodně řídit požadavek na výkon spalovacího motoru, respektive elektromotoru.

Elektrický (EV) režim je rozdělen na „EV-Start“ a „EV-Drive“, kde EV-Start je vyhrazen pro rozjezd, zastavení či pomalou jízdu vozidla, při které nedosahuje spalovací motor dostatečně vysokých provozních otáček při zařazeném prvním převodovém stupni. Hraniční rychlost vozidla, pod kterou je za každých okolností aktivní EV-Start režim, je odvozena z kinematické charakteristiky.



Tato rychlost byla stanovena na 16 km/h, což při zařazeném prvním rychlostním stupni odpovídá otáčkám motoru asi 1460 min^{-1} (při stálém převodu $i_{FD}=3$). Naproti tomu pro přepnutí z EV-Start (při rozjezdu) byla zvolena rychlost 18 km/h (asi 1460 min^{-1} při stálém převodu $i_{FD}=3$). Tuto rychlost vozidla by bylo možné udělat variabilní v závislosti na výkonovém požadavku, tak aby při potřebě velké akcelerace došlo k přepnutí na spalovací motor později, tudíž při vyšších otáčkách motoru, kdy je k dispozici vyšší točivý moment. Tomuto vylepšení bude věnována pozornost při dalších optimalizací řídicí strategie (10).

Pokud se rychlost vozidla zvýší nad danou mez, dojde k přepnutí do EV-drive režimu, nebo k nastartování spalovacího motoru a přepnutí do jednoho z hybridních režimů (Obrázek 34). Ty jsou rozděleny na: „HEV-Sustaining“, „HEV-Charging“ a „HEV-eBoost“.



Obrázek 34 - Logika volby jízdních režimů při rozjezdu vozidla

V případě, že je vysoký požadavek na hnací výkon a zároveň je k dispozici dostatečný stav nabití akumulátoru, je využit HEV-eBoost. V tomto režimu je od elektromotoru požadován maximální hnací výkon a zbytek je požadován po spalovacím motoru.



Oproti tomu při HEV-Charging režimu je od spalovacího motoru požadován výkon jak hnací, tak pro dobíjení akumulátoru. Výkonový požadavek na elektromotor je potom se záporným znaménkem a funguje tak v generickém módu.

Velikost nabíjecího výkonu je řízena PID regulátorem, který se snaží udržet SOC na zadané hodnotě. Omezujícím prvkem je přebytek výkonu spalovacího motoru po pokrytí požadavku na pohon vozidla, anebo maximální výkon elektromotoru (generátoru).

Oba tyto režimy jsou k dispozici sice na všechny čtyři převodové stupně, avšak na první a třetí převod se chovají stejně jako HEV-Sustaining z principu mechanického zapojení převodovky (zablokování planetového kola, na kterém je umístěný elektromotor). V ostatních možných případech je aktivní HEV-Sustaining režim, při němž je všechny potřebný výkon k pohonu vozidla požadován od spalovacího motoru s tím, že není ani žádný požadavek k dobíjení akumulátoru.

Limitní požadavek na výkon, který omezuje použití EV-Drive režimu je stanoven na 40 kW, což odpovídá asi 75 % maximálního výkonu elektromotoru. Tato hodnota bude dále předmětem optimalizace (**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**).

Přepnutí z hybridních režimů do EV-Drive režimu je řízeno podmínkou na minimální dobu od nastartování spalovacího motoru, která je stanovena 3 sekundy. Dalšími podmínkami jsou požadovaný hnací výkon do 40 kW, při stavu nabití akumulátoru alespoň 0,6 nebo maximální SOC 0,8 při záporném požadovaném výkonu (z důvodu rezervy pod -10 kW). Tato podmínka je pro případ rekuperačního brzdění v EV režimu.

Podmínky týkající se přechodů mezi jednotlivými pod-režimy hybridu jsou uvedeny v následující tabulce (Tabulka 13).

Tabulka 13 - Podmínky pro přepínání mezi HEV režimy

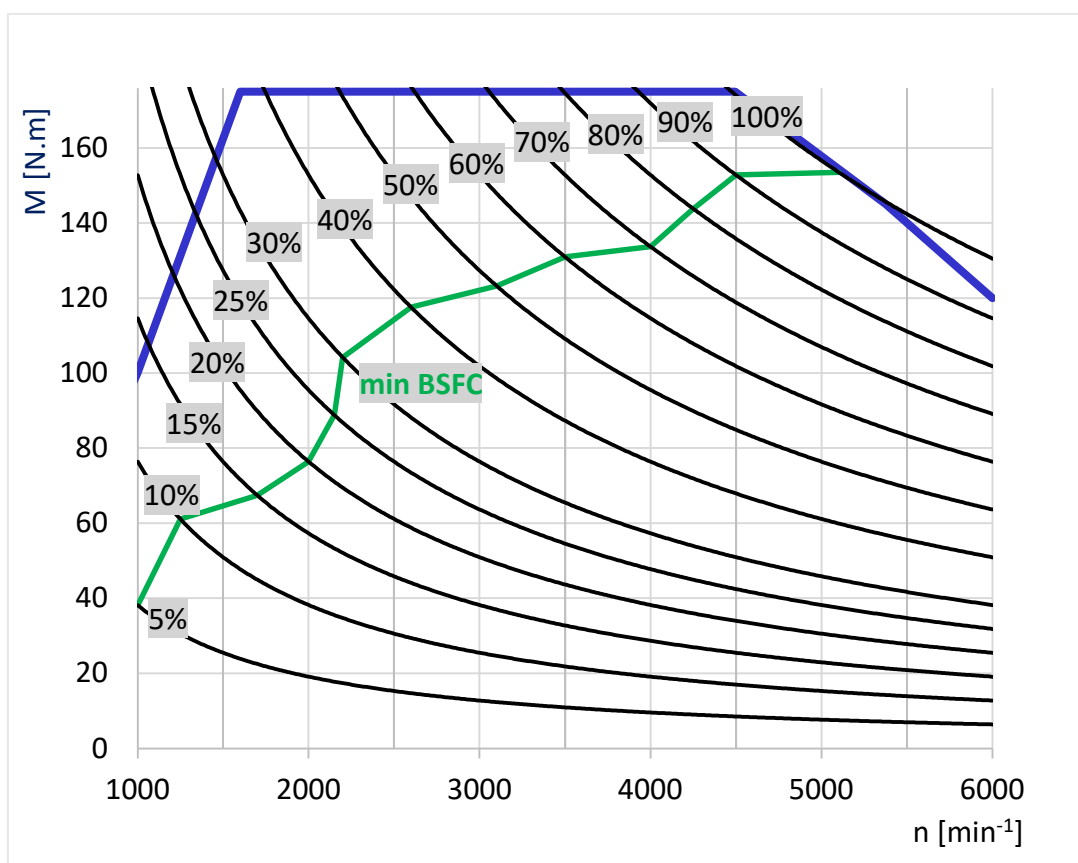
Změna režimu	Podmínky
HEV-Charging -> HEV-Sustaining	$(SOC < 0.5 \ \&\& \ P > 70) \ \&\& \ (SOC \geq 0.7 \ \&\& \ P < 70 \ \&\& \ P > 40)$
HEV-Sustaining -> HEV-Charging	$SOC < 0.6 \ \&\& \ P < 70 \ \&\& \ P > -10$
HEV-Charging -> HEV-eBoost	$SOC > 0.5 \ \&\& \ P > 70$
HEV-eBoost -> HEV-Charging	$SOC \leq 0.6 \ \&\& \ P < 65 \ \&\& \ P > -10$
HEV-Sustaining -> HEV-eBoost	$SOC > 0.5 \ \&\& \ P > 70$
HEV-eBoost -> HEV-Sustaining	$(SOC < 0.45 \ \&\& \ P > 65) \ \&\& \ (SOC > 0.6 \ \&\& \ P < 70 \ \&\& \ P > 40)$



9.2. Řazení převodových stupňů

Převodový stupeň je softwarem řazení vybírán dle takzvané tabulky řazení, která zohledňuje jednak rychlost vozidla a jednak požadavek na výkon od spalovacího motoru. Aby nedocházelo k oscilaci mezi dvěma převodovými stupni, musí být definováno zvlášť řazení vzestupně a podřazování, mezi nimiž musí být dostatečný rozdíl v rychlostech vozidla.

