



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**POROVNÁNÍ KONCEPCÍ HYBRIDNÍHO POHONU V
REŽIMU DENNÍHO DOJÍŽDĚNÍ DO PRÁCE**

COMPARISON OF HYBRID POWERTRAIN TOPOLOGIES IN DAILY COMMUTING REGIME

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Ušiak

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Adam Vondrák

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Michal Ušiak**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Adam Vondrák**
Akademický rok: 2019/20

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

Porovnání koncepcí hybridního pohonu v režimu denního dojíždění do práce

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kombinování elektrických a spalovacích motorů je jedním z hlavních trendů ve vývoji budoucích pohonů vozidel. Diplomová práce má podat přehled hlavních koncepcí hybridních pohonů a k vybraným topologiím zpracovat výpočetní studii přínosu pro celkovou spotřebu paliva a elektrické energie. Předpokládá se využití nástrojů programu GT-SUITE.

Cíle diplomové práce:

Proveďte rešerši v současnosti využívaných koncepcí hybridních pohonů osobních vozidel a zhodnoťte jejich odlišnosti ve smyslu provozních režimů, ve kterých je využíván elektrický a/nebo spalovací motor.

Popište vybrané soudobé metody simulace podélné dynamiky vozidla společně s nejčastěji využívanými algoritmy řízení hybridních pohonů.

Vytvořte záznam jízdy do práce s využitím GPS navigace, získejte z něj průběh rychlosti v čase a použijte jej jako vstup pro následnou simulaci podélné dynamiky vozidla.

Sestavte výpočetní model vozidla v prostředí GT-SUITE pro alespoň dvě konfigurace hybridního pohonu a tyto následně porovnejte z hlediska spotřeby paliva a elektrické energie při simulaci zaznamenané jízdy do práce.

Zhodnoťte dosažené výsledky s přihlédnutím k dostupnosti ekologických zdrojů energie.

Seznam doporučené literatury:

DE JAGER, Bram. Optimal control of hybrid vehicles. New York: Springer, 2013. ISBN 978-1-44-1-5075-6.

EHSANI, Mehrdad, Yimin GAO, Stefano LONGO a Kambiz EBRAHIMI. Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles. Third edition. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, [2018]. ISBN 978-1-4987-6177-2.

EMADI, Ali, ed. Advanced electric drive vehicles. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2017. Energy, power electronics, and machines. ISBN 978-1-138-07285-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práca sa zaoberá vytvorením simulačných modelov rôznych koncepcií hybridných pohonov pre tri veľkostné kategórie vozidiel v prostredí GT-SUITE a ich porovnaním v režime denného dochádzania do práce. Okrem samotných simulačných modelov hybridných vozidiel, boli pre každú z modelovaných koncepcií pohonu vytvorené tiež riadiace algoritmy, ktoré rozdeľujú tok energie medzi spaľovací motor a elektromotor. Pre simuláciu hybridných vozidiel v režime jász do práce a z práce bol vytvorený ich záznam pomocou GPS. Zo získaných dát boli spracované profily rýchlosti a stúpania vozovky. Porovnanie jednotlivých koncepcií bolo vykonané na základe spotreby paliva a elektrickej energie podľa metodiky WLTP a v režime denného dochádzania do práce. Ekologickosť koncepcií bola porovnaná prostredníctvom vypočítaných „well-to-wheel“ emisií.

KĹÚČOVÉ SLOVÁ

Hybridný pohon, hybridné vozidlo, spaľovací motor, pozdĺžna dynamika vozidiel, GPS, riadiaci algoritmus, elektromotor, P0 hybrid, P2 hybrid, sériový hybrid, „well-to-wheel“ emisie, GT-SUITE

ABSTRACT

The master's thesis deals with modelling of various architectures of hybrid powertrains for three vehicle sizes in GT-SUITE and compares them in daily commuting operating mode. On top of making of the hybrid vehicle simulation models, control algorithms had to be created to manage the energy split between the internal combustion engine and the electric motor for each of the architectures. Routes to work and back were logged using the GPS and postprocessed to obtain the speed and the road grade profiles. Resulting data was used as an input in simulations of daily commuting. To compare all hybrid powertrain architectures, fuel economy and electricity consumption were evaluated for WLTP and daily commuting operating modes. Finally, the environmental impact of each topology was assessed based on an estimation of corresponding well-to-wheel emissions.

KEYWORDS

Hybrid powertrain, hybrid vehicle, internal combustion engine, longitudinal vehicle dynamics, GPS, control algorithm, electric motor, P0 hybrid, P2 hybrid, series hybrid, well-to-wheel emissions, GT-SUITE

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

UŠIAK, Michal. *Porovnání koncepcí hybridního pohonu v režimu denního dojíždění do práce*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124391>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Adam Vondrák.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Adama Vondráka a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 26. júna 2020

.....

Michal Ušiak

POĎAKOVANIE

Rád by som poďakoval vedúcemu práce Adamovi Vondrákovi za poskytnutie cenných rád a skúseností počas vedenia diplomovej práce.

Rovnako by som chcel poďakovať rodine, ktorá ma už od útleho detstva podporovala v rozvíjaní záujmu o techniku a počas štúdia na vysokej škole mi poskytla potrebné zázemie a morálnu podporu.

Podakovanie prináleží aj spoločnosti Garrett Motion, menovite môjmu manažérovi Ludškovi Pohořelskému za možnosť riešiť diplomovú prácu popri zamestnaní a čerpať výhody s tým spojené, najmä za využitie hardvéru a licencií GT-SUITE.

OBSAH

Úvod	11
1 Emisné limity	12
1.1 Legislatíva	12
1.1.1 Emisie škodlivých látok	12
1.1.2 Emisie skleníkových plynov	13
1.2 Metodika hodnotenia emisných limitov	14
1.2.1 Predpis č. 83 EHK/OSN	15
1.2.2 Globálny technický predpis č. 15 EHK/OSN	16
1.2.3 Globálny technický predpis č. 19 EHK/OSN	17
1.2.4 Aplikácia technických predpisov v jednotlivých svetových regiónoch	18
1.3 Špecifiká homologačnej procedúry WLTP pre hybridné vozidlá	18
2 Hybridné vozidlo	21
2.1 Stupeň hybridizácie	21
2.1.1 „Micro“ hybridné vozidlo	21
2.1.2 „Mild“ hybridné vozidlo	22
2.1.3 „Full“ hybridné vozidlo	22
2.1.4 „Plug-in“ hybridné vozidlo	22
2.2 Architektúry hybridného vozidla	22
2.2.1 Sériové hybridné vozidlo	23
2.2.2 Paralelné hybridné vozidlo	23
2.2.3 Sériovo-paralelné hybridné vozidlo	26
2.2.4 Komplexné hybridné vozidlo	27
3 Pozdĺžna dynamika vozidla	29
3.1 Odpor zrýchlenia	30
3.2 Odpor stúpania	30
3.3 Valivý odpor	31
3.4 Aerodynamický odpor	32
3.5 Odpor v hnacom ústrojenstve	33
4 Metódy simulácie pozdĺžnej dynamiky vozidla	34
4.1 Simulačné nástroje	34
4.1.1 Vlastný výpočet na základe zadefinovaných pohybových rovníc	34
4.1.2 Špecializovaný softvér pre systémové simulácie	34
4.1.3 Multibody softvér	35
4.2 Režimy analýzy simulácie vozidla	36
4.2.1 Režim dynamickej analýzy	36

4.2.2	Režim kinematickej analýzy	37
5	Metódy riadenia hybridných pohonov	39
5.1	Riadiaca stratégia založená na pravidlách („Rule-Based“)	39
5.2	Stratégia minimalizácie ekvivalentnej spotreby („ECMS“)	40
5.3	Metóda dynamického programovania („Dynamic Programming“)	43
6	Vytvorenie simulačných modelov vozidla v softvéri GT-SUITE	46
6.1	Spaľovací motor	49
6.1.1	Spaľovacie motory pre malé vozidlo	51
6.1.2	Spaľovacie motory pre vozidlo vyššej strednej triedy	52
6.1.3	Spaľovací motor pre veľké SUV	53
6.2	Spojka	53
6.3	Prevodovka	54
6.4	Batéria	55
6.5	Elektromotory	56
6.5.1	Remeňom hnaný štartér-generátor	58
6.5.2	Motor-generátor paralelného hybridu v P2 konfigurácií	60
6.5.3	Generátor sériového hybridu	61
6.5.4	Trakčný motor sériového hybridu	62
6.6	Podzostava vozidla	64
6.6.1	Okolité prostredie a vozovka	64
6.6.2	Karoséria	65
6.6.3	Podvozok	67
7	Vytvorenie a kalibrácia riadiacich algoritmov	70
7.1	„Rule-Based“ algoritmy riadenia	70
7.1.1	Nehybridné vozidlá	70
7.1.2	P0 hybridné vozidlá	75
7.1.3	P2 hybridné vozidlá	81
7.1.4	Sériové hybridné vozidlá	86
7.2	Kalibrácia riadiacich algoritmov	89
8	Vytvorenie záznamu jazdy do práce	90
8.1	Záznam rýchlostného profilu	91
8.2	Výškový profil trasy	92
9	Vyhodnotenie	95
9.1	Spotreba a emisie CO ₂ podľa homologačnej procedúry WLTP	95
9.2	Spotreba a emisie CO ₂ v režime denného dochádzania do práce	102
	Záver	106

Zoznam použitých skratiek a symbolov	114
Zoznam príloh.....	117

ÚVOD

Svet v dnešnej dobe začína pociťovať ekologické dopady spôsobené činnosťou človeka. Zmena klimatických podmienok je výsledkom najmä nadmernej produkcie skleníkových plynov, medzi ktorými je v najväčšom zastúpení oxid uhličitý (CO_2). Práve z toho dôvodu narastajú snahy o reguláciu množstva tvorby CO_2 v rôznych odvetviach priemyslu a dopravy.

So zvyšujúcim sa životným štandardom vo väčšine oblastí rastie aj mobilita obyvateľstva, s čím úzko súvisí počet používaných motorových vozidiel. Práve vozidlová doprava je v súčasnosti jedným z hlavných terčov sprísňovania ekologických regulačných limitov. So znižujúcimi sa limitmi na produkciu škodlivých emisií, ale najmä emisií skleníkových plynov a so zvyšujúcimi sa pokutami za prekročenie týchto limitov, sú výrobcovia automobilov čoraz viac nútení siahť po doposiaľ len v malej miere využívaných druhoch pohonov.

Vzhľadom na to, že technológia spaľovacích motorov sa za dobu svojej existencie dostala takmer na konštrukčné a teoretické limity v zvyšovaní účinnosti, nie je možné očakávať splnenie prísnych limitov produkcie emisií len ich ďalšími úpravami. Na výfukovom potrubí už tak komplikovaných zariadení visí už značné množstvo súčastí upravujúcich zloženie výfukových plynov. Jednou z možností ako splniť emisné limity je prechod na iný druh pohonu. V dnešnej dobe sú najpreferovanejšou alternatívou elektromotory.

Z ekonomického hľadiska, ale najmä z hľadiska produkčných kapacít nie je možné očakávať rýchly prechod automobilov z pohonu spaľovacím motorom na pohon čisto elektromotorom čerpajúcim energiu z batérií alebo palivových článkov. Práve z tohto dôvodu je trendom dnešnej doby syntéza spaľovacieho motora a elektromotora do hybridnej pohonnej jednotky. Palivovej nádrži v hybridnom vozidle vo väčšine prípadov sekunduje akumulátor slúžiaci na uskladnenie elektrickej energie.

Akumulátorom vybavené hybridné elektrické vozidlá spájajú výhody pohonu spaľovacím motorom s výhodami pohonu elektromotorom. K výhodám pohonu spaľovacím motorom patrí vysoká špecifická hustota energie paliva ($\text{W}\cdot\text{h}\cdot\text{kg}^{-1}$) a možnosť rýchleho doplnenia energie na čerpacej stanici. Výhodami elektromotorov sú možnosť rekuperácie kinetickej energie vozidla pri brzdení a „bezemisná“ prevádzka vozidla v miestach, kde je to žiadúce.

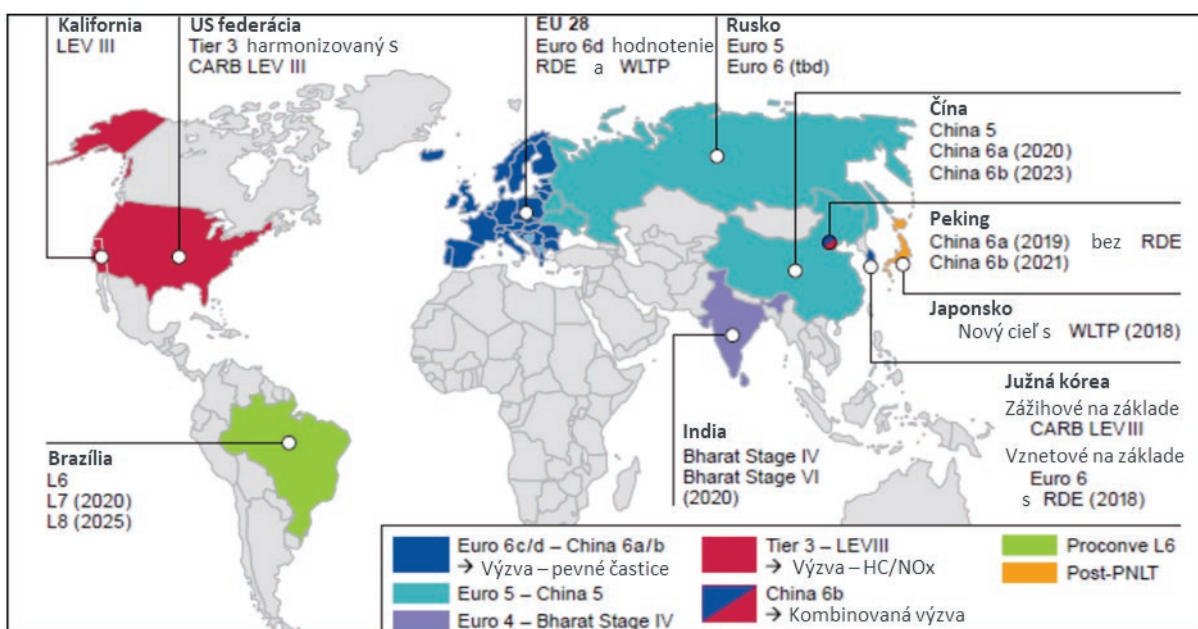
Doposiaľ bolo vytvorených množstvo konštrukčných riešení hybridných pohonných jednotiek. Od najjednoduchších, v ktorých je elektromotor vložený do niektorého uzla v už existujúcom konvenčnom hnacom ústrojenstve, až po hybridné systémy od základu navrhnuté s cieľom maximalizovať efektivitu využívania viacerých zdrojov pohonu. V budúcnosti budú práve efektivita a cena jednotlivých koncepcií hybridných pohonov určovacím faktorom toho, ako dlho budú spaľovacie motory bežnou súčasťou každodenného života.

1 EMISNÉ LIMITY

Na základe narastajúcich obáv z príliš vysokej produkcie skleníkových plynov a tým spôsobenej globálnej zmeny klímy, sú svetové krajiny nútené sprísňovať regulačné štandardy vo všetkých odvetviach priemyslu vrátane automobilovej dopravy. Výrobcovia automobilov sú následne nútení siahnuť po širokom spektre technológií upravujúcich produkciu škodlivých emisií každého vyrobeného vozidla.

1.1 LEGISLATÍVA

V dnešnej dobe existuje niekoľko predpisov limitujúcich hodnoty škodlivých emisií výfukových plynov, no pre výrobcov automobilov sú smerodajné najmä tie platiace v USA, Číne a Európe, pre ich pomer medzi ich prísnosťou a podielom na svetovom trhu. Na Obr. 1 je znázornený prehľad aktuálnych predpisov upravujúcich emisie automobilov v jednotlivých svetových regiónoch.



Obr. 1 Prehľad svetových legislatív upravujúcich emisie automobilov k roku 2019 [1]

Emisné predpisy sa spravidla rozdeľujú do dvoch samostatných častí, ktoré upravujú emisie znečisťujúcich látok a emisie skleníkových plynov.

1.1.1 EMISIE ŠKODLIVÝCH LÁTOK

Škodlivé látky negatívne ovplyvňujú lokálnu kvalitu ovzdušia, ktorá je definovaná Svetovou zdravotníckou organizáciou (WHO) a aplikovaná v rôznych svetových regiónoch. Tieto štandardy sú stále prekračované v mnohých európskych mestách, najmä hodnoty prízemného ozónu, NO_x a pevných častíc [1].

Škodlivé látky upravované v emisných štandardoch osobných automobilov sú najmä [1]:

- oxid uhoľnatý (CO) [$\text{mg}\cdot\text{km}^{-1}$],
- nespálené uhľovodíky (HC) [$\text{mg}\cdot\text{km}^{-1}$],
- oxidy dusíku (NO_x) [$\text{mg}\cdot\text{km}^{-1}$],
- pevné častice, PM [$\text{mg}\cdot\text{km}^{-1}$] a PN [počet/km],
- v budúcnosti je možné očakávať zavedenie ďalších regulácií (napríklad pre NH_3).

Všetky normy stanovujú maximálne emisné limity v mg/km pre každé predané vozidlo, nezávisle od veľkosti a hmotnosti vozidla. Najprísnejšiu normu upravujúcu emisie škodlivých látok má aktuálne USA a od roku 2023 bude Čínska norma prísnejšia ako Európska. Európska norma má navyše už historicky zaužívané rozdielne hodnoty upravujúce emisie pre vznietové a zážihové motory [1].

Okrem homologizačných testov majú legislatívy všetkých regiónov úpravu pre kontrolu dodržiavania hodnôt emisií výfukových plynov pri prevádzke vozidla v reálnej premávke počas celej jeho životnosti. Táto úprava je založená na tom, že palubná diagnostika tzv. „On-board Monitoring (OBD)“ kontroluje správnu funkčnosť systémov upravujúcich emisie [1].

1.1.2 EMISIE SKLENÍKOVÝCH PLYNOV

Vo vozidlách sú to najmä CO_2 ($\text{GWP}^1 = 1$), ale tiež CH_4 ($\text{GWP} = 30$) a N_2O ($\text{GWP} = 265$) [1].

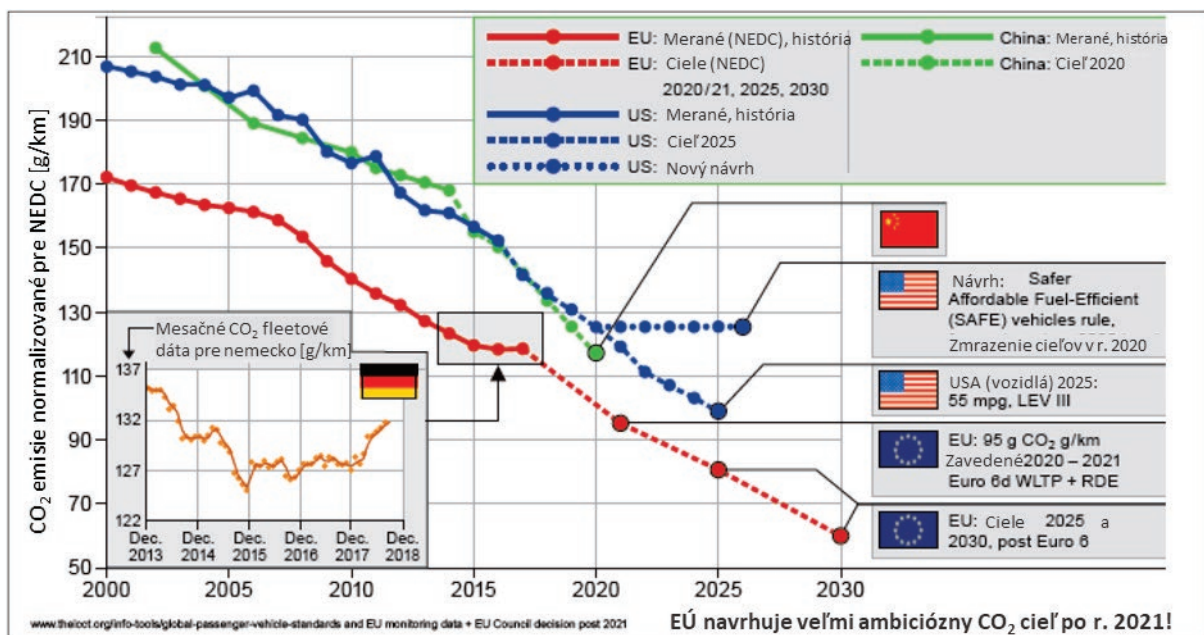
Oxid uhličitý je prirodzený produkt spaľovacieho procesu palív na báze uhlíka, ktorými sú benzín, nafta, alkoholy a zemný, popri prípade ľahký ropný plyn. CO_2 je vôbec najdôležitejší skleníkový plyn. Metán CH_4 môže byť produktom nedokonalého spaľovania spolu s ostatnými nespálenými uhľovodíkmi, a takisto sa do výfukových emisií môže dostať ako nespálené palivo motorov na zemný plyn. Oxid dusičitý N_2O je produkován pri úprave výfukových plynov v systémoch na dodatočnú úpravu výfukových plynov tzv. „exhaust aftertreatment“ pri neoptimálnych teplotných podmienkach [1].

Skleníkové plyny ovplyvňujú svetovú klímu, a preto sú dôležité celkové a nie lokálne emisie vozidiel. Z tohto dôvodu všetky svetové normy regulujúce emisie vozidiel upravujú emisie CO_2 ako priemer z celej flotily nových vozidiel predaných v danom roku. To znamená, že predaj vozidiel s vysokými hodnotami CO_2 môže byť vykompenzovaný predajom dostatočného množstva nízkoemisných vozidiel [1].

Limitné hodnoty CO_2 pre jednotlivé svetové regióny sa líšia, tak isto ako aj hodnotiace kritériá, ale v hlavných regiónoch sa cieľové hodnoty pre obdobie 2020-2025 pohybujú okolo $100 \text{ g}\cdot\text{km}^{-1}$. Najambicióznejší cieľ stanovila Európa s hodnotou $95 \text{ g}\cdot\text{km}^{-1}$ v roku 2020/2021 a s následným znížením o 15% v roku 2025 a o 37,5% v roku 2030. Od roku 2010 do roku 2016 sa priemerné flotilové emisie CO_2 v Európe znížili o $22 \text{ g}\cdot\text{km}^{-1}$ čo predstavuje 16%. V roku 2017 sa flotilový priemer od roku 2010 po prvýkrát zvýšil na hodnotu $118,5 \text{ g}\cdot\text{km}^{-1}$, čo je o $0,4 \text{ g}\cdot\text{km}^{-1}$ viac ako v roku 2016. Dôvodom tohto navýšenia je prechod z NEDC na WLTP

¹ Potenciál globálneho otepľovania „Greenhouse Warming Potential“ – veličina vytvorená pre porovnanie dopadu rozdielnych plynov na globálne otepľovanie. Vyjadruje pomer energie, ktorú absorbuje jedna tona daného plynu za jednotku času ku energii, ktorú absorbuje jedna tona CO_2 . Čím väčšie GWP, tým viac daný plyn vplyva na globálne otepľovanie [57].

normu, ale aj narastajúca hmotnosť vozidiel, zvýšený záujem o vozidlá kategórie SUV a znižujúci sa podiel vozidiel so vznetovým motorom. Na Obr. 2 je zobrazený trend znižovania priemerných flotilových emisií s vyznačenými cieľmi v horizonte 2030 [1].



Obr. 2 Trend znižovania flotilových emisií CO₂ osobných automobilov [1]

Pre rok 2020 je v Európskej únii stanovený prísny limit flotilových emisií CO₂. Pre vozidlo o prevádzkovej hmotnosti približne 1380 kg je táto hodnota stanovená na 95 g·km⁻¹. V závislosti od hmotnosti vozidla je táto hodnota potom [2]:

$$M_{CO_2} = 95 + 0,0333 \cdot (M - 1379,88), \quad (1)$$

kde:

M_{CO_2} [g·km⁻¹] limit emisií CO₂ pre nové vozidlo,
 M [kg] prevádzková hmotnosť vozidla.

Pokuta za nedodržanie tohto limitu bola stanovená na 95 € za každý 1 g·km⁻¹ emisií vyprodukovaných nad limit.

1.2 METODIKA HODNOTENIA EMISNÝCH LIMITOV

Okrem stanovenia limitných hodnôt musí každá legislatíva obsahovať aj metodiku merania týchto hodnôt.

Medzinárodné normy a nariadenia pre vozidlovú dopravu zastrešuje Výbor pre vnútrozemskú dopravu EHK/OSN² („UNECE International Transport Committee“). V rámci tohto výboru bolo založené Svetové fórum pre harmonizáciu predpisov o vozidlách WP.29.

² Európska hospodárska komisia organizácie spojených národov

„Cieľom WP.29 je iniciovať a vykonávať činnosti zamerané na celosvetovú harmonizáciu alebo vývoj technických predpisov pre vozidlá. Aby poskytovali jednotné podmienky pre pravidelné technické prehliadky a posilnili celosvetové ekonomické vzťahy, sú tieto predpisy zamerané na:

- zlepšenie bezpečnosti vozidla,
- ochranu životného prostredia,
- podporu energetickej účinnosti,
- zvyšovanie ochrany proti krádeži.“ [3]

„Aktuálne WP.29 spravuje tri medzinárodné dohody OSN:

- Dohoda OSN z roku 1958 o prijatí jednotných technických predpisov pre kolesové vozidlá, vybavenie a časti, ktoré je možné namontovať a/alebo používať na kolesových vozidlách a podmienky vzájomného uznávania schválení udelených na základe týchto predpisov
- Dohoda OSN z roku 1998 o vytvorení globálnych technických predpisov pre kolesové vozidlá, vybavenia a časti, ktoré je možné montovať a/alebo používať na kolesových vozidlách
- Dohoda OSN z roku 1997 o prijatí jednotných podmienok pre pravidelné technické inšpekcie kolesových vozidiel a vzájomnom uznávaní týchto inšpekcií.“ [3]

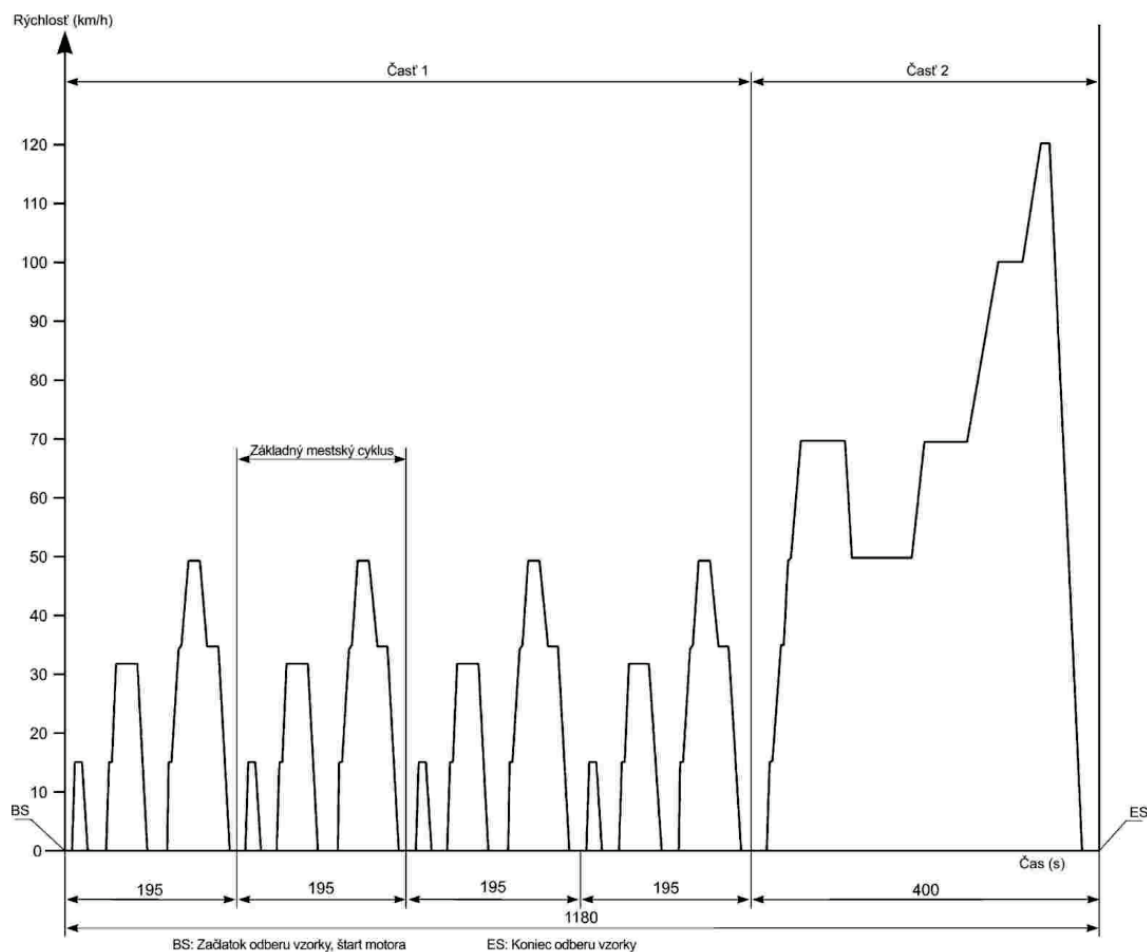
Tieto dohody obsahujú okrem iného predpisy popisujúce testovacie procedúry pre hodnotenie produkcie emisií automobilov.

1.2.1 PREDPIS Č. 83 EHK/OSN

Názov tohto predpisu je *Jednotné ustanovenia pre homologizáciu vozidiel z hľadiska emisií znečisťujúcich látok podľa požiadaviek motora na palivo*. Predpis definuje šesť typov skúšok ktoré musí pri homologizácii podstúpiť každé vozidlo vybavené spaľovacím motorom (vozidlá vybavené vznetovým motorom podstupujú iba skúšky typu I a V) [4]:

- skúška typu I (skúška NEDC na valcovom dynamometri s meraním emisií),
- skúška typu II (emisie CO na voľnobeh),
- skúška typu III (vypúšťanie plynov z kľukovej skrine),
- skúška typu IV (odparovací test pre palivovú sústavu),
- skúška typu V (overenie životnosti zariadení na úpravu emisií škodlivín),
- skúška typu VI (overenie emisií CO a HC po studenom štarte), skúška OBD.

Skúška typu I odpovedá Novému európskemu jazdnému cyklu (NEDC), na Obr. 3 je znázornený rýchlostný profil tejto skúšky.



Obr. 3 Rýchlostný profil skúšky typu I predpisu č. 83 EHK/OSN (NEDC) [4]

Vo väčšine svetových regiónov sa od jazdného cyklu NEDC upúšťa s nástupom nového jazdného cyklu WLTC a novej testovacej procedúry WLTP (2017).

1.2.2 GLOBÁLNY TECHNICKÝ PREDPIS Č. 15 EHK/OSN

Keďže pôvodný jazdný cyklus NEDC neodpovedal podmienkam v ktorých sa vozidlá prevádzkujú v reálnej premávke bolo nutné zadať nový cyklus, ktorý by tento nedostatok odstránil. Preto Globálny technický predpis č. 15 stanovuje *Celosvetový harmonizovaný skúšobný postup pre ľahké vozidlá (WLTP)*.

„Tento globálny technický predpis (gtp) poskytuje celosvetovú harmonizovanú metódu na určenie úrovne plynných emisií, emisií tuhých častíc, počet častíc, emisie CO₂, spotreby paliva, spotreby elektrickej energie a elektrického dojazdu ľahkých nákladných vozidiel opakovateľným a reprodukovateľným spôsobom určeným na to, aby reprezentoval skutočnú svetovú prevádzku vozidiel. Výsledky poskytujú základňu pre reguláciu týchto vozidiel v rámci regionálnych postupov homologizácie a osvedčovania.“ [2]

Tento predpis bol vydaný 12. marca 2014 a v druhej fáze ktorá trvá od roku 2016 do konca roku 2020 má byť doplnený o potrebné dodatky upravujúce napríklad testy hybridných a čisto elektrických vozidiel [5].

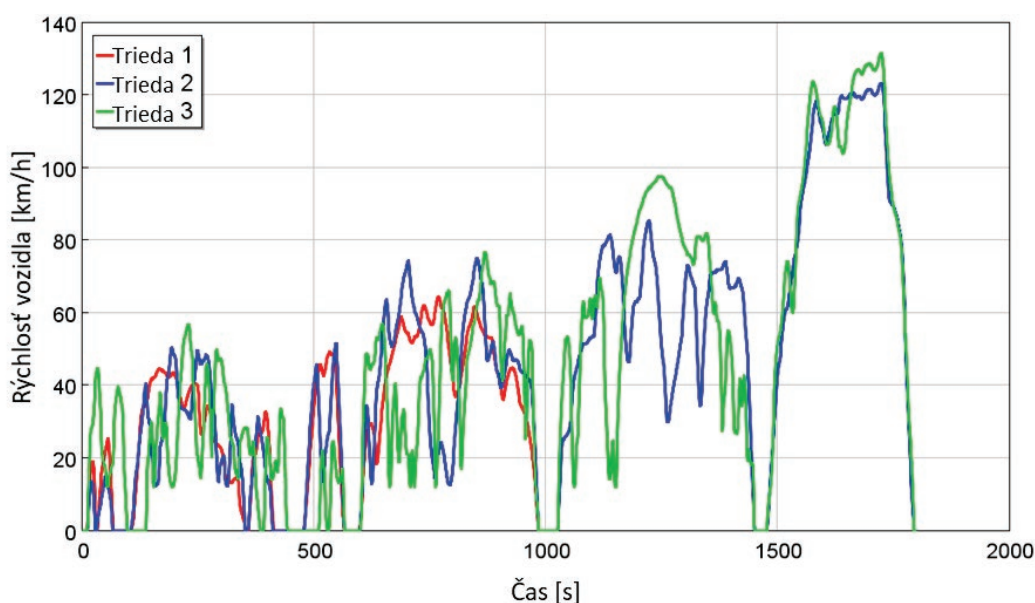
Skúšobný postup WLTP definuje Celosvetový skúšobný cyklus pre ľahké vozidlá WLTC, ktorý lepšie napodobňuje rýchlostný profil vozidla v reálnej premávke v porovnaní s NEDC. Navyše sú vo WLTP prísnejšie a presnejšie definované procedúry a hodnoty dôležité pre vykonanie testu, čo odstraňuje šedú zónu legislatívy, ktorú obsahoval NEDC [1].

Cyklus WLTC je rozdelený na tri triedy podľa pomeru výkonu a vlastnej hmotnosti vozidla, pričom každá trieda má vlastný rýchlostný profil [2]:

- vozidlá triedy 1 s pomerom výkonu a vlastnej hmotnosti $< 22 \text{ W} \cdot \text{kg}^{-1}$,
- vozidlá triedy 2 s pomerom výkonu a vlastnej hmotnosti > 22 ale $\leq 34 \text{ W} \cdot \text{kg}^{-1}$,
- vozidlá triedy 3 s pomerom výkonu a vlastnej hmotnosti $> 34 \text{ W} \cdot \text{kg}^{-1}$.

Všetky vozidlá skúšané podľa prílohy 8 (čisto elektrické vozidlá a hybridné elektrické vozidlá) sa považujú za vozidlá triedy 3.

Na Obr. 4 je porovnanie jednotlivých tried cyklu WLTC.



Obr. 4 Porovnanie jednotlivých tried jazdného cyklu WLTC [6]

1.2.3 GLOBÁLNY TECHNICKÝ PREDPIS Č. 19 EHK/OSN

Tento predpis stanovuje *Postup skúšky na emisie z odparovania v rámci celosvetového harmonizovaného skúšobného postupu pre ľahké vozidlá (WLTP EVAP)*.

„Skúška pozostáva zo skúšky emisií z odparovania a dve dodatočné skúšky, jednu na starnutie nádoby s aktívnym uhlím a jednu na priepustnosť systému skladovania paliva. Skúška emisií z odparovania je určená na stanovenie emisií uhlíkovodíkov z odparovania v dôsledku denného kolísania teplôt, nasycovania za tepla počas parkovania a jazdy v meste.“ [7]

1.2.4 APLIKÁCIA TECHNICKÝCH PREDPISOV V JEDNOTLIVÝCH SVETOVÝCH REGIÓNOCH

Napriek tomu, že *Svetové fórum pre harmonizáciu predpisov o vozidlách WP.29* stanovuje jednotnú procedúru pre vyhodnotenie emisií výfukových plynov automobilov, majú jednotlivé regióny svoje národné technické predpisy, ktoré v určitom stupni aplikujú globálne harmonizované predpisy na danom území.

V najväčšej miere rešpektovala predpisy vydané WP.29 vždy Európska únia. Okrem skorého zavedenia *Globálneho technického predpisu č. 15 EHK/OSN* realizovaného *Nariadením komisie (EÚ) 2017/1151 z 1. júna 2017*, zaviedla Európska únia vlastnú metodiku merania emisií na vozidle v reálnej premávke (tzv. „Real Drive Emissions“ RDE). Pri RDE sú všetky potrebné meracie zariadenia namontované priamo na vozidlo a testovací jazdec následne uskutoční jazdný test v reálnej premávke, ktorý musí spĺňať kritéria testu RDE podľa prílohy IIIA *Nariadenia komisie (EÚ) 2017/1151 z 1. júna 2017*. Trvanie jazdy sa pohybuje v rozmedzí od 90 do 120 minút, pričom približne 34% jazdy je uskutočnených v obci, 33% mimo obce a 33% na diaľnici [8].

Ostatné svetové regióny preberajú globálne technické predpisy s väčším časovým odstupom, prípadne si zavádzajú vlastné, niekedy prísnejšie, no vo väčšine prípadov voľnejšie nariadenia upravujúce ako limitné hodnoty emisií motorových vozidiel, tak metodiku ich testovania.

1.3 ŠPECIFIKÁ HOMOLOGAČNEJ PROCEDÚRY WLTP PRE HYBRIDNÉ VOZIDLÁ

Testovacia procedúra WLTP popisuje postup overovania produkcie emisií pre všetky nové vozidlá. Okrem konvenčných (nehybridných) vozidiel zahŕňa postupy aj pre hybridné, „plug-in“ hybridné a elektrické vozidlá.

Pri meraní emisií a spotreby hybridných vozidiel sa rozlišujú dva režimy testovania vzhľadom na zmenu stavu nabitia trakčnej batérie. Prvým je takzvaný CS režim („charge sustaining“), pri ktorom sa stav nabitia batérie udržiava okolo ustálenej hodnoty. Druhým je CD režim („charge depleting“), v ktorom sa na pohon vozidla využíva primárne elektrická energia z batérie a stav nabitia batérie počas jazdy klesá [2].

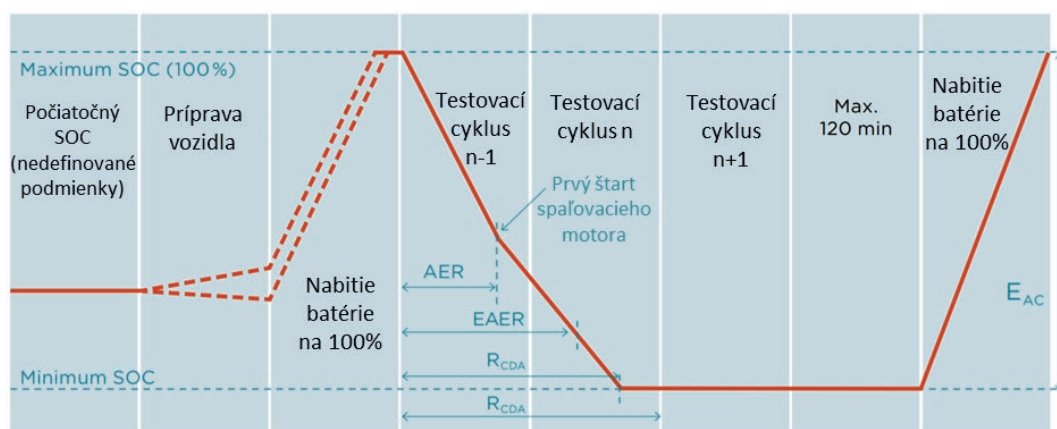
V prípade hybridných vozidiel, ktoré nedisponujú možnosťou nabíjania akumulátora z distribučnej elektrickej siete, sa vozidlo testuje iba v CS režime. Postup testovacej procedúry je rovnaký ako pre nehybridné vozidlá v zmysle, že nie je treba výsledky merania korigovať na základe využitia elektrickej energie z akumulátora. Toto platí iba v prípade, ak je hodnota korekčného kritéria pod limitnou hodnotou. Technický predpis udáva rôzne limitné hodnoty korekčného kritéria pre jednotlivé fázy cyklu WLTC, pričom pre celý cyklus platí najprísnejší limit 0,005. Vzorec pre výpočet korekčného kritéria je [2]:

$$c = \frac{|\Delta E_{batCS}|}{E_{palivoCS}}, \quad (2)$$

kde:

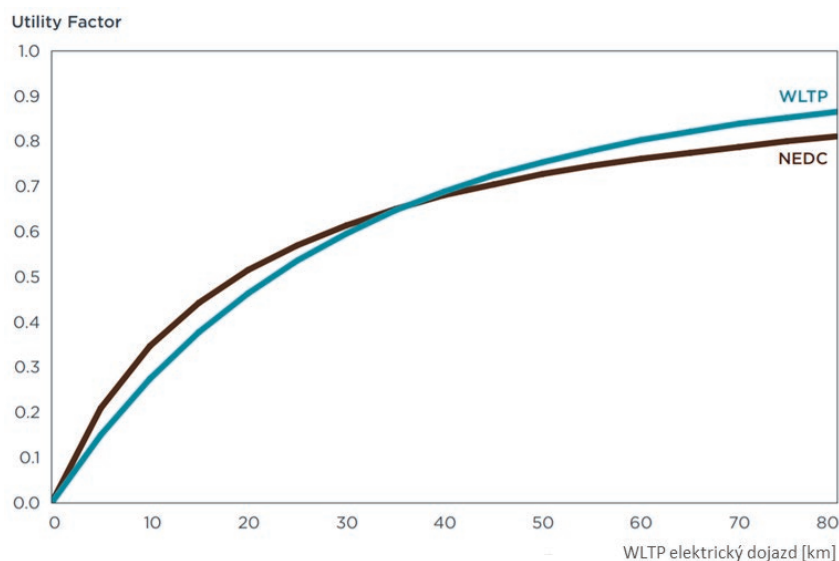
c	[-]	korekčné kritérium hybridných vozidiel,
ΔE_{batCS}	[J]	zmena energie trakčnej batérie,
$E_{palivoCS}$	[J]	celková energia paliva spotrebovaného počas merania.

Vozidlá z možnosťou dobíjania batérie z distribučnej elektrickej siete („plug-in“ hybridné vozidlá) sú testované ako v CS režime tak v CD režime. Pri CD režime vozidlo začína test s plne nabitou batériou a je podrobené jazde na valcovej skúšobni v jazdnom cykle WLTC až do momentu, kedy sa batéria vybije na hodnotu stavu nabitia, v ktorom vozidlo prechádza do CS režimu. Jazdný cyklus, v ktorom vozidlo prechádza z CD režimu do CS režimu sa nazýva prechodný cyklus. Nasleduje ešte jeden potvrdzujúci jazdný cyklus. Po dokončení potvrdzujúceho cyklu je maximálne do 120 min vozidlo pripojené na nabíjačku a na základe dobitej energie je stanovená spotreba elektrickej energie vozidla. Ďalšou fázou je test emisií a spotreby v CS režime, ktorý vozidlo začína so stavom nabitia batérie, na ktorom sa udržiava počas jazdy v tomto režime [9]. Na Obr. 5 je procedúra v CD režime.



Obr. 5 Schematické znázornenie procedúry v CD režime WLTP [9]

Výsledná spotreba paliva a produkcia emisií kombinujúca výsledky merania z CD režimu a CS režimu je stanovená na základe tzv. „utility factor“. „Utility factor“ je konštanta určená na základe elektrického dojazdu testovaného vozidla. Na Obr. 6 je zobrazená závislosť pre „utility factor“ na elektrickom dojazde platná v EU pre WLTP a pre už nepoužívaný jazdný cyklus NEDC. Keďže WLTP nestanovuje jednotnú závislosť pre „utility factor“, má každá krajina, v ktorej je uplatnená procedúra WLTP možnosť stanoviť si vlastnú závislosť [9].



Obr. 6 Závislosť „utility factor“ na elektrickom dojazde platná v Európskej únii [9]

Výsledná spotřeba paliva a analogicky aj produkcia emisií sa na základe výsledkov z testovania v CD režime a CS režime stanoví ako [9]:

$$C_{WLTP} = UF \cdot C_{CD} + (1 - UF) \cdot C_{CS}, \quad (3)$$

kde:

C_{WLTP}	[l/100 km]	vážená spotřeba paliva podľa WLTP,
UF	[-]	„utility factor“,
C_{CD}	[l/100 km]	spotřeba paliva v CD režime,
C_{CS}	[l/100 km]	spotřeba paliva v CS režime.

Ekvivalentný elektrický dojazd je stanovený na základe rovnice [9]:

$$EAER = \left(\frac{M_{CO_2,CS} - M_{CO_2,CD}}{M_{CO_2,CS}} \right) \cdot R_{CDC}, \quad (4)$$

kde:

$EAER$	[km]	ekvivalentný elektrický dojazd podľa WLTP,
$M_{CO_2,CS}$	[g/km]	emisie vozidla v CS režime,
$M_{CO_2,CD}$	[g/km]	emisie vozidla v CD režime,
R_{CDC}	[km]	vzdialenosť prejdená v CD režime vrátane prechodného cyklu.

Priemerná spotřeba elektrickej energie je stanovená vzťahom [9]:

$$EC_{WLTP} = \frac{E_{AC}}{EAER} \cdot 100, \quad (5)$$

kde:

EC_{WLTP}	[kW·h/100 km]	spotřeba elektrickej energie podľa WLTP,
E_{AC}	[kW·h]	energia dobitá do batérie po skončení testu v CD režime.

2 HYBRIDNÉ VOZIDLO

So sprísňujúcimi sa hodnotami emisných limitov sú výrobcovia automobilov nútený siahnuť po nových technických riešeniach v oblasti pohonu vozidiel. Keďže priestor pre znižovanie emisií spaľovacieho motora sa stále zužuje, nastáva čas pre postupné zavádzanie „bezemisných“ druhov pohonu. V dnešnej dobe najpoužívanejším druhom pohonu neprodukujúcim priamo pri svojej prevádzke škodlivé emisie je elektromotor, ktorý podľa koncepcie vozidla čerpá elektrickú energiu z batérií alebo palivových článkov.

Medzičlánkom v evolúcii automobilov na kompletne „bezemisné“ je práve hybridné vozidlo alebo presnejšie hybridné elektrické vozidlo (HEV). Hybridné vozidlo zvyčajne pozostáva z dvoch pohonných jednotiek, pričom obsahuje aspoň jednu pohonnú jednotku, ktorá umožňuje obojsmerný tok energie, druhá pohonná jednotka je buď jednosmerná alebo obojsmerná. V drvivej väčšine prípadov dnešných hybridných vozidiel je obojsmernou pohonnou jednotkou elektromotor, zatiaľ čo druhá pohonná jednotka je jednosmerná a je ňou práve konvenčný spaľovací motor [10].

2.1 STUPEŇ HYBRIDIZÁCIE

Mieru hybridizácie vozidla je možné vyjadriť hybridizačným faktorom (HF) alebo tiež stupňom hybridizácie (DOH), ktorý vyjadruje podiel výkonu poskytovaného elektromotorom a je definovaný rovnicou [11]:

$$HF = \frac{P_{EM}}{P_{EM} + P_{ICE}}, \quad (6)$$

kde:

HF	[-]	hybridizačný faktor (označuje sa aj ako stupeň hybridizácie DOH),
P_{EM}	[kW]	maximálny výkon elektromotora,
P_{ICE}	[kW]	maximálny výkon spaľovacieho motora.

Na základe stupňa hybridizácie je možné hybridné vozidlá zaradiť do štyroch až piatich kategórií.

2.1.1 „MICRO“ HYBRIDNÉ VOZIDLO

Pri „micro“ hybridnom vozidle sa jedná o zamenenie štartéra a alternátora za motor-generátor o výkone približne 2,5 kW, ktorý pracuje s klasickým palubným napätím 12 V, stupeň hybridizácie je teda do 5 %. Elektromotor tu iba zabezpečuje štartovanie spaľovacieho motora rovnako ako pri klasickom start-stop systéme, ale väčšia kapacita batérie a väčší výkon elektromotora oproti klasickej koncepcii umožňuje aj tzv. režim plachtenia vozidla, teda dobeh vozidla s vypnutým motorom až do úplného zastavenia. To znamená v prípadoch, kedy je požiadavka na výkon spaľovacieho motora nulová. Elektromotor neposkytuje prídavný točivý moment v žiadnom prevádzkovom režime okrem štartovania motora [12].

2.1.2 „MILD“ HYBRIDNÉ VOZIDLO

Elektromotor aj v prípade „mild“ hybridného vozidla (MHEV) nahrádza štartér a alternátor, no v tomto prípade je schopný poskytovať prídavný točivý moment v určitých jazdných režimoch. Stupeň hybridizácie je pre „mild“ hybrid najčastejšie do 10 %. „Mild“ hybridný systém môže pracovať s vysokým napätím, no pre bezpečnosť je väčšina aktuálne produkovaných „mild“ hybridných systémov prevádzkovaná pri palubnom napätí 48 V a elektromotor má výkon najčastejšie 10 až 20 kW [12; 13].

2.1.3 „FULL“ HYBRIDNÉ VOZIDLO

Stupeň hybridizácie „full“ hybridného vozidla (FHEV alebo tiež iba HEV) je najčastejšie 10 % a viac. Väčší elektromotor a batéria umožňujú použitie menšieho spaľovacieho motora pri zachovaní dynamických parametrov vozidla. U tohto typu hybridného vozidla môže byť elektromotor umiestnený vo väčšine možných usporiadaní zadefinovaných v kapitole 2.2. V prípade paralelného usporiadania sa stupeň hybridizácie pohybuje najčastejšie v rozmedzí 10 % až 50 %, v prípade sériového je to 50 % až 75 %. Elektromotor v prípade „full“ hybridného vozidla poskytuje najčastejšie výkon 50 kW a viac, pričom pracuje s vysokým napätím s nominálnou hodnotou napätia siete 200 až 300 V [12].

2.1.4 „PLUG-IN“ HYBRIDNÉ VOZIDLO

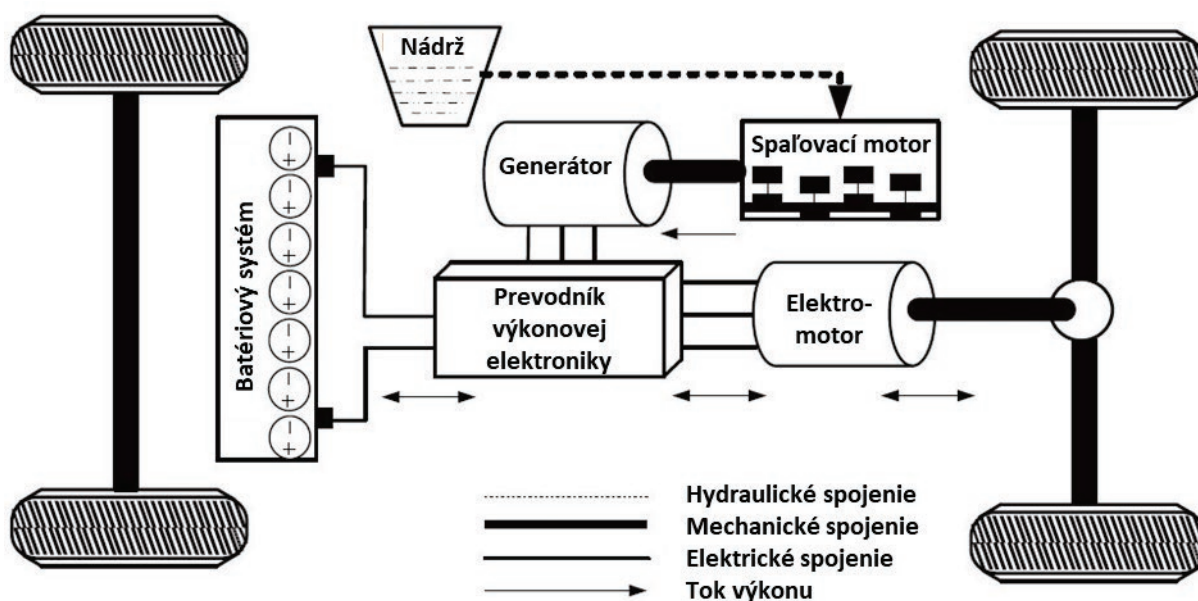
Na rozdiel od „full“ hybridného vozidla umožňuje „plug-in“ hybridné vozidlo (PHEV) nabíjanie batérie z rozvodnej elektrickej siete, alebo jednoducho povedané zo zásuvky. Vďaka tomu, ale najmä vďaka použitiu batérie s väčšou kapacitou je „plug-in“ hybridné vozidlo oproti „full“ hybridnému schopné prejsť väčšiu vzdialenosť v čisto elektrickom režime. Pri poklese stavu nabitia batérie je „plug-in“ hybridné vozidlo schopné pracovať ako „full“ hybridné. Použitie batérie s väčšou kapacitou tiež umožňuje použitie elektromotora s väčším maximálnym výkonom, čo znamená, že stupeň hybridizácie je v prípade „plug-in“ hybridných automobilov vo všeobecnosti väčší ako v prípade „full“ hybridných automobilov [12; 14]. „Plug-in“ hybridné vozidlo je posledným stupňom prechodu konvenčného vozidla so spaľovacím motorom na čisto elektrické vozidlo s energiou uloženou v batériách alebo v palivových článkoch (BEV/FCEV), ktorých stupeň hybridizácie je teda analogicky 100 %.

2.2 ARCHITEKTÚRY HYBRIDNÉHO VOZIDLA

Architektúra hybridného vozidla je usporiadanie hnacích komponentov v sústave pohonného ústrojenstva. Pôvodne sa architektúry hybridných vozidiel definovali do dvoch základných kategórií: sériové a paralelné. No začiatkom 21. storočia niektoré novo predstavené hybridné vozidlá nebolo možné zaradiť ani do jednej z týchto kategórií. Preto sa v dnešnej dobe delia na štyri kategórie: sériové, paralelné, sériovo-paralelné a komplexné [10].

2.2.1 SÉRIOVÉ HYBRIDNÉ VOZIDLO

Ako už samotný názov tejto kategórie napovedá, v prípade sériového hybridného vozidla sú komponenty hybridného pohonu radené za sebou. Sériové hybridné vozidlo, ktorého schéma je na Obr. 7, využíva spaľovací motor v spojení s generátorom na tvorbu elektrickej energie, ktorá je vodičmi privedená do batérie alebo priamo ku elektromotoru a ten následne poháňa vozidlo. Energetický uzol je v tomto prípade teda najčastejšie DC/DC prevodník, ktorý zároveň distribuuje potrebnú energiu medzi generátorom, batériou a elektromotorom [10; 14; 15].



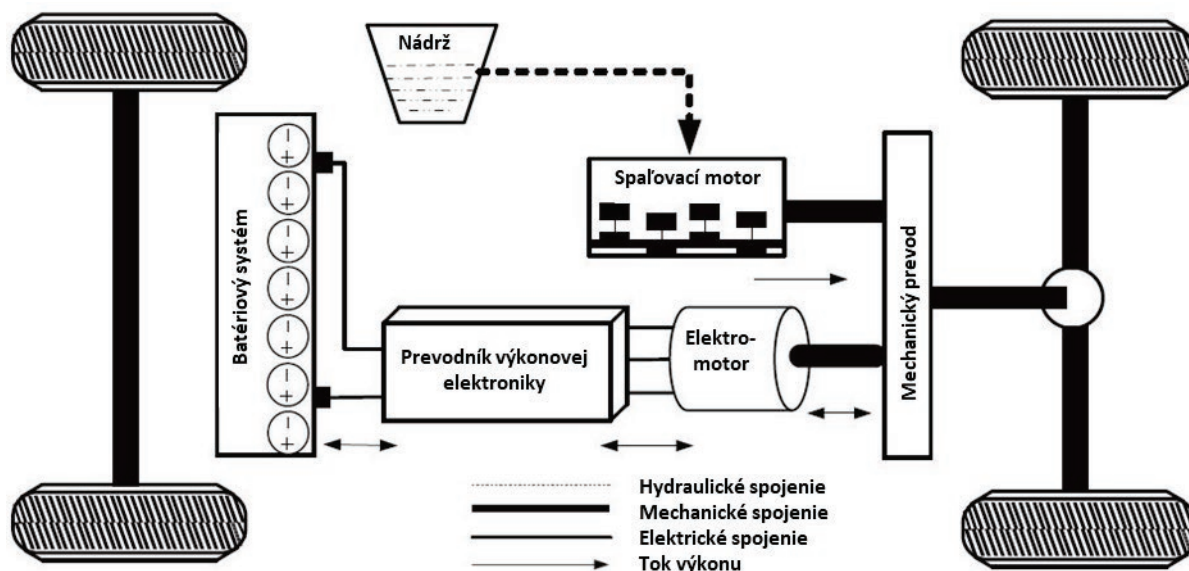
Obr. 7 Schéma sériového hybridného pohonu [16]

Jedna z výhod tohto usporiadania spočíva v tom, že spaľovací motor nie je mechanicky spojený s kolesami vozidla, a teda sa môže nachádzať v ktoromkoľvek mieste otáčkového spektra. Toto umožňuje spaľovaciemu motoru pracovať v oblasti s najvyššou účinnosťou. Ďalšou významnou výhodou je fakt, že sa momentová charakteristika elektromotora významne približuje ideálnej hnacej charakteristike vozidla, a teda vo väčšine prípadov nie je nutné vkladať medzi elektromotor a kolesá viacstupňovú prevodovku. Nevýhodou je, že pre prenos určitého výkonu je nutné mať v hnacom ústrojenstve tri agregáty schopné pracovať s týmto výkonom (spaľovací motor, generátor, elektromotor), čo kladie vyššie nároky na celkové rozmery a hmotnosť hnacieho ústrojenstva. Navyše nie je možné tieto výkony skombinovať, keďže sú komponenty radené sériovo, a teda maximálny možný výkon prenesený na kolesá vozidla je limitovaný maximálnym výkonom elektromotora. Komplexný účinnostný reťazec dvojitej konverzie energie tiež negatívne ovplyvňuje využiteľnosť tejto architektúry [10; 14; 15].

2.2.2 PARALELNÉ HYBRIDNÉ VOZIDLO

Architektúra paralelného hybridu, ktorý je na Obr. 8, sa najviac podobá tej z konvenčného automobilu poháňaného výhradne spaľovacím motorom. Spaľovací motor aj elektromotor sú priamo mechanicky spojené s kolesami, a teda sú oba schopné prenášať výkon na kolesá automobilu, inými slovami, sú spojené paralelne. Energetický uzol je tak v tomto prípade

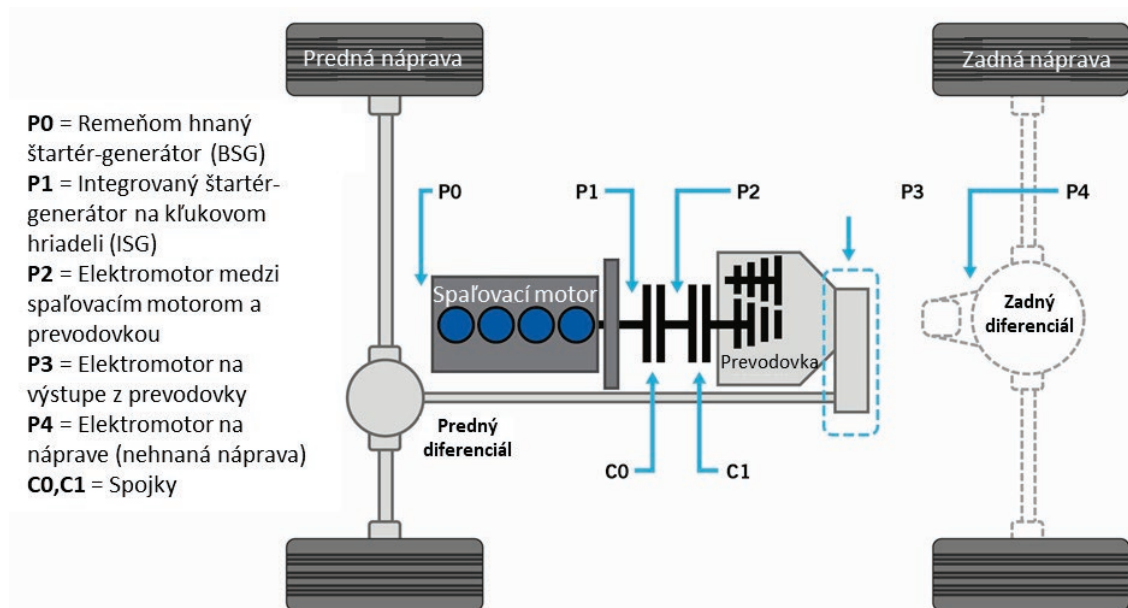
uskutočnený mechanickou väzbou, ktorou môže byť buď spoločná hriadeľ (jadro elektromotora je súčasťou jedného z hriadeľov na ceste od spaľovacieho motora ku kolesám), prípadne mechanický prevod (výstupný hriadeľ elektromotora je spojený s jedným z hriadeľov na ceste od spaľovacieho motora ku kolesám ozubeným súkolím, remeňom atď.) alebo vozovka (v prípade že elektromotor poháňa inú nápravu ako spaľovací motor) [10; 14; 15].



Obr. 8 Schéma paralelného hybridného pohonu [16]

V prípade paralelného hybridu odpadá nutnosť použitia rozmerného generátora, čo kladie menšie nároky na zástavbový priestor v porovnaní so sériovým hybridom. Tým, že je energia zo spaľovacieho motora a elektromotora prenášaná priamo na kolesá, je možné výkony týchto dvoch jednotiek kombinovať. Taktiež odpadá negatívny účinnostný reťazec dvojitej konverzie energie, ktorá nastáva v prípade sériového hybridu. Mechanické spojenie spaľovacieho motora s kolesami automobilu zároveň predstavuje aj nevýhodu, pretože v prípade použitia klasickej viacstupňovej prevodovky nie je možné udržať spaľovací motor v otáčkach, v ktorých sa nachádza operačný bod motora s maximálnou účinnosťou. Napriek tomu je možné operačný bod spaľovacieho motora posunúť do bodu s maximálnou účinnosťou v spektre zaťaženia pre dané otáčky adekvátnym zaťažením, respektíve odľahčením spaľovacieho motora elektromotorom tzv. „load point shifting“ (bližšie bude vysvetlené v kapitole 7.1.2) [10; 14; 15].

Architektúry paralelného hybridu je ďalej možné rozdeliť podľa umiestnenia elektromotora na ceste od spaľovacieho motora ku kolesám. Jednotlivé možné umiestnenia elektromotora do hnacieho ústrojenstva sú zobrazené na Obr. 9 a popísané v ďalších podkapitolách.



Obr. 9 Prehľad umiestnení elektromotora do paralelnej architektúry hybridného vozidla [17]

P0 REMEŇOM HNANÝ ŠTARTÉR GENERÁTOR (BSG)

Konfigurácia P0 je typická pre „micro“ a „mild“ hybridné vozidlá, najčastejšie je označovaná ako „Belt Starter Generator“ (BSG). Motor-generatorová jednotka s nízkym výkonom je v tejto konfigurácii remeňom spojená s kľukovým hriadeľom a nahrádza štartér a alternátor. V prípade „micro“ hybridnej technológie pracuje elektromotor s napätím 12 V. V dnešnej dobe je už bežnejší typ „mild“ hybrid, ktorý má vo svojom portfóliu väčšina výrobcov automobilov a vo väčšine prípadov pracuje s palubným napätím 48 V. V konfigurácii P0 elektromotor nemôže byť mechanicky odpojený od spaľovacieho motora, a teda nie je možné aby sa vozidlo konfigurácie P0 pohybovalo v čisto elektrickom režime, navyše pri rekuperovaní kinetickej energie dochádza k parazitickým trecím stratám v spaľovacom motore. Najväčšou výhodou konfigurácie P0 je jej ekonomickosť, pretože prídanie štartér-generátora do existujúcej architektúry konvenčného vozidla je relatívne nenáročné [18].

P1 ŠTARTÉR GENERÁTOR NA KL'UKOVOM HRIADELI

V prípade konfigurácie P1, rovnako ako pri konfigurácii P0 nie je možné mechanické odpojenie elektromotora od spaľovacieho motora, s čím súvisia rovnaké obmedzenia. Využitie elektromotora v konfigurácii P1 je rovnaké ako pri P0 s tým rozdielom, že elektromotor je priamo spojený s kľukovým hriadeľom. Túto konfiguráciu používa napríklad Honda vo svojej technológii „Integrated Motor Assist“ (IMA). Najväčšou výhodou oproti P0 je absencia remeňa, čo zvyšuje účinnosť pre odstránenie trecích strát v remeňovom prevode a dovoľuje použitie väčšieho krútiaceho momentu elektromotora. Nevýhodou oproti P0 je rozsiahlejší zásah do existujúcej koncepcie vozidla a s tým súvisiaca vyššia cena systému [18].

P2 ELEKTROMOTOR NA VSTUPE DO PREVODOVKY

V konfigurácii P2 je elektromotor umiestnený za spojkou oddeľujúcou spaľovací motor od prevodovky, čo umožňuje mechanické odpojenie spaľovacieho motora od elektromotora. Tým sa zvyšuje potenciál rekuperácie kinetickej energie vozidla. Elektromotor môže byť permanentne spojený so vstupným hriadeľom prevodovky. Pri prevodovkách, ktoré nemajú možnosť vyradenia rýchlosti sa častejšie využíva konfigurácia, kedy je elektromotor umiestnený medzi prevodovku a spaľovací motor. Okrem primárnej spojky (C1 na Obr. 9), ktorá ho oddeľuje od spaľovacieho motora, je oddelený sekundárnou spojkou (C2 na Obr. 9) aj od prevodovky (v prípade dvojtokej prevodovky dvomi sekundárnymi spojkami). Pri tejto konfigurácii je elektromotor možné použiť ako štartér, kedy je primárna spojka zopnutá a sekundárna rozopnutá, tiež je možná jazda v čisto elektrickom režime, kedy je primárna spojka rozopnutá a sekundárna zopnutá, a taktiež je možné kombinované využitie elektromotora a spaľovacieho motora, kedy sú obe spojky zopnuté. Oproti konfiguráciám P0 a P1 je nutný oveľa väčší zásah do konvenčnej koncepcie hnacieho ústrojenstva, s čím súvisí nárast výrobných nákladov takéhoto vozidla [18].

P3 ELEKTROMOTOR NA VÝSTUPE Z PREVODOVKY

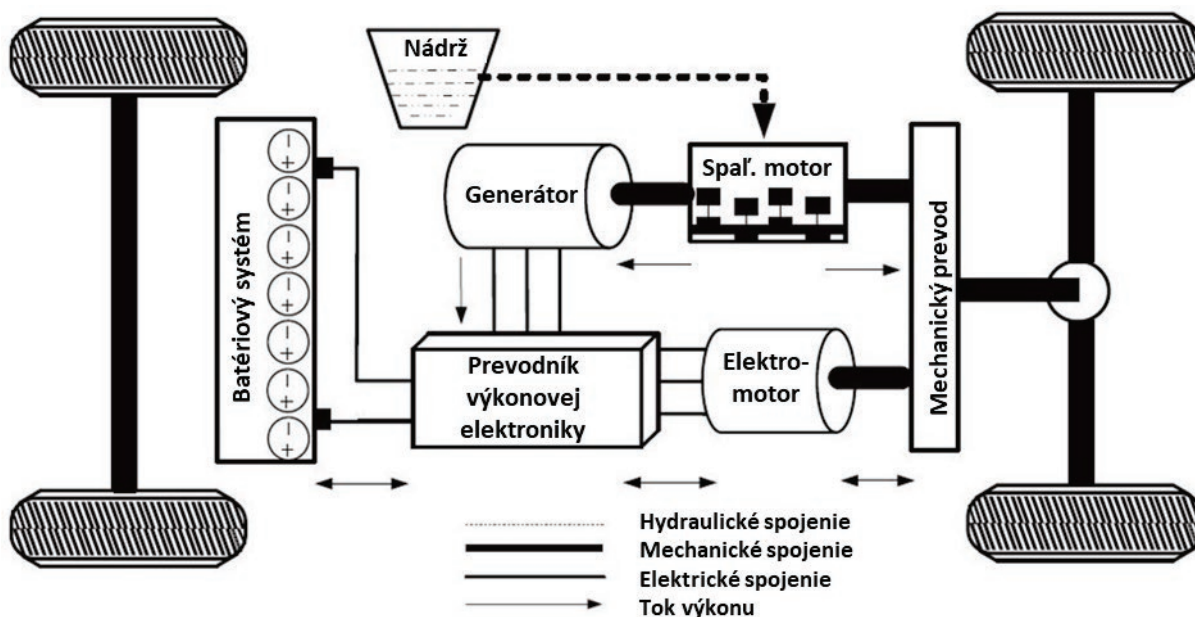
V konfigurácii P3 je elektromotor umiestnený na výstupnom hriadeľi prevodovky, a teda je s kolesami spojený stálym prevodom, čo ešte viac zvyšuje potenciál rekuperácie kinetickej energie oproti konfigurácii P2. Keďže v konfigurácii P3 nie je možné elektromotor odpojiť od kolies, nie je ani možné ho použiť na naštartovanie spaľovacieho motora. Preto musí spaľovací motor disponovať aj klasickým štartérom [18].

P4 ELEKTROMOTOR NA SAMOSTATNEJ NEHNANEJ NÁPRAVE

V konfigurácii P4 je elektromotor umiestnený na samostatnej náprave, ktorá nie je hnaná spaľovacím motorom. Rovnako ako pri P3 to poskytuje ešte lepší potenciál rekuperácie kinetickej energie oproti P2 a navyše oproti P3 poskytuje automobilu výhodu náhonu všetkých štyroch kolies. Mechanická väzba medzi spaľovacím motorom a elektromotorom je v tomto prípade prostredníctvom vozovky, čo predstavuje značné obmedzenie v prípadnom zaťažovaní alebo odľahčovaní spaľovacieho motora („load point shifting“ popísaný v kapitole 7.1.2) z dôvodu bezpečnosti [18].

2.2.3 SÉRIOVO-PARALELNÉ HYBRIDNÉ VOZIDLO

V sériovo-paralelnom hybridnom pohone (označovanom aj „power-split hybrid“) znázornenom na Obr. 10, je tok energie zo spaľovacieho motora rozdeľovaný v zariadení na rozdeľovanie výkonu (tzv. „power-split device“), a teda v určitom režime môže pracovať ako výhradne sériový hybrid, výhradne paralelný hybrid, ale aj v kombinácii týchto dvoch architektúr [15].



Obr. 10 Schéma sériovo-paralelného hybridného pohonu [16]

Zariadenie rozdeľujúce výkon môže byť v jednoduchšom prípade spojka, v takom prípade je možné výkon zo spaľovacieho motora posielat' v režime paralelného hybridu priamo na kolesá len vo vyšších rýchlostiach vozidla, keďže sa otáčky na vstupe do koncového prevodu zhodujú s otáčkami spaľovacieho motora. Navyše v takejto konfigurácii nie je možná zmena podielu výkonu medzi generátorom a kolesami v rozsahu od plného výkonu na kolesá po plný výkon do generátora, pretože aj v prípade, že generátor zaťažuje spaľovací motor v momente, kedy je spojka zopnutá, tak veľká časť výkonu bude stále putovať cez spojku na kolesá [19].

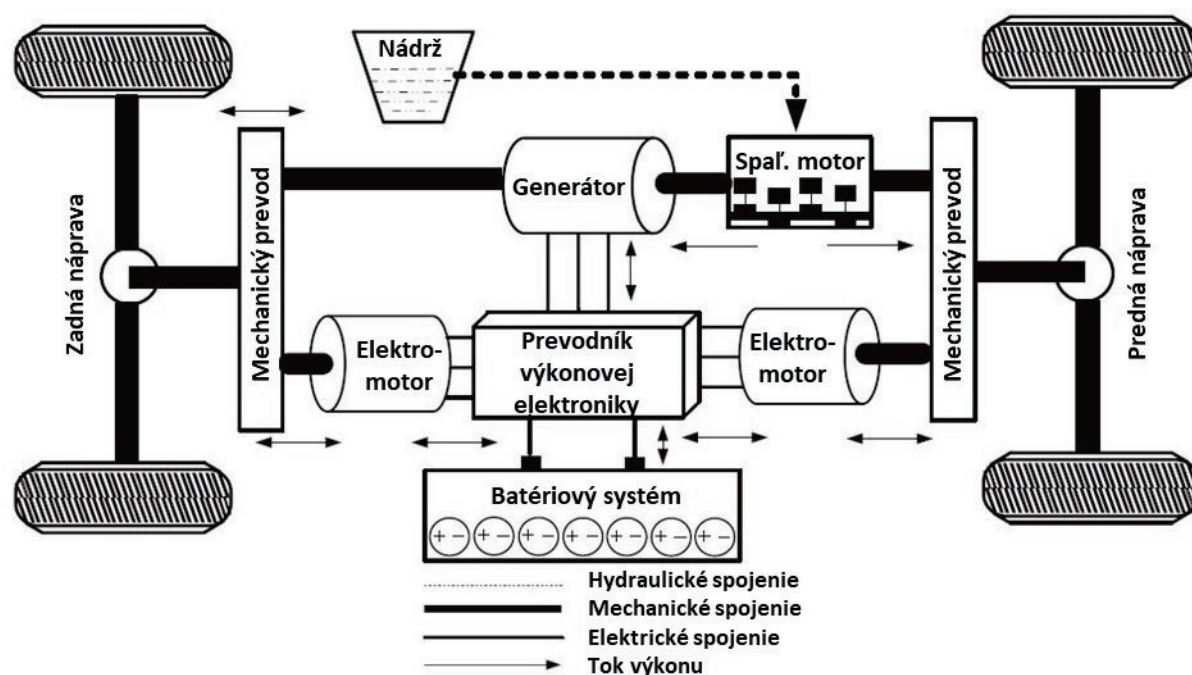
Práve preto je vo väčšine prípadov ako zariadenie na rozdelenie výkonu používaná planétová prevodovka, kde je elektromotor a koncový prevod spojený s korunovým kolesom, spaľovací motor je spojený s unášačom a generátor s centrálnym kolesom. To umožňuje jednak zmenu podielu výkonu medzi generátorom a kolesami v plnom rozsahu, ale taktiež je možné v prípade jazdy v režime paralelného hybridu udržiavať konštantné otáčky spaľovacieho motora v oblasti s maximálnou účinnosťou. Energetický uzol tak môže byť v prípade sériovo-paralelného hybridu buď v DC/DC prevodníku v prípade výhradne sériového režimu, v koncovom prevode v prípade čisto paralelného režimu alebo v oboch zároveň pri režime sériovo-paralelnom [10; 14; 15].

Najväčšou nevýhodou je potreba použitia spaľovacieho motora, generátora, elektromotora a planétovej prevodovky, čo kladie vysoké nároky na zástavový priestor a cenu takéhoto systému. Navyše riadenie takto komplexného systému je tiež veľmi komplikované [14].

2.2.4 KOMPLEXNÉ HYBRIDNÉ VOZIDLO

Zatiaľ čo všetky predchádzajúce architektúry (s výnimkou P4 paralelného hybridu) boli určené primárne pre pohon jednej nápravy, komplexný hybrid (znázornený na Obr. 11) je navrhnutý pre pohon oboch náprav. V prípade hybridného pohonu všetkých štyroch kolies sú väčšinou predná a zadná náprava nezávislé, a teda nie sú mechanicky spojené. Pohon náprav je potom riešený komplexným systémom viacerých elektromotorov, generátorom (ktorý je v tomto

prípade obojsmerný) a spaľovacím motorom. Vo väčšine prípadov je spaľovací motor mechanicky spojený iba s jednou nápravou, pričom mu sekunduje elektromotor zaradený v jednej z predchádzajúcich architektúr. O pohon druhej nápravy sa stará samostatný elektromotor. V prípade komplexného hybridného pohonu všetkých štyroch kolies športových automobilov sa vyskytujú konfigurácie, kde sú na náprave, ktorá nie je spojená so spaľovacím motorom, zvlášť elektromotory pre každé koleso, čo umožňuje tzv. „torque vectoring“, teda dodávanie potrebného točivého momentu na jednotlivé kolesá pre lepší prejazd zákrut. Komplexný hybridný pohon na jednu stranu zlepšuje potenciál rekuperácie kinetickej energie a zvyšuje flexibilitu pohonu, no na druhú stranu zväčšuje hmotnosť, komplexnosť a cenu hnacieho ústrojenstva [16].



Obr. 11 Schéma komplexného hybridného pohonu [16]

3 POZDÍŽNA DYNAMIKA VOZIDLA

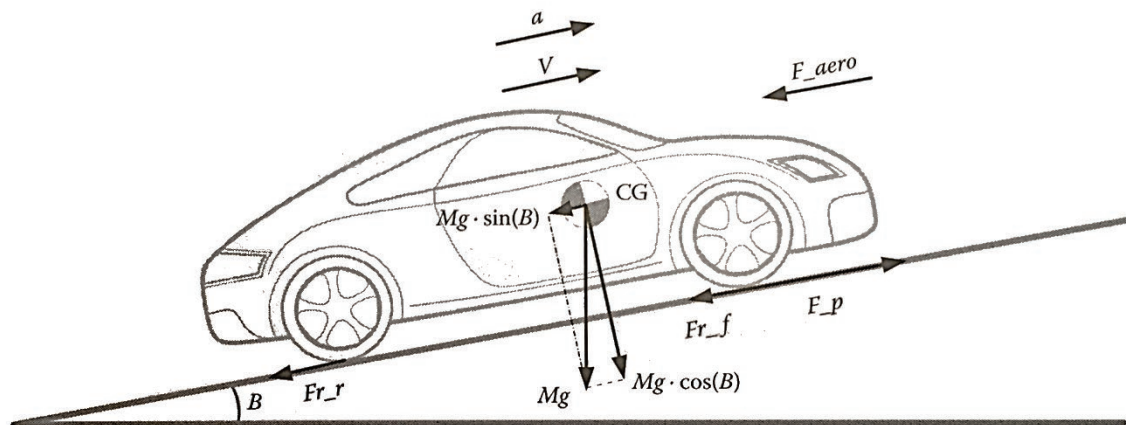
Homologačné jazdné cykly vyhodnocujúce spotrebu paliva a produkciu škodlivých emisií vozidiel sú definované ako závislosť rýchlosti na čase. Je to teda záznam pozdĺžnej dynamiky vozidla na určitej dráhe, respektíve určitom časovom intervale. Rozbor pozdĺžnej dynamiky vozidla je teda kľúčom k porozumeniu vplyvu jednotlivých jazdných odporov na výslednú spotrebu paliva a produkciu škodlivých emisií vozidla.

Na Obr. 12 je znázornená zjednodušená pozdĺžna dynamika vozidla s predným náhonom zrýchľujúcim so zrýchlením a z rýchlosti V na vozovke so stúpaním B . Pre tieto jazdné podmienky je možné vyjadriť pohybovú rovnicu vozidla ako [15]:

$$F_p - F_{r_f} - F_{r_r} - F_{aero} - M \cdot g \cdot \sin(B) = M \cdot a, \quad (7)$$

kde:

F_p	[N]	hnacia sila vozidla na kolesách hnacej nápravy,
F_{r_f}	[N]	valivý odpor na prednej náprave,
F_{r_r}	[N]	valivý odpor na zadnej náprave,
F_{aero}	[N]	aerodynamický odpor vozidla,
M	[kg]	prevádzková hmotnosť vozidla,
g	[m·s ⁻²]	tiažové zrýchlenie,
B	[°]	uhol sklonu vozovky,
a	[m·s ⁻²]	zrýchlenie vozidla.



Obr. 12 Zjednodušený silový diagram vozidla s predným náhonom [15]

Z rovnice 7 je možné odvodiť rovnicu pre výpočet výkonu potrebného na pohon vozidla, ktorá má tvar [15]:

$$P_p = (F_{r_f} + F_{r_r} + F_{aero} + M \cdot g \cdot \sin(B) + M \cdot a) \cdot V, \quad (8)$$

kde:

P_p	[W]	výkon potrebný pre pohon vozidla,
V	[m·s ⁻¹]	rýchlosť vozidla.

V prípade brzdenia vozidla je možné rovnice 7, respektíve 8 upraviť, pre vyjadrenie brzdných síl, respektíve brzdného výkonu. Keďže v tomto prípade jednotlivé jazdné odpory aj naďalej pôsobia proti pohybu vozidla, napomáhajú vozidlu v spomaľovaní. Preto je možné pohybovú rovnicu vozidla pri brzdení vyjadriť ako:

$$F_B + F_{r_f} + F_{r_r} + F_{aero} + M \cdot g \cdot \sin(B) = M \cdot d, \quad (9)$$

kde:

F_B [N] brzdná sila vozidla na kontakte kolies s vozovkou,
 d [m·s⁻²] spomalenie vozidla.