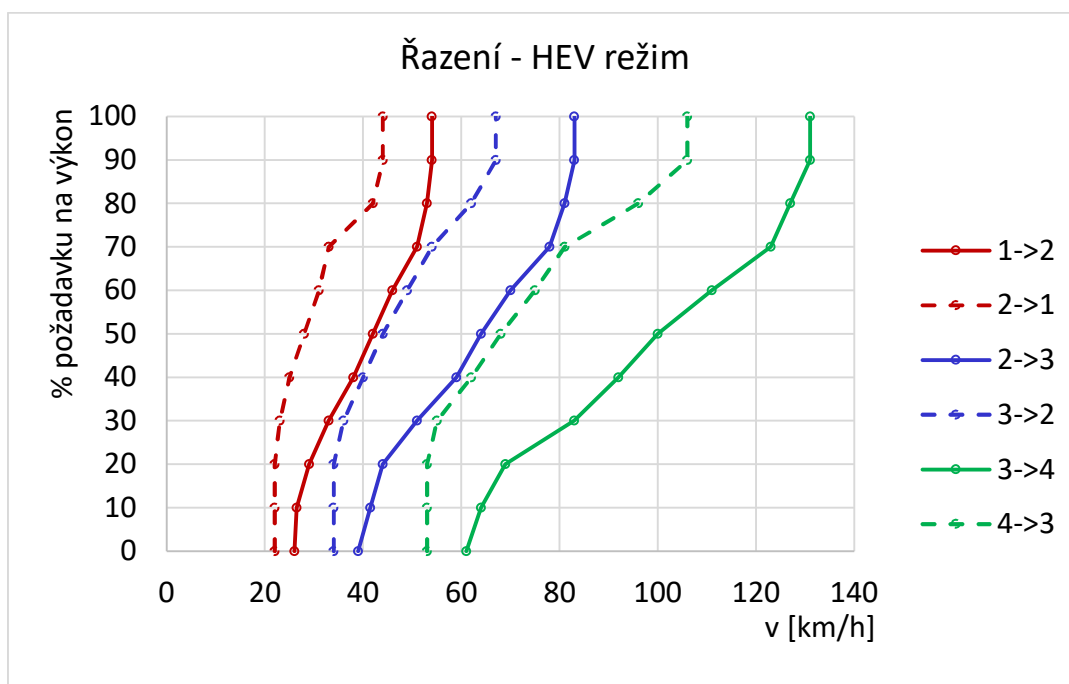
Návrh rychlosti vozidla, při které má dojít k přeřazení, je s ohledem na otáčky spalovacího motoru takový, aby při daném požadavku na výkon motor pracoval s co možná nejnižší měrnou spotřebou paliva. Pro jednotlivé procentuální výkony, znázorněné hyperbolami (Graf 16) je potřeba stanovit vhodné rozmezí otáček, ve kterých bude mezi jednotlivými změnami rychlostních stupňů spalovací motor pracovat. Střed tohoto intervalu bude v průsečíku dané hyperboly konstantního výkonu a křivky, která spojuje místa s nejnižší měrnou spotřebou pro jednotlivé výkony [13]. Pro vyšší požadavky na výkon je třeba brát ohled na vnější momentovou charakteristiku motoru a pro nízké výkony je třeba brát v úvahu minimální otáčky motoru.



Graf 16 - Návrh vhodných otáček pro řazení



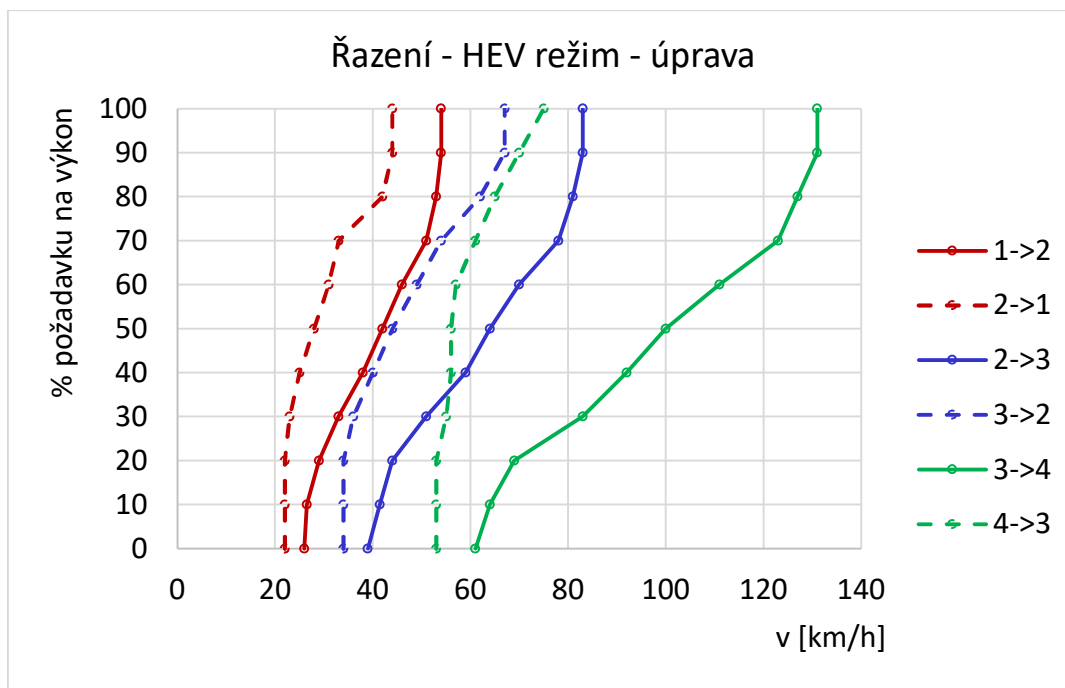
Okrajové podmínky jsou definovány tak, aby při 100 % požadavku na výkon převodovka řadila vzestupný převod přibližně při 5000 min⁻¹, což znamená maximální výkon a stále poměrně vysoký točivý moment (158 N.m) před přeřazením a zároveň maximální moment a poměrně vysoký výkon po přeřazení (70 %). Při sestupném řazení budou otáčky motoru maximálně 4000 min⁻¹, aby byl k dispozici maximální točivý moment a dostatečná rezerva v otáčkách pro následnou akceleraci (v případě, že dojde k podřazení při náhlém požadavku na výkon). Grafická interpretace tabulky řazení je níže uvedena v podobě grafu (Graf 17). Pro nižší zatížení řadí tedy převodovka při nižších rychlostech (respektování křivky minimální spotřeby).