Z rovnice 9 je možné vyjadriť brzdný výkon potrebný pre dosiahnutie požadovaného spomalenia vozidla ako:

$$P_B = (M \cdot d - F_{r_f} - F_{r_r} - F_{aero} - M \cdot g \cdot \sin(B)) \cdot V, \quad (10)$$

kde:

P_B [W] brzdný výkon potrebný pre dosiahnutie požadovaného spomalenia.

Z rovníc 7 až 10 je zrejmé, že na požadovanú hnaciu silu, respektíve hnací výkon vozidla majú vplyv jednotlivé jazdné odpory, ktoré sú približené v nasledujúcich podkapitolách.

3.1 ODPOR ZRÝCHLENIA

Odpor zrýchlenia závisí na hmotnosti a zrýchlení vozidla, a teda vyjadruje silu potrebnú na zrýchlenie vozidla. Je daný vzťahom:

$$F_a = M \cdot a, \quad (11)$$

kde:

F_a [-] odpor zrýchlenia.

3.2 ODPOR STÚPANIA

Tento odpor závisí na hmotnosti a sklone vozovky, a teda vyjadruje silu potrebnú na prekonanie prevýšenia vozovky. Je daný vzťahom:

$$F_g = M \cdot g \cdot \sin(B), \quad (12)$$

kde:

F_g [-] odpor stúpania.

3.3 VALIVÝ ODPOR

Zatiaľ čo ostatné jazdné odpory závisia na určitých okolnostiach jazdy, valivý odpor je prítomný už od počiatku pohybu vozidla. Preto je valivý odpor hlavnou príčinou strát pri mestských rýchlostiach. Existuje minimálne sedem mechanizmov zodpovedných za valivý odpor [20]:

- strata energie vplyvom deformácie bočnice pri mieste kontaktu pneumatiky s vozovkou,
- strata energie vplyvom deformácie elementov behúňa pneumatiky,
- drhnutie („scrubbing“) na kontaktnej ploche,
- sklz pneumatiky v pozdĺžnom a priečnom smere,
- deformácia povrchu vozovky,
- odpor vzduchu na vnútornej a vonkajšej strane pneumatiky,
- strata energie na nerovnostiach („bumps“).

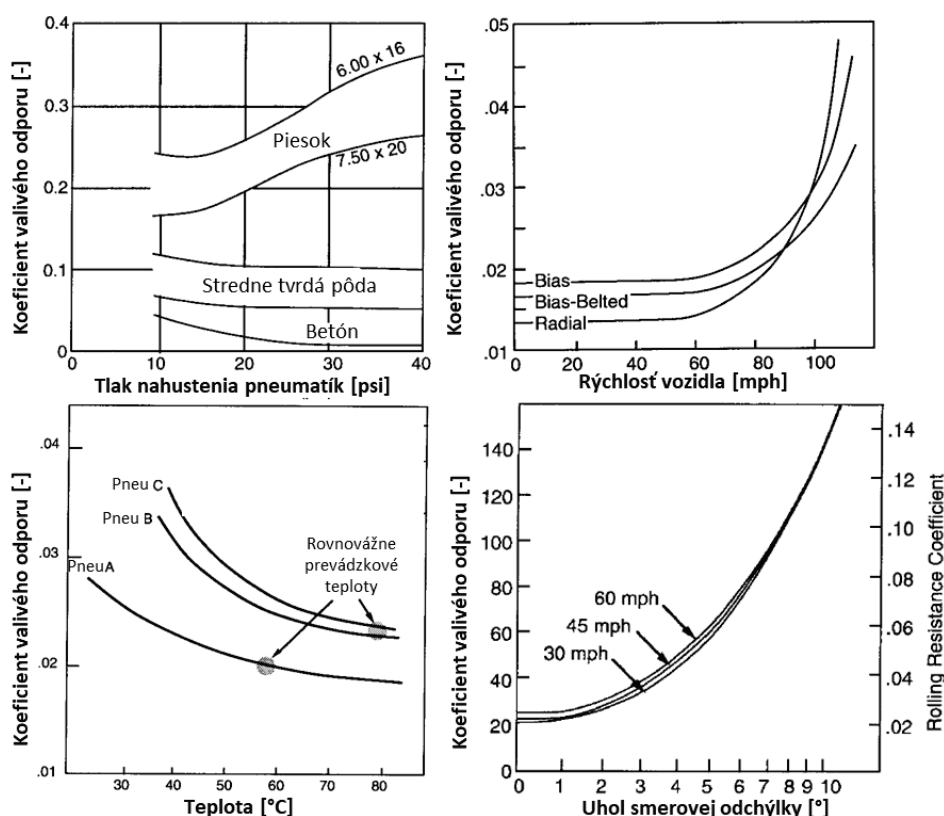
Veľkosť valivého odporu je vo všeobecnosti funkciou hmotnosti vozidla, sklonu vozovky a súčiniteľa valivého odporu. Sila valivého odporu je daná rovnicou [15]:

$$F_{rf} + F_{rr} = f_r \cdot M \cdot g \cdot \cos(B) , \quad (13)$$

kde:

f_r [-] koeficient valivého odporu.

Koeficient valivého odporu závisí na viacerých faktoroch. Najvýznamnejšími sú závislosti na povrchu a štruktúre vozovky, tlaku nahustenia pneumatík, rýchlosti vozidla, teplote pneumatík a uhle smerovej odchýlky (napríklad vplyvom nastavenia zbiehavosti, odchýlkami v geometrii riadenia alebo vplyvom sklzu pri rýchlych prejazdoch zákrutami). Na Obr. 13 sú znázornené závislosti koeficientu valivého odporu na spomínaných parametroch. Koeficient valivého odporu je veľmi nízky, preto sa stratový výkon vplyvom valivého odporu pohybuje rádovo v kilowattoch [20].



Obr. 13 Závislosti koeficientu valivého odporu na vybraných parametroch [20]

3.4 AERODYNAMICKÝ ODPOR

Pri pohybe objektu v tekutine, kladie tekutina odpor voči tomuto pohybu. V plynnom prostredí, sa tento odpor nazýva aerodynamický odpor telesa. Veľkosť tohto odporu pri obtekaní vozidla vzduchom je závislá na komplexných procesoch laminárneho a turbulentného prúdenia, s ktorými súvisí rozloženie aerodynamických tlakov na karosérii. Práve rozdiel tlakových síl pôsobiacich na prednú a zadnú časť vozidla v pozdĺžnom smere spôsobuje výsledný aerodynamický odpor. Pre potreby matematického modelovania aerodynamického odporu bez nutnosti riešenia komplikovaných rovníc popisujúcich turbulentné prúdenie (napr. Navier-Stokesova rovnica alebo Lettice-Boltzmannova metóda) bol zavedený vzťah pre aerodynamický odpor [15; 20]:

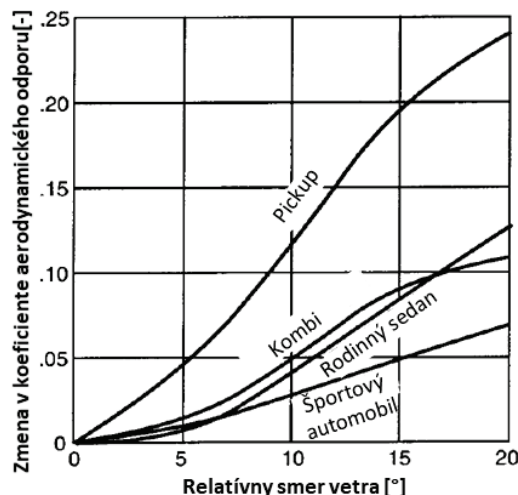
$$F_{aero} = \frac{1}{2} \cdot c_D \cdot \rho \cdot A \cdot V^2, \quad (14)$$

kde:

c_D	[-]	koeficient aerodynamického odporu,
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu,
A	[m ²]	obsah plochy čelného prierezu vozidla.

V prípade bezvetria je možné za rýchlosť vozidla do rovnice 14 dosadiť relatívnu rýchlosť vozidla voči vozovke, no v prípade náporu vetra je nutné dosadiť relatívnu rýchlosť prúdenia vzduchu voči vozidlu. Koeficient odporu vzduchu v rovnici 14 zohľadňuje vplyv tvaru vozidla

na veľkosť aerodynamického odporu, a je možné ho získať výpočtom (CFD simuláciami), no oveľa častejšie je získavaný empiricky (meraním v aerodynamickom tuneli). Koeficient odporu vzduchu závisí na tvare vozidla a uhle obtekania vozidla vzduchom (napríklad vplyvom bočného vetra). Práve zmena koeficientu aerodynamického odporu v závislosti na uhle obtekania je znázornená na Obr. 14 [20].



Obr. 14 Závislosť zmeny koeficientu aerodynamického odporu na uhle obtekania vozidla [20]

3.5 ODPORY V HNACOM ÚSTROJENSTVE

Výkon potrebný na pohon vozidla P_p , respektíve hnacia sila vozidla na kolesách F_p , nie sú ekvivalentné efektívnemu výkonu, respektíve efektívnemu krútiacemu momentu motora. Pri prenose výkonu z motora na kolesá dochádza k stratám v hnacom ústrojenstve. Tieto straty sú na jednej strane spôsobené komplexným účinnostným reťazcom založeným na stratách trením medzi jednotlivými časťami hnacieho ústrojenstva a stratami valivým odporom valivých elementov ložísk hnacieho ústrojenstva. Na druhej strane a vo väčšej miere sú straty v hnacom ústrojenstve spôsobené odporom uhlového zrýchlenia rotačných častí hnacieho ústrojenstva. Komplexný vzťah medzi krútiacim momentom motora a hnacou silou na kolesách vozidla je daný rovnicou [20]:

$$F_p = \frac{T_e \cdot N_{tf} \cdot \eta_{tf}}{r} - [(I_e + I_t) \cdot N_{tf}^2 + I_d \cdot N_f^2 + I_w] \cdot \frac{a}{r^2}, \quad (15)$$

kde:

T_e	[N·m]	točivý moment motora,
N_{tf}	[-]	kombinovaný prevodový pomer prevodovky a koncového prevodu,
η_{tf}	[-]	celková účinnosť hnacieho ústrojenstva,
r	[m]	polomer kolesa,
I_e	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti motora,
I_t	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti prevodovky (zo strany motora),
I_d	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti hnacieho hriadeľa,
N_f	[-]	prevodový pomer koncového prevodu,
I_w	[kg·m ²]	moment zotrvačnosti hnacieho hriadeľa.

4 METÓDY SIMULÁCIE POZDĹŽNEJ DYNAMIKY VOZIDLA

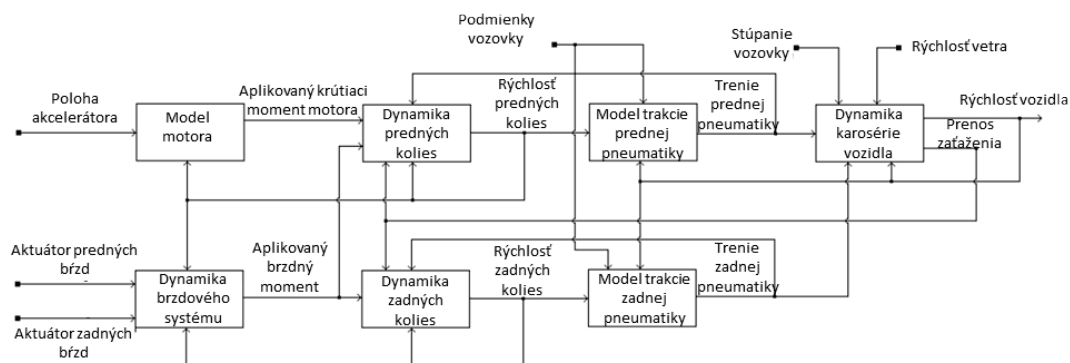
Existuje viacero prístupov pre modelovanie pozdĺžnej dynamiky vozidiel. Tieto prístupy je možné deliť z hľadiska použitého simulačného nástroja, ale aj z hľadiska režimu analýzy simulácie vozidla.

4.1 SIMULAČNÉ NÁSTROJE

Z hľadiska použitého softvéru existuje niekoľko spôsobov modelovania pozdĺžnej dynamiky vozidla, od jednoduchých algoritmov vo výpočtových editoroch pracujúcich na základe jednoduchých rovníc z kapitoly 3, až po komplexné simulácie v špecializovaných softvéroch pre simuláciu dynamiky vozidiel.

4.1.1 VLASTNÝ VÝPOČET NA ZÁKLADE ZADEFINOVANÝCH POHYBOVÝCH ROVNÍC

Tento prístup je založený na modelovaní vozidla pomocou vloženia rovníc z kapitoly 3 do výpočtového softvéru (MATLAB, Octave, Mathcad...) prípadne tabuľkového editora (MS Excel). Pre lepšiu prehľadnosť je možné tiež využiť simulačný nástroj využívajúci blokové schémy (Simulink), kde sa jednotlivé rovnice vkladajú do blokov a použitie vstupov a výstupov týchto rovníc je znázornené spojením blokov. Používateľsky zadefinovaný jednoduchý program následne spočíta zadefinované rovnice v každom kroku časového priebehu simulácie, pričom výsledky ukladá buď do časových vektorov, alebo počíta integrálne, poprípade priemerné hodnoty za celú simuláciu. Na Obr. 15 je model pozdĺžnej dynamiky vozidla v blokovom simulačnom nástroji Simulink.



Obr. 15 Model vozidla pre simuláciu pozdĺžnej dynamiky v prostredí Simulink [21]

4.1.2 ŠPECIALIZOVANÝ SOFTVÉR PRE SYSTÉMOVÉ SIMULÁCIE

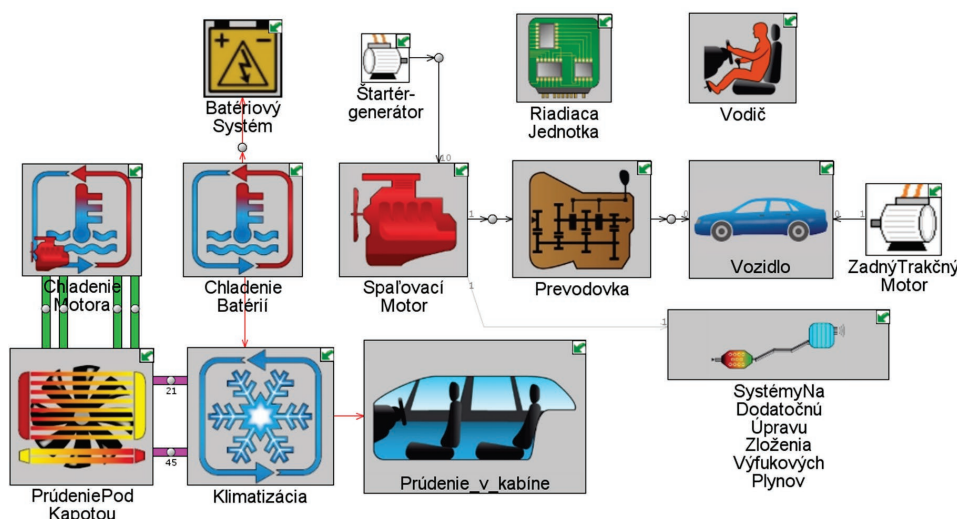
Najčastejšie sa vozidlá pre potreby simulácie jazdných cyklov modelujú v špecializovaných softvéroch na systémové simulácie, ktoré obsahujú knižnice predpripravených nástrojov na modelovanie veľkého množstva fyzikálnych problémov (tzv. „multi-physics libraries“). V prípade týchto softvérov je možné modelovať komplexné fyzikálne systémy vozidiel akými sú napríklad termodynamické systémy spaľovacích motorov, chladiacich okruhových, okruhových klimatizácie, ale tiež hydrodynamické systémy mazania. Ďalšími možnosťami je modelovanie

elektronických systémov riadiacich jednotiek, pohonného ústrojenstva elektrifikovaných vozidiel, v neposlednom rade aj mechanické systémy hnacieho ústrojenstva a rôzne ďalšie. Vďaka tomuto je možné pozorovať správanie sa rôznych subsystémov automobilu počas simulácie jazdného cyklu.

Jeden z najrozšírenejších nástrojov pre systémové simulácie v rôznych odvetviach dopravy a priemyslu je softvér GT-SUITE od spoločnosti Gamma Technologies, ktorého bloková schéma komplexnej simulácie je na Obr. 16. V oblasti automobilovej dopravy je GT-SUITE použitý pre nasledujúce simulačné aplikácie [22]:

- výkonnosť spaľovacích motorov a akustika,
- systémy pre dodatočné spracovanie výfukových plynov („exhaust aftertreatment“),
- emisie z odparovania,
- chladiace systémy a tepelný manažment,
- klimatizácie/rekuperácia odpadového tepla,
- vstrekovanie paliva,
- hydraulické a pneumatické systémy,
- mazacie okruhy,
- výkonnosť a spotreba paliva vozidiel a hybridných vozidiel,
- prevodové ústrojenstvo a kvalita radenia,
- dynamika kľukového mechanizmu a kľukového hriadeľa,
- kinematika a dynamika ventilového rozvodu,
- časovanie a systémy rozvodového mechanizmu,
- modelovanie batérií – elektricky ekvivalentne,
- riadenie.

Ekvivalentnými softvérmi porovnateľnými s GT-SUITE sú napríklad Simulink (s knižnicou pre modelovanie vozidiel), AVL CRUISE™ M alebo SIEMENS Simcenter Amesim.



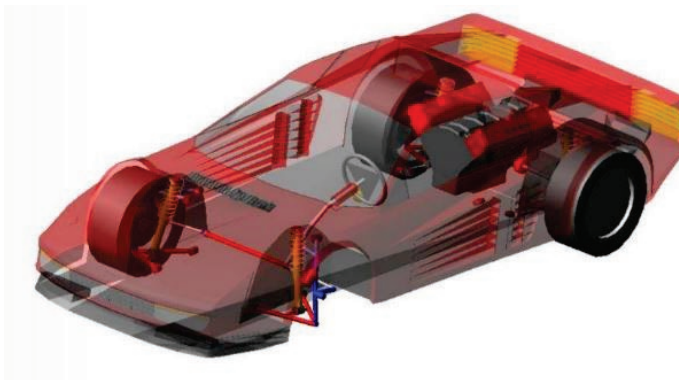
Obr. 16 Komplexná simulácia vozidla so subsystémami v prostredí GT-SUITE [23]

4.1.3 MULTIBODY SOFTVÉR

Pre najpresnejšie simulovanie dynamiky vozidiel je možné využiť takzvané multibody softvéry. V tomto prípade je vstupom do simulácie detailný geometrický model vozidla s definovanými

kinematickými väzbami a dynamickými parametrami. Multibody model môže byť pre zvýšenie presnosti spojený s CFD výpočtom obtekania vzduchu, prípadne s MKP výpočtom zohľadňujúcim deformácie mechanických častí vozidla. Simulácia pozdĺžnej dynamiky vozidla v multibody softvéri je vhodná najmä pre skúmanie dynamickej odozvy karosérie vozidla a prvkov zavesenia pri jazde v jazdnom cykle, ktorý môže byť doplnený o nerovnosti vozovky.

Komerčne rozšírené multibody softvéri sú napríklad MSC Adams, z ktorého model vozidla je na Obr. 17, ďalšími sú napríklad RecurDyn, MBDyn a rôzne ďalšie.



Obr. 17 Multibody model vozidla v softvéri MSC Adams [24]

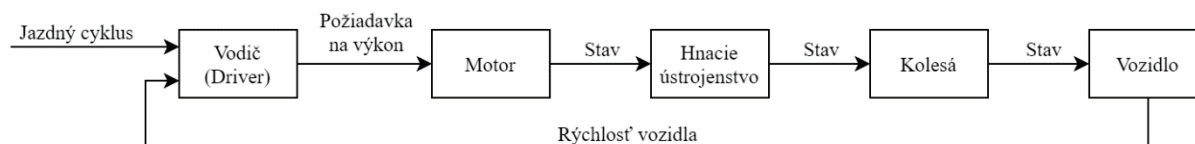
4.2 REŽIMY ANALÝZY SIMULÁCIE VOZIDLA

Jednotlivé režimy analýz sa dajú roztriediť na základe riadiacich a riadených veličín. V simulačnom softvéri GT-SUITE je možné využiť štyri preddefinované simulačné režimy, ktoré sú popísané v nasledujúcich podkapitolách.

4.2.1 REŽIM DYNAMICKEJ ANALÝZY

V tomto režime otáčky hnacieho ústrojenstva a rýchlosť vozidla reagujú na výkon dodávaný zo zdrojov, ako sú spaľovací motor alebo elektromotor. Dodávaný výkon je možné zadefinovať časovým priebehom alebo môže byť regulovaný preddefinovaným kontrolným objektom zvaným vodič („driver“). Odozva (napríklad rýchlosť a zrýchlenie) závisí na dodávke výkonu, parametroch hnacieho ústrojenstva a vozidla a nie je možné ju predpísať. Napriek tomu môže byť rýchlostný profil jazdného cyklu sledovaný pomocou regulácie výkonu vodičom na základe odchýlky okamžitej a cieľovej rýchlosti vozidla. Tento typ simulácie najvernejšie popisuje skutočné správanie vozidla a hnacieho ústrojenstva, ktoré odpovedá kombinovaným riadiacim vstupom od vodiča a ovládacích systémov motora a pohonnej jednotky [25].

Vo väčšine prípadov je dynamické riešenie preferované pre jeho fyzikálnejší prístup. Navyiac je dynamický mód nevyhnutný napríklad pre vývoj kontrolných systémov. Toto platí najmä v prípade hybridných elektrických vozidiel (HEV), kde je výkon dodávaný rôznymi zdrojmi. V prípade HEV je praktickejšie vypočítať požadovaný výkon („power demand“) pre dodržanie rýchlostného profilu, kvôli rozličným a často komplexným konfiguráciám HEV [25]. Schéma režimu dynamickej analýzy je na Obr. 18.



Obr. 18 Schéma dynamickej simulácie vozidla so sledovaním jazdného cyklu

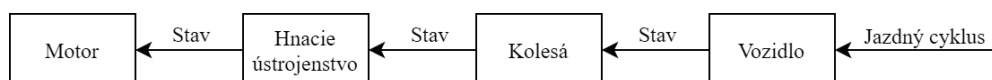
4.2.2 REŽIM KINEMATICKEJ ANALÝZY

Pre simulácie spotreby paliva a produkcie emisií v jazdnom cykle je niekedy vhodnejšie priamo predpísať stav (typicky rýchlosť/otáčky) niektorého z uzlov hnacieho ústrojenstva. Pre dodržanie energetickej bilancie po celý čas simulácie je nutné, aby bol krútiaci moment, respektíve sila v poslednom uzle výkonového reťazca dopočítaná simuláciou. Takýto typ simulácie sa nazýva kinematická analýza. Typickým príkladom takejto analýzy je stav, kedy je známy rýchlostný profil (jazdný cyklus) použitý ako vstup a stav motora je dopočítaný ako výstup s nasledujúcim dopočtom spotreby paliva alebo produkcie emisií. Ďalším typom je výpočet hnacej sily dostupnej pre zrýchlenie vozidla („net tractive effort“) na základe známych otáčok a zaťaženia motora [25].

SPÄTNÁ („BACKWARD-FACING“) KINEMATICKÁ ANALÝZA

V tomto režime je predpísaným vstupom rýchlosť vozidla. Všetky jazdné odpory definované ako funkcia rýchlosti alebo zrýchlenia sú získané z rýchlostného profilu. Tieto hodnoty sú následne použité na výpočet celkovej hnacej sily potrebnej pre pohon vozidla v predpísanej rýchlosti. Rýchlosť vozidla a celková hnacia sila sú následne použité pre výpočet kinematických a dynamických vzťahov vo zvyšku hnacieho ústrojenstva, z ktorých je možné získať stav (otáčky a uhlové zrýchlenie) a potrebný krútiaci moment vo všetkých uzloch hnacieho ústrojenstva vrátane motora. Dopočítané otáčky a krútiaci moment motora udávajú jeho pracovný bod v každom okamihu jazdného cyklu [25].

Pracovné body je následne možné využiť na výpočet hodnôt ako sú spotreba paliva, emisie, teplo odvedené do chladiča a podobne. Tento výpočet sa uskutočňuje na základe úplných charakteristík, v ktorých je pre dané otáčky a zaťaženie motora predpísaná hodnota spotreby paliva, emisií atď. [25]. Na Obr. 19 je schéma spätnej kinematickej analýzy vozidla.

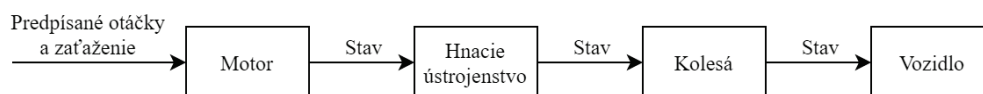


Obr. 19 Schéma spätnej kinematickej analýzy vozidla

DOPREDNÁ („FORWARD-FACING“) KINEMATICKÁ ANALÝZA

Tento režim je analogický ku spätnej kinematickej analýze s tým rozdielom, že v tomto prípade sú motoru predpísané záťaž a otáčky. Na základe otáčok a krútiaceho momentu motora sú následne vypočítané kinematické a dynamické vzťahy vo zvyšku hnacieho ústrojenstva, z ktorých je možné následne získať stavy (rýchlosti a zrýchlenia) vrátane hnacej sily vozidla

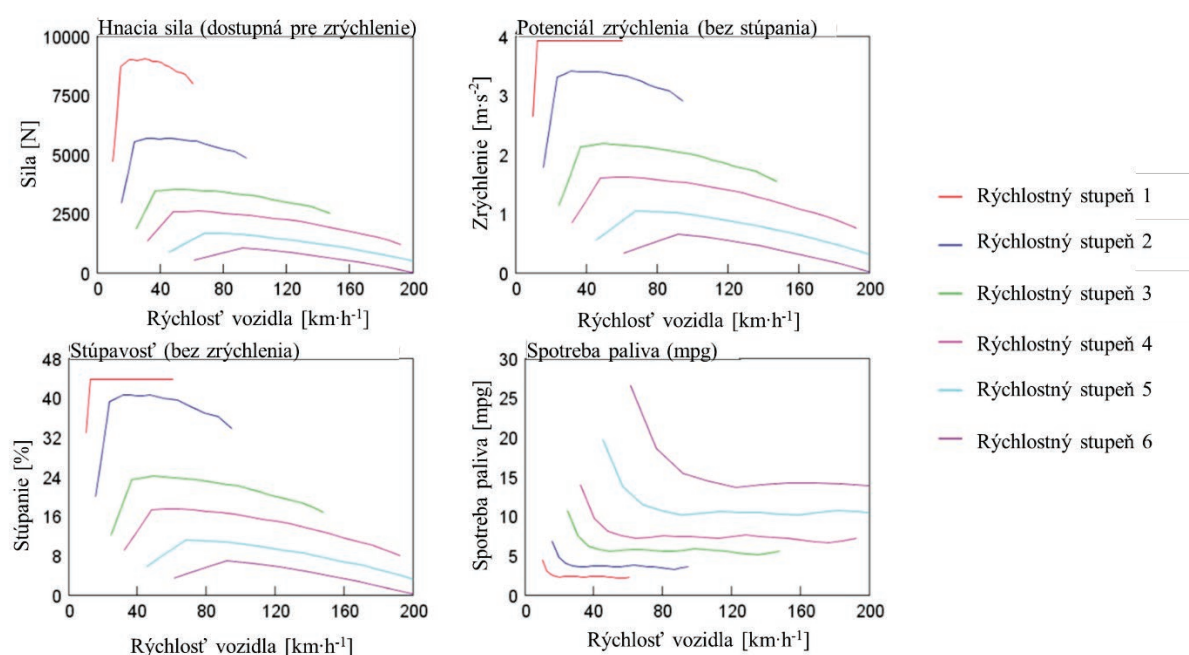
alebo rýchlosti a zrýchlenia vozidla [25]. Na Obr. 20 je schéma doprednej kinematickej analýzy.



Obr. 20 Schéma doprednej kinematickej analýzy vozidla

STATICKÁ ANALÝZA

Statická analýza je derivátom doprednej kinematickej analýzy. Pri tomto druhu simulácie je počítaná hnacia sila na kolesách pri predpísaní otáčok a zaťaženia motora. Výstupom sú grafy a tabuľky hnacej sily dostupnej pre zrýchlenie („net tractive force“) a rôznych využití tejto sily (napr. na zrýchlenie na rovnom povrchu, na stúpanie pri konštantnej rýchlosti atď.). Tieto grafy sú generované krokovým prechodom celého otáčkového rozsahu motora, opakovaním doprednej kinematickej analýzy (pre ustálený stav) v každom kroku a vynášaním dostupnej hnacej sily, zrýchlenia alebo stúpavosti v závislosti na rýchlosti. Maximálne hodnoty kriviek sú väčšinou užitočné a typicky tabelované. Prevodový pomer je väčšinou použitý ako parameter v statickej analýze a tabuľky obsahujú skupiny kriviek reprezentujúce každý prevodový stupeň viacstupňovej prevodovky alebo rozsah prevodových pomerov CVT prevodovky. Najbežnejšie výstupy zo statickej analýzy sú graficky znázornené na Obr. 21 [25].



Obr. 21 Grafy získané statickou simuláciou vozidla [25]

Statická analýza je užitočná najmä v počiatočných štúdiách kombinácií vozidla, prevodovky a motora. Taktiež môže byť využitá na posúdenie efektov zmeny motora alebo prevodovky vozidla na základné dynamické vlastnosti.

5 METÓDY RIADENIA HYBRIDNÝCH POHONOV

Efektivita hybridného pohonu je silne závislá na spôsobe jeho riadenia. Práve v oblasti kombinovania jednotlivých zdrojov energie komplexného hybridného pohonu je najväčší priestor na zvyšovanie účinnosti a s tým spojené znižovanie emisií takto poháňaného vozidla.

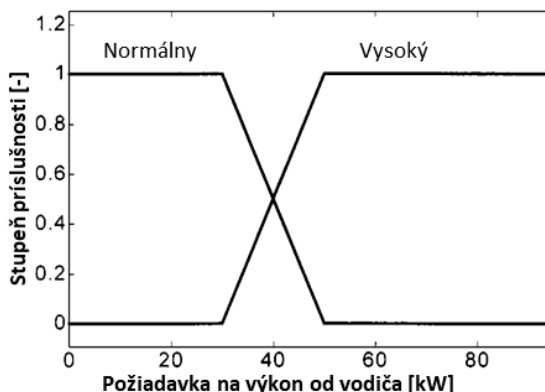
Procesy viacnásobnej premeny energie so širokým spektrom účinností, ktoré sú radené v niekoľkonásobných účinnostných reťazcoch majú enormný vplyv na výslednú účinnosť celého pohonu. Okrem toho je táto účinnosť výrazne ovplyvnená schopnosťou pohonu prispôbiť sa danému jazdnému profilu, ktorý pozostáva z výškového profilu trasy a rýchlostného profilu ovplyvneného dynamickosťou jazdy vodiča. Navyiac je elektrická časť pohonného ústrojenstva schopná reverzibilného toku energie. Jeho účinnosť závisí okrem iného aj od toho, či je batéria dobíjaná spaľovacím motorom alebo rekuperáciou kinetickej energie pri brzdení vozidla. Všetky tieto okolnosti poukazujú na to, že každá premena energie v hybridnom elektrickom vozidle má svoju „cenu“ a je nutné starostlivo zvážiť spôsoby ako sa s danou energiou vynaloží.

O spôsoboch nakladania so zdrojmi energie hybridného pohonu rozhoduje supervízor, ktorým je algoritmus riadenia hybridného pohonu. V dnešnej dobe je známych viacero prístupov k riadeniu hybridného pohonu, a vybrané z nich budú priblížené v nasledujúcich podkapitolách.

5.1 RIADIACA STRATÉGIA ZALOŽENÁ NA PRAVIDLÁCH („RULE-BASED“)

Tento spôsob riadenia je založený na princípe konečného automatu („Finite State Machine“). Na základe heuristických znalostí je vytvorená konečná množina riadiacich stavov, pričom sú pre každý stav zadefinované hodnoty riadiacich veličín. Riadiaci algoritmus vyberá vhodný stav na základe výrokovej logiky prechodových kritérií. Riadiace veličiny môžu byť napríklad požiadavka na krútiaci moment spaľovacieho motora respektíve elektromotora, polohy aktuátorov spojok, tlak v brzdovom okruhu atď.. Prechodové kritériá kontrolujú napríklad stav nabitia batérie („State of Charge“ - SOC), rýchlosť vozidla, požiadavku na výkon, respektíve krútiaci moment od vodiča a podobne [26; 27; 28].

Okrem klasickej výrokovej logiky je možné využiť aj tzv. „fuzzy“ logiku, kde výrok nemusí nadobúdať iba logické hodnoty 0 a 1, ale môže mať ľubovoľnú hodnotu z intervalu $<0;1>$. Vďaka tomu je možné posudzovať aj čiastočné splnenie prechodových kritérií, čo umožňuje plynulý prechod medzi jednotlivými stavmi. Vo výsledku sa teda celý systém nemusí nachádzať iba v jednom konkrétnom stave, ale môže byť vo viacerých stavoch, pričom každý stav má svoju mieru príslušnosti („membership value“) z intervalu $<0;1>$. Prechody medzi jednotlivými stavmi sú vďaka tomu hladšie a pomalšie, dokonca aj v prípade, ak regulátory, ktoré tieto stavy aktivujú, nie sú naladené na vyhladzovanie prechodov medzi stavmi. Nevýhodou je, že sa systém často nachádza vo viacerých stavoch, čo spôsobuje, že sú týmito stavmi aktivované viaceré regulátory naraz, a tým sa zvyšujú nároky na výpočtový čas. Na Obr. 22 je graficky znázornený stupeň príslušnosti stavu „fuzzy“ regulácie. V tomto prípade sa jedná o prechod medzi stavom normálneho výkonu a stavom vysokého výkonu. Nad hodnotou 50 kW sa systém nachádza iba v stave vysokého výkonu, a naopak pod hodnotou 30 kW sa nachádza iba v stave normálneho výkonu. Medzi týmito hodnotami sa systém nachádza v oboch stavoch v určitom pomere na základe stupňa príslušnosti [29; 30].



Obr. 22 Graf znázorňujúci stupeň príslušnosti stavu „fuzzy“ regulácie [29]

Pre znázornenie riadiacej stratégie založenej na pravidlách je vhodné využiť vývojového diagramu („flowchart“). V bunkách vývojového diagramu sú zadefinované jednotlivé kontrolné stavy a prechody sú znázornené šípkami, ktorým prislúchajú dané prechodové kritériá. Takýto vývojový diagram je na obrázkoch 1 až 5 v prílohe 1.

5.2 STRATÉGIA MINIMALIZÁCIE EKVIVALENTNEJ SPOTREBY („ECMS“)

Heuristický riadiaci algoritmus ako konečný automat je možné zefektívniť citlivostnými analýzami, no vždy bude postavený na riadiacich stavoch a prechodových podmienkach stanovených empiricky. Z toho vyplýva, že takýto spôsob riadenia nie je možné považovať za optimálny, a preto boli hľadané metódy optimalizácie riadenia hybridného pohonu.

Rozšírenou lokálne-optimalizačnou metódou je tzv. stratégia minimalizácie ekvivalentnej spotreby („Equivalent Consumption Minimization Strategy“ – ECMS). Táto metóda spočíva v minimalizácii funkcie nákladov („cost function“), ktorá vyjadruje ekvivalentnú spotrebu paliva celého hybridného pohonu [26].

Funkcia nákladov je v softvéri GT-SUITE definovaná vzťahom [31]:

$$\dot{m}_{eqv} = \dot{m}_f + \frac{s}{Q_{lhv}} \cdot P_{batt} \cdot p_{SOC}, \quad (16)$$

kde:

$\dot{m}_{eqv}$	[kg·s ⁻¹]	ekvivalentná časová spotreba paliva,
$\dot{m}_f$	[kg·s ⁻¹]	časová spotreba paliva spaľovacieho motora,
s	[-]	súčiniteľ ekvivalencie („equivalence factor“),
Q_{lhv}	[kJ·kg ⁻¹]	dolná výhrevnosť paliva,
P_{batt}	[W]	výkon batérie (kladný pri vybíjaní, záporný pri nabíjaní),
p_{SOC}	[-]	penalizačná funkcia („penalty function“).

Funkcia nákladov udáva celkovú spotrebu energie hybridného pohonu vyjadrenú v ekvivalentnom množstve paliva. Je teda súčtom okamžitej časovej spotreby paliva z nádrže a okamžitej spotreby elektrickej energie z batérie, prevedenej na energeticky ekvivalentné množstvo paliva. Prevod elektrickej energie na ekvivalentné množstvo paliva je realizovaný podielom okamžitého výkonu batérie dolnou výhrevnosťou paliva. Tento podiel je doplnený

o korekčné faktory, ktorými sú súčiniteľ ekvivalencie a penalizačná funkcia. Súčiniteľ ekvivalencie slúži na zohľadnenie rozdielov medzi „cenou“ elektrickej energie čerpanej z batérií a „cenou“ paliva z palivovej nádrže. Pod touto „cenou“ si je možné predstaviť napríklad rozdielnu účinnosť premeny energie paliva na mechanickú prácu v spaľovacom motore a účinnosť premeny elektrickej energie batérie na mechanickú prácu v elektromotore. Taktiež je možné do súčiniteľa ekvivalencie premietnuť vplyv cyklov nabíjania a vybíjania na životnosť batérie, rozdiel jednotkovej ceny paliva a jednotkovej ceny elektrickej energie, vplyv využitia energie z paliva a elektrickej energie na tzv. uhlíkovú stopu³ atď.. Súčiniteľ ekvivalencie teda slúži na naladenie riadiacej stratégie ECMS podľa požiadaviek na výpočet [31].

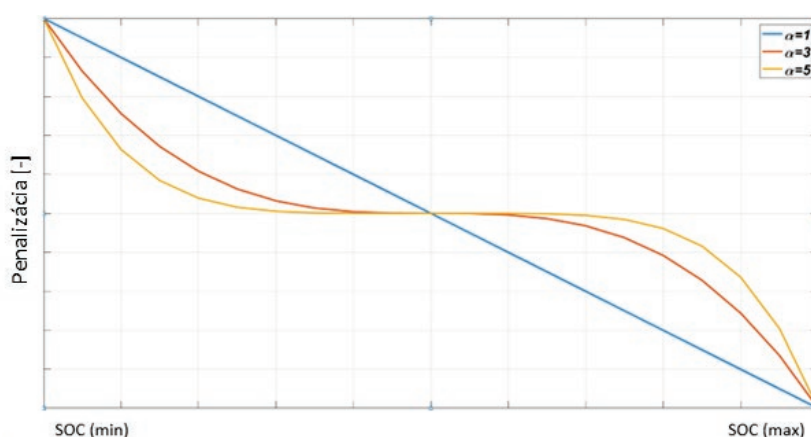
Ďalším korekčným faktorom v rovnici 16 je penalizačná funkcia, ktorá je daná rovnicou [31]:

$$p_{soc} = 1 - \left(\frac{SOC - SOC_0}{(SOC_{max} - SOC_{min})/2} \right)^\alpha, \quad (17)$$

kde:

SOC	[-]	okamžitý stav nabitia batérie,
SOC_0	[-]	požadovaný stav nabitia batérie,
SOC_{max}	[-]	maximálny dovolený stav nabitia batérie,
SOC_{min}	[-]	minimálny dovolený stav nabitia batérie,
α	[-]	exponent penalizačnej funkcie.

Penalizačná funkcia slúži na riadenie stavu nabitia batérie počas výpočtu na základe zadefinovaných hodnôt maximálneho, minimálneho a požadovaného stavu nabitia batérie a exponentu penalizačnej funkcie. V závislosti na rozdieli medzi okamžitou a požadovanou hodnotou nabitia batérie upravuje hodnotu ekvivalentnej spotreby paliva, čím v konečnom dôsledku riadi spôsob využitia jednotlivých zdrojov energie tak, aby stav nabitia batérie neprekročil okrajové hodnoty, a čo najviac sa približoval cieľovej hodnote. Exponent penalizačnej funkcie slúži na nastavenie agresivity tohto jednoduchého regulačného mechanizmu. Na Obr. 23 je zobrazená závislosť hodnoty penalizačnej funkcie na stave nabitia batérie pre rôzne hodnoty exponentu [31].



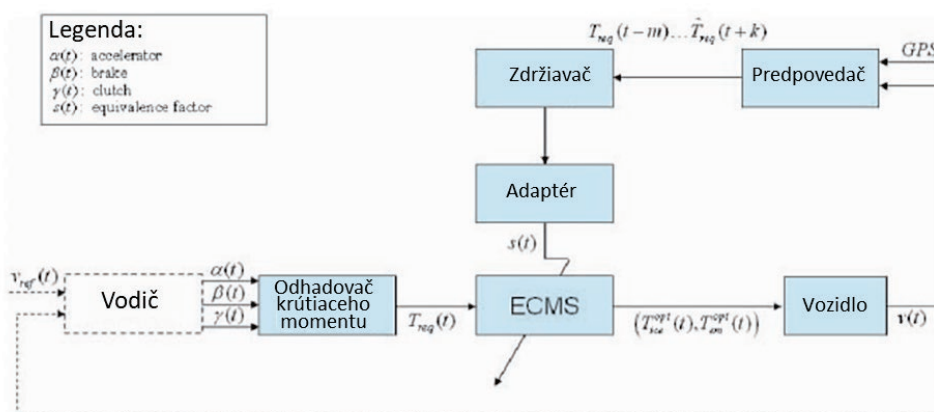
Obr. 23 Závislosť hodnoty penalizačnej funkcie na SOC pre rôzne hodnoty exponentu [31]

³ Uhlíková stopa – vyjadruje množstvo emisií skleníkových plynov (CO₂, metán, NO_x...) spojených s všetkou činnosťou človeka alebo inej entity (budovy, korporácie, krajiny...) [58].

Počas simulácie v GT-SUITE je v každom kroku na základe rovníc 16 a 17 spätnou kinematickou analýzou vypočítaná hodnota ekvivalentnej spotreby pre všetky kombinácie zadefinovaných nezávislých premenných, ktorými sú napríklad výkon elektromotora, výkon spaľovacieho motora, prevodový stupeň prevodovky a podobne. Následne je v každom kroku zo všetkých kombinácií hodnôt nezávislých premenných vybraná tá, pre ktorú bola vypočítaná najnižšia hodnota ekvivalentnej spotreby. Dodatočnými obmedzeniami je možné napríklad zadefinovať čas, po ktorý musí ostať zaradený jeden prevodový stupeň prevodovky, aby sa predišlo nefyzikálnemu správaniu simulácie. V poslednom kroku prebehne ešte raz spätná kinematická analýza celého cyklu, v ktorej priebeh nezávislých parametrov sleduje hodnoty stanovené lokálnou optimalizáciou [31].

Keďže v prípade ECMS prebieha optimalizácia riadenia iba v rámci konkrétneho časového kroku simulácie, jedná sa o lokálnu optimalizáciu. Tým, že tento optimalizačný algoritmus nezohľadňuje nadchádzajúci priebeh jazdného cyklu, sa môže batéria dostať do stavu, kedy nebude schopná prijímať energiu z rekuperácie kinetickej energie pri brzdení aj napriek tomu, že by to bolo z hľadiska profilu jazdného cyklu v danej situácii vhodné. Prípadne môže nastať opačná situácia, kedy sa vplyvom predchádzajúcich prevádzkových režimov batéria dostane do stavu, že nebude schopná poskytovať elektrickú energiu elektromotoru v čase, kedy by to umožnilo dosiahnutie nižšej ekvivalentnej spotreby paliva. Z tohto dôvodu sa zavádza minimálny a maximálny stav nabitia batérie, ktorý vytvára určitú rezervu pre prípad akútnej potreby rekuperovať alebo asistovať, no napriek tomu je prekročenie týchto hraníc prísne zaťažené penalizačnou funkciou.

Naviac vyššie spomínaný spôsob riadenia pomocou ECMS nie je vhodný pre riadenie skutočného vozidla v stochastických jazdných podmienkach, keďže súčiniteľ ekvivalencie je volený pre vopred známy jazdný cyklus. V prípade využitia ECMS pre riadenie skutočného vozidla je nutná jeho úprava na takzvanú adaptívnu stratégiu minimalizácie ekvivalentnej spotreby (A-ECMS). V prípade A-ECMS je súčiniteľ ekvivalencie neustále prispôbovaný aktuálnym jazdným podmienkam, na základe preddefinovaných máp, ktoré definujú súčiniteľ ekvivalencie v závislosti na danom stave nabitia batérie a danom type jazdných podmienok. Takéto mapy vznikajú na základe štatistického vyhodnocovania dostatočne veľkej databázy záznamov reálnych jazdných cyklov. Naviac je možné pre vhodnú voľbu súčiniteľa ekvivalencie využiť údaje z palubnej GPS, podľa ktorých je možné upraviť súčiniteľ v závislosti na nadchádzajúcom profile jazdy. Na Obr. 24 je možné vidieť práve blokovú schému A-ECMS s korekciou na základe údajov z palubnej GPS [32; 33; 34].



Obr. 24 Bloková schéma A-ECMS s GPS korekciou [32]

5.3 METÓDA DYNAMICKÉHO PROGRAMOVANIA („DYNAMIC PROGRAMMING“)

Metóda dynamického programovania (DP) je založená na Bellmanovom princípe optimality, ktorý hovorí, že dej skladajúci sa zo sekvencie po sebe nasledujúcich rozhodnutí môže byť optimálny aj napriek tomu, že jednotlivé rozhodnutia samostatne nemusia byť vždy optimálne. Zároveň hovorí, že akýkoľvek dej, ktorý je možné rozdeliť na úseky vymedzené konečným počtom čiastkových stavov, je optimálny iba vtedy, pokiaľ každá podmnožina po sebe nasledujúcich úsekov končiaca finálnym stavom je optimálna. Jedná sa teda o metódu globálnej optimalizácie, pri ktorej je nutná znalosť celého priebehu nadchádzajúcich udalostí. V prípade DP sa jedná o vopred známy jazdný cyklus [35].

Cieľom metódy dynamického programovania je teda nájsť optimálny reťazec riadiacich veličín, ktorý zabezpečí minimálne náklady (najčastejšie spotreba paliva) za celý jazdný cyklus. Rovnako ako v prípade ECMS aj tu je optimalizácia založená na minimalizácii funkcie nákladov. Na rozdiel od ECMS, kde bola funkcia nákladov minimalizovaná v každom kroku výpočtu, v prípade DP je funkcia nákladov minimalizovaná v rámci celého jazdného cyklu. Minimalizácia je založená na spätnom pohľade v čase, pretože v aktuálnom kroku je hľadaná optimálna séria riadiacich veličín za všetky predchádzajúce kroky [36; 37].

Funkcia nákladov časovo diskretizovaného systému na N krokov je v programe GT-SUITE definovaná ako [31]:

$$J_{\pi}(x_0) = g_N(x_N) + T_N(x_N) + \sum_{k=0}^{N-1} L_k(x_k, u_k(x_k)) + p_k(x_k), \quad (18)$$

kde:

J_{π}	[-]	nákladová funkcia pre danú riadiacu sekvenciu π ,
x_0	[-]	počiatočný stav systému,
g_N	[-]	náklady posledného kroku,
x_N	[-]	finálny stav systému v poslednom kroku,
T_N	[-]	penalizačná funkcia čiastočne vynúteného finálneho stavu,
k	[-]	poradie kroku časovo diskretizovanej simulácie,
N	[-]	konečný počet krokov časovo diskretizovanej simulácie,
L_k	[-]	funkcia nákladov spojených s aplikovaním riadenia,
x_k	[-]	stav systému v kroku k ,
u_k	[-]	riadiaca veličina aplikovaná v kroku k ,
p_k	[-]	penalizačná funkcia čiastočne vynúteného stavu v kroku k .

Funkcia J_{π} v rovnici 18 vyjadruje finálne náklady vozidla na absolvovanie jazdného cyklu s danou riadiacou sekvenciou π z množiny všetkých prípustných riadiacich sekvencií Π . Riadiaca sekvencia je sledom jednotlivých riadiacich premenných u_k aplikovaných v každom kroku simulácie. Riadiacou veličinou sa rozumie súbor zmien aplikovaných na riadiaci stav v danom kroku simulácie na základe požiadaviek vyplývajúcich z jazdného cyklu (napríklad krútiace momenty motorov, prevodový stupeň prevodovky...). Z hľadiska numerického výpočtu je nutné, aby bol rozsah riadiacich veličín diskretizovaný na konečný počet hodnôt z dôvodu, aby bolo možné stanoviť konečný počet kombinácií riadenia. Stav systému x_k je súborom stavových veličín riadiaceho algoritmu. V prípade metódy dynamického programovania v programe GT-SUITE je stav systému obmedzený výhradne na stav nabitia batérie (SOC). Náklady posledného kroku simulácie g_N v rovnici 18 vychádzajú zo stavu

systému v poslednom kroku simulácie x_N na konci jazdného cyklu, kedy už stav nie je ďalej upravovaný aplikáciou riadiacej premennej. Penalizačná funkcia finálneho stavu T_N vyjadruje penalizáciu za odchýlku aktuálneho stavu systému od definovanej cieľovej hodnoty, okolo ktorej sa má pohybovať [31; 36; 37; 38].

V programe GT-SUITE je penalizačná funkcia finálneho stavu z rovnice 18 definovaná ako [31]:

$$T_N = \gamma \cdot (SOC - SOC_0)^\beta, \quad (19)$$

kde:

γ	[-]	váhový faktor penalizačnej funkcie finálneho stavu,
β	[-]	exponent penalizačnej funkcie finálneho stavu.

Koeficient γ v rovnici 19 vyjadruje váhu penalizácie za nedodržanie cieľového stavu systému. Exponent β určuje agresivitu, s akou je prihliadané na odchýlku od cieľového stavu systému. Člen SOC vyjadruje určitú hodnotu stavu systému z konečnej množiny diskretných hodnôt, v ktorom sa systém nachádza na konci simulácie. Množina týchto diskretných hodnôt je stanovená na základe požadovanej jemnosti diskretizácie medzi zadanou maximálnou a minimálnou hodnotou stavu systému [31].

Člen L_k v rovnici 18 vyjadruje náklady v danom kroku k spojené s aplikovaním riadiacich premenných. Tieto náklady závisia na aktuálnom stave systému a na ňom závislej riadiacej premennej. Okrem toho obsahuje suma nákladov za jednotlivé kroky simulácie člen p_k , ktorý vyjadruje penalizáciu za odchýlku stavu od cieľovej hodnoty v danom kroku simulácie. V programe GT-SUITE je táto penalizačná funkcia definovaná ako [31]:

$$p_k = \lambda \cdot \left(\frac{SOC - SOC_0}{(SOC_{max} - SOC_{min})/2} \right)^\alpha, \quad (20)$$

kde:

λ	[-]	váhový faktor penalizačnej funkcie.
-----------	-----	-------------------------------------

Penalizačná funkcia rovnako ako v prípade ECMS aj v tomto prípade zabezpečuje čiastočné vynútenie zadefinovanej cieľovej hodnoty stavu počas výpočtu. Na základe odchýlky medzi aktuálnou a cieľovou hodnotou upravuje hodnotu penalizácie, vďaka čomu je stav systému udržiavaný v okolí cieľovej hodnoty. Exponent α určuje agresivitu s akou je požadovaná cieľová hodnota stavu systému vynucovaná v priebehu výpočtu [31].

Optimálna riadiaca sekvencia π^* z množiny všetkých riadiacich sekvencií Π je následne určená na základe minimálnej hodnoty nákladovej funkcie za celý jazdný cyklus. Táto minimalizácia je daná vzťahom [31; 38]:

$$J_{\pi^*}(x_0) = \min_{\pi \in \Pi} J_{\pi}(x_0), \quad (21)$$

kde:

J_{π^*}	[-]	nákladová funkcia pre optimálnu riadiacu sekvenciu π^* ,
π	[-]	riadiaca sekvencia
Π	[-]	množina všetkých možných riadiacich sekvencií.

Optimálna riadiaca sekvencia π^* získaná spätnou optimalizáciou v čase je následne využitá v simulácii, ktorá postupuje v čase dopredu. Na základe tejto simulácie s optimálnou riadiacou sekvenciou sú získané priebehy stavov systému pre všetky skúmané veličiny [31].

Metóda dynamického programovania je závislá na vopred známom jazdnom cykle, čo znižuje jej využiteľnosť v reálnej premávke so stochastickými podmienkami. Existuje možnosť využiť naplánovanú trasu na základe palubnej GPS, z ktorej je možné na základe údajov o profile trasy a o aktuálnej premávke odhadnúť priebeh jazdného cyklu. Na základe takto vygenerovaného jazdného cyklu je možné určiť optimálnu riadiacu stratégiu, ktorá by viedla na minimalizáciu spotreby na naplánovanej trase. Napriek tomu by nebolo možné takto získanú riadiacu stratégiu použiť priamo pre riadenie vozidla, ale bolo by treba využiť formu A-ECMS s korekciou na základe stratégie získanej z dynamického programovania [39].

6 VYTVORENIE SIMULAČNÝCH MODELOV VOZIDLA V SOFTVÉRI GT-SUITE

Pre postihnutie čo najväčšej diverzity hybridných pohonov boli pre porovnanie vybrané tri architektúry hybridného pohonu, a to: sériové hybridné vozidlo, paralelné hybridné vozidlo v konfigurácii P0 a paralelné hybridné vozidlo v konfigurácii P2. Porovnanie bolo navyše doplnené o referenčné nehybridné vozidlo, ktoré disponovalo mikro-hybridnými režimami bez možnosti rekuperácie kinetickej energie vozidla.

Výpočtové modely pre simuláciu vozidiel boli vytvorené v softvéri GT-SUITE (GT-SUITE™ v2020, Gamma Technologies, LLC., Westmont, IL). Boli zložené z objektov predstavujúcich komponenty vozidla a komponenty riadenia. Objekty boli vytvorené za pomoci preddefinovaných šablón v softvéri GT-SUITE. Jednotlivé komponenty vozidla a hnacieho ústrojenstva boli modelované na úrovni vhodnej pre porovnanie jednotlivých koncepcií pohonu, a to na úrovni charakteristík. Spaľovacie motory boli modelované za pomoci úplných charakteristík a elektromotory účinnosťnými mapami. Batérie boli modelované pomocou nabíjajúcich a vybíjajúcich charakteristík článkov. Ostatné komponenty boli modelované za pomoci jednorozmerných vstupných údajov (momenty zotrvačnosti, súčinitele trenia...).

Modelované architektúry sa líšia usporiadaním jednotlivých komponentov v hnacom ústrojenstve, ale aj tým, že boli niektoré komponenty v určitých koncepciách úplne vynechané. Pre lepšiu prehľadnosť rozdielov v jednotlivých koncepciách je prítomnosť daných komponentov znázornená v Tab. 1.

Tab. 1 Rozdiely v komponentoch jednotlivých koncepcií (● – obsahuje, ○ – neobsahuje)

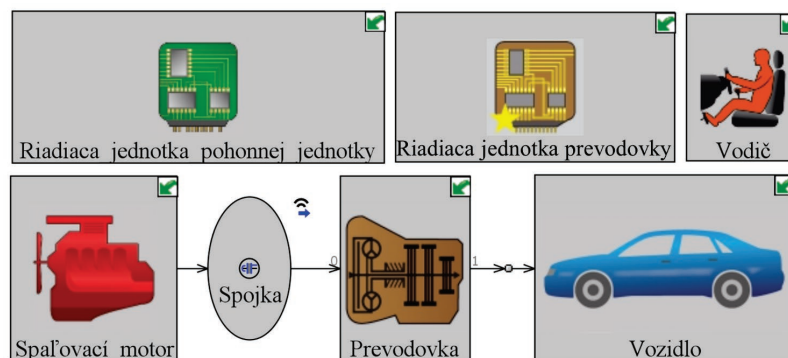
	Nehybridné referenčné vozidlo	P0 hybridné vozidlo	P2 hybridné vozidlo	Sériové hybridné vozidlo
Spaľovací motor	●	●	●	●
Spojka	●	●	●(2x)	○
Prevodovka	●	●	●	○
Trakčná batéria	○	●	●	●
Remeňom hnaný štartér-generátor	○	●	○	○
Motor-generátor	○	○	●	●
Generátor	○	○	○	●

Každá z architektúr pohonného ústrojenstva bola implementovaná do troch vozidiel rôznych veľkostných a váhových kategórií pre posúdenie vplyvu hmotnostných a aerodynamických parametrov vozidla na výslednú efektívnosť pohonu. Prvou kategóriou je malý hatchback B segmentu (VW Polo, ŠKODA Fabia, Toyota Yaris, ...), ďalším modelovaným vozidlom je kompromis medzi sedanom vyššej strednej triedy a exekutívnym sedanom D-E segmentu (VW Passat-Arteon, Mercedes C-E, Audi A4-A6, BMW 3-5, ...) a poslednou modelovanou kategóriou je veľké SUV (VW Touareg, Mercedes GLE, Audi Q7, BMW X5, ...). Pre zjednodušenie je kompromis medzi D a E segmentom ďalej označovaný iba ako vozidlo vyššej strednej triedy D segment.

V Tab. 2 sú vypísané základné parametre výkonov a hmotností modelovaných nehybridných vozidiel. Na Obr. 25 je model nehybridného vozidla v prostredí GT-SUITE.

Tab. 2 Základné parametre výkonov a hmotností nehybridných vozidiel

		Malé vozidlo	Vozidlo vyššej strednej triedy	Veľké SUV
Výkon spaľovacieho motora	[kW]	80	160	250
Systémový výkon	[kW]	80	160	250
Prevádzková hmotnosť vozidla	[kg]	1100	1550	2200
Výkon na tonu	[kW·t ⁻¹]	72,7	103,2	113,6

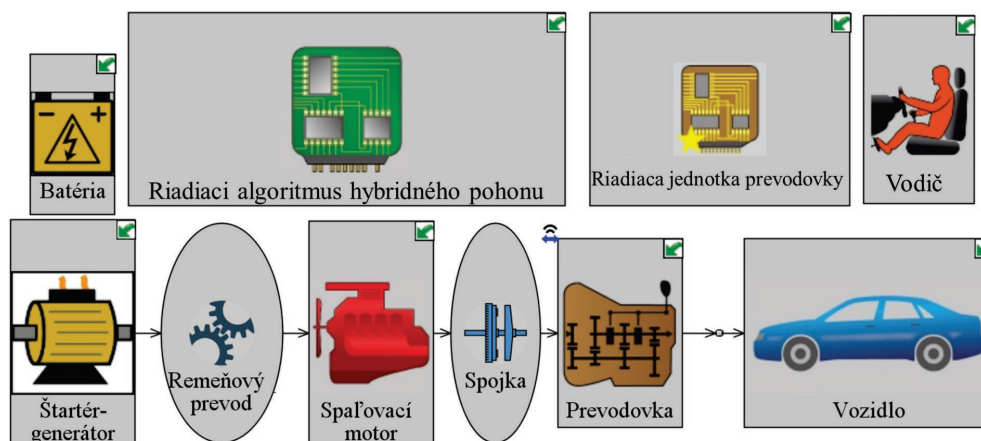


Obr. 25 Model nehybridného vozidla v prostredí GT-SUITE

V Tab. 3 sú základné parametre výkonov a hmotností P0 hybridných vozidiel. Na Obr. 26 je model P0 hybridného vozidla v prostredí GT-SUITE.

Tab. 3 Základné parametre výkonov a hmotností P0 hybridných vozidiel

		Malé vozidlo	Vozidlo vyššej strednej triedy	Veľké SUV
Výkon spaľovacieho motora	[kW]	80	160	250
Výkon štartér-generátora	[kW]	10	20	30
Systémový výkon	[kW]	90	180	280
Prevádzková hmotnosť vozidla	[kg]	1107	1562	2215
Výkon na tonu	[kW·t ⁻¹]	81,3	115,2	126,4

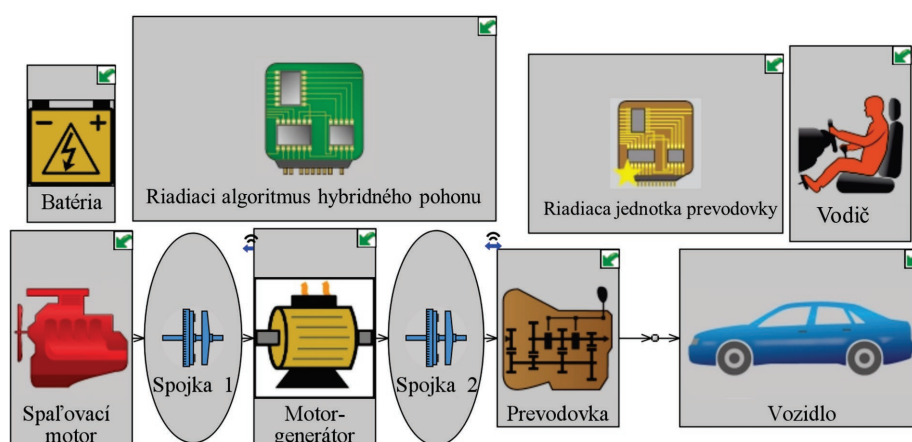


Obr. 26 Model P0 hybridného vozidla v prostredí GT-SUITE

V Tab. 4 sú základné parametre výkonov a hmotností P2 hybridných vozidiel. Systémový výkon je v tomto prípade až 1,5 krát väčší v porovnaní s výkonom samotného spaľovacieho motora. Na Obr. 27 je model P2 hybridného vozidla v prostredí GT-SUITE.

Tab. 4 Základné parametre výkonov a hmotností P2 hybridných vozidiel

		Malé vozidlo	Vozidlo vyššej strednej triedy	Veľké SUV
Výkon spaľovacieho motora	[kW]	80	160	250
Výkon motor-generátora	[kW]	40	80	125
Systémový výkon	[kW]	120	240	375
Prevádzková hmotnosť vozidla	[kg]	1305	1820	2525
Výkon na tonu	[kW·t ⁻¹]	92,0	131,9	148,5

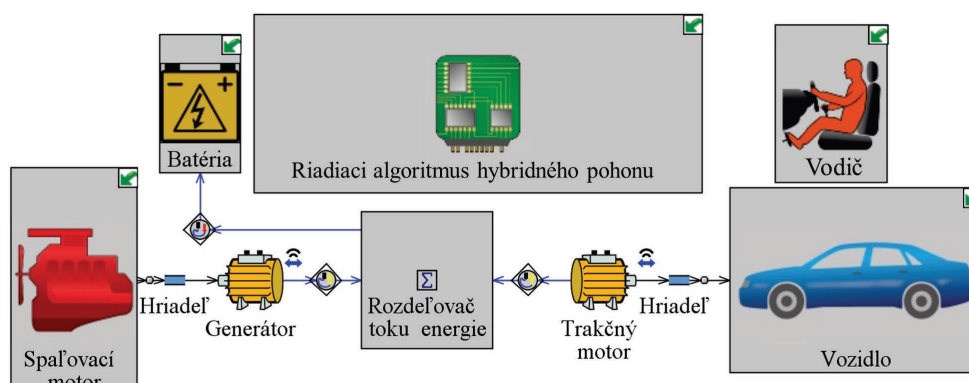


Obr. 27 Model P2 hybridného vozidla v prostredí GT-SUITE

V Tab. 5 sú základné parametre výkonov a hmotností sériových hybridných vozidiel. Systémový výkon v tomto prípade odpovedá výkonu trakčného motora, pretože vozidlo je poháňané výlučne týmto motorom. Na Obr. 28 je model sériového hybridného vozidla v prostredí GT-SUITE.

Tab. 5 Základné parametre výkonov a hmotností sériových hybridných vozidiel

		Malé vozidlo	Vozidlo vyššej strednej triedy	Veľké SUV
Výkon spaľovacieho motora	[kW]	80	160	250
Výkon generátora	[kW]	85	170	265
Výkon trakčného motora	[kW]	120	240	375
Systémový výkon	[kW]	120	240	375
Prevádzková hmotnosť vozidla	[kg]	1320	1818	2616
Výkon na tonu	[kW·t ⁻¹]	90,9	132,0	143,3



Obr. 28 Model sériového hybridného vozidla v prostredí GT-SUITE

6.1 SPALOVACÍ MOTOR

Modely spaľovacích motorov použitých pri modelovaní vozidiel v tejto práci boli dodané vedúcim práce, pričom všetky motory boli preplňované turbodúchadlom. Motory boli naladené vedúcim práce na tri výkonové úrovne vhodné pre jednotlivé veľkostné kategórie vozidiel. Kategórie malých vozidiel a vozidiel vyššej strednej triedy boli vybavené každá dvomi motormi s rovnakým zdvihovým objemom a menovitým výkonom, ale s rozdielnym pracovným cyklom a spôsobom regulácie turbíny turbodúchadla. Jeden motor pracoval v Ottovom cykle s turbodúchadlom regulovaným za pomoci obtokového regulačného ventilu (wastegate, WG), zatiaľ čo druhý motor pracoval s Millerovým cyklom a turbodúchadlom regulovaným za pomoci variabilnej geometrie rozvádzacích lopatiek (VNT). Kategória veľkých vozidiel bola vybavená iba jedným motorom s vysokou výkonomou hustotou, Millerovým pracovným cyklom a reguláciou variabilnou geometriou rozvádzacích lopatiek. Prehľad základných parametrov použitých motorov je v Tab. 6.

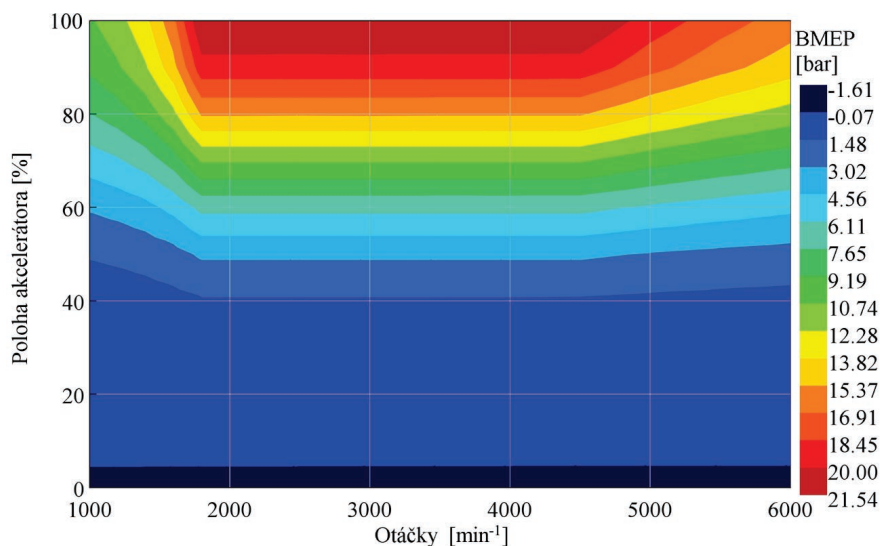
Rovnaký spaľovací motor bol použitý pre každú z modelovaných architektur. Týmto spôsobom bolo možné porovnať mieru zvýšenia efektivity (zníženia spotreby paliva a produkcie emisií CO₂) pohonnej jednotky pri spolupráci daného spaľovacieho motora s elektromotorom v rôznych architekturách hybridného pohonu. Navyše, pri zachovaní rovnakého spaľovacieho motora poskytuje elektromotor určitý výkonový benefit, ktorý je možné chápať ako pridanú hodnotu kompenzujúcu vyššiu výrobnú cenu vozidla s daným stupňom hybridizácie.

Tab. 6 Parametre spaľovacích motorov

Kategória vozidla	Zdvihový objem	Pracovný cyklus	Regulácia turbíny	Menovitý výkon / pri otáčkach	Maximálny krútiaci moment / pri otáčkach
	[cm ³]	[-]	[-]	[kW] / [min ⁻¹]	[N·m] / [min ⁻¹]
Malé vozidlo	994	Miller	VNT	80 / 4500-6000	170 / 1450-4500
	994	Otto	wastegate	80 / 4500-6000	170 / 1450-4500
Vozidlo vyššej strednej triedy	1984	Miller	VNT	160 / 4500-6000	340 / 1800-4500
	1984	Otto	wastegate	160 / 4500-6000	340 / 1600-4500
Veľké SUV	1984	Miller	VNT	250 / 5500-6000	450 / 2000-5000

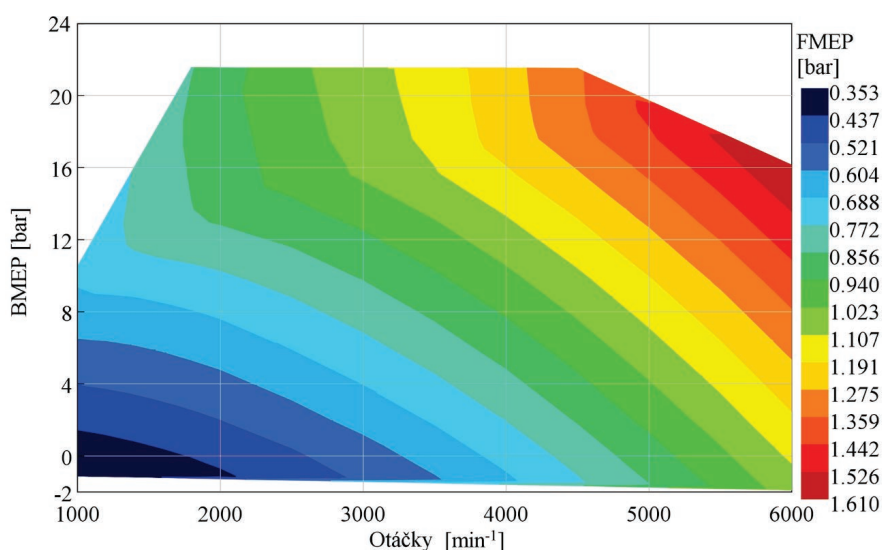
V modeloch vozidla bol model spaľovacieho motora vytvorený za pomoci šablóny „EngineMap - Advanced Map-Based Engine Model“. Spaľovací motor bol v tomto prípade definovaný zdvihovým objemom, momentom zotrvačnosti a tromi mapami. Mapy boli vygenerované z detailných 1D modelov spaľovacích motorov. V detailných modeloch motorov boli zároveň ladené požadované parametre a termodynamika motorov.

Prvou je mapa mechanického výstupu, čo je závislosť stredného efektívneho tlaku na brzde („BMEP“) na otáčkach motora a polohe akceleračtora. Na Obr. 29 je zobrazená táto mapa pre motor 2.0 l VNT Miller 160 kW.



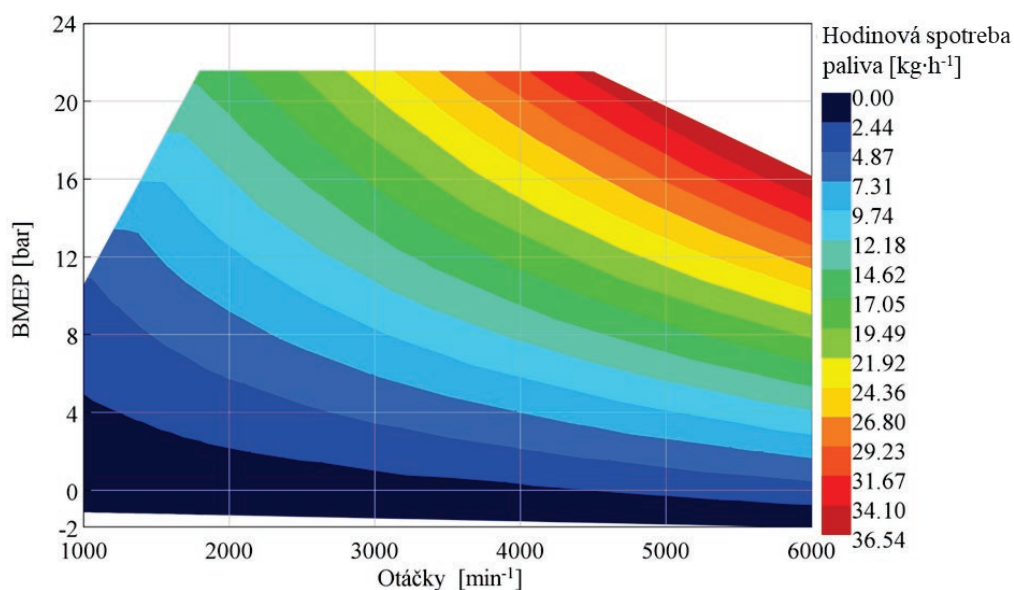
Obr. 29 Mapa mechanického výstupu pre spaľovací motor 2.0 l VNT Miller 160 kW („BMEP“ – stredný efektívny tlak na brzde)

Druhou mapou je mapa trenia motora, čo je závislosť trecieho stredného efektívneho tlaku („FMEP“) na otáčkach motora a strednom efektívnom tlaku na brzde. Na Obr. 30 je zobrazená táto mapa pre motor 2.0 l VNT Miller 160 kW.



Obr. 30 Mapa trecieho stredného efektívneho tlaku pre spaľovací motor 2.0 l VNT Miller 160 kW („FMEP“ – trecí stredný efektívny tlak)

Tretou mapou je mapa prietoku paliva, čo je závislosť prietoku paliva na otáčkach motora a strednom efektívnom tlaku na brzde. Na Obr. 31 je zobrazená táto mapa pre motor 2.0 l VNT Miller 160 kW.



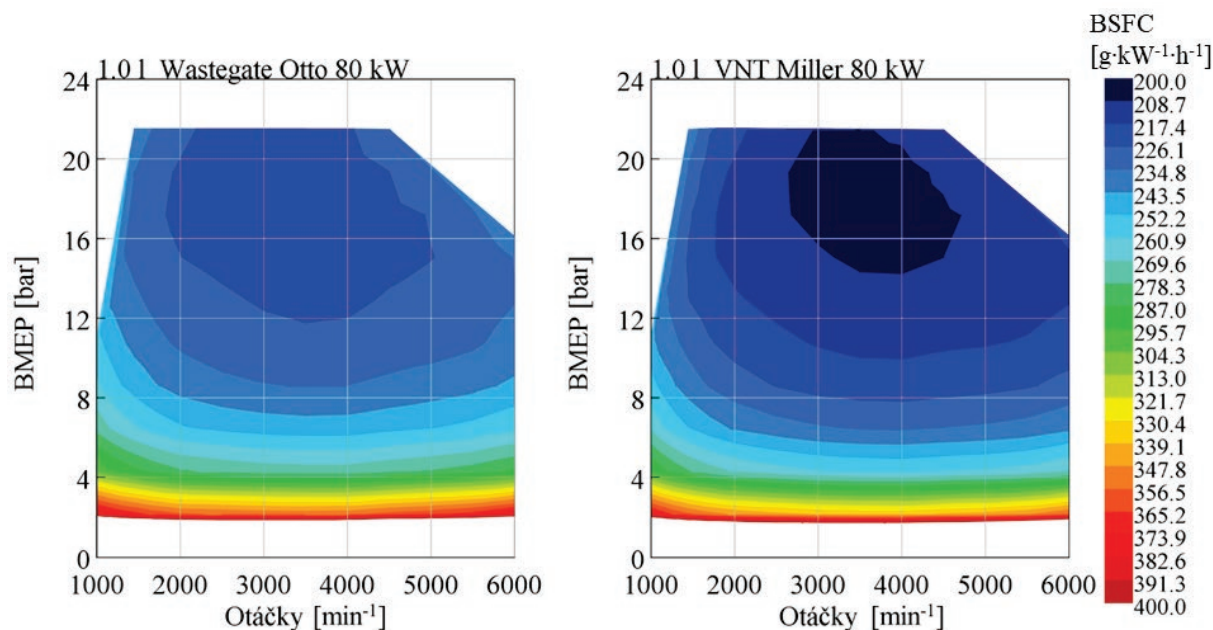
Obr. 31 Mapa prietoku paliva pre spaľovací motor 2.0 l VNT Miller 160 kW

Hodnota momentu zotrvačnosti bola odhadnutá, pričom pre motor so zdvihovým objemom 1.0 l bola $0,1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ a pre motor so zdvihovým objemom 2,0 l bola $0,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

V prípade nehybridného vozidla bol ku objektu spaľovacieho motora pripojený objekt, ktorý simuloval štartér pri štartoch motora, vytvorený pomocou šablóny „PowerRot - Applied Power“.

6.1.1 SPALOVACIE MOTORY PRE MALÉ VOZIDLO

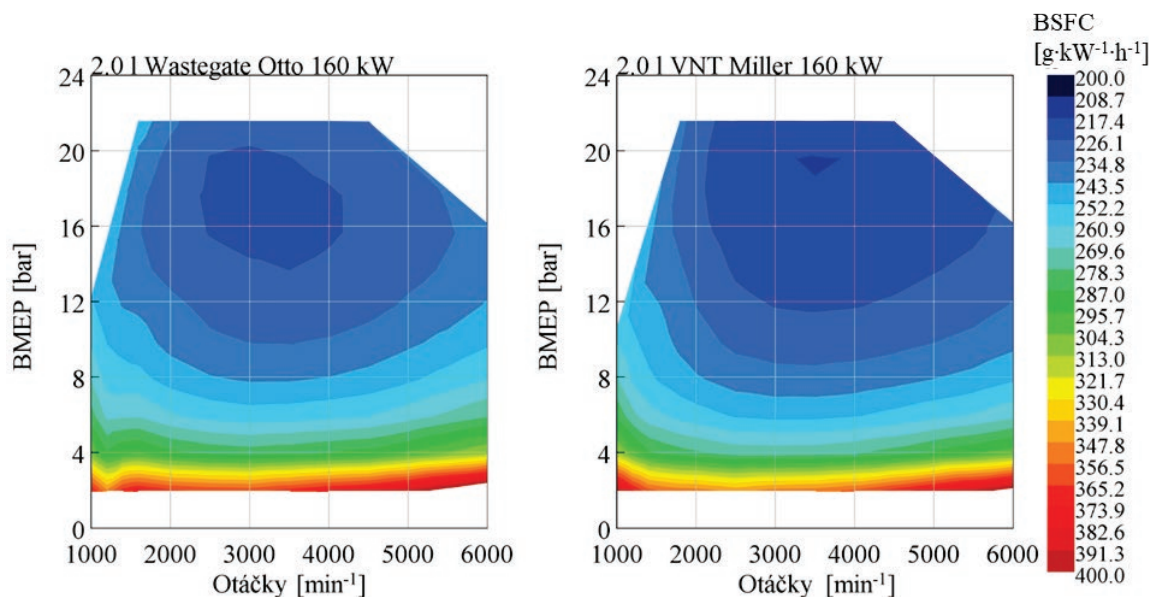
Pre malé vozidlo boli naladené dva motory s rovnakým zdvihovým objemom 994 cm^3 , pričom jeden pracoval s Ottovým cyklom a turbodúchadlom s wastegate reguláciou a druhý s Millerovým cyklom a VNT reguláciou. Porovnanie ich úplných charakteristík je na Obr. 32, kde „BSFC“ označuje mernú efektívnu spotrebu paliva („Brake Specific Fuel Consumption“). Z Obr. 32 je vidieť, že motor s Millerovým cyklom a turbodúchadlom s VNT je oveľa účinnejší takmer v každom mieste úplnej charakteristiky, čo udáva predpoklad pre nižšiu spotrebu vozidiel vybavených týmto motorom.



Obr. 32 Porovnanie úplných charakteristík motorov 1.0 l pre malé vozidlá („BSFC“ – merná efektívna spotreba paliva)

6.1.2 SPALOVACIE MOTORY PRE VOZIDLO VYŠŠEJ STREDNEJ TRIEDY

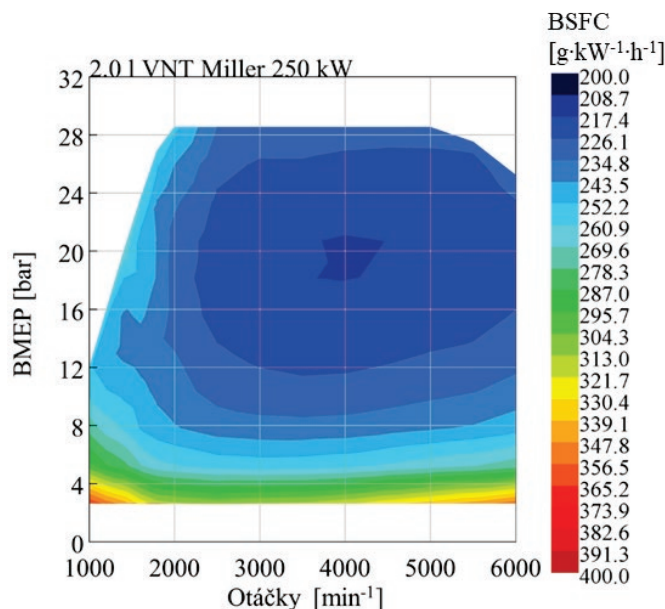
Rovnako ako v prípade malého vozidla aj pre vozidlo vyššej strednej triedy boli použité dva motory s rovnakým zdvihovým objemom, v tomto prípade 1984 cm³, rozdielnym pracovným cyklom a reguláciou turbodúchadla. Úplné charakteristiky týchto motorov sú zobrazené na Obr. 33. Aj v tomto prípade je motor s Millerovým cyklom a VNT turbodúchadlom oveľa účinnejší, najmä v oblastiach vysokého zaťaženia.



Obr. 33 Porovnanie úplných charakteristík motorov 2.0 l pre vozidlá vyššej strednej triedy („BSFC“ – merná efektívna spotreba paliva)

6.1.3 SPALOVACÍ MOTOR PRE VEĽKÉ SUV

Pre veľké SUV bol naladený iba jeden motor s dostatočným výkonom na to, aby bol schopný udržať dynamiku vozidla porovnateľnú s ostatnými kategóriami vozidiel. Tento motor pracuje s Millerovým cyklom a turbodúchadlom s VNT reguláciou. Turbodúchadlo pre vysoký stupeň preplňovania využíva sériový kompresor. Úplná charakteristika motora pre veľké SUV je na Obr. 34.