Graf 17 - Řazení HEV režim - Strategie 1

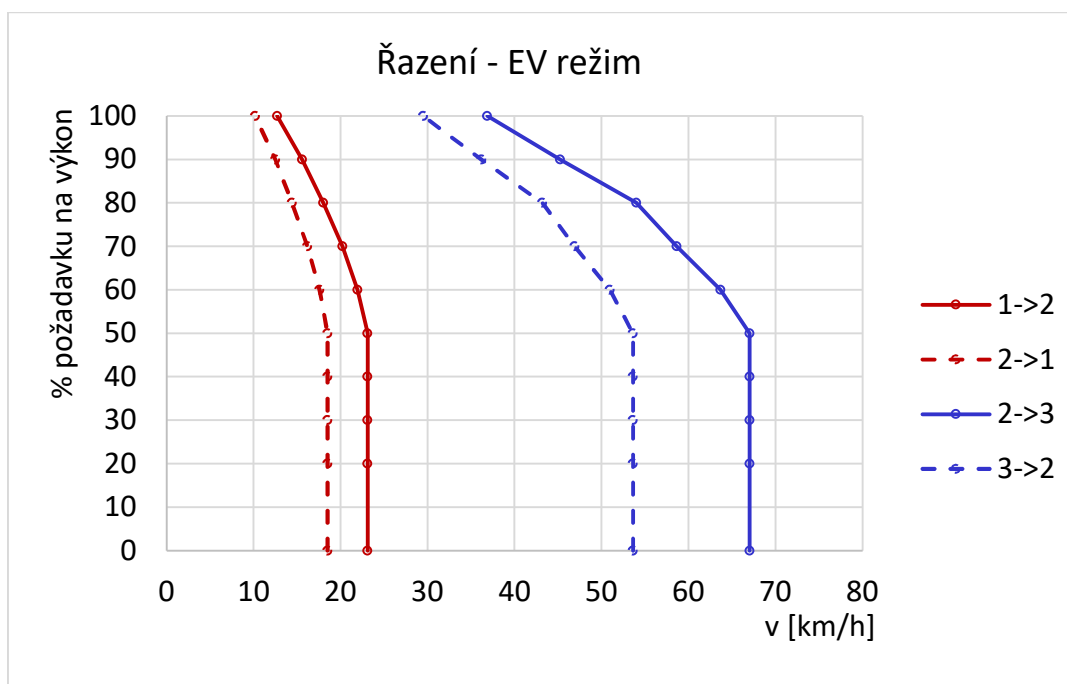
Problém nastává při požadavku na dobíjecí výkon při HEV-Charging režimu na čtvrtý rychlostní stupeň, kdy nárůst požadovaného výkonu způsobí podřazení na třetí převodový stupeň, který neumožňuje dobíjení. Tím pádem požadovaný výkon klesne a dojde opět k přeřazení nahoru. Řešením tohoto problému je úprava křivky podřazení ze čtvrtého na třetí převodový stupeň tak, aby nebylo toto podřazení tolik závislé na požadovaném výkonu.

Tato úprava navíc pomůže lépe využít elektromotor, protože převodovka bude trávit více času na čtvrtém převodovém stupni, jenž umožňuje právě spolupráci obou pohonných jednotek. Jak je patrné z grafického znázornění upravené tabulky řazení (Graf 18), tak při vyšších požadavcích na výkon (nad 60 %) jsou blízko sebe křivky pro řazení ze čtvrtého na třetí a ze třetího na druhý převodový stupeň, tudíž bude při podřazení využit opět další převod umožňující hybridní pohon.



Graf 18 - Řazení HEV režim - Strategie 1 - úprava

Řadící logika pro EV režim je obdobná. Při nižším výkonu je okamžik přeřazení optimalizován pro co nejvyšší účinnost elektromotoru a při vyšším výkonu je řazení definováno tak, aby byl k dispozici maximální točivý moment, a tedy hnací síla na kolech. Pro názornost je opět řadící tabulka uvedena v grafické podobě (Graf 19). Je přirozené, že tvar křivek je rozdílný, což je dáno naprosto odlišnou charakteristikou spalovacího motoru a elektromotoru.



Graf 19 - Řazení EV režim - Strategie 1



9.3. Výstupy ze simulace

Velký význam má nepochybně údaj o spotřebě paliva (zde konkrétně benzínu) na 100 kilometrů. Ten je spolu s údajem o změně elektrické energie v akumulátoru během cyklu uveden v následující tabulce (Tabulka 14).

Tabulka 14 - Spotřeba paliva a elektrické energie - strategie 1

	NEDC	WLTC	FTP-75
l/100 km	4.6	5.8	4.9
Δ kWh	-0.0864	-0.1143	-0.1611

Rozdíl stavu nabití akumulátoru na počátku a na konci jízdního cyklu je třeba zohlednit do výsledné spotřeby paliva dle vzorce (20).

$$\Delta V = \frac{100 \cdot \Delta m}{d \cdot \rho} \quad [l/100km] \quad (20)$$

, kde: Δm [g] je ekvivalentní hmotnost paliva
 d [km] je celková ujetá dráha v jízdním cyklu
 ρ [kg.m⁻³] je hustota paliva (benzínu)

Ekvivalentní hmotnost paliva potřebná pro výrobu dané elektrické energie se spočítá dle vztahu (21).

$$\Delta m = \frac{-\Delta E \cdot m_p}{\eta} \quad [g] \quad (21)$$

, kde: ΔE [kWh] je rozdíl elektrické energie
 m_p [g.kWh⁻¹] je měrná spotřeba paliva spalovacího motoru
 η [-] je účinnost přeměny mechanické energie na elektrickou

Měrná spotřeba paliva m_p je pro tento výpočet uvažována 240 g.kWh⁻¹ a účinnost přeměny energie je uvažována jako účinnost elektromotoru (90 %). Tyto hodnoty závisí na konkrétním bodě provozu spalovacího motoru, respektive elektromotoru, uvedené hodnoty jsou pouze odhadem.

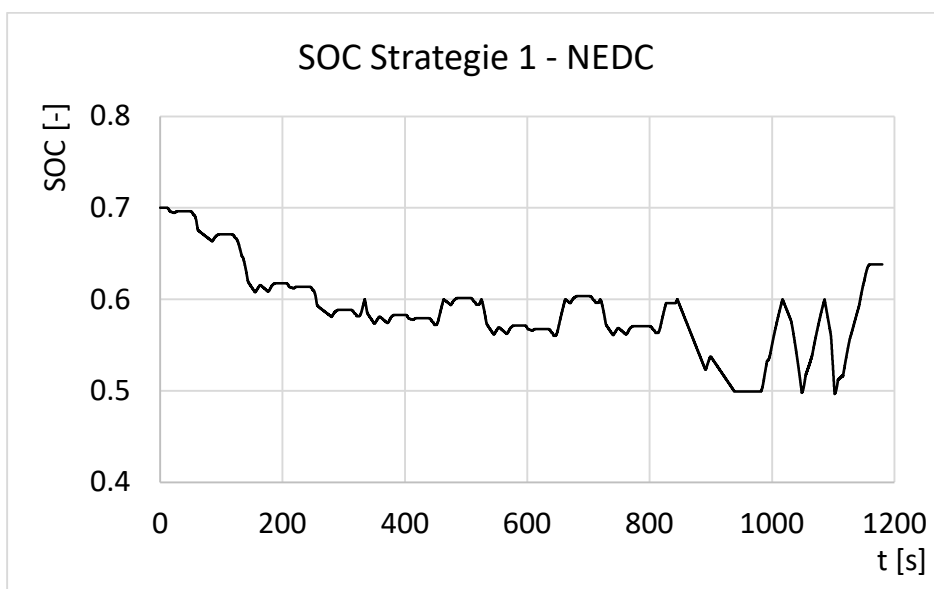
Výsledná spotřeba paliva (Tabulka 15) je nejvyšší u cyklu WLTC, což odpovídá očekávání.