Obr. 34 Úplná charakteristika motora 2.0 l pre veľké SUV („BSFC“ – merná efektívna spotreba paliva)

6.2 SPOJKA

Komponent spojky bol modelovaný pomocou šablóny „Clutch“ a v tejto forme bol s výnimkou sériového hybridného vozidla aplikovaný vo všetkých modeloch vozidiel.

Spojenie a rozpojenie bolo ovládané hodnotou polohy aktuátora v percentách a kapacita spojky bola definovaná maximálnym statickým krútiacim momentom. Pre prepočet normálovej sily aktuátora na krútiaci moment bol zadefinovaný efektívny polomer spojky. Prepočet polohy aktuátora spojky na normálovú silu bol uskutočnený pomocou základnej prepočtovej tabuľky v objekte „Clutch“.

Tretí model spojky bol zadefinovaný ako jednoduchý Coulombov model trenia („FrictionCoulomb“ šablóna) s konštantnou hodnotou súčiniteľa trenia. Hodnota súčiniteľa trenia rovnako ako efektívneho polomeru spojky z hľadiska výpočtu nebola podstatná, pretože maximálny statický krútiaci moment mohol byť dosiahnutý ľubovoľnou normálovou silou, keďže táto sila nebola predmetom skúmania.

Pri vozidlách P2 hybridnej architektúry, u ktorých sa nachádzajú dve spojky (pred a za elektromotorom) boli modelované obe spojky s rovnakými parametrami. Hodnoty parametrov pre jednotlivé veľkostné kategórie modelovaných vozidiel sú uvedené v Tab. 7.

Tab. 7 Parametre spojky pre jednotlivé vozidlá

		Malé vozidlo	Vozidlo vyššej strednej triedy	Veľké SUV
Maximálny statický krútiaci moment spojky	[N·m]	600	900	1200
Efektívny polomer spojky	[mm]	100	150	200
Súčiniteľ trenia	[-]	0,3	0,3	0,3

6.3 PREVODOVKA

Prevodovka bola pre danú veľkostnú kategóriu vozidla modelovaná rovnako pre všetky modelované architektúry pohonov (s výnimkou sériového hybridu). Zvolená bola stupňovitá prevodovka s diskretnými hodnotami prevodových pomerov, simulujúca dvojtokú automatickú prevodovku (DSG alebo S tronic). Prevodové pomery (vrátane koncového prevodu v diferenciáli) boli zvolené na základe rešerše vozidiel modelovaných kategórií. Hodnoty pre vozidlo B-segmentu odpovedajú vozidlu Audi A1 modelový rok 2018 (7 stupňová automatická prevodovka), pre vozidlo D-segmentu odpovedajú vozidlu Audi A4 modelový rok 2019 (7 stupňová automatická prevodovka) a pre vozidlo kategórie SUV odpovedajú vozidlu Audi Q7 modelový rok 2019 (8 stupňová automatická prevodovka).

Komponent prevodovky bol modelovaný pomocou šablóny „Transmission - Lumped 1D Discrete Ratio Transmission Model“. V prevodovke boli zadefinované hodnoty prevodových pomerov jednotlivých stupňov prevodovky. Mechanické účinnosti (podľa [40]), vstupný a výstupný moment zotrvačnosti a čas preradenia daného prevodového stupňa (podľa [41]) boli pre všetky prevodové stupne rovnaké. Okrem týchto parametrov bolo nutné zadefinovať inicializačnú hodnotu prevodového stupňa, ktorá bola zvolená ako 1. Prevod spätného chodu nebol uvažovaný, pretože pre doprednú simuláciu v jazdnom cykle nebol potrebný. Rovnako nebol uvažovaný neutrálny prevod, pretože vyradenie rýchlosti bolo zabezpečené rozopnutím spojky. Hodnoty definovaných parametrov prevodovky sú uvedené v Tab. 8.

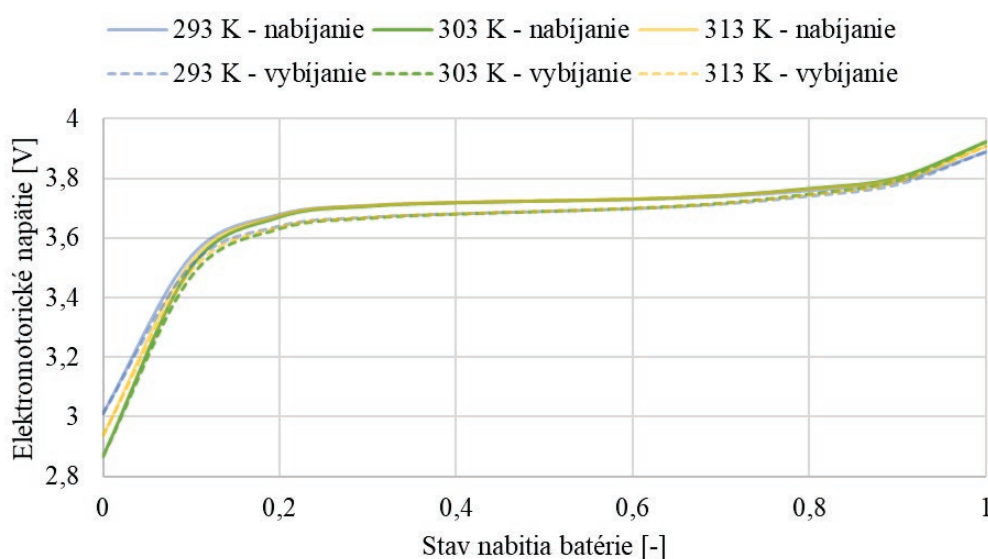
Tab. 8 Parametre prevodovky pre modelované kategórie vozidiel

		Malé vozidlo	Vozidlo vyššej strednej triedy	Veľké SUV
Prevodový pomer 1. stupňa	[-]	3,765	3,188	5,000
Prevodový pomer 2. stupňa	[-]	2,273	2,190	3,200
Prevodový pomer 3. stupňa	[-]	1,531	1,517	2,143
Prevodový pomer 4. stupňa	[-]	1,122	1,057	1,720
Prevodový pomer 5. stupňa	[-]	0,855	0,738	1,313
Prevodový pomer 6. stupňa	[-]	0,691	0,557	1,000
Prevodový pomer 7. stupňa	[-]	0,578	0,433	0,823
Prevodový pomer 8. stupňa	[-]	-	-	0,640
Mechanická účinnosť	[-]	0,941	0,941	0,941
Vstupný moment zotrvačnosti	[kg·m ²]	0,05	0,05	0,05
Výstupný moment zotrvačnosti	[kg·m ²]	0,05	0,05	0,05
Čas preradenia	[s]	0,23	0,23	0,23

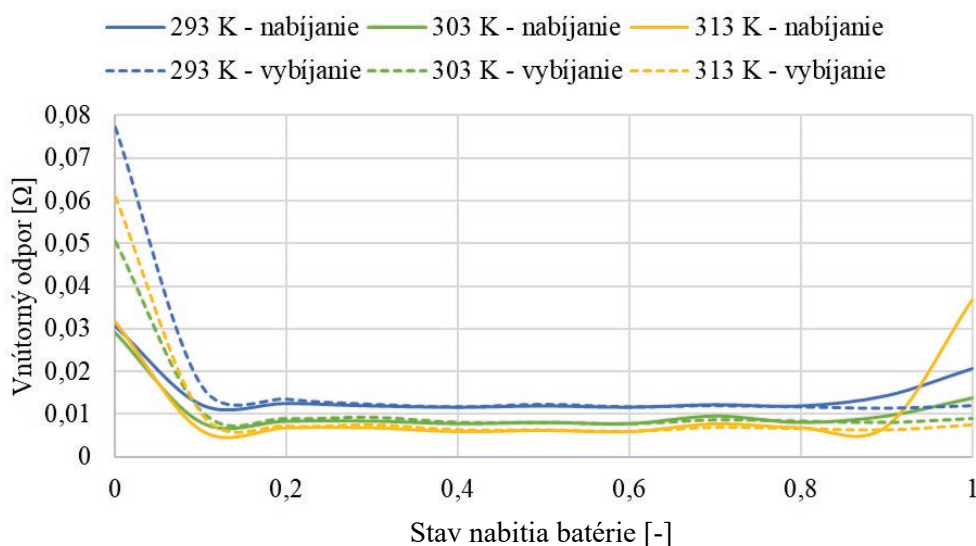
6.4 BATÉRIA

Komponent batérie pre hybridné vozidlá bol vytvorený za pomoci šablóny „Battery - Electrical Equivalent Battery“, pričom bola batéria modelovaná na úrovni batériových článkov. Požadované napätie akumulátora bolo dosiahnuté stanovením počtu článkov radených sériovo a požadovaná kapacita počtom článkov radených paralelne. Výsledný počet článkov pre danú batériu je potom súčin článkov radených sériovo a paralelne.

Články boli modelované ako lítium-iónové pomocou základných charakteristík. Prvou charakteristikou je závislosť elektromotorického napätia článku na stave nabitia batérie pri vybíjaní a nabíjaní pre konštantnú teplotu. Druhou charakteristikou je závislosť vnútorného odporu na stave nabitia pri danej teplote. Tieto charakteristiky sú zobrazené na Obr. 35 a Obr. 36.



Obr. 35 Závislosť elektromotorického napätia na stave nabitia článku



Obr. 36 Závislosť vnútorného odporu na stave nabitia článku

Závislosť vnútorného odporu na stave nabitia článku bola prebratá z knižnice ukázkových modelov GT-SUITE, závislosť elektromotorického napätia na stave nabitia článku bola rovnako prebratá z knižnice GT-SUITE. Charakteristike bolo mierne zvýšené nominálne napätie na 3,7 V a podľa katalógu dostupných cylindrických lítium-iónových batérií bola zvolená hodnota kapacity 5,75 A·h [42].

Napätie a kapacita akumulátora bola následne definovaná počtom článkov zapojených sériovo a paralelne. Definované parametre akumulátora pre jednotlivé vozidlá sú definované v Tab. 9.

Tab. 9 Parametre batérií modelovaných vozidiel

Kategória vozidla	Konceptia pohonu	Počet článkov sériovo	Počet článkov paralelne	Celkový počet článkov	Nominálne napätie akumulátora	Kapacita akumulátora
		[-]	[-]		[V]	[kW·h]
Malé vozidlo	P0 hybrid	13	2	26	48,1	0,55
	P2 plug-in hybrid	81	3	243	299,7	5,17
	Sériový hybrid	81	1	81	299,7	1,72
Vozidlo vyššej strednej triedy	P0 hybrid	13	4	52	48,1	1,11
	P2 plug-in hybrid	81	7	567	299,7	12,06
	Sériový hybrid	122	1	122	451,4	2,60
Veľké SUV	P0 hybrid	13	5	65	48,1	1,38
	P2 plug-in hybrid	81	10	810	299,7	17,23
	Sériový hybrid	162	2	324	599,4	6,89

Počiatočný stav nabitia batérie bol nastavený taký, s akým bola simulácia ukončená. Táto hodnota bola získaná tak, že bola uskutočnená inicializačná simulácia s opakovaním daného jazdného cyklu a „ustálená“ hodnota stavu nabitia batérie z konca simulácie bola vložená ako inicializačná do finálnej simulácie. Toto napodobňuje stav prevádzky kedy je vozidlo zaparkované doma po jazde z práce a na druhý deň začína jazdu do práce s rovnakým stavom nabitia batérie v akom predchádzajúci deň skončilo. V prípade plug-in hybridných vozidiel boli uskutočnené dve simulácie, pričom prvá mala inicializačnú hodnotu nastavenú tak, ako bolo popísané vyššie a pri druhej bol počiatočný stav nabitia batérie 100%. Toto napodobňuje stav kedy sa „plug-in“ hybridné vozidlo využíva primárne v elektrickom režime s dobíjaním batérie cez noc. Dobíjanie v práci nebolo uvažované.

6.5 ELEKTROMOTORY

Elektrické stroje boli modelované za pomoci šablóny „MotorGeneratorMap - Mapped Electromechanical Motor/Generator“, v ktorom bol elektromotor definovaný účinnostnou mapou. Účinnostné mapy, znázornené na Obr. 37 až Obr. 44, použité v tejto práci pochádzajú

z knižnice ukážkových modelov GT-SUITE. Charakteristiky motorov z knižnice GT-SUITE pochádzajú z merania skutočného hardvéru, čo znamená, že použité charakteristiky motorov odpovedajú skutočným hodnotám účinností elektromotorov používaných v automobiloch. Tieto charakteristiky vyjadrujú celkovú účinnosť transformácie elektrickej energie na mechanickú prácu pre daný pracovný bod elektromotora. Zahŕňajú vplyv strát trením v ložiskách motora, elektromagnetických strát vo vinutí elektromotora, ale aj strát vo výkonnej elektronike prislúchajúcej danému elektromotoru. Moment zotrvačnosti elektromotora bol modelovaný spojením elektromotora so šablónou „Shaft – Shaft“, ktorej bola predpísaná príslušná hodnota momentu zotrvačnosti. Jednotlivé momenty zotrvačnosti boli odhadnuté na základe momentov zotrvačnosti motorov z knižnice GT-SUITE s podobnými menovitými výkonmi.

Účinnosť charakteristiky boli škálované na požadovaný výkon pre danú kategóriu vozidla. Výkony elektrických strojov pre jednotlivé kategórie boli stanovené na základe rešerše dostupných údajov aktuálne vyrábaných hybridných vozidiel a na základe úvahy o zachovaní dynamických parametrov vozidiel. Uvažovaná bola tiež pridaná hodnota v podobe zvýšenia systémového výkonu pridaním elektromotora do pohonného ústrojenstva. Výkony elektrických strojov sú uvedené v Tab. 10.

Výkony štartér-generátorov boli stanovené na jednu osminu z výkonov spaľovacích motorov, na ktorých boli umiestnené. Pre P2 hybridné vozidlá bola stanovená požiadavka, aby výkony motor-generátorov pre P2 hybridné vozidlá boli stanovené na polovicu z výkonov spaľovacích motorov, s ktorými spolupracovali. Toto bolo z dôvodu, že P2 hybridné vozidlá boli modelované ako „plug-in“ hybridné a teda sa od nich očakávala veľká miera čisto elektrickej jazdy. V prípade sériových hybridov bol výkon generátora stanovený o 5% väčší ako výkon spaľovacieho motora z dôvodu, aby bolo možné efektívne ubrzdiť jeho výkon. Výkon trakčného motora sériového hybridu bol stanovený na 1,5 násobok výkonu spaľovacieho motora aby dorovnal systémový výkon P2 hybridných vozidiel.

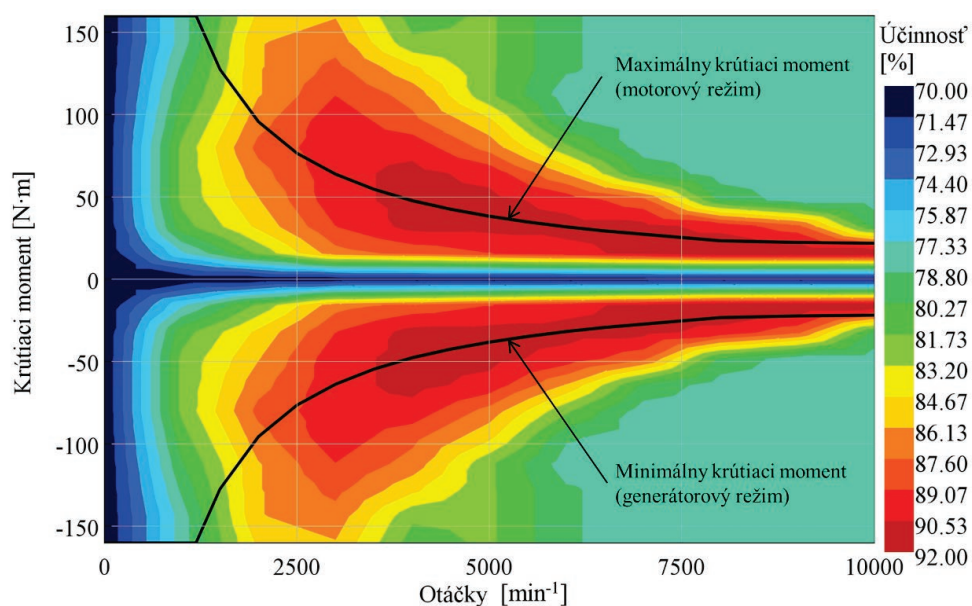
Výkon trakčného motora pri veľkom SUV je 375 kW čo je na hranici dnešných automobilových elektromotorov. V skutočnosti by teda mohlo byť vhodné využiť v tomto prípade aspoň dva trakčné motory. Táto zmena by na výsledky simulácií ale nemala žiadny vplyv, keďže požiadavka na výkon by sa rovnomerne rozložila medzi tieto dva motory.

Tab. 10 Parametre elektrických strojov modelovaných vozidiel

Kategória vozidla	Konceptcia pohonu	Výkon motor-generátora	Moment zotrvačnosti motor-generátora	Výkon generátora	Moment zotrvačnosti generátora
		[kW]	[kg·m ²]	[kW]	[kg·m ²]
Malé vozidlo	P0 hybrid	10	0,015	-	-
	P2 plug-in hybrid	40	0,05	-	-
	Sériový hybrid	120	0,1	85	0,07
Vozidlo vyššej strednej triedy	P0 hybrid	20	0,02	-	-
	P2 plug-in hybrid	80	0,07	-	-
	Sériový hybrid	240	0,2	170	0,15
Veľké SUV	P0 hybrid	30	0,03	-	-
	P2 plug-in hybrid	125	0,1	-	-
	Sériový hybrid	375	0,3	265	0,2

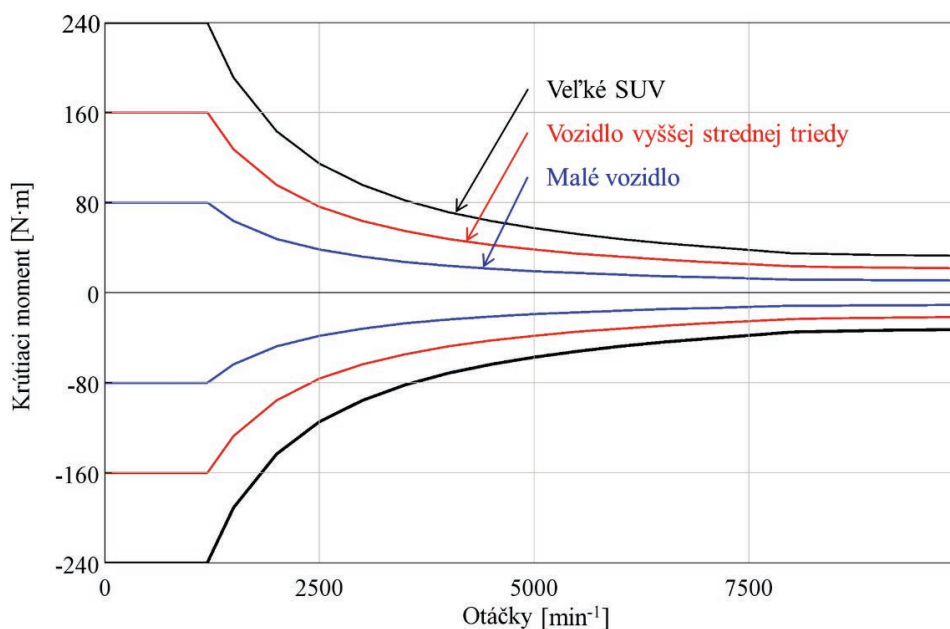
6.5.1 REMEŇOM HANÝ ŠTARTÉR-GENERÁTOR

Vozidlá s architektúrou paralelného hybridu v konfigurácii P0 sú modelované ako tzv. „mild hybridy“ so 48 V elektrickou sieťou a remeňom hnaným štartér-generátorom. Na Obr. 37 je zobrazená účinnosťná mapa remeňom hnaného štartér-generátora s menovitým výkonom 20 kW použitá vo vozidle vyššej strednej triedy.



Obr. 37 Účinnosťná mapa štartér-generátora pre vozidlo vyššej strednej triedy

Rovnaká charakteristika bola použitá aj pre malé vozidlo a veľké SUV. Požadovaný menovitý výkon elektromotora pre aplikáciu v danej kategórii vozidla bol dosiahnutý škálovaním účinnostnej mapy pomocou pre násobenia zvislej osi konštantou. Na Obr. 38 je porovnanie vonkajších otáčkových charakteristík remeňom hnaných štartér-generátorov pre všetky tri modelované kategórie vozidiel.



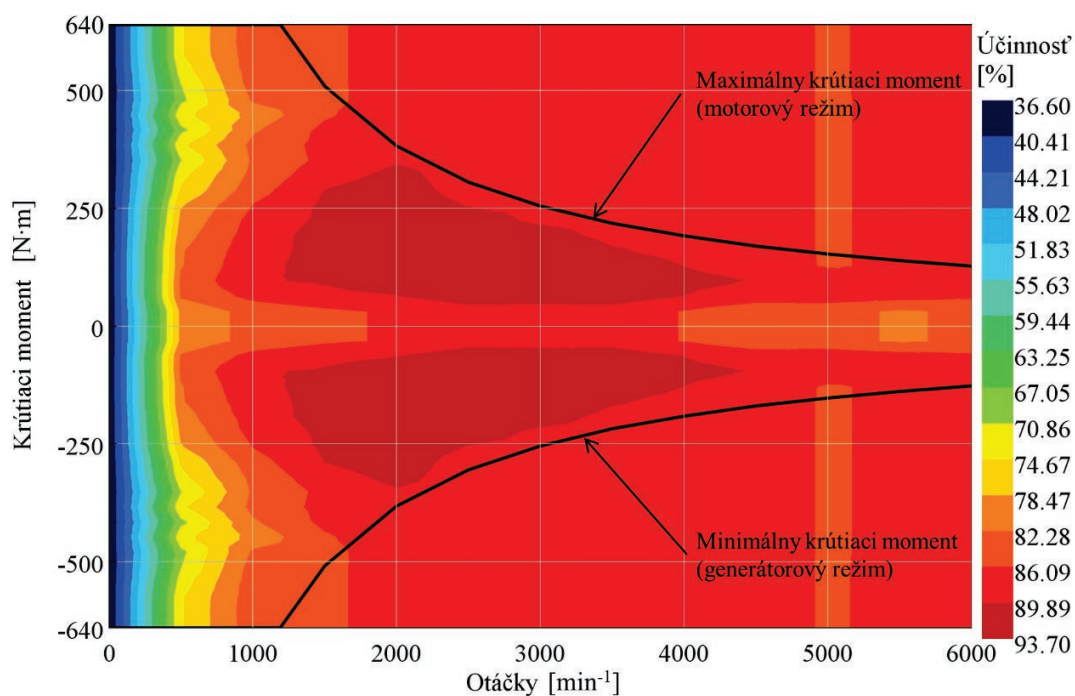
Obr. 38 Vonkajšie charakteristiky štartér-generátorov pre modelované kategórie vozidiel

Remeň, ktorý spája štartér-generátor s kľukovým hriadeľom spaľovacieho motora bol modelovaný pomocou šablóny „GearConn - Gear (Kinematic) Ratio“, ktorému bol predpísaný prevodový pomer a mechanická účinnosť prevodu. Prevodový pomer bol stanovený v závislosti na účinnostnej mape a otáčkovom rozsahu elektromotora a spaľovacieho motora. Keďže oblasť maximálnej účinnosti elektromotora je až vo vyšších otáčkach, bol prevodový pomer volený maximálny možný, pri ktorom maximálne otáčky elektromotora nastávajú súčasne s maximálnymi otáčkami spaľovacieho motora. Prevodový pomer bol stanovený pre všetky modelované vozidlá s P0 architektúrou rovnaký, a to s hodnotou 1,65. Mechanická účinnosť remeňového prevodu bola stanovená na základe literatúry na hodnotu 97 % [15].

Vzhľadom na otáčkovú charakteristiku štartér-generátora je možné, že by remeňový prevod nemusel byť schopný preniesť plný výkon elektrického stroja na kľukový hriadeľ spaľovacieho motora. Toto riziko je najväčšie najmä v nízkych otáčkach, kde je krútiaci moment elektromotora najväčší. V takom prípade by bolo nutné buď obmedziť maximálny krútiaci moment elektromotora, čím by sa ale znížil výkon v nižších otáčkach, alebo zmeniť koncepciu prevodu elektromotora s kľukovým hriadeľom. Zmena koncepcie prevodu by bola možná buď pohonom reťazou alebo ozubeným prevodom. Vzhľadom na to, že takáto zmena by mala vplyv len na výslednú cenu hybridného systému a nie na výpočet efektivity hybridného pohonu, nebolo riziko obmedzenia prenosu výkonu remeňom uvažované.

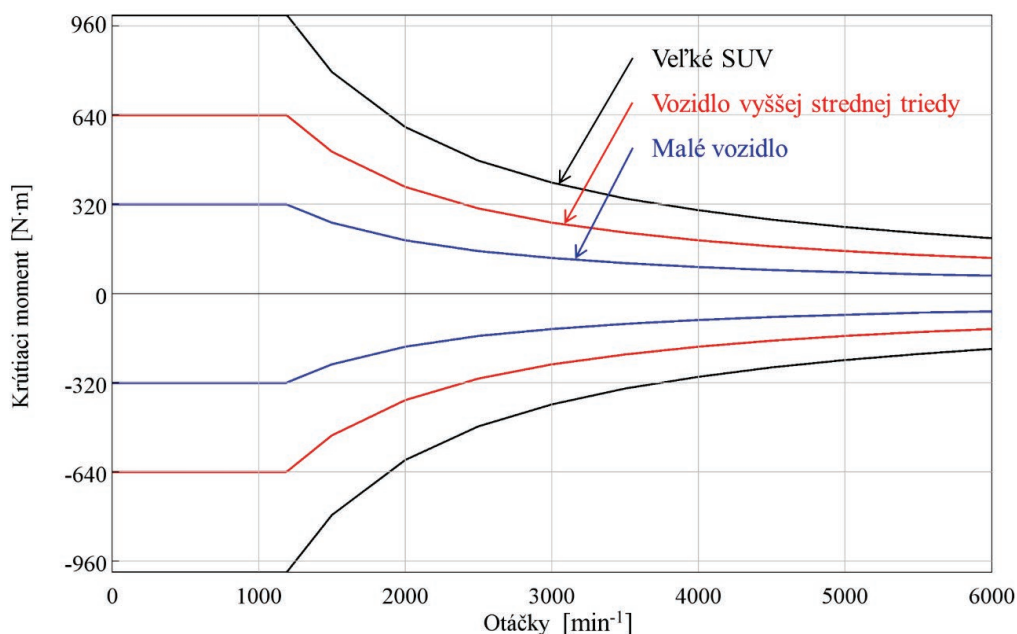
6.5.2 MOTOR-GENERÁTOR PARELELNÉHO HYBRIDU V P2 KONFIGURÁCIÍ

Motor-generátorová jednotka umiestnená medzi spaľovacím motorom a prevodovkou paralelného hybridu bola rovnako ako P0 štartér generátor modelovaná účinnostnou mapou. Samotná účinnostná mapa bola ale iná. Tým, že bol v tomto prípade elektromotor umiestnený priamo na vstupnom hriadeli do prevodovky nebol použitý žiadny prevod upravujúci otáčky elektromotora voči otáčkam spaľovacieho motora. Na Obr. 39 je zobrazená účinnostná mapa motor-generátora s menovitým výkonom 80 kW pre vozidlo vyššej strednej triedy.



Obr. 39 Účinnostná mapa motor-generátora vozidla vyššej strednej triedy

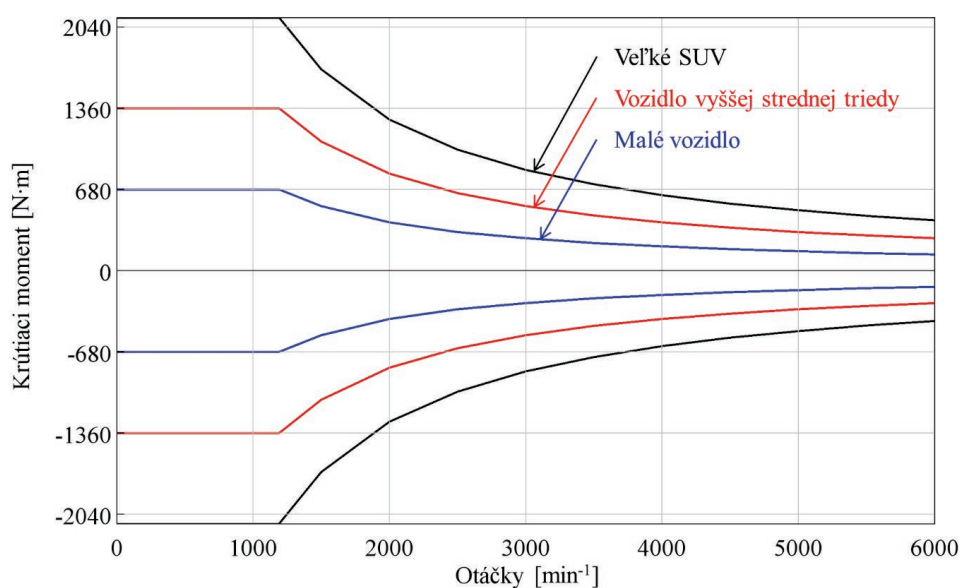
Charakteristika bola rovnako ako v prípade remeňom hnaného štartér-generátora použitá vo všetkých kategóriách vozidiel, pričom bola škálovaná rovnakým spôsobom, a teda násobením zvislej osi konštantou. Porovnanie vonkajších charakteristík motor-generátorov pre všetky tri kategórie vozidiel sú zobrazené na Obr. 40.



Obr. 40 Vonkajšie charakteristiky motor-generátorov pre modelované kategórie vozidiel

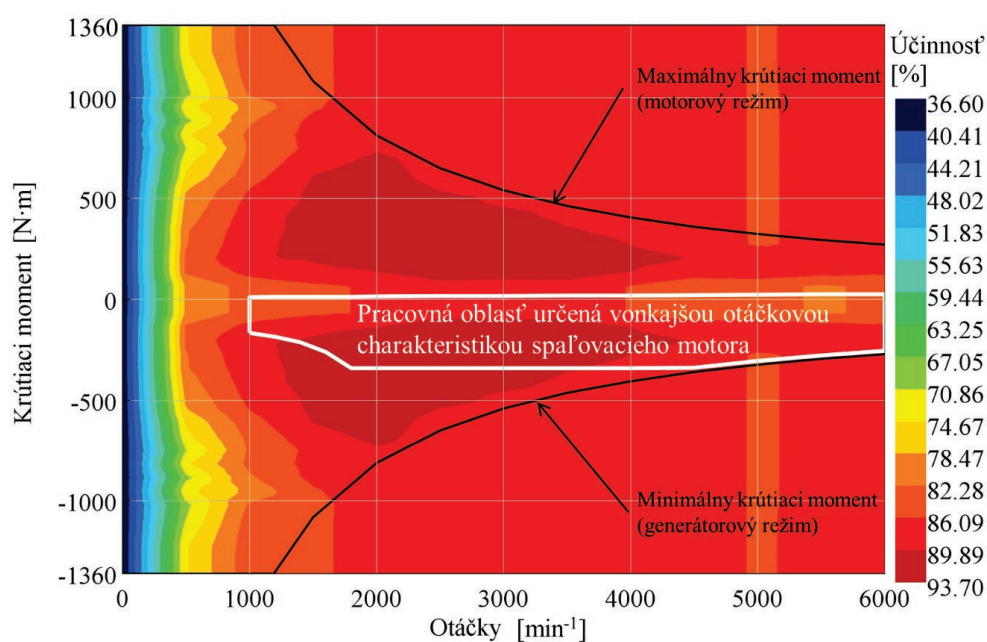
6.5.3 GENERÁTOR SÉRIOVÉHO HYBRIDU

Pre generátor sériového hybridu bol použitý rovnaký elektrický stroj ako pre motor-generátor paralelného hybridu v P2 konfigurácii, za predpokladu podobných nárokov na zástavbový priestor. To znamená, že bola použitá účinnosťná mapa z Obr. 39 a bola škálovaná na požadovaný menovitý výkon prenosom zvislej osi konštantou. Menovitý výkon generátora bol nastavený na približne 105 % výkonu spaľovacieho motora, aby bolo možné efektívne ubrzdiť maximálny výkon spaľovacieho motora. Na Obr. 41 sú znázornené otáčkové charakteristiky generátorov pre modelované kategórie vozidiel.



Obr. 41 Vonkajšie charakteristiky generátorov pre modelované kategórie vozidiel

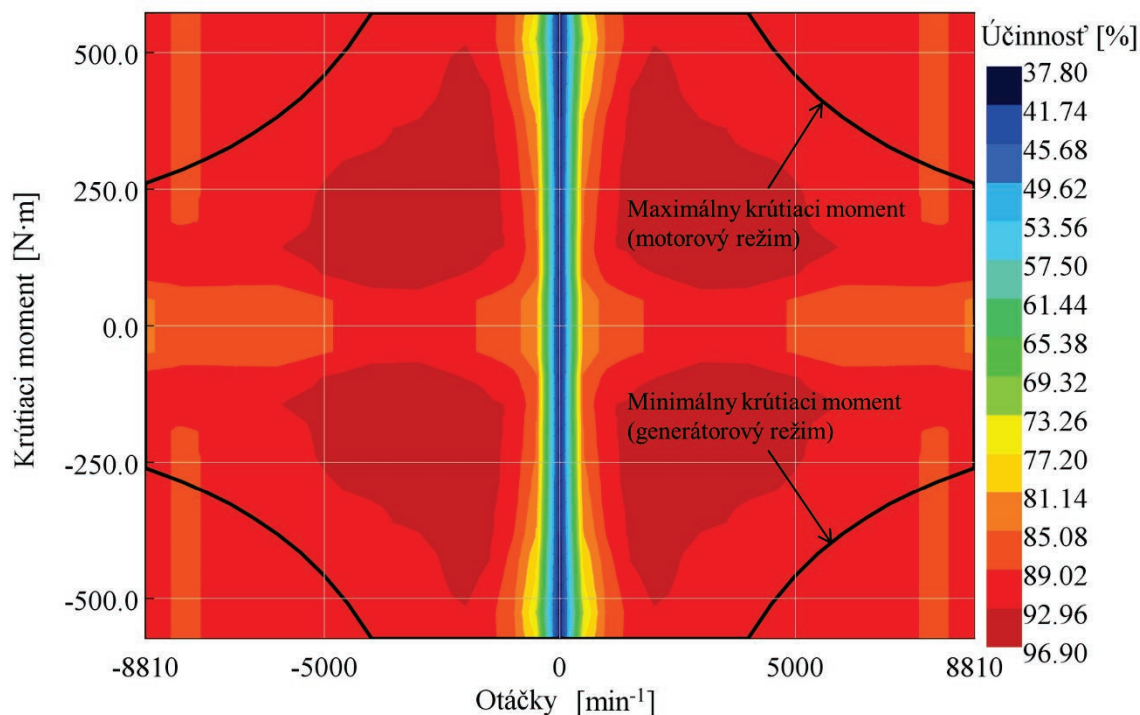
Z charakteristík je možné vidieť, že generátor je schopný dosahovať vysokých krútiacich momentov v nízkych otáčkach. Napriek tomu v prevádzke tieto krútiace momenty nie sú dosahované, pretože pracovná oblasť v charakteristike generátora je obmedzená vonkajšou otáčkovou charakteristikou spaľovacieho motora ktorý je s generátorom spojený. Na Obr. 42 je zobrazená účinnosťná mapa generátora s ohraňenou pracovnou oblasťou danou spaľovacím motorom. Do motorového režimu sa generátor dostáva len na krátku dobu počas štartovania spaľovacieho motora.



Obr. 42 Účinnosťná mapa generátora pre vozidlo vyššej strednej triedy s vyznačenou pracovnou oblasťou

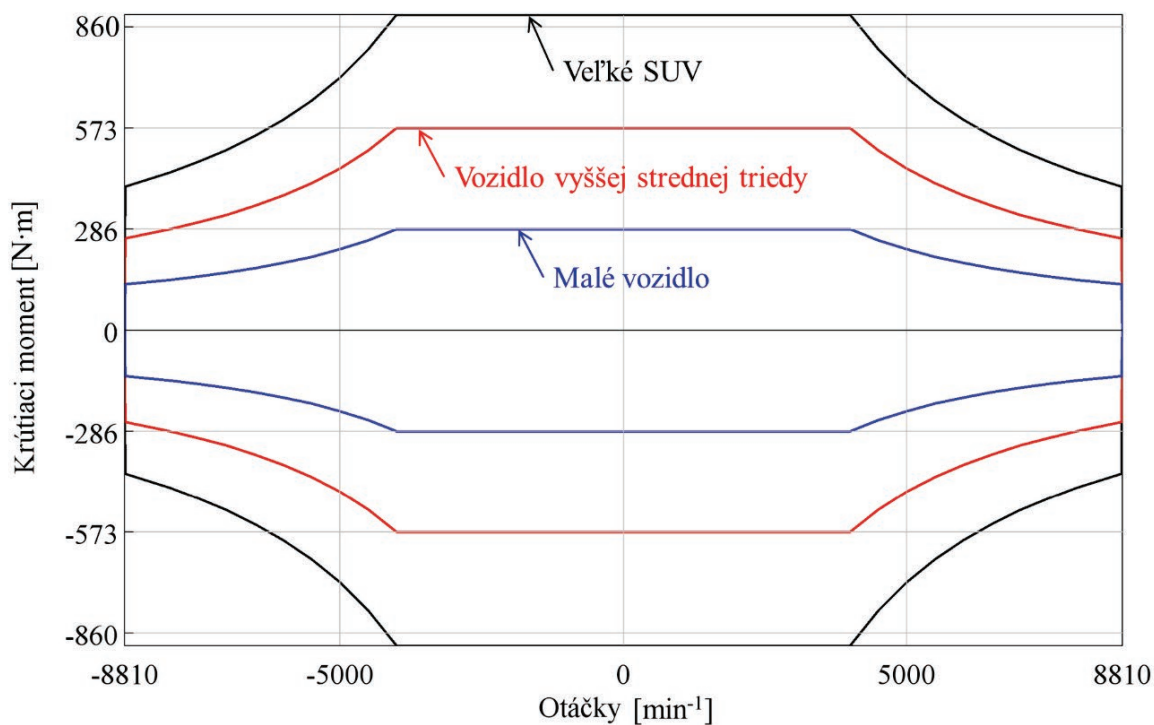
6.5.4 TRAKČNÝ MOTOR SÉRIOVÉHO HYBRIDU

Pre trakčný motor bola použitá účinnosťná mapa zobrazená na Obr. 43. Vďaka jej širokému rozsahu otáčok bolo možné tento elektromotor pripojiť na diferenciál bez nutnosti zaradenia viacstupňovej prevodovky. Charakteristika trakčného motora sa vyznačuje aj vyššou špičkovou účinnosťou v porovnaní s ostatnými modelovanými elektromotormi.



Obr. 43 Účinnosťná mapa trakčného motora pre vozidlo vyššej strednej triedy

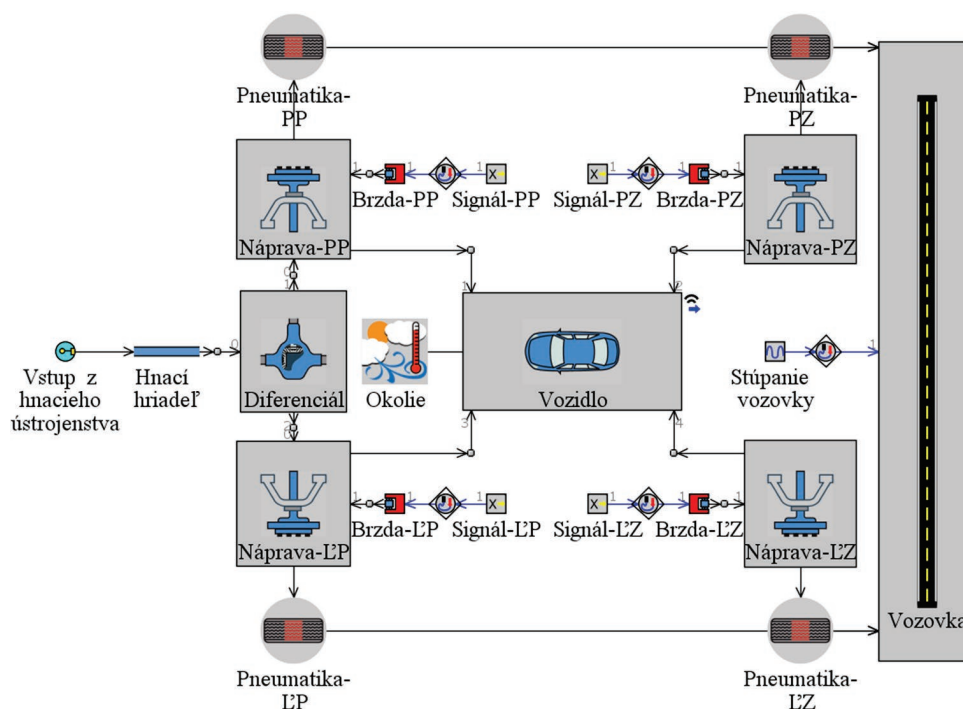
Charakteristika trakčného motora bola škálovaná rovnakým spôsobom ako ostatné charakteristiky, teda pre násobením zvislej osi konštantou. Na Obr. 44 sú znázornené vonkajšie otáčkové charakteristiky pre všetky modelované kategórie vozidiel.



Obr. 44 Vonkajšie charakteristiky trakčných motorov pre modelované kategórie vozidiel

6.6 PODZOSTAVA VOZIDLA

Podzostava vozidla bola modelovaná pre všetky štyri koncepcie pohonov rovnako, s výnimkou sériového hybridu, v ktorom bol upravený koncový prevod diferenciálu. Do tejto podzostavy boli zahrnuté modely okolitého prostredia, vozovky, karosérie, brzd a náprav. Obsah podzostavy vozidla je znázornený na Obr. 45.



Obr. 45 Model okolia, vozovky, brzd, karosérie a náprav

6.6.1 OKOLITÉ PROSTREDIE A VOZOVKA

Modelovanie okolitého prostredia a vozovky je nevyhnutné pre výpočet jazdných odporov počas simulácie. Na zadefinovanie okolitého prostredia bola využitá šablóna („VehicleAmbient“) výškovu korigovaného prostredia pre vzduch so štandardnými hodnotami tlaku a teploty na hladine mora (teplota = 298 K, tlak = 1 bar, relatívna vlhkosť = 50%). Tieto hodnoty boli korigované preddefinovanými korekčnými vzťahmi v závislosti na nadmorskej výške vozidla.

Vozovka bola modelovaná pomocou komponentu „Road - Road for 1D and 3D Vehicle Modeling“. Z dôvodu minimálneho vplyvu na výsledky simulácie bola zmena drsnosti povrchu vozovky počas jazdy do práce zanedbaná, a teda je hodnota súčiniteľa valivého odporu počas celej doby simulácie konštantná. Výškový profil trasy bol modelovaný na základe stúpania vozovky. Aby bol výškový profil trasy po celú dobu simulácie synchronizovaný s požadovaným rýchlostným profilom, boli oba tieto profily zadefinované v závislosti na čase. V prípade, že by bol výškový profil zadefinovaný v závislosti na prejdenej vzdialenosti, by dochádzalo k nesúladiu rýchlosti a stúpania pre dané miesto trasy v neskorších fázach simulácie, vplyvom odchýlok okamžitej rýchlosti vozidla od zadefinovanej rýchlosti rýchlostným profilom. Spracovanie závislosti stúpania vozovky na čase je popísané v kapitole 8.2.

6.6.2 KAROSÉRIA

Komponent karosérie (šablóna „VehicleBody“) zahŕňa vonkajšie rozmery, hmotnosti a tvarové charakteristiky vozidla a je nevyhnutným pre výpočet jazdných odporov počas simulácie. Vytvorené boli tri modely karosérie, ktoré odpovedajú vozidlám troch veľkostných karosérii.

Na základe rešerše parametrov vozidiel modelovaných kategórií boli vytvorené modely priemerných zástupcov daných kategórií. Parametre týchto vozidiel sú zhrnuté v Tab. 11.

Tab. 11 Charakteristické hodnoty karosérie modelovaných vozidiel

		Malé vozidlo	Vozidlo vyššej strednej triedy	Veľké SUV
Hmotnosť (nehybridné vozidlo)	[kg]	1100	1550	2200
Koeficient odporu	[-]	0,3	0,25	0,32
Plocha čelného prierezu	[m ²]	2,07	2,27	2,87
Rázvor	[mm]	2563	2820	2994
Vzdialenosť polohy ťažiska od prednej nápravy	[mm]	1153	1269	1437
Výška ťažiska nad osou nápravy	[mm]	189	172	268

Vzhľadom na to, že v modeli nebol zohľadnený trakčný limit pneumatík, nie sú rázvor a poloha ťažiska pre výpočet dôležité. Napriek tomu bolo nutné ich zadefinovať, pretože program GT-SUITE neumožňuje výpočet bez nich.

Okrem hmotností nehybridného vozidla uvedených v Tab. 11 bolo nutné zohľadniť aj rozdiel hmotností jednotlivých koncepcií hybridného pohonu voči nehybridnému referenčnému vozidlu. Do jednotlivých prírastkov hmotností boli zahrnuté približné hmotnosti komponentov elektrického pohonu. Hmotnosť elektrických strojov (elektromotorov a generátorov) bola určená na základe škálovacieho pravidla (činiteľ 0,453592 je prevod z lb na kg) [43]:

$$m_{EM} = 0,453592 \cdot 1,96 \cdot P_{EM}^{0,8997}, \quad (22)$$

kde:

m_{EM} [kg] hmotnosť elektromotora,
 P_{EM} [kW] maximálny výkon elektromotora.

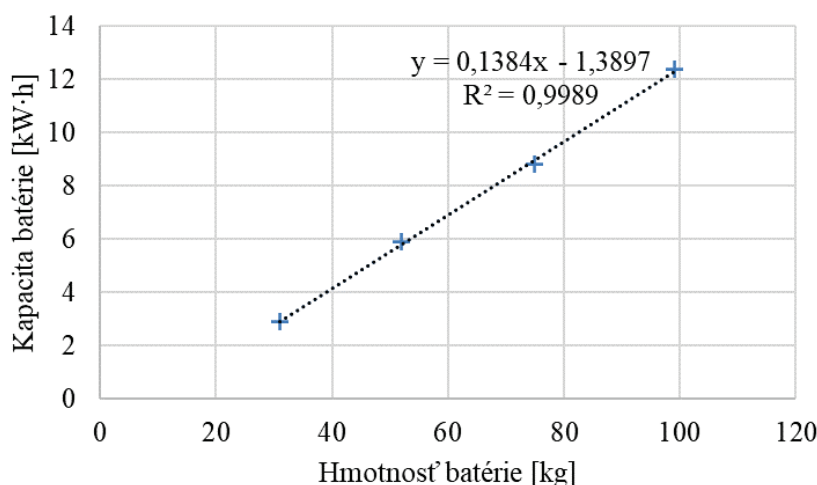
Hmotnosti vysokonapäťových batérií boli definované na základe škálovacieho pravidla [44]:

$$m_{HVbatt} = \frac{C_{HVbatt} + 24}{0,18}, \quad (23)$$

kde:

m_{HVbatt} [kg] hmotnosť vysokonapäťovej batérie,
 C_{HVbatt} [kW·h] kapacita vysokonapäťovej batérie.

Hmotnosti batérií s nominálnym napätím 48 V boli škálované na základe produktového listu batérií pre ukladanie energie v domácnostiach od LG Chem. Hodnoty hmotností a kapacít batérií s napätím 48 V boli vynesené do grafu na Obr. 46 a preložené lineárnou spojnicou [45].



Obr. 46 Trend hmotností nízkonapäťových batérií

Trendová rovnica spojnice bola následne použitá na vytvorenie škálovacieho pravidla:

$$m_{LVbatt} = \frac{C_{LVbatt} + 1,3897}{0,1384}, \quad (24)$$

kde:

m_{LVbatt}	[kg]	hmotnosť nízkonapäťovej batérie,
C_{LVbatt}	[kW·h]	kapacita nízkonapäťovej batérie.

Súčet hmotností elektrických strojov a batérie pre dané vozidlo bol následne zvýšený o 20 %, aby bola zohľadnená výkonová a riadiaca elektronika a prídavné zariadenia pre tepelný management elektrického pohonu (v Tab. 12 uvedené ako hmotnosť elektrického pohonu). Od tejto hodnoty boli odčítané odhadnuté hmotnosti štartérov, ktoré boli nahradené elektromotormi vo všetkých hybridných konfiguráciách. Rovnako bola odčítaná aj odhadnutá úspora hmotnosti na olovenom akumulátore, ktorý buď vôbec nemusí byť prítomný, alebo môže byť značne poddimenzovaný. V prípade sériového hybridu bola odčítaná aj úspora hmotnosti viacstupňovej prevodovky, ktorá vychádza z hmotnosti DSG prevodovky pre priečne uložený motor (podľa [46]) v prípade malého vozidla a DSG prevodovky pre pozdĺžne uložený motor (podľa [47]) v prípade vozidla vyššej strednej triedy a veľkého SUV.

Výsledné prírastky hmotností spolu s výsledkami medzivýpočtov sú uvedené v Tab. 12 a do modelu vozidla boli pridané ako hmotnosť nákladu a pasažierov, čo znamená že boli pripočítané ku základným hmotnostiam uvedeným v Tab. 11.

Tab. 12 Prírastky hmotností hybridných pohonov voči nehybridnému vozidlu

		Malé vozidlo			Vozidlo vyššej strednej triedy			Veľké SUV		
		P0	P2	Sériový	P0	P2	Sériový	P0	P2	Sériový
Hmotnosť motor-generátora	[kg]	7	25	66	13	46	123	19	68	184
Hmotnosť generátora	[kg]	-	-	48	-	-	90	-	-	135
Hmotnosť batérie	[kg]	14	16 2	143	18	20 0	148	20	22 9	172
Hmotnosť elektrického pohonu	[kg]	25	22 4	309	37	29 5	433	47	35 7	588
Úspora hmotnosti štartéra	[kg]	4	4	4	5	5	5	7	7	7
Úspora hmotnosti oloveného akumulátora	[kg]	15	15	15	20	20	20	25	25	25
Úspora hmotnosti prevodovky	[kg]	-	-	70	-	-	140	-	-	140
Výsledný prírastok hmotnosti	[kg]	7	20 5	220	12	27 0	268	15	32 5	416

6.6.3 PODVOZOK

Časť hnacieho ústrojenstva od kolies po rozvodovku bola modelovaná pre všetky koncepcie pohonu rovnako, s výnimkou sériového hybridu, pri ktorom bol zmenený koncový prevod diferenciálu. Bola zvolená koncepcia vozidla s predným náhonom, pričom výkon pohonnej jednotky (nehybridnej aj hybridnej a trakčného motora v prípade sériového hybridného vozidla) bol rozvedený na kolesá prednej nápravy pomocou diferenciálu.

Pneumatika bola modelovaná pomocou šablóny „TireConn“. Rozmery pneumatiky boli zadefinované pomocou ISO metrického kódového označenia pneumatiky. Rozmery kolies boli zvolené na základe rešerše parametrov modelovaných kategórii vozidiel. Jednotlivé hodnoty definujúce model pneumatiky sú uvedené v Tab. 13. Korekčný faktor dynamického polomeru definuje pomer medzi dynamickým a statickým polomerom kolesa. Súčiniteľ valivého odporu bol zvolený na základe závislostí uvedených v kapitole 3.3, a zároveň bola uvažovaná 100 % prenositeľnosť hnacej sily. Rovnaké hodnoty boli použité pre všetky štyri kolesá modelovaného vozidla.

Tab. 13 Charakteristiky pneumatiky

		Malé vozidlo	Vozidlo vyššej strednej triedy	Veľké SUV
Nominálna šírka pneumatiky	[mm]	185	225	255
Profilové číslo	[%]	65	50	60
Priemer disku	["]	15	17	18
Korekčný faktor dynamického polomeru	[-]	0,97	0,97	0,97
Súčiniteľ valivého odporu	[-]	0,01	0,01	0,01

Všetky rotačné súčasti nápravy od kola po diferenciál (pneumatika, disk, náboj, brzdový kotúč, polos) boli modelované ako jedno rotačné teleso s jedným momentom zotrvačnosti s využitím šablóny „Axle - Rigid Axle for Vehicle Analysis“. Pre prednú a zadnú nápravu bola použitá rovnaká hodnota momentu zotrvačnosti, ktorá vyjadruje priemerný moment zotrvačnosti medzi prednou a zadnou nápravou. Hodnoty momentov zotrvačností rotačných častí nápravy pre modelované kategórie vozidiel boli odhadnuté jednoduchými výpočtami (pomocou online kalkulačky [48]) na základe parametrov náhradných dielov pre modelované kategórie vozidiel. Takto získané hodnoty sú uvedené v Tab. 14.

Diferenciál bol modelovaný pomocou šablóny „Differential - Conventional Vehicle Open Differential“, v ktorej boli nastavené hodnoty momentov zotrvačností vstupného a výstupného hriadeľa, koncového prevodu a konštantnej mechanickej účinnosti diferenciálu, ktorou boli modelované mechanické straty. Tieto hodnoty sú uvedené v Tab. 14. Koncový prevod vozidiel s viacstupňovou prevodovkou bol zvolený na základe rešerše vozidiel modelovaných kategórií rovnako ako prevodové pomery prevodovky. Pre sériový hybrid bol koncový prevod zvolený na základe citlivostnej analýzy tak, aby bola minimalizovaná spotreba elektrickej energie v jazdnom cykle WLTC a zároveň bola rýchlosť vozidla pri maximálnych otáčkach trakčného motora približne 250 km·h⁻¹. Momenty zotrvačností vstupného a výstupného hriadeľa boli odhadnuté a mechanická účinnosť diferenciálu bola zvolená na základe [40].

Hnací hriadeľ bol modelovaný pomocou šablóny „Shaft – Shaft“, ktorej boli zadefinované hodnoty momentu zotrvačnosti a mechanickej účinnosti, ktorých hodnoty sú uvedené v Tab. 14. Moment zotrvačnosti hnacieho hriadeľa bol odhadnutý a mechanická účinnosť bola zvolená na základe [40].

Tab. 14 Charakteristiky hnacieho ústrojenstva nápravy

		Malé vozidlo	Vozidlo vyššej strednej triedy	Veľké SUV
Moment zotrvačnosti nápravy od kolesa po diferenciál	[kg·m ²]	0,85	1,5	2,9
Moment zotrvačnosti vstupného hriadeľa diferenciálu	[kg·m ²]	0,01	0,01	0,01
Moment zotrvačnosti výstupného hriadeľa diferenciálu	[kg·m ²]	0,01	0,01	0,01
Koncový prevodový pomer (okrem sériového hybridu)	[-]	4,438	4,234	3,204
Koncový prevodový pomer sériového hybridu	[-]	4,061	4,083	4,727
Mechanická účinnosť diferenciálu	[-]	0,93	0,93	0,93
Moment zotrvačnosti hnacieho hriadeľa	[kg·m ²]	0,01	0,01	0,01
Mechanická účinnosť hnacieho hriadeľa	[-]	0,98	0,98	0,98

Brzdy boli vytvorené pomocou šablóny „BrakeFriction – Friction-Based Vehicle Brake Model“ na základe „LuGre“ trecieho modelu. Ovládanie bolo signálom polohy brzdového pedálu od vodiča. Vzhľadom na to, že limity brzd vozidla neboli skúmané, boli hodnoty maximálneho brzdneho momentu nastavená dostatočne veľké na to, aby bolo vozidlo schopné vždy dodržať zadaný rýchlostný profil.

7 VYTVORENIE A KALIBRÁCIA RIADIACICH ALGORITMOV

Pre výslednú efektivitu hybridného pohonu je kľúčovým faktorom algoritmus riadenia celého systému. Rozloženie toku energií medzi spaľovací motor a elektromotor spolu s vhodným zaradením prevodového stupňa viacstupňovej prevodovky výrazne ovplyvňuje hospodárnosť vozidla počas jazdy.

Pre porovnanie jednotlivých koncepcií pohonov v jazdných cykloch, ako homologačnom, tak v zázname jazdy do práce, boli vytvorené riadiace algoritmy pre každé z modelovaných vozidiel. Vytvorené boli modely s algoritmami založenými na pravidlách (tzv. „Rule-Based“ algoritmy), ktorých princíp je popísaný kapitole 5.1.

Vytvorené boli aj modely so vstavaným riadiacim algoritmom ECMS, ktorý sa v GT-SUITE nachádza od verzie v2019. Vzhľadom na to, že tento algoritmus pracuje v režime spätnej kinematickej analýzy, nebolo možné z princípu tejto metódy vytvoriť takto riadený model sériového hybridného vozidla. Preto, že režim spätnej kinematickej analýzy použitý pri optimalizačných algoritmoch riadenia je založený na dopočítavaní krútiaceho momentu na konci hnacieho ústrojenstva na základe zadefinovaného rýchlostného profilu, je nutné aby boli všetky pohonné jednotky spojené s vozovkou pevnou kinematickou väzbou. V prípade sériového hybridného vozidla táto podmienka nie je splnená, pretože spaľovací motor je mechanicky spojený len s generátorom a jeho výkon je na kolesá dopravený elektrickým vedením

Zároveň z princípu metódy spätnej kinematickej analýzy nie je možné s takto zostavenými modelmi simulovať vozidlá s detailným termodynamickým modelom spaľovacieho motora. Z vyššie uvedených dôvodov a z dôvodu rozsahu práce tieto modely ďalej neboli uvažované.

7.1 „RULE-BASED“ ALGORITMY RIADENIA

Algoritmus riadenia založený na pravidlách poskytuje široké možnosti nastavení výpočtu a umožňuje ľubovoľne rozširovať modely a zvyšovať ich úroveň detailu. Jeho najväčšou výhodou je možnosť simulácie vozidiel s detailnými 1D modelmi spaľovacích motorov, detailnými modelmi elektromotorov na úrovni elektromagnetických princípov a podobne. Takáto úroveň detailu so vstavaným „ECMS“ riadením v GT-SUITE nie je možná, pretože táto funkcionálna je schopná výpočtu výhradne so spaľovacími motormi a elektromotormi popísanými mapovými charakteristikami („Map-Based“).

7.1.1 NEHYBRIDNÉ VOZIDLÁ

Hlavným riadiacim prvkom, ktorého úlohou je dodržiavať rýchlosť predpísanú jazdným cyklom je šablóna „VehDriverAdvanced - Advanced Driver for Open and Closed Loop Maneuvers“ (vodič). Vodič na základe odchýlky aktuálnej a požadovanej rýchlosti upravuje výstup signálov ovládajúcich spaľovací motor a brzdy vozidla. Pre nehybridné vozidlá je motor ovládaný signálom polohy plynového pedála a pre hybridné signálom požiadavky na krútiaci moment. Brzdy sú vo všetkých modeloch rovnako ovládané pomocou polohy brzdového pedála.

V objekte vodiča bola nastavená verzia kontroléra v2020, mód vodiča bol nastavený na dodržiavanie rýchlosti („Speed targeting“) a ako parametre vo forme tabuľky hodnôt závislej na čase („Profile transient“) boli vložené požadované jazdné cykly a záznam jazdy do práce.

V nastaveniach typu vozidla a prevodovky bolo zvolené konvenčné vozidlo a napriek tomu, že prevodovka bola riadená samostatným algoritmom bola vo objekte vodiča zvolená manuálna prevodovka. To umožnilo využiť vodiča pre ovládanie spojky pri státi a rozbehoch vozidla z nulovej rýchlosti. V nastaveniach „Launch Control“ bol zvolený režim dodržiavania rýchlosti. Cieľové otáčky motora pri rozbehoch boli nastavené na 1100 min^{-1} a minimálne otáčky motora, pri ktorých nastáva rozpojenie spojky boli nastavené na 800 min^{-1} . Maximálny čas rozbehu vozidla, kedy je spojka ovládaná pomocou vodiča, bol nastavený na 5 sekúnd. Pri zvyšných možnostiach nastavenia objektu vodiča boli zachované prednastavené hodnoty.

V prípade nehybridného vozidla bolo najvhodnejšie využiť pre ovládanie vozidla signál pozície akcelerátora a signál pozície brzdového pedálu od vodiča. Signál pozície akcelerátora je posielaný priamo do objektu spaľovacieho motora, kde je na základe mapy mechanického výstupu popísanej v kapitole 6.1 prepočítaný na požadovaný krútiaci moment. Signál polohy brzdového pedálu je posielaný priamo do objektu brzd, kde je na základe trecieho modelu prepočítavaný na brzdný moment. Okrem týchto dvoch signálov je využitý aj signál aktuátora spojky počas státi a rozbehov vozidla.

Okrem riadenia vodičom pozostáva riadenie nehybridného vozidla rovnako ako v prípade ostatných koncepcií (s výnimkou sériového hybridu) z dvoch ďalších samostatných riadiacich algoritmov. Prvý algoritmus slúži v tomto prípade na riadenie mikro-hybridných režimov. Druhým algoritmom je algoritmus riadenia automatickej prevodovky, ktorá je riadená na základe rýchlosti vozidla a požiadavky na výkon od vodiča.

RIADENIE VOZIDLA A MIKRO-HYBRIDNÝCH REŽIMOV

Pre riadenie voľnobehu motora a jeho vypínania a zapínania je využitá šablóna „ICEController_old - Map-Based Internal Combustion Engine Simple Controller for Idle and Fuel Cut (Compound)“. Na základe vstupných signálov, ktorými sú poloha akcelerátora, otáčky motora a stav zapalovania motora je riadené odpájanie dávky paliva motoru a beh motora na voľnobežné otáčky. Okrem toho tento kontrolér riadi aj spínanie štartéra pri štartovaní motora. V kontroléri bola nastavená požadovaná hodnota voľnobežných otáčok 950 min^{-1} , rozsah otáčok motora, v ktorých je riadenie voľnobehu aktívne a PID parametre kontroléra. Rovnako tu boli nastavené maximálne otáčky motora, nad ktorými nastáva odpojenie dodávky paliva (6000 min^{-1}), a minimálne otáčky pod ktorými je dodávka paliva obnovená (1000 min^{-1}). Okrem toho boli nastavené otáčky motora, nad ktorými je odpojený štartér (800 min^{-1}).

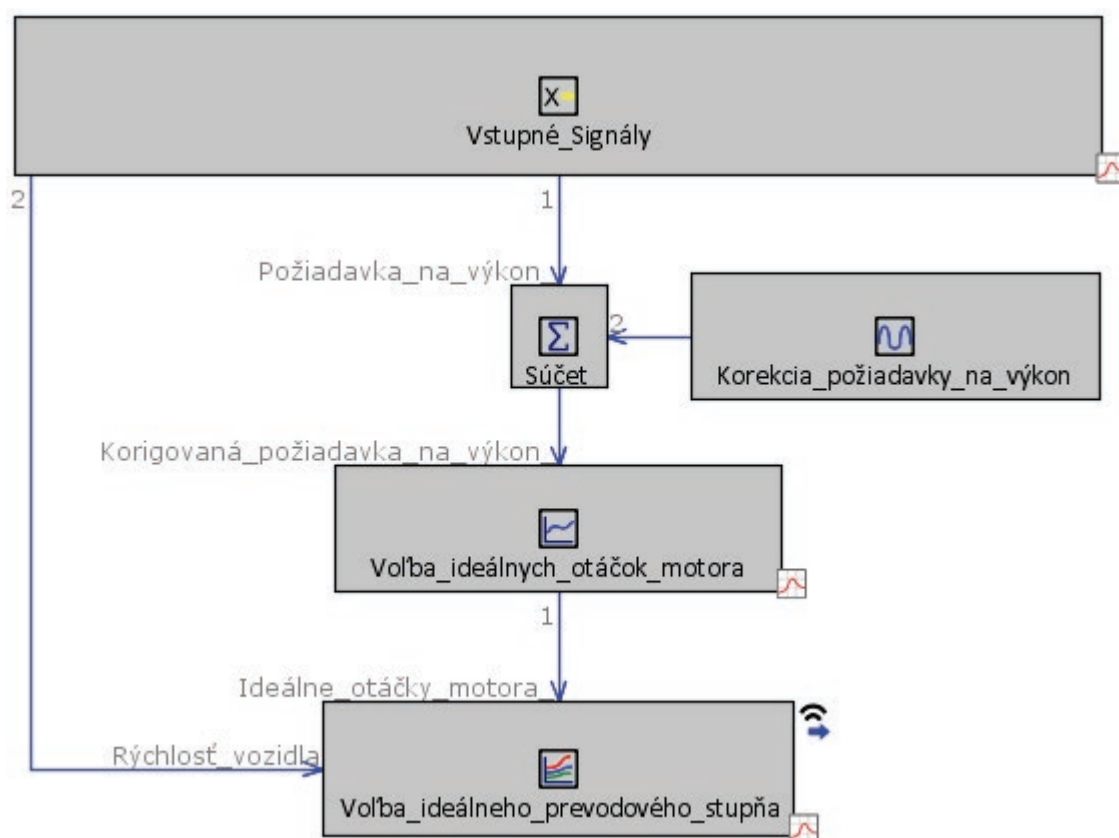
Nehybridné vozidlo je vybavené mikro-hybridnými režimami bez možnosti rekuperácie kinetickej energie. Tieto režimy sú riadené šablónou „EventManager - Time Sequencing of Events with Corresponding Outputs“, ktorá prepína medzi vopred definovanými stavmi na základe definovaných kritérií.

Prvým režimom je normálna jazda bez vypínania motora, v ktorom je po zastavení vozidla rozopnutá spojka a motor zostáva bežať vo voľnobežných otáčkach. Druhým režimom je klasický stop-štart systém, ktorý vypne motor a rozpojí spojku po zastavení a znovu naštartuje pri rozbehu vozidla. Tretím režimom je stop-štart systém doplnený o mód plachtenia

s vypnutým motorom. V prípade, že vozidlo spomaľuje a poloha akcelerátora je nulová, je rozopnutá spojka a motor sa vypne. Pokiaľ nenastane zmena polohy akcelerátora motor zostáva vypnutý až do úplného zastavenia vozidla. Aby nedochádzalo k nadmerne častému vypínaniu a zapínaniu motora na krátke časové úseky, bola do riadiaceho algoritmu implementovaná podmienka na minimálny čas, po ktorý musel motor bežať. Tento čas bol stanovený na 5 sekúnd. Simulácie vozidiel boli vykonané pre každý z troch režimov tak, že bol vždy aktívny iba jeden a nebolo medzi nimi počas simulácie prepínané.

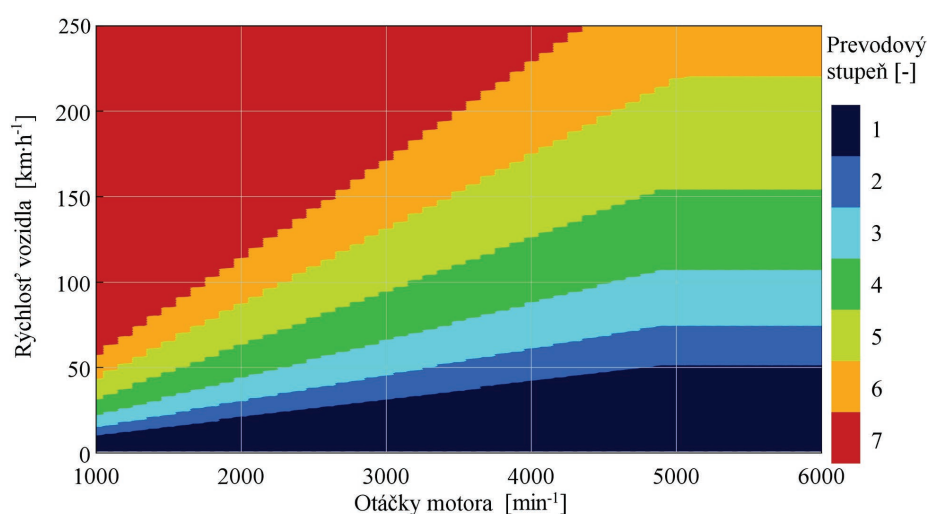
RIADENIE AUTOMATICKEJ PREVODOVKY

Pre riadenie prevodovky bol vytvorený algoritmus, ktorý vyberá vhodný prevodový stupeň na základe rýchlosti vozidla a výkonovej požiadavky od vodiča. Bloková schéma riadiaceho algoritmu je na Obr. 47. Do riadiaceho algoritmu sú privedené vstupné signály rýchlosti vozidla a požiadavky na výkon od vodiča. Vo vyhľadávacej tabuľke s jednou nezávislou premennou (Voľba ideálnych otáčok motora) je vybraná hodnota ideálnych otáčok motora pre danú požiadavku na výkon motora. Následne je vo vyhľadávacej tabuľke s dvomi nezávislými premennými (Voľba ideálneho prevodového stupňa) vybraná hodnota ideálneho prevodového stupňa pre danú kombináciu ideálnych otáčok motora a aktuálnej rýchlosti vozidla. Výstup ideálneho prevodového stupňa je potom posielaný do objektu prevodovky ako požiadavka na zaradenie daného prevodového stupňa.



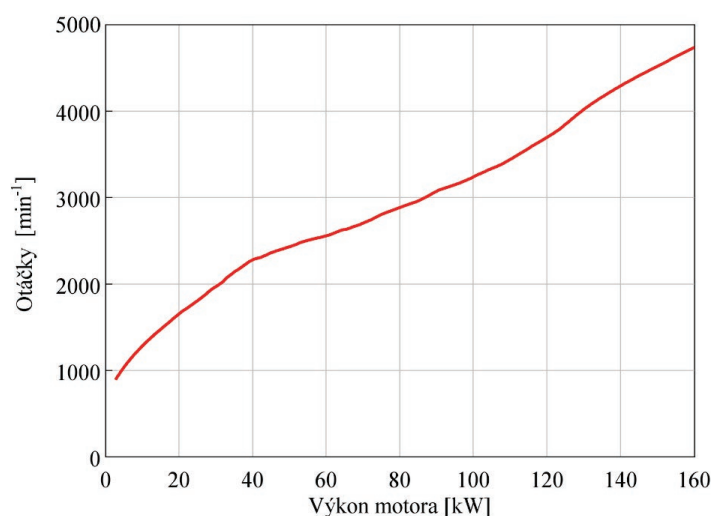
Obr. 47 Bloková schéma algoritmu radenia prevodovky v prostredí GT-SUITE

Voľba ideálneho prevodového stupňa je realizovaná pomocou vyhľadávacej tabuľky s dvomi nezávislými premennými, ktorými sú rýchlosť vozidla a ideálne otáčky motora. Na základe aktuálnej kombinácie rýchlosti vozidla a ideálnych otáčok motora je vybraný ideálny prevodový stupeň prevodovky, ktorý je následne posielaný do objektu prevodovky, kde je zaradený. Vyhľadávacia tabuľka je zobrazená mapou ideálnych prevodových stupňov na Obr. 48. Takáto tabuľka bola vytvorená pre každú z troch veľkostných kategórií vozidiel. Hranica dvoch susedných prevodových stupňov leží vždy na priemernej hodnote prevodových pomerov týchto dvoch stupňov. Aby bolo zabránené pretáčaniu motora nad maximálne otáčky, bol každému prevodovému stupňu stanovený strop rýchlosti vozidla. Tento strop odpovedal hodnote rýchlosti vozidla na daný prevodový stupeň pri maximálnych otáčkach motora.



Obr. 48 Mapa ideálnych prevodových stupňov pre vozidlo vyššej strednej triedy

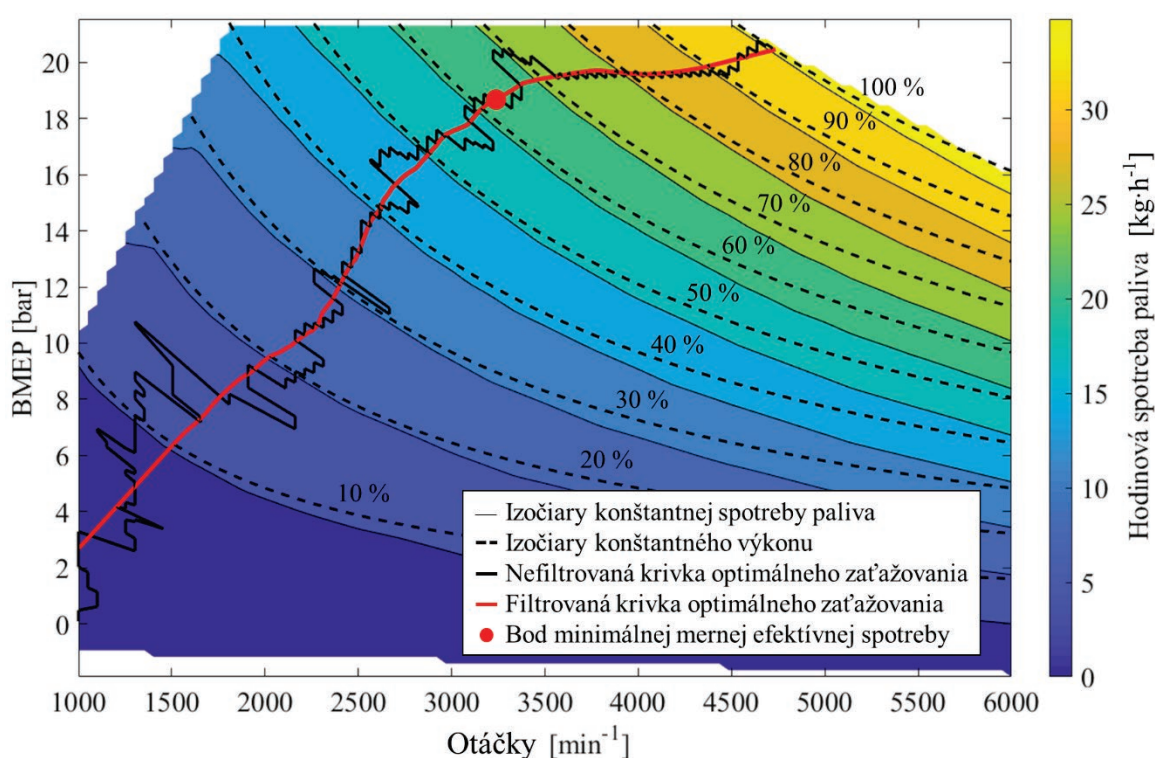
Vstupný signál ideálnych otáčok spaľovacieho motora, ktorý je použitý ako vstup do vyhľadávacej tabuľky voľby ideálneho prevodového stupňa, je výstupom z vyhľadávacej tabuľky ideálnych otáčok motora. V tejto tabuľke sú pomocou krivky z Obr. 49 určené ideálne otáčky motora na základe požiadavky na výkon motora od vodiča.



Obr. 49 Krivka ideálneho zaťažovania v súradniciach [výkon motora; otáčky motora] použitá vo vyhľadávacej tabuľke ideálnych otáčok motora

Vyhľadávacia tabuľka ideálnych otáčok motora bola vytvorená na základe palivovej mapy motora použitého v danom vozidle. V tejto mape boli vyhladané body s najnižšou spotrebou paliva pre daný konštantný výkon motora, ktoré vytvárajú krivku optimálneho zaťažovania motora. Vo vyhľadávacej tabuľke ideálnych otáčok motora bola použitá táto krivka transformovaná z pôvodných súradníc [otáčky motora; BMEP] do súradníc [výkon motora; otáčky motora].

Na vyhľadávanie optimálnej krivky zaťažovania v palivovej mape motora bol vytvorený skript v softvéri MATLAB (MATLAB R2019a, The MathWorks Inc., Natick, Massachusetts). Surové dáta palivovej mapy bolo nutné v prvom kroku interpolovať. V interpolovaných dátach boli vyhladané body s minimálnou spotrebou paliva pre každú izočiaru konštantného výkonu. Vyhľadané body boli následne spojené krivkou optimálneho zaťažovania. Pomocou Savitzky-Golay filtra bol odstránený šum spôsobený nepresnosťou lineárnej interpolácie.



Obr. 50 Optimálna krivka zaťažovania v palivovej mape motora vyhladaná pomocou skriptu v softvéri MATLAB

Na Obr. 50 je zobrazený výstup zo skriptu vyhľadávajúceho optimálnu krivku zaťaženia. Pre lepšiu prehľadnosť sú v grafe vynesené izočiary konštantného výkonu odstupňované len po 10% maximálneho výkonu motora. Z Obr. 50 je vidieť, že krivka optimálneho zaťažovania prechádza bodmi s minimálnou spotrebou paliva pre daný konštantný výkon. Tieto body sa nachádzajú v miestach, kde sa izočiary konštantného výkonu približujú alebo dotýkajú izočiary konštantnej spotreby paliva. Zároveň je v grafe znázornený bod najvyššej účinnosti motora, a teda minimálnej mernej efektívnej spotreby paliva (tzv. „Sweet Spot“).

Riadiaci algoritmus bol naladený pomocou korekčnej konštanty, ktorá je pričítaná ku signálu požiadavky na výkon od vodiča. Hodnota konštanty bola získaná na základe citlivostnej analýzy, v ktorej bola menená hodnota tejto konštanty v určitom rozsahu. Vo výpočtoch bola

následne použitá hodnota konštanty, s ktorou bola dosiahnutá najnižšia spotreba paliva v jazdnom cykle WLTC.

7.1.2 P0 HYBRIDNÉ VOZIDLÁ

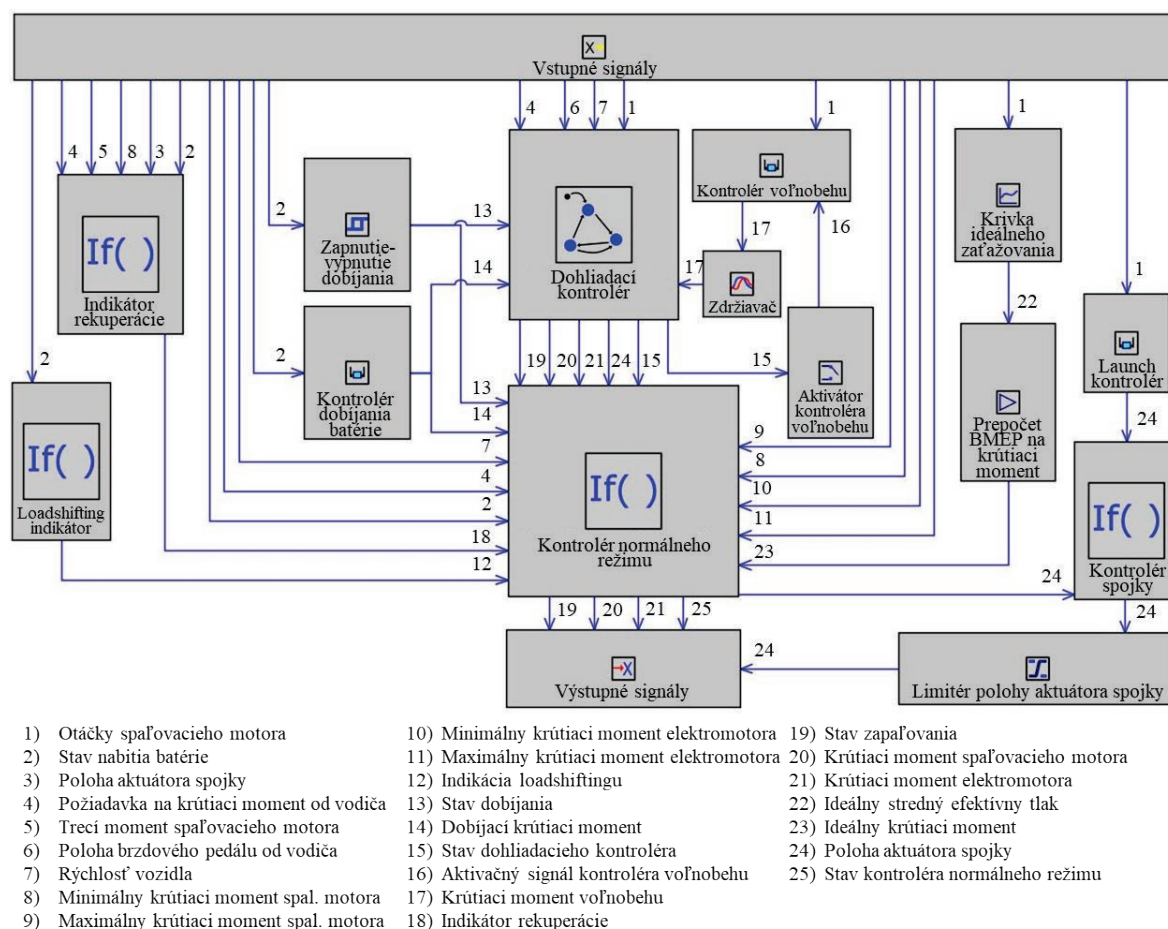
Rovnako ako v prípade nehybridného vozidla, aj pri P0 hybridnom vozidle je hlavným riadiacim prvkom objekt vodiča. Okrem nastavení typu vozidla a typu prevodovky boli použité rovnaké nastavenia vodiča ako pri nehybridných vozidlách. Typ vozidla bol nastavený ako elektrifikované vozidlo, a typ prevodovky bol nastavený ako automatická.