Tabulka 15 - Výsledná spotřeba paliva - strategie 1

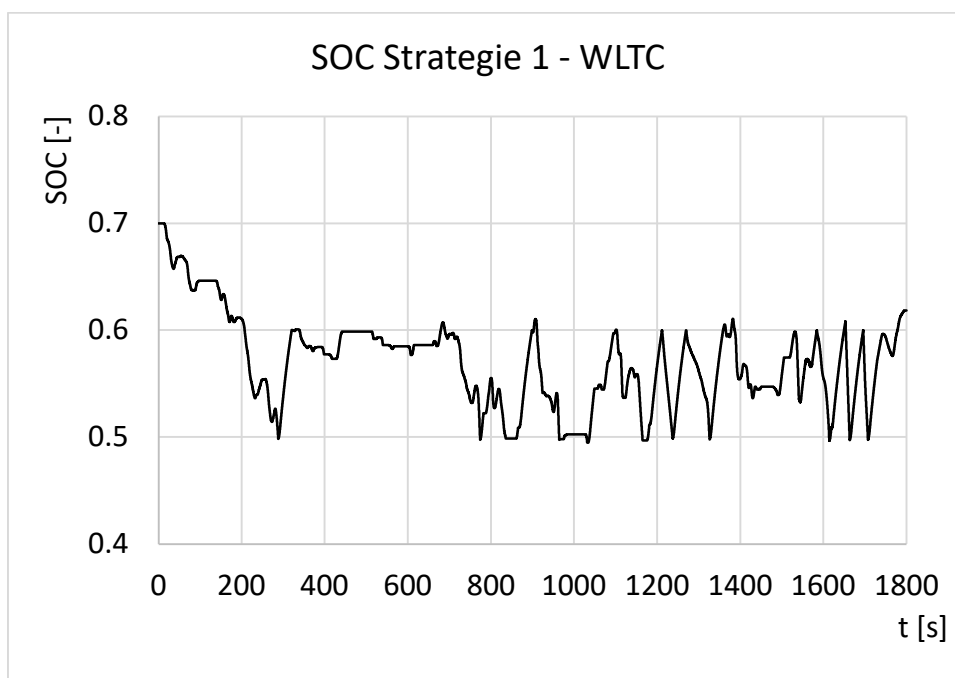
	NEDC	WLTC	FTP-75
l/100 km	4.9	6.0	5.2



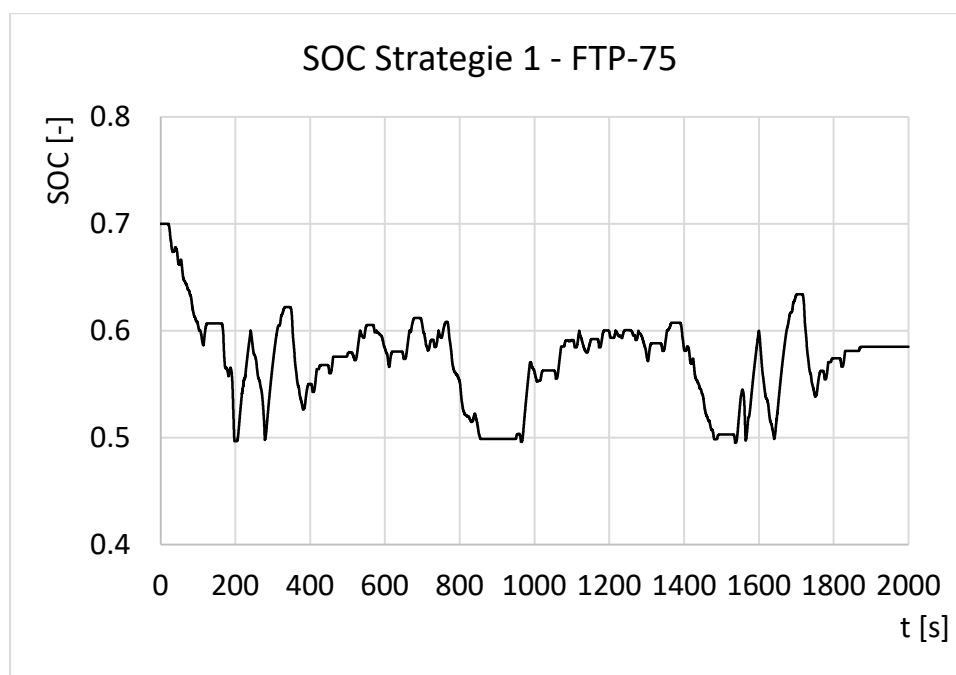
Na následujících grafech je znázorněn vývoj stavu nabití akumulátoru v čase pro jednotlivé jízdní cykly (Graf 20), (Graf 21), (Graf 22). Počáteční stav nabití byl nastaven na 70 % kapacity a je vidět, že SOC poklesne a potom se pohybuje v rozmezí přibližně 0,5 až 0,6. To je dáno zadanými podmínkami v řídicí logice, která umožňuje vybití pod 50 % pouze v případě režimu HEV-eBoost nebo teoreticky v případě, že vozidlo pojede delší dobu rychlostí nižší než 18 km/h (režim EV-Strat). Naopak horní limit je nastaven tak, aby byl prostor pro případnou déle trvající rekuperaci, například při jízdě z kopce. Je tedy otázkou, zdali by bylo možné nastavit limity stavu nabití jinak, tak aby byla kapacita akumulátoru využita ve větším rozsahu.



Graf 20 - Vývoj SOC v čase - NEDC - strategie 1



Graf 21 - Vývoj SOC v čase - WLTC - strategie 1



Graf 22 - Vývoj SOC v čase - FTP-75 - strategie 1

Dalšími zajímavými údaji z výsledků simulací je statistika využití jednotlivých převodových stupňů. V tabulce (Tabulka 16) je uveden v procentech čas, v rámci daného jízdního cyklu, po který je využit daný převodový stupeň. Tento čas je čistý čas jízdy, je to tedy celkový čas cyklu s odečteným časem stání.

Tabulka 16 - Procentuální zastoupení převodových stupňů - strategie 1

	NEDC	WLTC	FTP-75
1	2.5	3.7	3.9
2	6.6	7.1	11.1
3	6.4	7.8	12.8
4	11.1	19.3	8.2
EV1	23.7	16.9	16.7
EV2	36.4	30.7	41.6
EV3	13.3	14.5	5.8

Nejvyšší procentuální zastoupení má druhý převodový stupeň v EV režimu. Naopak nejméně je využíván první převodový stupeň na spalovací motor, to je dáno rozjezdy pouze na EV režim a samozřejmě charakteristikou těchto jízdních cyklů.

Jak již bylo zmíněno, tak kromě emisních jízdních cyklů jsou simulována maximální dosažitelná zrychlení 0-100 km/h a také pružná zrychlení. Tyto parametry simulovaného automobilu jsou uvedeny v následující tabulce.



Tabulka 17 - Dynamické parametry vozidla - strategie 1

zrychlení	sekundy
0-100	9.9
50-80	3.2
80-120	6.3

Výsledné hodnoty jsou vzhledem ke kategorii automobilu a jeho zaměření přijatelné, nicméně pohonné ústrojí má vyšší potenciál a v rámci dalších úprav řídicí strategie a řadicí tabulky je možné tyto parametry ještě vylepšit, ovšem při naladění na maximální dynamiku lze očekávat zhoršení výsledků spotřeby paliva.