Pre ovládanie brzd je od vodiča použitý signál polohy brzdového pedála, ktorý je posielaný priamo do objektu brzd. Brzdy vozidla sú aktivované iba v prípade, že hybridné pohonné ústrojenstvo nie je schopné vyvinúť dostatočný brzdny účinok. Pre ovládanie motorov je použitý signál požiadavky na krútiaci moment pred prevodovkou. Výhoda použitia signálu požiadavky na krútiaci moment spočíva v tom, že je možné priamo tento krútiaci moment jednoducho rozdeľovať medzi spaľovací motor a elektromotor v riadiacom algoritme hybridného pohonu.

RIADENIE VOZIDLA A HYBRIDNÉHO POHONU

Pri riadení P0 hybridného vozidla je potreba na rozdiel od nehybridného vozidla rozdeľovať tok energie potrebnej pre pohon vozidla medzi spaľovací motor a elektromotor. Za týmto účelom bol vytvorený riadiaci algoritmus rozdeľujúci požiadavku točivého momentu od vodiča, ktorý navyše riadi aj stav zapalovania spaľovacieho motora a ovláda polohu aktuátora spojky v situáciách, kedy to je potrebné. Bloková schéma jednotlivých riadiacich uzlov tohto algoritmu je zobrazená na Obr. 51.

Riadiaci algoritmus využíva niektoré princípy riadenia mild-hybridného vozidla s remeňom hnaným štartér-generátorom z knižnice príkladových modelov GT-SUITE. Hlavným centrom riadiaceho algoritmu je dvojica dohliadacieho kontroléra a kontroléra normálneho režimu. Tieto dva kontroléry na základe zadefinovaného stavu posielajú signály požiadavky krútiaceho momentu pre elektromotor a spaľovací motor a signál stavu zapalovania spaľovacieho motora. Signál stavu, v ktorom sa nachádza kontrolér normálneho režimu je odosielaný pre potreby riadenia automatickej prevodovky, ktoré je popísané v nasledujúcej podkapitole. Posledným odosielaným signálom je poloha aktuátora spojky, ktorá je riadená paralelnou vetvou riadiaceho algoritmu.



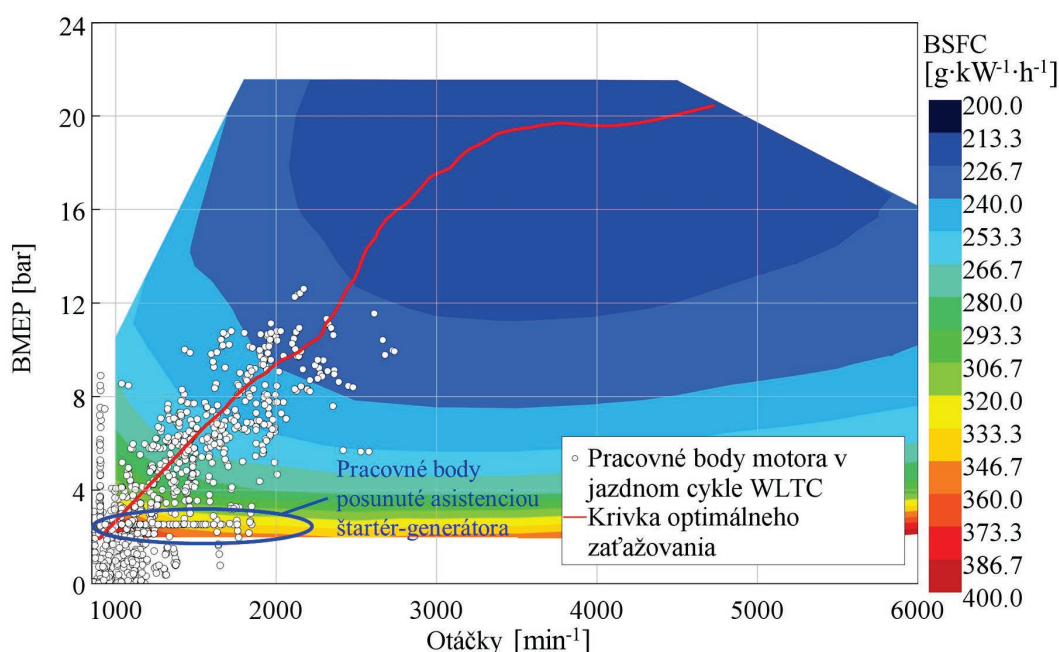
Obr. 51 Schéma riadiaceho algoritmu P0 hybridného vozidla v prostredí GT-SUITE

Dohliadací kontrolér riadi tri hlavné režimy vozidla, ktoré zahŕňajú státie vozidla s vypnutým motorom, státie vozidla s naštartovaným motorom a dobíjaním batérie a režim normálnej jazdy, ktorý je ďalej riadený kontrolérom normálneho režimu. Dohliadací kontrolér obsahuje navyše prechodové režimy medzi jednotlivými hlavnými režimami. Vývojový diagram popisujúci funkciu dohliadacieho kontroléra je v prílohe 1 na obrázku 2. Režim státi vozidla s naštartovaným motorom je núdzovým režimom, ktorý nastáva iba pokiaľ je stav nabitia batérie pod kritickou hodnotu, a teda by za ideálnych podmienok nemal nastať. Na základe aktuálneho režimu posielajú dohliadací kontrolér, respektíve kontrolér normálneho režimu signály požiadavky na krútiaci moment pre spaľovací motor a štartér-generátor, signál stavu zapalovania spaľovacieho motora a signál polohy aktuátora spojky.

Kontrolér normálneho režimu preberá funkciu riadenia od dohliadacieho kontroléra v prípade, že je dohliadací kontrolér v režime normálnej jazdy. Kontrolér normálneho režimu obsahuje viacero režimov spolupráce spaľovacieho motora a elektromotora, medzi ktorými prepína na základe zadaných kritérií. Vývojový diagram kontroléra normálneho režimu je na obrázku 1 v prílohe 1. Hodnoty v hranatých zátvorkách vo vývojovom diagrame boli stanovené naladením bližšie popísaným v kapitole 7.2. Počiatočným režimom je stav, kedy je vozidlo riadené dohliadacím kontrolérom, a teda kontrolér normálneho režimu iba preposiela signály z dohliadacieho kontroléra. Za počiatočným režimom sú zoradené ostatné jazdné režimy, pričom medzi nimi kontrolér prepína na základe splnenia daných podmienok. Splnenie

podmienok je vyhodnocované v každom časovom kroku simulácie a pri prvej splnenej podmienke je kontrolér prepnutý do príslušného režimu pre danú podmienku.

Po počiatočnom režime nasledujú dva režimy asistencie štartér-generátora. Rozdiel medzi týmito režimami je len v tom, že v prvom štartér-generátor asistuje len čiastočným výkonom tak, aby krútiaci moment spaľovacieho motora neklesol pod prahovú hodnotu, zatiaľ čo pri druhom asistuje plným výkonom. Účelom týchto režimov je udržiavanie stavu nabitia batérie pod určitou hodnotou tak, aby bola zachovaná rezerva pre rekuperáciu kinetickej energie vozidla pri brzdení. Hodnota stavu nabitia batérie, rovnako ako prahová hodnota krútiaceho momentu spaľovacieho motora, pod ktorú sa spaľovací motor pri asistencii štartér-generátorom nesmel dostať bola určená naladením bližšie popísaným v 7.2. Na Obr. 52 sú vyznačené pracovné body motora posunuté asistenciou štartér-generátora až na dolnú prahovú hodnotu zaťaženia.



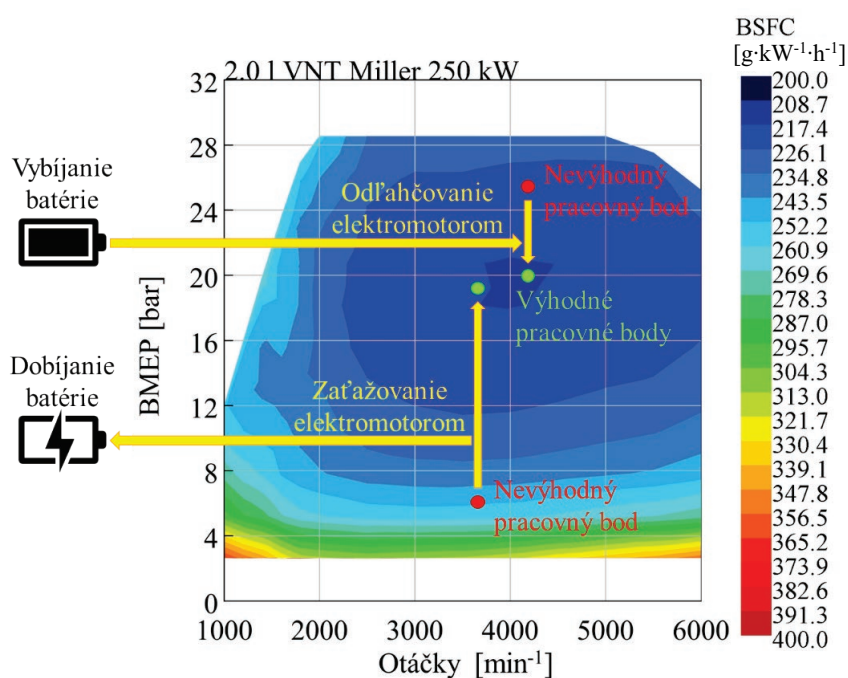
Obr. 52 Úplná charakteristika motora 2.0 l vozidla vyššej strednej triedy s vyznačenými pracovnými bodmi v jazdnom cykle WLTC

Ďalšími režimami v kontroléri normálneho režimu sú tri brzdné režimy. Pri všetkých troch režimoch je vypnuté zapalovanie spaľovacieho motora a spojka zostáva zopnutá, čiže trecí moment spaľovacieho motora dopomáha k brzdeniu vozidla. Brzdy sú ovládané priamo signálom polohy brzdového pedála od vodiča a sú použité až v prípade, keď hybridný pohon nie je schopný dosiahnuť požadované spomalenie vozidla. Prvý brzdný režim je s rekuperáciou kinetickej energie vozidla. V tomto režime je pre brzdenie vozidla okrem trecieho momentu spaľovacieho motora aplikovaný aj brzdný moment štartér-generátora až do limitnej hodnoty podľa požiadavky na brzdný moment od vodiča. Pri brzdení štartér-generátorom dochádza ku rekuperácii kinetickej energie vozidla do batérie. Pre brzdenie vozidla v tomto režime nie je potrebné použiť brzdy vozidla. Druhým brzdným režimom je brzdenie bez rekuperácie. V prípade, že je stav nabitia batérie príliš vysoký na to, aby mohla byť rekuperovaná kinetická energia, je vozidlo brzdené iba trecím momentom spaľovacieho motora a o zvyšok brzdného účinku sa starajú brzdy vozidla. Požiadavka na krútiaci moment štartér-generátora je v tomto

režime nulová. Tretím brzdným režimom je zmiešaný režim, v ktorom je aplikovaný maximálny brzdný moment elektromotora a o zvyšok brzdného účinku sa starajú brzdy vozidla.

Nasledujúcimi štyrmi režimami kontroléra normálneho režimu sú režimy riadiace tzv. „loadshifting“, teda posúvanie pracovného bodu motora dopomáhaním alebo dodatočným zaťažovaním spaľovacieho motora elektromotorom. Princíp týchto režimov je znázornený na Obr. 53.

Úprava pracovného bodu motora spočíva v zmene zaťaženia spaľovacieho motora elektromotorom. V prípade, že by sa pracovný bod spaľovacieho motora nachádzal nad miestom s nižšou mernou efektívnou spotrebou, elektromotor dopomáha spaľovaciemu motoru využitím elektrickej energie z batérie. Tým pádom je časť zaťaženia spaľovacieho motora presunutá na elektromotor a pracovný bod spaľovacieho motora sa tým posunie nižšie do oblasti s nižšou mernou efektívnou spotrebou paliva. V opačnom prípade, kedy by bol pracovný bod spaľovacieho motora pod oblasťou s nižšou mernou efektívnou spotrebou paliva, elektromotor pracuje ako dynamometer a umelo zaťažuje spaľovací motor, pričom prebytočnú energiu ukladá do batérie. Týmto spôsobom je pracovný bod spaľovacieho motora posunutý smerom nahor.



Obr. 53 Znáznornenie posúvania pracovného bodu spaľovacieho motora elektromotorom v úplnej charakteristike motora 2.0 l pre veľké SUV

Prvými dvomi režimami riadiacimi posúvanie pracovného bodu motora v kontroléri normálneho režimu sú režimy, ktoré posúvajú pracovný bod smerom nahor, a teda zaťažujú spaľovací motor elektromotorom. Rozdiel medzi týmito dvomi režimami je v tom, že prvý zaťažuje spaľovací motor plným výkonom elektromotora, a pracovný bod spaľovacieho motora iba približuje požadovanej oblasti v maximálnej možnej miere. Druhý zaťažuje spaľovací motor iba čiastočným výkonom elektromotora a pracovný bod posúva presne do požadovaného miesta. Ďalšie dva režimy posúvania pracovného bodu spaľovacieho motora fungujú

analogicky opačným smerom. Prvý z nich dopomáha čiastočným výkonom elektromotora a druhý dopomáha maximálnym výkonom elektromotora.

Posledné dva režimy v kontroléri normálneho režimu sú núdzové režimy, do ktorých by sa riadiaci algoritmus za ideálnych podmienok nemal dostať. Prvým je režim dobíjania a nastáva v momente, kedy stav nabitia batérie klesne pod kritickú hodnotu. V tomto režime je spaľovací motor zaťažovaný elektromotorom a batéria je dobíjaná bez ohľadu na to, či to je v danej situácii efektívne z hľadiska spotreby paliva a produkcie emisií. Druhý núdzový režim je normálna jazda. V nej je požiadavka na krútiaci moment elektromotora nulová a vozidlo pracuje ako konvenčné nehybridné vozidlo. Tento režim nastáva v prípade, ak nie je splnená žiadna z podmienok určujúcich, do ktorého z predchádzajúcich režimov sa má kontrolér prepnúť.

Okrem dohliadacieho kontroléra a kontroléra normálneho režimu obsahuje riadiaci algoritmus ešte niekoľko periférií, ktoré poskytujú dvom hlavným kontrolérom vstupy, na základe ktorých sa rozhodujú alebo na základe ktorých upravujú svoje výstupy.

Prvou perifériou je loadshifting indikátor, ktorý povoľuje alebo zakazuje posúvanie pracovného bodu v závislosti na stave nabitia batérie. V prípade, že je stav nabitia batérie väčší ako prahová hodnota je posúvanie pracovného bodu zakázané, aby nedochádzalo k prebíjaniu batérie. Prahová hodnota bola stanovená na základe naladenia popísanom v kapitole 7.2.

Ďalšou perifériou je indikátor rekuperácie, ktorý rozhoduje medzi štyrmi režimami. Prvý režim zakazuje rekuperáciu v prípade, ak je stav nabitia batérie väčší ako prahová hodnota, ktorá bola stanovená ladením popísaným v kapitole 7.2. Druhý režim zakazuje rekuperáciu v prípade, kedy je rozopnutá spojka. Tretí režim indikuje zmiešané brzdenie vozidla elektromotorom a brzdami s rekuperáciou plným výkonom elektromotora. Ten nastáva, ak je požiadavka na krútiaci moment od vodiča menšia ako minimálny krútiaci moment elektromotora. Posledný režim je režim normálnej rekuperácie a nastáva v prípade, ak nie sú splnené predchádzajúce podmienky.

Periféria zapnutie-vypnutie dobíjania je hysteréza, ktorá slúži na zapnutie núdzového režimu dobíjania batérie ako pri jazde vozidla, tak pri státi. Hysteréza sa zapne pri vybití batérie pod kritickú hodnotu a znovu sa vypne pri nabití nad požadovanú hodnotu.

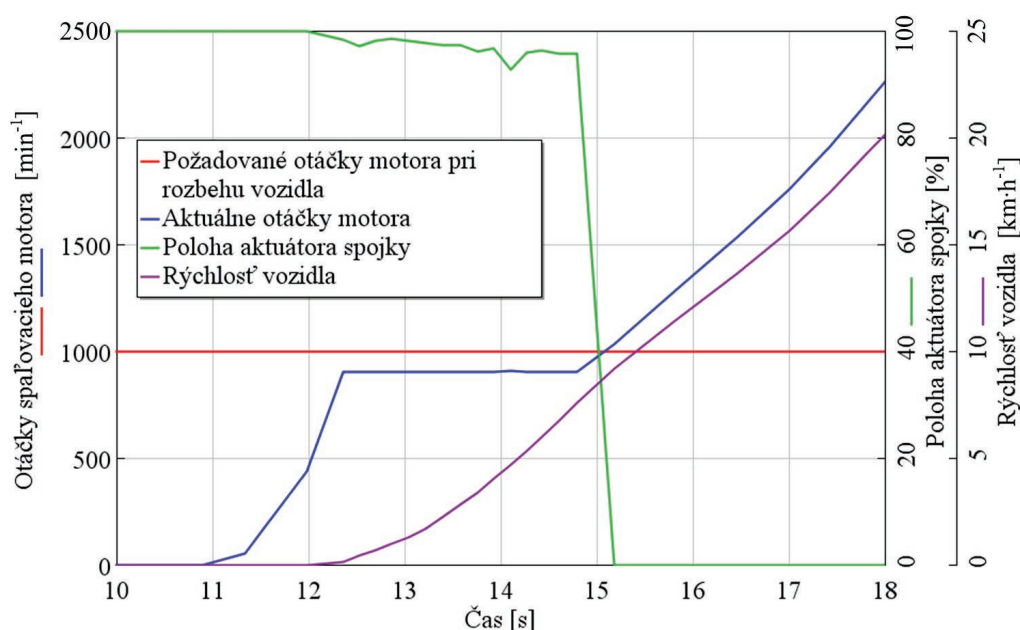
PID kontrolér dobíjania batérie slúži na reguláciu dobíjacieho krútiaceho momentu štartér-generátora v prípade, že je aktívny núdzový režim dobíjania batérie.

Kontrolér voľnobehu slúži na udržiavanie požadovaných voľnobežných otáčok spaľovacieho motora pri státi vozidla s naštartovaným motorom. Aktivátor kontroléra voľnobehu slúži na deaktiváciu kontroléra v prípade, že nie je aktívny režim behu motora na voľnobeh v dohliadacom kontroléri. Zdržiač je oneskorenie signálu o jeden pracovný cyklus motora a slúži na elimináciu algebrickej slučky v simulácii.

Krivka ideálneho zaťaženia je vyhľadávacia tabuľka s jednou nezávislou premennou, ktorá obsahuje krivku ideálneho zaťaženia získanú vyhľadávacím skriptom popísaným v kapitole 7.1.1 pri riadení prevodovky nehybridného vozidla. Za pomoci tohto skriptu bola vyhladaná krivka (zobrazená na Obr. 50) optimálneho zaťaženia pre každý model motora a následne bola použitá v príslušnom simulačnom modeli. Krivka vo vyhľadávacej tabuľke slúži na výber optimálneho zaťaženia pre dané otáčky spaľovacieho motora. Toto zaťaženie je využité

v režimoch posúvania pracovného bodu motora v kontroléri normálneho režimu. Keďže výstupný signál z vyhľadávacej tabuľky je stredný efektívny tlak motora, je nutné tento signál prenásobiť konštantou pre prevod na hodnotu krútiaceho momentu.

Poslednou perifériou riadiaceho algoritmu je „launch“ kontrolér. Je to PID kontrolér, ktorý slúži na ovládanie spojky pri rozbehoch vozidla z nulovej rýchlosti. V kontroléri sú nastavené požadované otáčky motora pri rozbehu vozidla a ten následne úpravou polohy aktuátora spojky upravuje aktuálne otáčky motora. V momente kedy vozidlo dosiahne zadefinovanú rýchlosť je „launch“ kontrolér odpojený kontrolérom spojky. Vo vyšších rýchlostiach alebo v momente, keď vozidlo stojí, preposiela „launch“ kontrolér signál polohy aktuátora spojky z kontroléra normálneho režimu, respektíve z dohliadacieho kontroléra. Limitér polohy aktuátora spojky udáva limitné hodnoty signálu polohy aktuátora spojky posielanej do objektu spojky. Na Obr. 54 je znázornené riadenie rozbehu vozidla pomocou „launch“ kontroléra.



Obr. 54 Riadenie rozbehu vozidla „launch“ kontrolérom (prvý rozbeh vozidla v jazdnom cykle WLTC)

V prvých dvoch sekundách je spaľovací motor naštartovaný štartér-generátorom. Po naštartovaní je krútiaci moment spaľovacieho motora riadený riadiacim algoritmom na základe požiadavky na krútiaci moment od vodiča. Medzi dvanástou a pätnástou sekundou je vidieť oblasť, kedy je poloha aktuátora spojky riadená PID regulátorom tak, aby boli dodržané požadované otáčky spaľovacieho motora. Rozdiel v požadovaných a cieľových otáčkach je spôsobený nastavením PID regulátora. Vzhľadom na to, že vozidlo bolo bez problémov schopné rozbehnúť sa aj z nižších otáčok motora, bol tento rozdiel nepodstatný a nastavenie regulátora nebolo ďalej upravované. V pätnástej sekunde bol dosiahnutý nulový sklz spojky a keďže otáčky motora prešli nad požadovanú hodnotu, kontrolér automaticky plne zopol spojku v snahe znížiť otáčky. Krátko na to vozidlo dosiahlo rýchlosť, nad ktorou bol „launch“ kontrolér odpojený kontrolérom spojky a spojka bola od tohto momentu riadená kontrolérom normálneho režimu, respektíve dohliadacím kontrolérom. Tento stav pretrvával až do momentu kedy rýchlosť vozidla znovu poklesla pod prahovú hodnotu a ovládanie spojky znovu prebral „launch“ kontrolér.

RIADENIE AUTOMATICKEJ PREVODOVKY

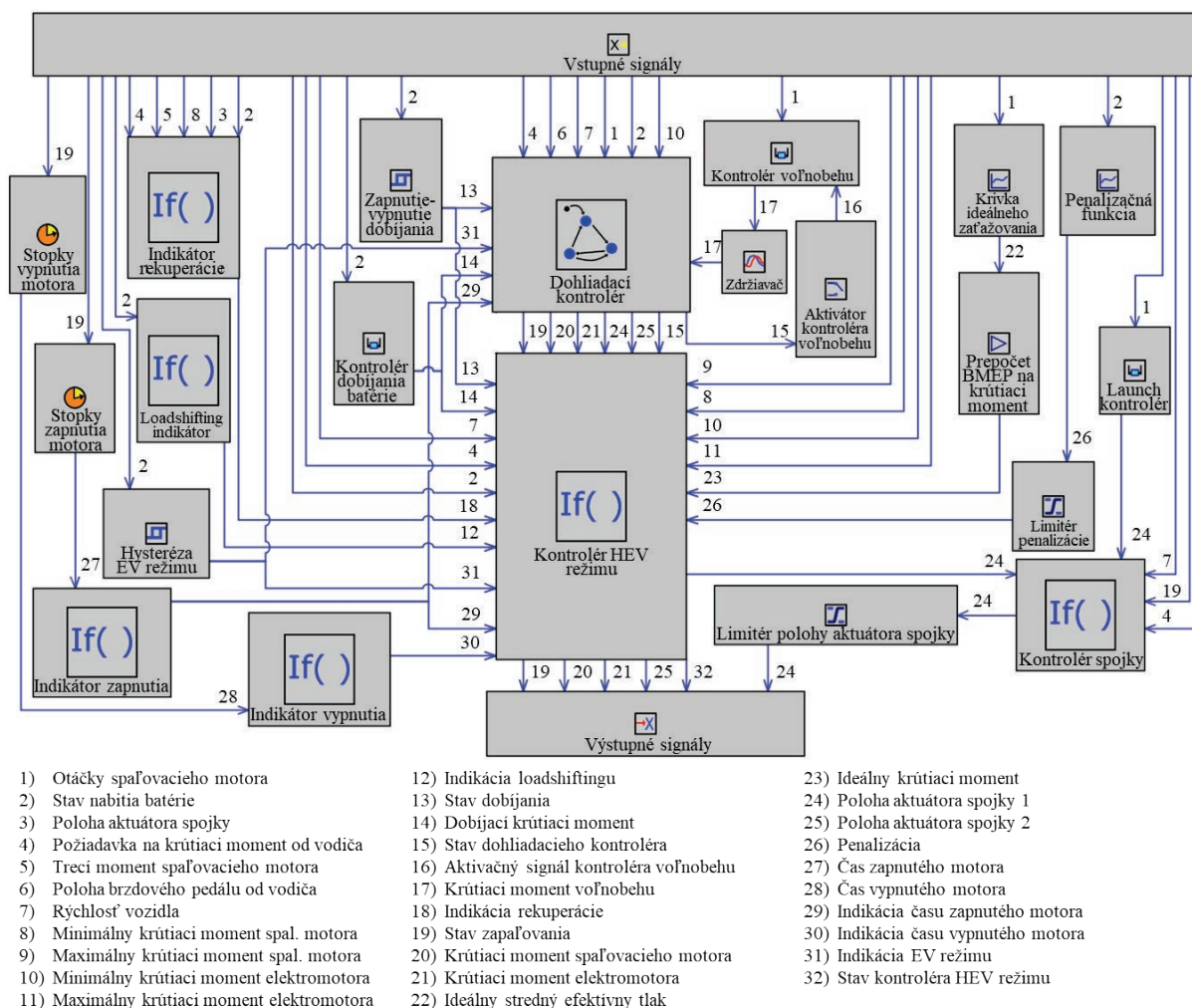
Pre riadenie automatickej prevodovky bol použitý takmer rovnaký algoritmus ako v prípade nehybridného vozidla. Jediný rozdiel spočíva v tom, že korekcia požiadavky na výkon je menená v závislosti na aktuálnom riadiacom režime kontroléra normálneho režimu. V prípade, že sa kontrolér normálneho režimu nachádza v stave núdzového dobíjania batérie je úpravou korekčnej konštanty dosiahnutá výkonová rezerva spaľovacieho motora pre dobíjanie batérie. V ostatných režimoch je použitá konštantná hodnota získaná pomocou ladenia popísaného v kapitole 7.2. Na Obr. 52 je možno vidieť, ako sa pracovné body motora pohybujú v blízkosti krivky ideálneho zaťaženia, na základe riadiaceho algoritmu prevodovky, ktorému sekundovalo posúvanie pracovného bodu motora elektromotorom.

7.1.3 P2 HYBRIDNÉ VOZIDLÁ

Vzhľadom na to, že P2 aj P0 sú paralelné hybridné vozidlá, bolo možné pre P2 hybridné vozidlá upraviť riadiaci algoritmus použitý pre P0 hybridné vozidlá. Nastavenie vodiča zostalo rovnaké, rovnako ako signály od vodiča použité na ovládanie vozidla.

RIADENIE VOZIDLA A HYBRIDNÉHO POHONU

Riadiaci algoritmus P2 hybridných vozidiel vznikol evolúciou riadiaceho algoritmu P0 hybridných vozidiel. Riadiaca logika dvoch hlavných kontrolérov bola prepracovaná pre implementáciu do P2 hybridnej architektúry. Rovnako boli pridané dodatočné periférie potrebné pre voľbu prepracovaných a novo pridaných režimov v hlavných riadiacich kontroléroch. Bloková schéma riadiaceho algoritmu pre P2 hybridné vozidlá v prostredí GT-SUITE je zobrazená na Obr. 55. Z Obr. 55 je vidieť, že dohliadací kontrolér si zachoval svoj názov, no druhý kontrolér zmenil názov na kontrolér HEV režimu. Keďže P2 hybridné vozidlo poskytuje vyššiu mieru flexibility vo využití elektromotora pre jeho pohon, bol tento kontrolér doplnený o režim čisto elektrickej jazdy a na základe toho bol jeho názov zmenený na kontrolér hybridného režimu. Aj v tomto prípade posielajú dva hlavné kontroléry signály požiadaviek krútiaceho momentu elektromotora a spaľovacieho motora, pre ktorý posielajú aj stav zapalovania. V tomto riadiacom algoritme navyše posielajú signál polohy aktuátora spojky 2, a teda spojky nachádzajúcej sa medzi elektromotorom a prevodovkou. Stav kontroléra HEV režimu je odosielaný znovu pre potreby riadenia automatickej prevodovky popísaného v nasledujúcej podkapitole. Odosielaný signál polohy aktuátora spojky 1, teda spojky medzi spaľovacím motorom a elektromotorom je riadený paralelnou vetvou riadiaceho algoritmu.



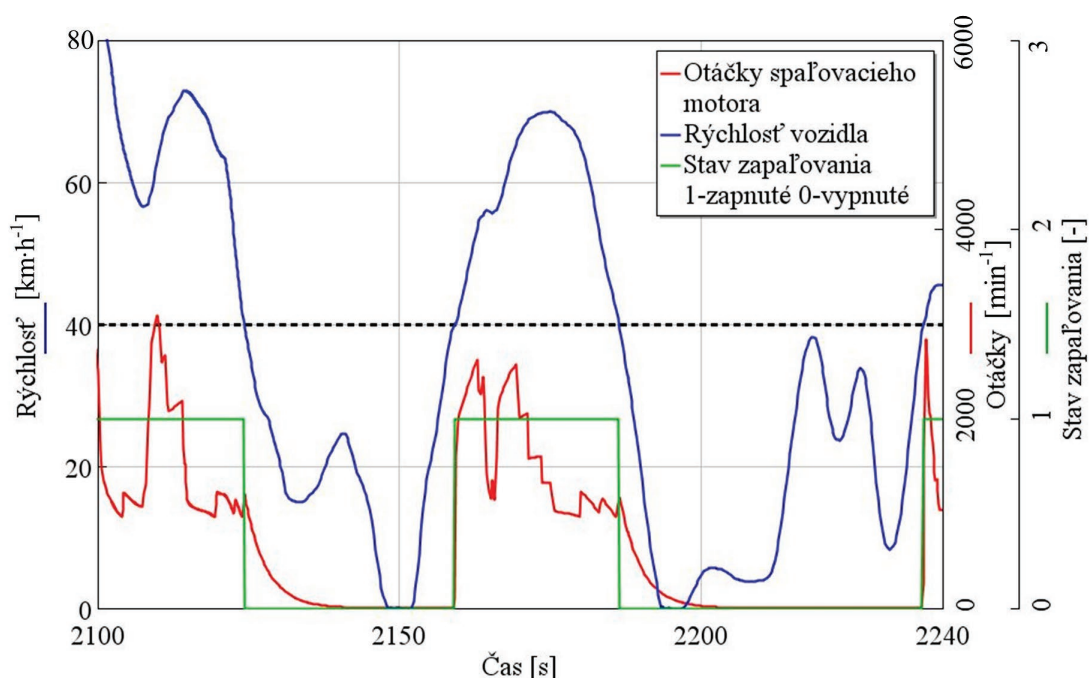
Obr. 55 Riadiaci algoritmus P2 hybridných vozidiel v prostredí GT-SUITE

Riadiaca logika dohľadacieho kontroléra obsahuje iba štyri základné režimy na rozdiel od dohľadacieho kontroléra pre P0 hybridné vozidlá. Základným režimom je režim elektrickej jazdy (EV režim). Keďže P2 hybridné vozidlá boli modelované ako tzv. „plug-in“ hybridné vozidlá, bol tento režim aktívny v čase, kedy bol stav nabitia batérie dostatočný na čisto elektrickú jazdu. Z tohto režimu dohľadací kontrolér prechádza priamo do režimu hybridného vozidla (HEV režim). Vozidlo je riadené kontrolérom HEV režimu v prípade, že je požiadavka na krútiaci moment od vodiča vyššia ako maximálny krútiaci moment elektromotora alebo stav nabitia batérie klesne pod prahovú hodnotu elektrického režimu. Okrem týchto dvoch režimov sú zachované režimy naštartovania spaľovacieho motora stojaceho vozidla a státia vozidla s naštartovaným spaľovacím motorom. Do týchto režimov dohľadací kontrolér prechádza v prípade, že je stav nabitia batérie príliš nízky a je treba batériu dobíjať s naštartovaným spaľovacím motorom napriek tomu, že vozidlo stojí. Vývojový algoritmus dohľadacieho kontroléra je zobrazený na obrázku 4 v prílohe 1.

Riadiaca logika kontroléra HEV režimu je podobná kontroléru normálneho režimu z algoritmu riadenia P0 hybridného vozidla. Aj v prípade kontroléra HEV režimu sú jednotlivé podmienky pre vstup do daného režimu vyhodnocované v každom kroku simulácie a vybraná je prvá vhodná podmienka. Vývojový algoritmus kontroléra HEV režimu je zobrazený na obrázku 3 v prílohe 1. Prvým režimom je opäť ten, v ktorom sa o riadenie vozidla stará dohľadací

kontrolér. Tento režim nastáva v čase, kedy je dohliadací kontrolér v inom ako HEV režime a kontrolér HEV režimu vtedy preposiela signály z dohliadacieho kontroléra.

Ďalším režimom je elektrická jazda, ktorou bol HEV kontrolér doplnený pre potreby čisto elektrickej jazdy za určitých podmienok. V určitých jazdných situáciách je vhodné vypnúť spaľovací motor a poháňať vozidlo iba elektromotorom aj napriek tomu, že stav nabitia batérie nie je dostatočný na to, aby mohlo byť vozidlo v EV režime dohliadacieho kontroléra. Podmienky, ktoré definujú prechod kontroléra HEV režimu do režimu elektrickej jazdy sú pokles požiadavky na krútiaci moment od vodiča pod určitú prahovú hodnotu a pokles rýchlosti vozidla pod určitú prahovú hodnotu. Tieto prahové hodnoty boli stanovené naladením bližšie popísaným v kapitole 7.2. Na Obr. 56 sú zobrazené prechody kontroléra HEV režimu do režimu elektrickej jazdy v rýchlostiach pod $40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Pomerne dlhé dobehy spaľovacieho motora boli spôsobené tým, že bol modelovaný ako tzv. „map-based“ cez úplnú charakteristiku. Takto modelovaný motor sa po vypnutí správal ako hriadeľ brzdený jednoduchým modelom trecích strát.

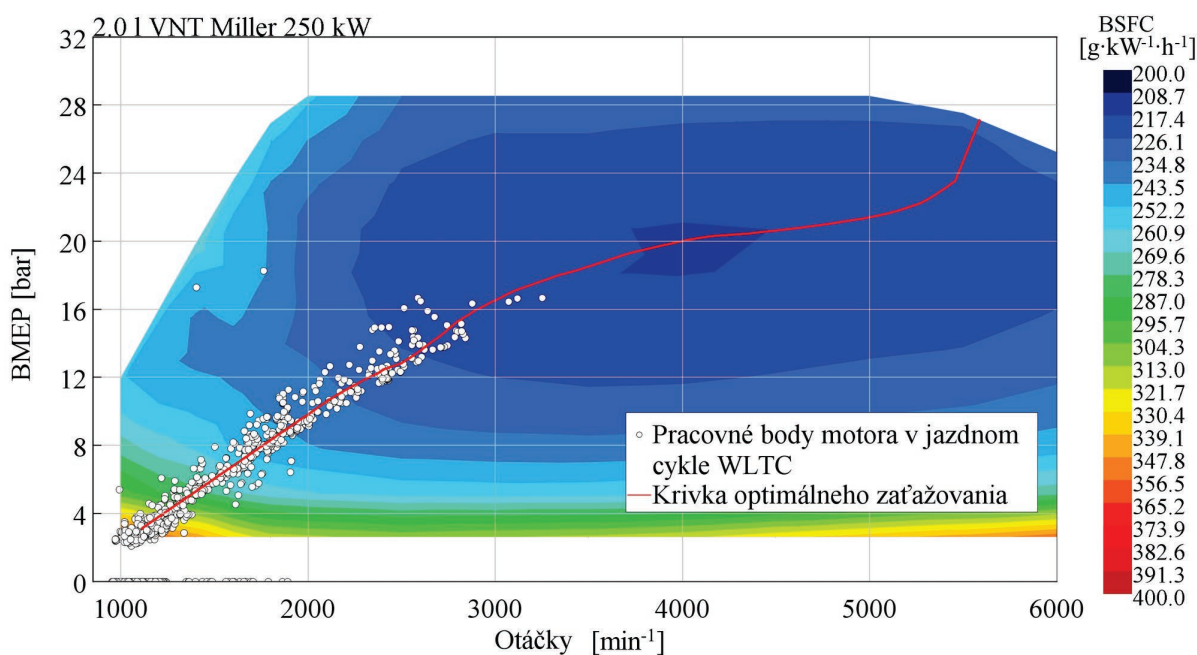


Obr. 56 Prechody kontroléra HEV režimu do režimu elektrickej jazdy

Po režime elektrickej jazdy nasledujú tri režimy brzdenia podobne, ako v prípade riadiaceho algoritmu P0 hybridných vozidiel. Rozdiel je v tom, že v tomto prípade sú brzdné režimy rozdelené iba na brzdenie s rekuperáciou a bez rekuperácie kinetickej energie. Prvé dva režimy sú režimy s rekuperáciou kinetickej energie, pričom prvý je s vypnutým spaľovacím motorom a druhý so zapnutým spaľovacím motorom. Pri brzdení vozidla v režime s rekuperáciou a vypnutým spaľovacím motorom je rozpojená spojka medzi spaľovacím motorom a elektromotorom, aby nedochádzalo k parazitickým stratám v spaľovacom motore. Režim brzdenia so zapnutým spaľovacím motorom bol do algoritmu vložený preto, že algoritmus obsahuje podmienku minimálneho času, po ktorý musí byť zapnutý spaľovací motor. V prípade, že nastal stav kedy vozidlo brzdí v čase, kedy musí byť spaľovací motor zapnutý, aby splnil podmienku minimálneho času naštartovania je vozidlo brzdené s rekuperáciou, ale spojka medzi spaľovacím motorom a elektromotorom zostáva zopnutá. Tretím brzdným

režimom je brzdenie bez rekuperácie rovnako ako v prípade algoritmu riadenia P0 hybridných vozidiel.

Nasledujúce štyri režimy sú režimy posúvania pracovného bodu motora, rozdelené rovnako ako v prípade P0 riadiaceho algoritmu. Rozdiel je v distribúcii krútiaceho momentu medzi spaľovací motor a elektromotor. Keďže elektromotor v P2 hybridných vozidlách má oveľa väčší výkon oproti P0 hybridným vozidlám, je schopný posúvať pracovný bod vo väčšine prípadov až na krivku ideálneho zaťaženia spaľovacieho motora. Keďže efektívnosť posúvania pracovného bodu je zaťažená účinnostným reťazcom transformácie elektrickej energie na mechanickú prácu a naopak, nie je vždy výhodné posúvať pracovný bod spaľovacieho motora až do najvhodnejšieho miesta v úplnej charakteristike motora. Pre úpravu miery posúvania pracovného bodu spaľovacieho motora na základe odchýlky aktuálneho stavu nabitia batérie od požadovanej hodnoty, bola do riadiaceho algoritmu implementovaná penalizačná funkcia využívaná v riadiacom algoritme ECMS popísaná v kapitole 5.2. Na Obr. 57 je vidieť, že aj napriek vysokému potenciálu posúvať pracovný bod spaľovacieho motora až na krivku ideálneho zaťaženia je väčšina bodov len približených tejto krivke.



Obr. 57 Úplná charakteristika motora P2 hybridného veľkého SUV s vyznačenými jazdnými bodmi v jazdnom cykle WLTC

Posledné dva režimy sú rovnako núdzové, ako v prípade riadiaceho algoritmu P0 hybridných vozidiel. Je to ten, ktorý dobíja batériu pod kritickou hodnotou za každú cenu a normálna jazda, ktorá nastáva v prípade, že nie je splnená ani jedna z podmienok pre vstup do predchádzajúcich režimov.

Na Obr. 55 je vidieť niekoľko periférií, ktoré spolupracujú s dvomi hlavnými kontrolérmi. Indikátory „loadshiftingu“ a rekuperácie boli prebraté z algoritmu riadenia P0 hybridných vozidiel. Rovnako bola prebratá hysteréza zapnutia a vypnutia dobíjania batérie spolu s PID kontrolérom dobíjania batérie. Prebratá bola aj vetva kontroléra voľnobehu spolu s vetvou krivky ideálneho zaťažovania. Zvyšné periférie boli prepracované alebo pridané do algoritmu na základe potrieb riadenia P2 hybridných vozidiel.

Prvými pridanými vetvami sú vetvy stopiek zapnutia a vypnutia motora, ktoré sú naviazané na režim elektrickej jazdy. Vzhľadom na to, že v prípade P2 hybridných vozidiel dochádza k vypínaniu a zapínaniu motora aj počas jazdy vozidla, bolo nutné zabezpečiť, aby nebol spaľovací motor riadiacim algoritmom vypínaný a zapínaný príliš často na veľmi krátku dobu. Objekty stopiek spolu s indikátormi vypnutia, respektíve zapnutia motora zabezpečujú, že motor zostane vypnutý, respektíve naštartovaný po dobu minimálne 10 sekúnd. Kritérium minimálnej doby vypnutia motora nie je dodržané v prípade, že je požiadavka na krútiaci moment od vodiča väčšia ako maximálny krútiaci moment elektromotora. V takom prípade je okamžite naštartovaný spaľovací motor aby mohol asistovať elektromotoru pri pohone vozidla.