Pro úplnost je níže uvedena tabulka dynamických parametrů po provedení optimalizací určených pro minimalizaci spotřeby paliva v následujících kapitolách (viz 10) (Tabulka 18).

Tabulka 18 - Dynamické parametry vozidla - po optimalizacích

zrychlení	sekundy
0-100	9.9
50-80	3.1
80-120	6.2

Je vidět, že snaha vylepšit spotřebu paliva v jízdních cyklech neměla negativní vliv na dynamiku vozidla, naopak došlo dokonce k mírnému zlepšení.



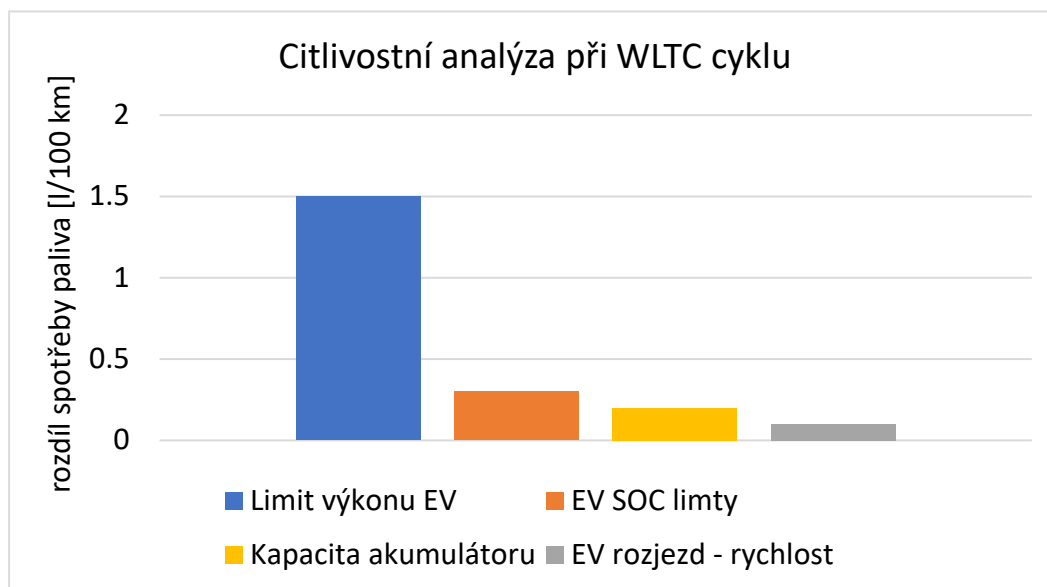
10. Optimalizace parametrů systému

Některé parametry figurující ve výpočetním modelu hybridního vozidla byly určeny na základě inženýrského odhadu nebo na základě existujících řešení. V této kapitole bude provedena nejprve analýza vlivu změny jednotlivých parametrů na spotřebu paliva a v závislosti na tom budou následně některé parametry vhodně optimalizovány se záměrem minimalizace spotřeby paliva v jízdním cyklu.

10.1. Citlivostní analýza vlivů na spotřebu paliva

Pomocí takzvané citlivostní analýzy byl zjištěn vliv změny jednotlivých parametrů systému na spotřebu paliva vozidla v jízdním cyklu. Jako referenční jízdní cyklus, pro který byla tato analýza provedena, byl vybrán cyklus WLTC, jenž by měl nejlépe odpovídat realitě běžného provozu (Graf 23).

Každý parametr byl měněn separátně (beze změny ostatních parametrů) a to v rozmezí, které je technicky přípustné. Definované rozmezí bylo rozděleno vždy minimálně na šest případů, pro které byla provedena simulace v softwaru GT Suite.



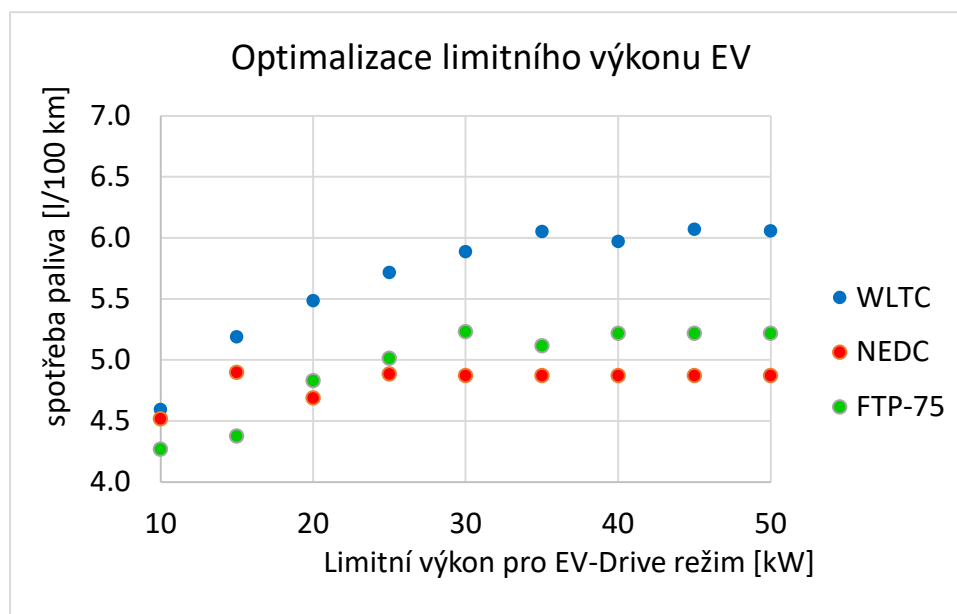
Graf 23 - Citlivostní analýza vlivů na spotřebu paliva

Z grafického vyobrazení výsledků analýzy je patrné, že zdaleka největší vliv na spotřebu paliva má stanovení limitního požadavku na výkon, při kterém je ještě k dispozici čistě elektrický režim (Limit výkonu EV). Ostatní parametry nemají zdaleka takový vliv. Jedná se o nastavení limitů stavu nabití akumulátoru, při kterém je k dispozici EV režim (EV SOC limity), hodnota rychlosti vozidla, při které dochází k přepnutí z režimu EV-Start (EV rozjezd – rychlost) a hodnota kapacity akumulátoru. Na základě těchto výsledků jsem se rozhodl provést optimalizaci limitu výkonu v EV režimu a také optimalizaci kapacity akumulátoru.



10.2. Optimalizace limitního výkonu pro EV režim

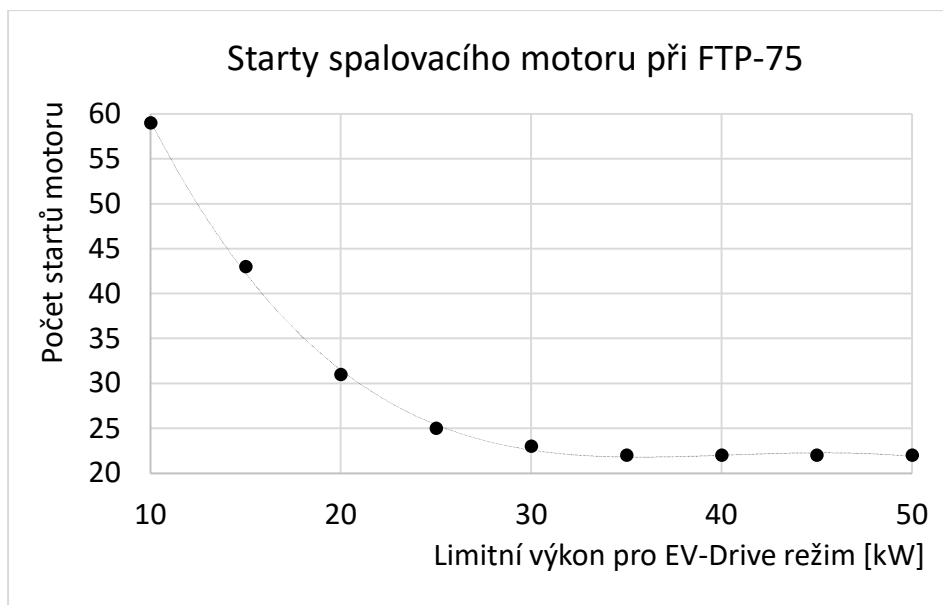
V rámci navržené strategie řízení převodovky jsem optimalizoval velikost limitního požadavku na výkon, při kterém je ještě k dispozici čistě elektrická jízda (kromě rozjezdů – vysvětleno dříve). Tento parametr jsem nastavil od 10 kW do 50 kW a pomocí simulace jsem sestavil závislost spotřeby paliva automobilu v závislosti na tomto výkonu (Graf 24). Spotřeba paliva je již včetně elektrické energie přepočtené na ekvivalent paliva (viz **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**).



Graf 24 - Spotřeba paliva v závislosti na limitním výkonu EV-Drive

Z tohoto grafu vyplývá, že pro všechny uvažované jízdní cykly je z hlediska spotřeby paliva nejvýhodnější použít nízký limitní výkon (10 kW). Tento výsledek má svou logiku, protože v rámci této strategie řízení převodovky není dobíjení akumulátoru závislé na aktuálním pracovním bodu spalovacího motoru a bude tedy výhodnější jízda na konvenční převodový stupeň, namísto jízdy v EV režimu a následné zvýšené zátěže spalovacího motoru při nabíjení.

Zde je však potřeba vzít do úvahy i další aspekty, například to, že nízký limitní výkon bude způsobovat časté přepínání mezi HEV a EV režimem, a tedy i časté starty spalovacího motoru. V následujícím grafu (Graf 25) je znázorněna právě závislost počtu startů na limitním výkonu pro případ cyklu FTP-75.



Graf 25 - Závislost počtu startů spalovacího motoru na limitním výkonu (FTP-75)

Spojením těchto dvou hledisek lze považovat jako optimální volbu limitní výkon 20 kW, při kterém získáme příznivou spotřebu paliva (Tabulka 19) při přílišném nezvyšování počtu startů motoru. Tato hodnota dovolí čistě elektrickou jízdu teoreticky do 114 km/h po rovině.

Tabulka 19 - Spotřeba paliva po optimalizaci limitního výkonu EV

	NEDC	WLTC	FTP-75
l/100 km	4.7	5.5	4.8

10.3. Optimalizace mechanických parametrů

V rámci optimalizace mechanických parametrů simulačního modelu bude věnována pozornost jednak kapacitě akumulátoru a jednak velikosti stálého převodu v rozvodovce. Co se týká optimalizace samotných planetových soukolí, tak ta byla provedena již v návrhové fázi před samotnou tvorbou simulací (viz 6).

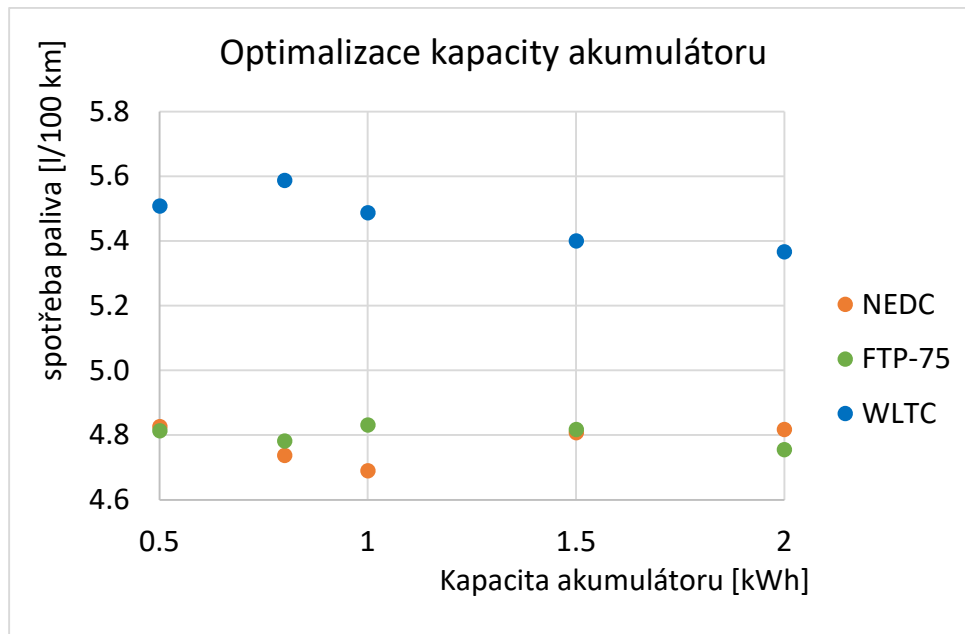
10.3.1. Kapacita akumulátoru

Optimalizace kapacity akumulátoru nemá zásadní vliv na spotřebu paliva (Graf 23), nicméně s ohledem na hmotnost vozidla a samozřejmě cenu je vhodné, aby byl akumulátor co nejmenší. Proto zde přistupuji rovněž k optimalizaci.

Tato optimalizace je provedena na simulačním modelu s již optimalizovaným limitním výkonem EV režimu (viz 10.2). Počáteční stav nabití akumulátoru je u všech provedených simulací uvažován 70 %.



Rozmezí uvažovaných kapacit je zvoleno na základě nejběžnějších řešení vozidel dostupných na trhu. Je nutné zmínit, že je uvažována pouze změna kapacity akumulátoru, ale nikoliv jeho hmotnost. Hmotnost vozidla je uvažována pro případ akumulátoru o kapacitě 1 kWh, což je výchozí hodnota používaná ve všech předešlých simulacích.



Graf 26 - Optimalizace kapacity akumulátoru

Vzhledem k tomu, že jízdnímu cyklu WLTC přiřazují vyšší váhu a zároveň tento cyklus vykazuje jasnější trend, tak jako optimální velikost kapacity akumulátoru volím 1.5 kWh, při které docílíme snížení spotřeby paliva o 0,1 l/100 km – WLTC (Tabulka 20) a zároveň nárůst hmotnosti nezpůsobí významný nárůst spotřeby.

Tabulka 20 - Spotřeba paliva po optimalizaci kapacity akumulátoru

	NEDC	WLTC	FTP-75
l/100 km	4.8	5.4	4.8

10.3.2. Velikost stálého převodu

Optimalizace stálého převodu se netýká samotného návrhu převodovky, ale spíše konkrétní zástavby do vozidla. Z tohoto důvodu nebyl tento parametr zahrnut do citlivostní analýzy, nicméně může mít rovněž nezanedbatelný vliv na spotřebu paliva. Jeho optimalizace však není jednoduchá, protože změna stálého převodu má vliv také na dynamické vlastnosti vozidla, a tak tedy záleží, co od vozidla požadujeme. Dalším problémem, na který narazíme při změně stálého převodu je definice řadicích tabulek, jež jsou navázány na rychlost vozidla, takže by bylo třeba pro každou hodnotu stálého převodu definovat nové tabulky řazení. Z těchto důvodů ponechám stálý převod na hodnotě určené při návrhu (viz 6).



11. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo vytvořit teoretický koncept převodovky pro hybridní vozidlo vycházející z již existující automatické stupňové planetové převodovky. Nejprve byly vybrány dvě potenciálně vhodné převodovky, a to konkrétně Ford AOD a GM Hydra-Matic z nichž byly následně vytvořeny koncepty s různým mechanickým zapojením a odlišnými variantami umístění elektromotoru. Základním požadavkem bylo použití pouze jednoho elektromotoru s ohledem na jednoduchost ústrojí. Na základě požadovaných vlastností převodového ústrojí, mezi které patří například možnost jízdy pouze pomocí elektromotoru, byl vybrán a dále rozvíjen jeden z konceptů.

Vybraný koncept vychází z převodovky GM Hydra-Matic, u které byl odebrán hydrodynamický měnič a byla ponechána pouze dvě ze tří planetových soukolí. Kromě toho bylo navíc vhodně upraveno mechanické zapojení obou planetových soukolí včetně použití řadicích elementů tak, aby bylo celé ústrojí co možná nejjednodušší při současném požadavku na množství převodových stupňů, respektive pracovních režimů.

V následujícím kroku byl proveden návrh změny základních převodů planetových soukolí tak aby se dosáhlo co možná nejlepšího odstupňování s ohledem na požadovanou funkci ústrojí. Vzhledem k možnostem daného mechanického zapojení planetových soukolí je odstupňování pro spalovací motor navrženo jako geometrické, tedy se stejnými převodovými kroky. Finálním výsledkem návrhu jsou čtyři dopředné převodové stupně pro spalovací motor, z nichž u dvou lze využít hybridní režim, tři převody v čistě elektrickém režimu a navíc dva převody, při kterých pracuje ústrojí jako diferenciál a lze ho tedy využít jako převodovku s plynule měnitelným převodovým poměrem.

Za účelem posouzení vlastností převodového ústrojí bylo vybráno možné vozidlo pro zástavbu této převodovky - automobil nižší střední třídy. S tím bezprostředně souvisí výběr spalovacího motoru a elektromotoru. S ohledem na vhodnost použití do daného vozidla a dále s ohledem na dostupnost podkladů, byl vybrán zážehový přeplňovaný agregát o objemu 1,2 litru s výkonem 81 kW. Následně byla navržena momentová charakteristika elektromotoru tak, aby vzájemná kombinace spalovacího motoru, převodového ústrojí, a právě elektromotoru dávala smysl vzhledem k trakční charakteristice. Pro režim s plynule měnitelným převodovým poměrem je nezbytné, aby elektromotor dokázal poskytnout patřičnou momentovou podporu spalovacímu motoru.

Po návrhové fázi přichází na řadu simulace jízdy vybraného vozidla se zastavěnou hybridní převodovkou. Simulační model byl sestaven v softwaru GT-Suite, který umožňuje využít předdefinované funkční bloky k vytvoření modelu vozidla a jeho částí. Samotná převodovka nemůže fungovat bez svého řídicího softwaru, a tak dalším krokem bylo vymyslet vhodnou



řídící logiku. Navržená řídící logika byla zhotovena na základě inženýrských úvah a jednoduchých výpočtů. V rámci diplomové práce je vyřešeno řízení hybridního režimu i čistě elektrického režimu jízdy, včetně samočinného přepínání mezi nimi a rekuperace kinetické energie při brzdění. Každý režim navíc vybírá optimální převodový stupeň s ohledem na měrnou spotřebu paliva z úplné charakteristiky spalovacího motoru a s ohledem na maximální účinnost v případě elektromotoru. Součástí modelu je samozřejmě také trakční akumulátor, tudíž bylo nutné vyřešit také management stavu nabití.

Jízda vozidla byla simulována pro tři standardizované jízdní cykly (NEDC, WLTC a FTP-75). Kromě toho byla simulována pružná zrychlení vozidla. V rámci simulací byla provedena citlivostní analýza vlivu změny jednotlivých parametrů v řídící logice na spotřebu paliva. Na základě této analýzy došlo k optimalizaci maximálního dostupného výkonu v elektrickém režimu na hodnotu 20 kW. Dalším předmětem optimalizace byla následně kapacita akumulátoru, jež má finální hodnotu 1,5 kWh.

Na tuto diplomovou práci by bylo možné navázat realizací systému řízení režimu s plynule měnitelným převodovým poměrem, jež nebyla předmětem této práce. Další možností vylepšení by bylo zdokonalit řídící logiku převodovky tak, aby pracovala s ohledem na aktuální pracovní bod motoru v reálném čase. Je také potřeba zmínit, že standardizované jízdní cykly jsou jedna věc, ale reálný provoz je věc další. Bylo by tedy zajímavé do simulace nahrát data odpovídající reálnému provozu vozidla na konkrétní trase a výsledky spotřeby paliva porovnat.

Na závěr bych rád zmínil, že koncept převodovky s planetovým mechanismem pro hybridní vozidlo, s využitím pouze jednoho elektromotoru má nevýhodu oproti existujícím hybridním převodovkám, spočívající v nemožnosti současného pohonu a dobíjení akumulátoru. Tuto nevýhodu lze ale do jisté míry vykompenzovat jednoduchostí celého ústrojí. Oproti převodovkám s jedním elektromotorem umístěným na vstupním hřídeli může být výhodou alternativa v podobě realizovatelnosti režimu s plynulou změnou převodového poměru.



12. Seznam obrázků

Obrázek 1 - Schéma sériového uspořádání hybridního pohonu	11
Obrázek 2 - Schéma paralelního uspořádání hybridního pohonu	12
Obrázek 3 - Schéma kombinovaného uspořádání hybridního pohonu se spojkou	13
Obrázek 4 - Schéma kombinovaného uspořádání hybridního pohonu s děličem výkonu..	13
Obrázek 5 - Možnosti umístění elektromotoru	14
Obrázek 6 - Jednoduché planetové soukolí [2]	15
Obrázek 7 - Schéma převodovky GM Hydra-Matic	16
Obrázek 8 - Schéma převodovky Ford AOD	17
Obrázek 9 - Schéma Ford AOD koncept 1	18
Obrázek 10 – Schéma GM Hydra-Matic koncept 1	20
Obrázek 11 - Schéma GM Hydra-Matic koncept 2	21
Obrázek 12 - Schéma – finální koncept	23
Obrázek 13 - První převodový stupeň	24
Obrázek 14 - Druhý převodový stupeň.....	25
Obrázek 15 - Třetí převodový stupeň.....	25
Obrázek 16 - Čtvrtý převodový stupeň.....	26
Obrázek 17 - První převodový stupeň v EV režimu	26
Obrázek 18 - Druhý převodový stupeň v EV režimu.....	27
Obrázek 19 - Třetí převodový stupeň v EV režimu	27
Obrázek 20 - Čtvrtý převodový stupeň pro EV režim	28
Obrázek 21 - První převodový stupeň v E-CVT režimu	28
Obrázek 22 - Druhý převodový stupeň v E-CVT režimu	29
Obrázek 23 - Zpětný chod.....	29
Obrázek 24 - Použitelný rozsah základního převodu [3]	32
Obrázek 25 – Toyota Corolla Sedan [4]	37
Obrázek 26 - Schéma zapojení E-CVT režimů	44
Obrázek 27 - Výpočet výstupního momentu E-CVT při daných otáčkách.....	46
Obrázek 28 - Schéma sestavy celého simulačního modelu.....	49
Obrázek 29 - Podsestava Vozidlo v softwaru GT-Suite.....	50
Obrázek 30 - Funkce řidiče v simulačním modelu.....	51
Obrázek 31 - Mechanická část převodovky v softwaru GT-Suite	52
Obrázek 32 - Princip výběru převodového stupně	53
Obrázek 33 - Řízení rekuperace a třecích brzd.....	54
Obrázek 34 - Logika volby jízdních režimů při rozjezdu vozidla	58



13. Seznam grafů

Graf 1 - Kinematická charakteristika GM Hydra-Matic	30
Graf 2 - Kinematická charakteristika (Hybrid)	34
Graf 3 - Kinematická charakteristika (EV režim).....	34
Graf 4 - Charakteristika spalovacího motoru [5]	38
Graf 5 - Mapa měrné spotřeby spalovacího motoru (BSFC)	39
Graf 6 - Momentová (výkonová) charakteristika elektromotoru.....	40
Graf 7 - Mapa účinnosti elektromotoru	40
Graf 8 - Trakční charakteristika (bez E-CVT)	43
Graf 9 - Kinematická charakteristika E-CVT 1. stupeň.....	45
Graf 10 - Kinematická charakteristika E-CVT 2. stupeň.....	45
Graf 11 - Trakční charakteristika E-CVT	47
Graf 12 - Trakční charakteristika	48
Graf 13 - Průběh rychlosti jízdy na čase při NEDC cyklu.....	55
Graf 14 - Průběh rychlosti jízdy na čase při WLTC Class 3b cyklu.....	56
Graf 15 - Průběh rychlosti jízdy na čase při FTP-75 cyklu.....	56
Graf 16 - Návrh vhodných otáček pro řazení	60
Graf 17 - Řazení HEV režim - Strategie 1	61
Graf 18 - Řazení HEV režim - Strategie 1 - úprava	62
Graf 19 - Řazení EV režim - Strategie 1.....	62
Graf 20 - Vývoj SOC v čase - NEDC - strategie 1	64
Graf 21 - Vývoj SOC v čase - WLTC - strategie 1	64
Graf 22 - Vývoj SOC v čase - FTP-75 - strategie 1	65
Graf 23 - Citlivostní analýza vlivů na spotřebu paliva.....	67
Graf 24 - Spotřeba paliva v závislosti na limitním výkonu EV-Drive.....	68
Graf 25 - Závislost počtu startů spalovacího motoru na limitním výkonu (FTP-75).....	69
Graf 26 - Optimalizace kapacity akumulátoru.....	70



14. Seznam tabulek

Tabulka 1 - Spínání řadicích elementů GM Hydra-Matic	16
Tabulka 2 - Spínání řadicích elementů Ford AOD.....	17
Tabulka 3 - Spínání řadicích elementů Ford AOD koncept 1.....	19
Tabulka 4 - Spínání řadicích elementů - GM Hydra-Matic koncept 1	20
Tabulka 5 - Spínání řadicích elementů - GM Hydra-Matic koncept 2	22
Tabulka 6 - Spínání řadicích elementů – finální koncept	24
Tabulka 7 - Parametry planetových soukolí GM Hydra-Matic	30
Tabulka 8 - Optimalizace základních převodů.....	33
Tabulka 9 - Výsledné převodové poměry.....	33
Tabulka 10 - Mechanická účinnost převodovky	36
Tabulka 11 - Parametry vybraného automobilu	37
Tabulka 12 - Základní parametry jízdních cyklů	56
Tabulka 13 - Podmínky pro přepínání mezi HEV režimy	59
Tabulka 14 - Spotřeba paliva a elektrické energie - strategie 1	63
Tabulka 15 - Výsledná spotřeba paliva - strategie 1.....	63
Tabulka 16 - Procentuální zastoupení převodových stupňů - strategie 1.....	65
Tabulka 17 - Dynamické parametry vozidla - strategie 1	66
Tabulka 18 - Dynamické parametry vozidla - po optimalizacích.....	66
Tabulka 19 - Spotřeba paliva po optimalizaci limitního výkonu EV	69
Tabulka 20 - Spotřeba paliva po optimalizaci kapacity akumulátoru	70



15. Seznam zdrojů

- [1] TOYOTA. *Toyota Central Europe* [online]. 2023 [cit. 2023-03-08]. Dostupné z: <https://www.toyota.cz/nova-auta/rav4-plugin>
- [2] ČEJKA, Vojtěch. *Porovnání stupňových převodovek s planetovým mechanismem*. 2021.
- [3] SEVERSON, Aaron. *Hydra-Matic History: GM's First Automatic Transmission. Ate Up With Motor* [online]. 2010 [cit. 2022-12-14]. Dostupné z: <https://ateupwithmotor.com/terms-technology-definitions/hydrumatic-history-part-1/view-all/>
- [4] KIA, Czech. *Kia Niro EV* [online]. 2023 [cit. 2023-02-25]. Dostupné z: <https://www.kia.com/cz/modely/niro-ev/objevte/>
- [5] SVOBODA, Jiří. *Planetové převody*. Vydavatelství ČVUT, 2005.
- [6] TOYOTA. *Toyota Central Europe* [online]. 2023 [cit. 2023-01-16]. Dostupné z: <https://www.toyota.cz/nova-auta/corolla-sedan/prehled.COROLLA.040.388104bc-eb20-4dd5-bfb6-371457779b4f>
- [7] ŠKODA, Auto. *Nová ŠKODA Fabia Combi* [online]. 2023 [cit. 2023-02-15]. Dostupné z: https://www.skoda-storyboard.com/cs/tiskove-mapy/nova-skoda-fabia-combi-proste-jedinecna-tiskova-mapa/attachment/new_oc_12_63_en-2-2/
- [8] BIOAGE GROUP, LLC. *Behind Audi's new "rightsized" efficient EA888 Gen.3B family* [online]. 2015 [cit. 2023-02-15]. Dostupné z: <https://www.greencarcongress.com/2015/05/20150514-gen3b.html>
- [9] NASERI, F. *Optimal sizing of hybrid high-energy/high-power battery energy storage systems to improve battery cycle life and charging power in electric vehicle applications*. In: *Journal of Energy Storage* [online]. 2022 [cit. 2022-12-27]. Dostupné z: <https://reader.elsevier.com/reader/sd/pii/S2352152X2201756X?token=C81FE6CBC42FF87B96EFC5119BAB4DFE689C991C14A870F4BA9F761D347CED20210A4CA2EA4F3B87634EC8D2B4D80F05&originRegion=eu-west-1&originCreation=20221227084752>
- [10] PIHL, Josh. *"Table 33. Batteries for Selected Hybrid-Electric Vehicles, Model Years 2013-2014"* [online]. Oak Ridge National Laboratory, 2014 [cit. 2022-08-12].
- [11] ECOPOINT, Inc. *Emission Test Cycles* [online]. [cit. 2022-10-5]. Dostupné z: <https://dieselnet.com/standards/cycles/index.php>
- [12] FONTARAS, Georgios. *The difference between reported and real-world CO2 emissions: How much improvement can be expected by WLTP introduction?*. In:



Transportation Research Procedia [online]. 2017 [cit. 2022-10-5]. Dostupné z: doi:10.1016/j.trpro.2017.05.333

- [13] Part D Journal of Automobile Engineering. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* [online]. SAGE Publications, 1999 [cit. 2022-12-03].
- [14] X-ENGINEER.ORG. Brake Specific Fuel Consumption (BSFC). *X-Engineer* [online]. [cit. 2023-01-18]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/brake-specific-fuel-consumption-bsfc/>