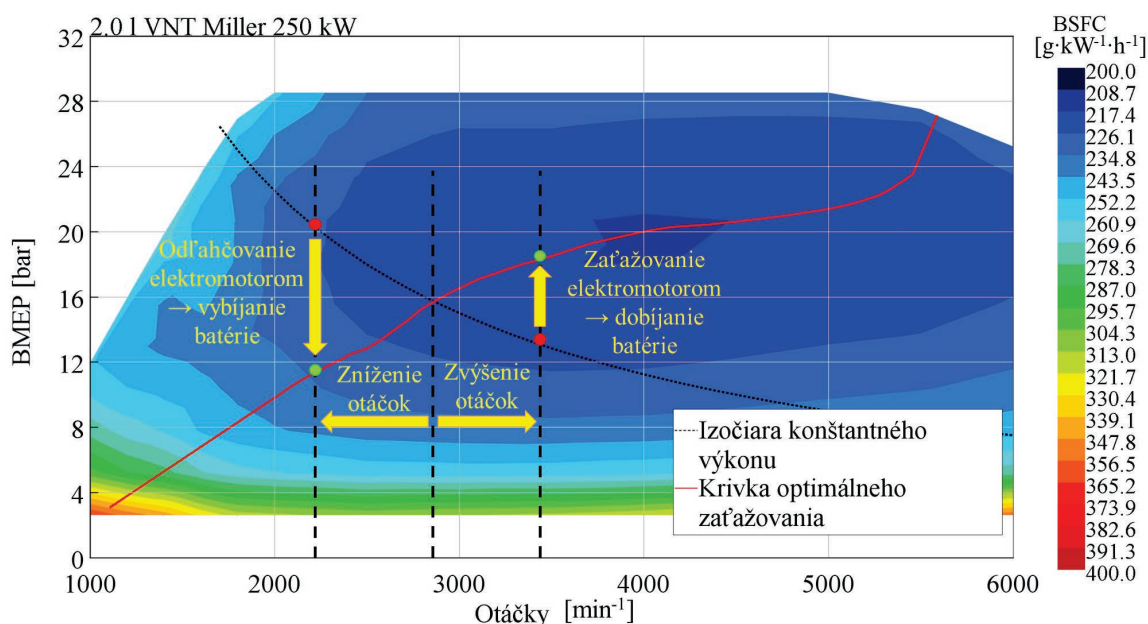
Hysteréza EV režimu dopomáha pri udržiavaní stavu nabitia batérie na požadovanej hodnote. V prípade, ak stav nabitia batérie klesne pod prahovú hodnotu hysterézy, je HEV kontrolér nútený rozdeľovať požiadavku na krútiaci moment medzi elektromotor a spaľovací motor tak, aby bol stav nabitia batérie navrátený na požadovanú hodnotu.

Vyhľadávacia tabuľka penalizačnej funkcie slúži na určenie hodnoty penalizácie na základe rozdielu aktuálneho stavu nabitia batérie a požadovanej hodnoty. Táto funkcia bola prebratá z algoritmu riadenia ECMS popísaného v kapitole 5.2. Hodnota penalizácie je limitovaná tak, aby nemohla prekročiť hranice -1 a 1. Táto hodnota je následne použitá kontrolérom HEV režimu pre úpravu miery posúvania pracovného bodu spaľovacieho motora.

Vetva „launch“ kontroléra bola oproti algoritmu riadenia P0 hybridných vozidiel len mierne upravená. Úprava spočívala v kontroléri spojky, ktorý preposiela signál z „launch“ kontroléra vo všetkých situáciách, kedy je spaľovací motor pripájaný k hnaciemu ústrojenstvu. Toto bolo vykonané z dôvodu, že v prípade P2 hybridných vozidiel nastáva pripájanie a odpájanie spaľovacieho motora k hnaciemu ústrojenstvu aj počas jazdy vozidla.

RIADENIE AUTOMATICKEJ PREVODOVKY

Pre riadenie automatickej prevodovky bol použitý podobný algoritmus riadenia ako v prípade predchádzajúcich dvoch architektúr. Rozdiel je v tom, že korekčný faktor je upravovaný na základe rovnakej penalizačnej funkcie aká bola použitá pre úpravu miery posúvania pracovného bodu spaľovacieho motora v kontroléri HEV režimu. Na základe odchýlky aktuálneho stavu nabitia batérie od požadovanej hodnoty je korekčný faktor upravený tak, aby boli otáčky spaľovacieho motora zvýšené alebo znížené zaradením vhodného prevodového stupňa. To poskytuje výkonovú rezervu, respektíve nedostatok výkonu od spaľovacieho motora, na základe ktorých mohol elektromotor spolupracovať tak, aby udržiaval požadovaný stav nabitia batérie. Na Obr. 58 je znázornená zmena otáčok spaľovacieho motora za účelom udržiavania stavu nabitia batérie v úplnej charakteristike motora. V prípade, že je stav nabitia batérie vyšší ako požadovaný, je na základe penalizačnej funkcie upravený korekčný faktor tak, aby znížil otáčky spaľovacieho motora. Pri znížených otáčkach je možné posunúť pracovný bod spaľovacieho motora na krivku ideálneho zaťaženia odľahčením spaľovacieho motora elektromotorom, následkom čoho je batéria vybíjaná a môže sa tak dostať na požadovanú hodnotu stavu nabitia. Analogicky môžu byť otáčky motora zvýšené v prípade, že je stav nabitia batérie nižší ako požadovaná hodnota.



Obr. 58 Úprava otáčok spaľovacieho motora za účelom udržania stavu nabitia batérie na požadovanej hodnote

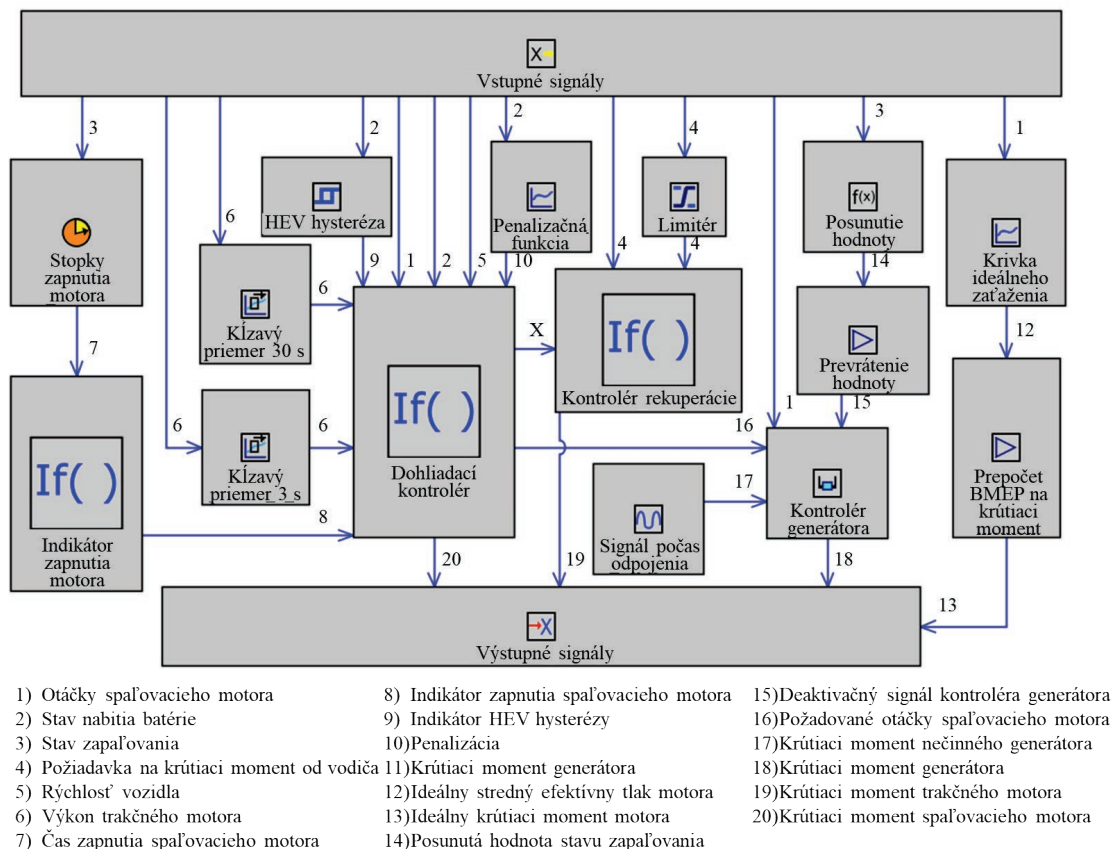
7.1.4 SÉRIOVÉ HYBRIDNÉ VOZIDLÁ

Riadenie sériových hybridných vozidiel sa od paralelných hybridných vozidiel líši. Pri sériových hybridných vozidlách nie je prítomný algoritmus riadenia prevodovky a riadenie hybridného pohonu je menej komplikované, keďže vozidlo je možné poháňať len trakčným motorom. Spaľovací motor sa spolu s generátorom starajú o dobíjanie trakčnej batérie počas jazdy.

Hlavným riadiacim prvkom je opäť vodič, ktorý má rovnaké nastavenie ako v prípade P0 a P2 hybridných vozidiel. Pre ovládanie brzd je využitý signál polohy brzdového pedála, ktorý ovláda priamo brzdy vozidla. Pre ovládanie zrýchlenia vozidla je využitý signál požiadavky na krútiaci moment na výstupe z prevodovky.

RIADENIE VOZIDLA A HYBRIDNÉHO POHONU

Pre riadenie hybridného pohonu bol vytvorený riadiaci algoritmus zobrazený v blokovej schéme na Obr. 59. Hlavným riadiacim prvkom je dohliadací kontrolér ktorý prepína medzi šiestimi základnými režimami. Režimy sú volené na základe splnenia požadovaných podmienok, pričom jednotlivé podmienky sú overované postupne pre každý režim v každom časovom kroku simulácie. Zvolený je prvý režim, ktorý spĺňa podmienku pre aktiváciu daného režimu. V každom režime sú zadané výstupné signály pre stav zapalovania spaľovacieho motora a požadované otáčky spaľovacieho motora. Vývojový diagram dohliadacieho kontroléra sériového hybridného vozidla je na obrázku 5 v prílohe 1.



Obr. 59 Bloková schéma riadiaceho algoritmu sériových hybridných vozidiel v prostredí GT-SUITE

Prvým režimom dohľadacieho kontroléra je režim elektrickej jazdy. V prípade, že je stav nabitia batérie dostatočný, rýchlosť vozidla pod zadanou prahovou hodnotou a požiadavka na výkon pre pohon vozidla pod prahovou hodnotou, je vozidlo v režime elektrickej jazdy s vypnutým spaľovacím motorom.

V prípade ak nie je splnená niektorá z podmienok pre jazdu v elektrickom režime, sa dohľadací kontrolér prepne do ďalšieho režimu, ktorým je režim štartu spaľovacieho motora. V tomto režime je spaľovací motor štartovaný generátorom.

Keď sa otáčky spaľovacieho motora dostanú nad požadovanú hodnotu, dohľadací kontrolér sa prepne do režimu ekonomickej hybridnej jazdy. V tomto režime je na základe penalizačnej funkcie stavu nabitia batérie, ktorá je jednou z periférií riadiaceho algoritmu na Obr. 59, upravovaná požadovaná hodnota otáčok spaľovacieho motora. Penalizačná funkcia je rovnaká ako v prípade P2 riadiaceho algoritmu, a teda vychádza z riadiaceho algoritmu ECMS. V prípade, ak je stav nabitia batérie vyšší ako požadovaná hodnota, dohľadací kontrolér na základe penalizácie zníži otáčky spaľovacieho motora, následkom čoho je batéria dobíjaná nižším výkonom. V prípade, ak je stav nabitia batérie nižší, dohľadací kontrolér analogicky otáčky zvyšuje. Hodnota požadovaných otáčok spaľovacieho motora je takto plynule menená na základe stavu nabitia batérie.

Ďalším režimom je hybridný režim plného výkonu. V prípade, ak je požiadavka na výkon pre pohon vozidla vyššia ako prahová hodnota pre prechod do režimu plného výkonu, dohľadací kontrolér prejde do tohto režimu. V režime plného výkonu je spaľovací motor udržiavaný

v otáčkach, pri ktorých produkuje maximálny výkon. Tým následne cez generátor dobíja batériu.

Posledné dva režimy sú núdzové, do ktorých by sa dohliadací kontrolér za ideálnych podmienok nemal dostať. Prvým je režim prebitia batérie, kedy je batéria nabitá nad maximum svojej kapacity. V ňom nie je batéria naďalej dobíjaná pomocou spaľovacieho motora. Posledným je normálna jazda, v ktorej je spaľovací motor taktiež nečinný a vozidlo je poháňané energiou z batérie.

Riadiaci algoritmus obsahuje okrem dohliadacieho kontroléra niekoľko periférií. Prvou periférnou vetvou je vetva so stopkami zapnutia spaľovacieho motora, ktoré sú spojené s časovačom. Objekt stopiek počíta čas, po ktorý je spaľovací motor zapnutý a časovač následne indikuje, či bola splnená podmienka minimálneho času, po ktorý musí spaľovací motor bežať. Táto podmienka bola do algoritmu implementovaná preto, aby nedochádzalo k príliš častému zapínaniu spaľovacieho motora na krátky čas.

Ďalšími perifériami sú dva kľzavé priemery, ktoré filtrujú okamžitú hodnotu výkonu trakčného motora. Tieto filtrované hodnoty sú následne využité v rozhodovacích kritériách dohliadacieho kontroléra.

Objekt HEV hysterézy slúži na udržiavanie stavu nabitia batérie nad minimálnou hodnotou. V prípade, kedy dôjde k poklesu stavu nabitia batérie pod minimálnu hodnotu, prinúti hysteréza dohliadací kontrolér, aby dobíjal batériu až nad hodnotu, pri ktorej je hysteréza znovu vypnutá.

Penalizačná funkcia slúži na určenie hodnoty penalizácie na základe odchýlky stavu nabitia batérie od požadovanej hodnoty. Penalizáciu následne využíva dohliadací kontrolér na úpravu požiadavky na otáčky spaľovacieho motora.

Kontrolér rekuperácie zakazuje rekuperáciu kinetickej energie vozidla trakčným motorom v prípade, že sa dohliadací kontrolér nachádza v režime prebitia batérie. Ak je dohliadací kontrolér v režime prebitia batérie, preposiela kontrolér rekuperácie do trakčného motora požiadavku na krútiaci moment od vodiča, ktorá je zdola limitovaná nulovou hodnotou. V prípade, ak sa dohliadací kontrolér nachádza v inom režime, preposiela kontrolér rekuperácie do trakčného motora nelimitovanú požiadavku na krútiaci moment od vodiča. V takomto prípade môže požiadavka nadobúdať aj záporné hodnoty, a teda trakčný motor môže rekuperovať kinetickú energiu vozidla.

PID kontrolér generátora slúži na udržiavanie požadovaných otáčok spaľovacieho motora. Na základe odchýlky okamžitých otáčok spaľovacieho motora od požadovaných upravuje hodnotu krútiaceho momentu generátora. Úpravou hodnoty brzdného momentu generátora sú menené otáčky sústavy spaľovacieho motora a generátora. Kontrolér generátora je deaktivovaný na základe signálu stavu zapalovania spaľovacieho motora. Signál stavu zapalovania je matematickými operáciami transformovaný, aby nadobúdal opačné hodnoty, a teda aby bol deaktivčný signál kontroléra 1 v prípade, že je stav zapalovania 0 a naopak. V prípade deaktivácie kontroléra generátora je výstupný signál kontroléra prepisovaný nulovou hodnotou.

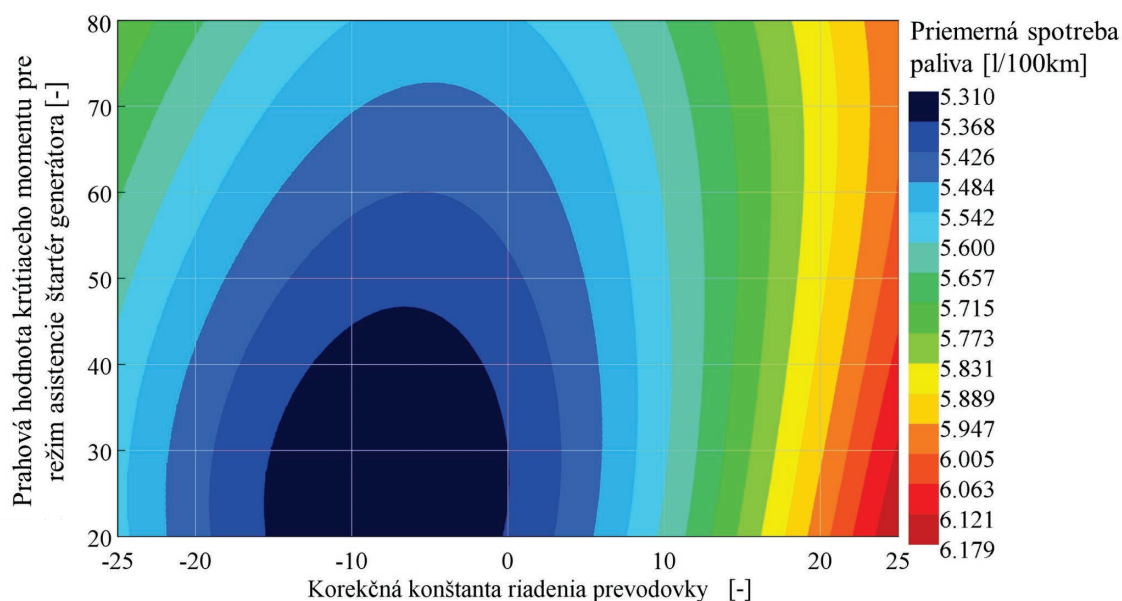
Krivka ideálneho zaťaženia slúži pre určenie požiadavky na krútiaci moment spaľovacieho motora na základe jeho otáčok. Pre aktuálne otáčky je vo vyhľadávacej tabuľke vybraná hodnota ideálneho stredného efektívneho tlaku motora, ktorý je prepočítaný na krútiaci moment a ten následne posielaný do objektu spaľovacieho motora.

7.2 KALIBRÁCIA RIADIACICH ALGORITMOV

Aby vozidlá s vytvorenými riadiacimi algoritmami pracovali s čo najvyššou efektivitou, bolo nutné naladiť riadiaci algoritmus pre konkrétne vozidlo. Naladenie riadiaceho algoritmu bolo vykonané pomocou modulu návrhu experimentu – DOE („Design of Experiments“) v GT-SUITE pre každý model vozidla samostatne. V DOE boli menené vybrané parametre riadiaceho algoritmu v definovanom rozsahu s definovaným krokom zmeny. Následne boli vykonané simulácie vozidiel v jazdnom cykle WLTC so všetkými možnými kombináciami hodnôt vybraných parametrov. Parametre „rule-based“ riadiaceho algoritmu vybrané pre DOE sú vypísané v tabuľke 1 v prílohe 1.

Z výsledkov DOE pre jednotlivé modely vozidiel boli následne vytvorené metamodely v module na spracovanie DOE v softvéri GT-POST. Metamodel je n -rozmerná závislosť odozvy na parametroch, ktorých hodnota bola menená v rámci DOE (n parametrov). Metamodel môže byť tiež nazývaný ako metóda plochy odozvy („response surface“) [31]. Metamodely boli vytvorené pomocou preddefinovanej interpolácie Kriging.

Pre vyhodnocovanie efektivity riadiaceho algoritmu bola ako parameter odozvy metamodelu zvolená priemerná spotreba paliva. Na Obr. 60 je zobrazený vybraný rez metamodelom pre P0 hybridné vozidlo vyššej strednej triedy s motorom s Millerovým cyklom.



Obr. 60 Rez metamodelom pre P0 hybridné vozidlo vyššej strednej triedy s motorom 2.0 l VNT

Výsledná kombinácia ladených parametrov riadiaceho algoritmu bola vybraná za pomoci vstavanej optimalizácie v module pre vyhodnocovanie DOE. Na základe vytvoreného metamodelu optimalizácia našla kombináciu parametrov, ktorá viedla k minimálnej priemernej spotrebe paliva v jazdnom cykle WLTC. Takto získané hodnoty boli následne použité v simulačných modeloch vozidiel.

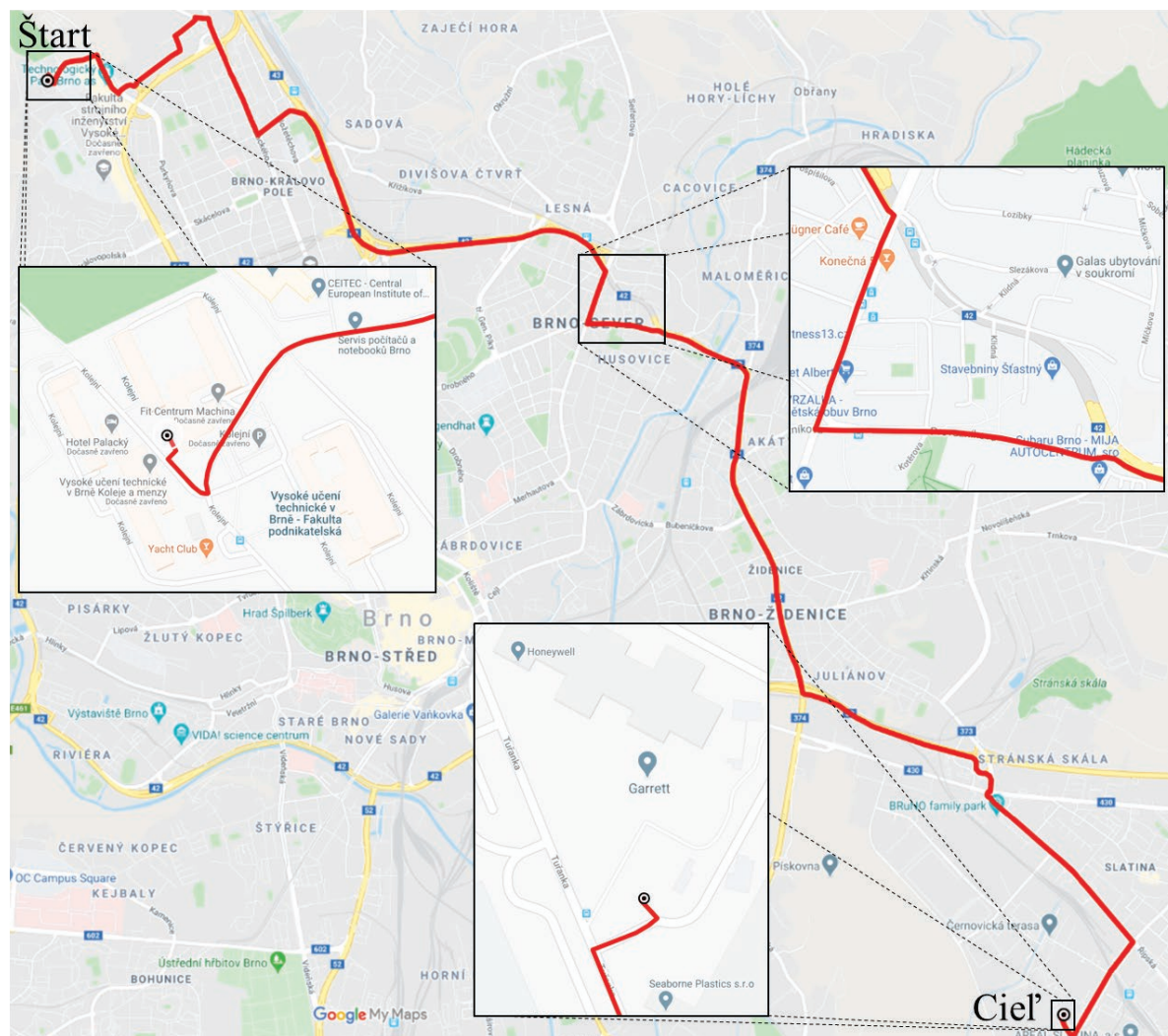
8 VYTVORENIE ZÁZNAMU JAZDY DO PRÁCE

Pre porovnanie koncepcií hybridných pohonov v režime denného dochádzania do práce boli vytvorené záznamy jazdy do práce a z práce pomocou GPS v mobilnom telefóne. Pre vytvorenie časovo závislých profilov rýchlosti a stúpania boli dáta zaznamenané a následne spracované dvomi postupmi, z ktorých bol následne použitý ten vhodnejší.

Prvým spôsobom bolo zaznamenanie trasy do práce vo formáte GPX, ktorý zaznamenáva hodnoty času, zemepisnej šírky, zemepisnej dĺžky a nadmorskej výšky z GPS systému. Na zaznamenanie trasy vo formáte GPX bola využitá aplikácia GPX Tracker [49] pre mobilné zariadenie s operačným systémom iOS. Pomocou aplikácie bol vytvorený záznam jazdy a uložený do textového súboru vo formáte .gpx. Tento súbor bol následne importovaný do šablóny „ProfileGPS“, ktorou je možné vykonať „preprocessing“ surových dát. GT-SUITE v tomto prípade na základe preddefinovaných algoritmov spracoval dáta vo formáte GPX na potrebné závislosti (napr. rýchlostný profil, výškový profil, profil stúpania atď.). Samotný výpočet prejdenej vzdialenosti a rýchlosti zo súradníc zemepisnej šírky a dĺžky je nutné vykonať zo zmeny polohy so zohľadnením polomeru geoidu. Takto získané priebehy rýchlosti a vzdialenosti boli príliš zašumené. Aj napriek tomu, že GT-SUITE využíva niekoľko prístupov k filtrovaniu takto zašumených dát, nebolo možné považovať spracované výstupy za uspokojivé. Navyše je vhodné, aby boli rýchlostný a výškový profil v závislosti na čase pre synchronizáciu počas simulácie. Jediný výstup, ktorý poskytoval „preprocessor“ v závislosti na čase bol rýchlostný profil. Práve z týchto dôvodov bolo od použitia záznamu vo formáte GPX upustené.

Na druhý spôsob záznamu bola využitá aplikácia Sensors Pro [50] pre mobilné zariadenia s operačným systémom iOS. Táto aplikácia je schopná zaznamenávať dáta zo všetkých senzorov, ktorými mobilný telefón disponuje. Záznam je následne uložený do čiarkami oddeleného textového súboru (.csv). Pri zázname jazdy do práce a z práce boli zaznamenávané údaje zo senzora GPS a z barometra. Dáta boli zaznamenávané vzorkovacou frekvenciou 1 Hz, čo je obnovovacia frekvencia verejného GPS systému. Spracovanie zaznamenaných údajov je popísané v nasledujúcich podkapitolách.

Na Obr. 61 je znázornená trasa jazdy do práce, pričom jazda z práce bola uskutočnená po rovnakej trase (menšie rozdiely boli spôsobené jazdou v opačnom smere) a sú v ňom zvýraznené miesta štartu a cieľa, ktoré boli rovnaké aj pri jazde z práce, len v opačnom poradí. Rovnako je na Obr. 61 znázornený detail obchádzky Husovického tunela. Obchádzka tunela bola vykonaná z dôvodu, aby počas záznamu jazdy nedošlo k strate GPS signálu.



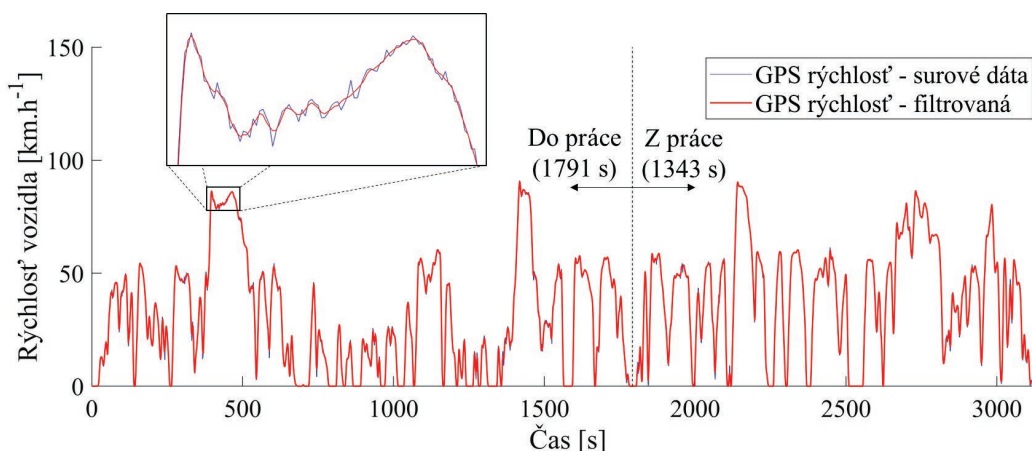
Obr. 61 Trasa jazdy do práce vyznačená v Mapy Google [51]

8.1 ZÁZNAM RÝCHLOSTNÉHO PROFILU

Najdôležitejším vstupom do simulácie vozidla, ktorý definuje jazdu vozidla na vybranej trase je závislosť rýchlosti vozidla na čase. Pre záznam rýchlosti vozidla bol využitý senzor GPS, ktorý poskytuje údaj rýchlosti získaný na základe Dopplerovho javu. Na rozdiel od výpočtu rýchlosti zo zmeny polohy je rýchlosť získaná na základe Dopplerovho javu oveľa presnejším údajom, ktorý má menšiu mieru zašumenia.

Spracovanie surových dát zo záznamu jázdy do práce a z práce bolo vykonané v softvéri MATLAB. Surové dáta z čiarkami oddeleného súboru boli filtrované Savitzky-Golay filtrom tretieho rádu s dĺžkou okna 9 hodnôt, čo pri vzorkovacej frekvencii 1 Hz predstavuje 9 sekúnd záznamu. Následne boli odstránené záporné hodnoty rýchlosti, ktoré vznikli pri filtrácii Savitzky-Golay filtrom.

Rýchlostné profily jazdy do práce a z práce boli následne zložené tak, že rýchlostný profil jazdy z práce bol pripojený za rýchlostný profil jazdy do práce. Takto zložený rýchlostný profil, ktorý je zobrazený na Obr. 62 bol následne importovaný do simulácií vozidiel v GT-SUITE.



Obr. 62 Rýchlostný profil v čase zložený z jazdy do práce a z práce

Vzhľadom na to, že záznamy jász boli vytvorené na začiatku júna 2020, sú zaznamenané dáta zaťažené zníženou mobilitou z dôvodu opatrení proti šíreniu ochorenia COVID-19. Z tohto dôvodu nie je možné dáta považovať za reprezentatívne vzorky denného dochádzania do práce v časoch pred pandémiou, pretože hustota premávky nebola rovnaká.

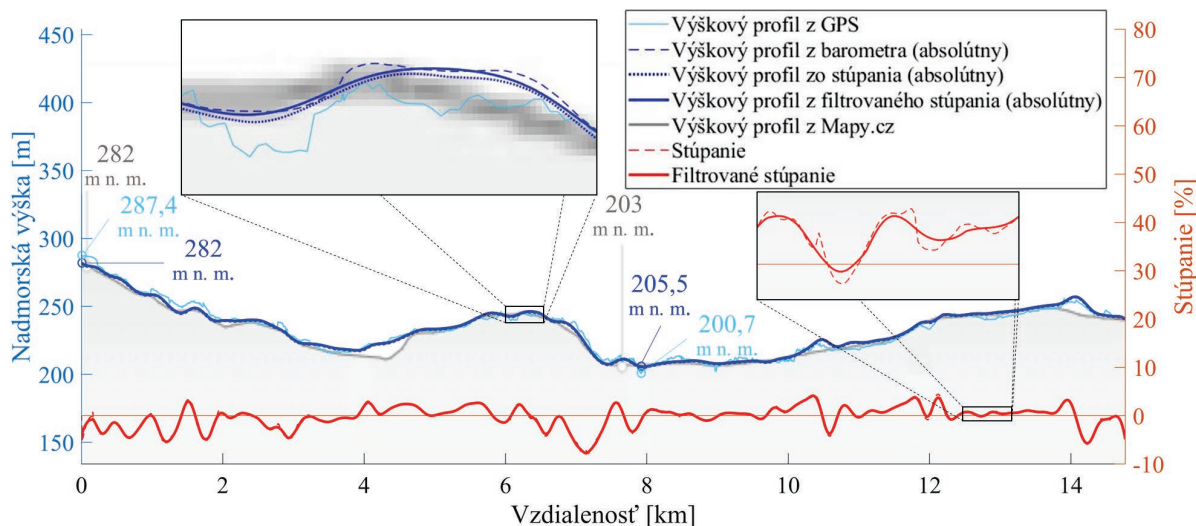
8.2 VÝŠKOVÝ PROFIL TRASY

Doplňujúcou informáciou pri zázname jazdy je zmena nadmorskej výšky pozdĺž trasy. Použité mobilné zariadenie poskytovalo dve možnosti záznamu výškového údaju. Prvou bola hodnota nadmorskej výšky z GPS, ktorá, ako sa ukázalo, bola nepresná. Druhou možnosťou bol záznam zmeny výšky pomocou barometra. Údaj výšky z GPS poskytuje absolútnu hodnotu nadmorskej výšky voči geoidu na základe určenia výškovej polohy signálom zo satelitov GPS systému. Z Obr. 63 je vidieť, že dáta výšky z GPS (bledomodrá súvislá čiara) sú zašumené a na základe nich by nebolo možné vytvoriť vstupy do simulácie vozidiel v GT-SUITE. Preto bol použitý výškový údaj získaný z barometra.

Surové dáta z barometra už obsahovali priamo relatívnu výšku voči počiatočnému bodu, ktorá je daná prepočtom zo zmeny atmosférického tlaku. Aby bolo možné porovnať jednotlivé priebehy boli všetky relatívne výšky na Obr. 63 prevedené na absolútne posunutím priebehov o hodnotu absolútnej výšky počiatočného bodu 282 m n. m., ktorá bola stanovená z portálu Mapy.cz [52]. Z grafu je vidieť, že záznam výšky z barometra (čiarkovaná tmavomodrá čiara) má oveľa hladší priebeh oproti záznamu z GPS. Pre porovnanie bol do pozadia grafu vložený obrázok výškového profilu trasy získaný z portálu Mapy.cz (sivá súvislá čiara). Porovnaním záznamov výšky z GPS a barometra s výškovým profilom získaným z portálu Mapy.cz je vidieť, že priebeh výšky z GPS je veľmi zašumený a priebeh výšky z barometra lepšie opisuje výškový profil z Mapy.cz.

Vzhľadom na to, že výškový profil z portálu Mapy.cz je vytvorený na základe výšky terénu z mapových podkladov bez zohľadnenia výšky vozovky, sú na Obr. 63 odchýlky zaznamenaných výšok od profilu z Mapy.cz. Tieto rozdiely sú spôsobené jazdou vozidla po

mostoch, nadjazdoch, nájazdoch a podjazdoch. Z rovnakého dôvodu vznikol rozdiel v najnižších miestach výškových profilov vo vzdialenosti približne 8 km. Najnižšie miesto výškového profilu z Mapy.cz je totiž na dne rieky Svitavy, a preto je najnižšie miesto záznamov až kúsok za riekou, po zjazde z mosta. Najnižšie miesto záznamu z barometra sa nachádza 2,5 m nad najnižším miestom z Mapy.cz, zatiaľ čo najnižšie miesto záznamu z GPS sa nachádza 2,3 m pod najnižším miestom z Mapy.cz. Z porovnania najnižších miest výškových profilov je vidieť menšiu presnosť záznamu výšky z GPS.



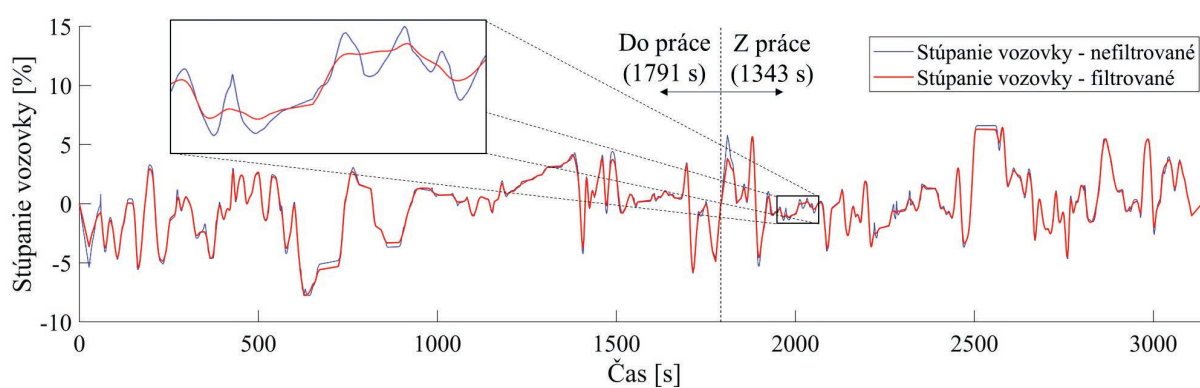
Obr. 63 Výškový profil jazdy do práce v závislosti na vzdialenosti s porovnaním profilu z Mapy.cz [52]

Vloženie údajov o zmene nadmorskej výšky počas jazdy do simulácie vozidiel v GT-SUITE je možné tromi spôsobmi. Prvými dvoma je vloženie výškového profilu trasy respektíve profilu stúpania v percentách v závislosti na prejdenej vzdialenosti. Týmito dvoma spôsobmi nie je možné zaručiť, že budú vstupné údaje rýchlostného profilu a výškového profilu počas simulácie synchronizované. Vzhľadom na to, že v dynamickom režime simulácie je rýchlosť vozidla dodržiavaná úpravou výkonu pohonných jednotiek, dochádza počas celej simulácie k určitým odchýlkam medzi požadovanou a aktuálnou rýchlosťou. To spôsobuje, že vzdialenosť, ktorú vozidlo prešlo za daný čas simulácie nemusí odpovedať vzdialenosti, ktorú prešlo reálne vozidlo počas tvorby záznamu rýchlostného profilu za rovnaký čas. V prípade, že by bol výškový údaj vynesенý v závislosti na prejdenej vzdialenosti by dochádzalo k tomu, že v daný čas simulácie by sa vozidlo mohlo nachádzať v inom mieste výškového profilu, ako tomu bolo počas tvorby záznamu s reálnym vozidlom. Preto je vhodné, aby bol aj vstupný údaj o zmene nadmorskej výšky vynesенý v závislosti na čase. Jediným spôsobom ako do simulácie vozidiel v GT-SUITE vložiť vstupný údaj o zmene nadmorskej výšky v závislosti na čase je použiť závislosť stúpania vozovky na čase.

Pre získanie závislosti stúpania vozovky na čase bolo nutné spracovať záznam relatívnej výšky z barometra, ktorý je z princípu merania v závislosti na čase. Aby bolo možné získať hodnotu stúpania vozovky, bolo nutné transformovať závislosť relatívnej výšky na čase na závislosť relatívnej výšky na prejdenej vzdialenosti. Numerickou integráciou filtrovanej rýchlosti vozidla bol získaný priebeh prejdenej vzdialenosti vozidla, ku ktorému bola priradená relatívna nadmorská výška z barometra. Závislosť relatívnej výšky na vzdialenosti bola následne filtrovaná Savitzky-Golay filtrom tretieho rádu s dĺžkou okna odpovedajúcou vzdialenosti 310 m. Z takto získanej závislosti relatívnej nadmorskej výšky na vzdialenosti bol vypočítaný priebeh stúpania vozovky v závislosti na vzdialenosti. Priebeh stúpania vozovky bol následne

filtrovaný Savitzky-Golay filtrom tretieho rádu s dĺžkou okna odpovedajúcou vzdialenosti 310 m. Na Obr. 63 je vidieť vypočítaný priebeh stúpania vozovky v závislosti na vzdialenosti (čiarkovaná červená čiara) rovnako ako priebeh filtrovanej závislosti stúpania vozovky na vzdialenosti (súvislá červená čiara). Pre lepšie znázornenie bol z priebehu stúpania vozovky dopočítaný výškový profil (bodkovaná tmavomodrá čiara) a rovnako výškový profil z filtrovaného stúpania (súvislá tmavomodrá čiara).

Filtrovaná závislosť stúpania vozovky na vzdialenosti bola následne spätne transformovaná na závislosť stúpania vozovky na čase záznamu. Závislosti stúpania vozovky na čase pre jazdu do práce a pre jazdu z práce boli následne spojené rovnako ako v prípade rýchlostných profilov. Spojená závislosť stúpania vozovky na čase bola importovaná do simulácií vozidiel v GT-SUITE. Na Obr. 64 je znázornená spojená závislosť filtrovaného stúpania vozovky na čase, ktorá je pre porovnanie doplnená o nefiltrovanú závislosť stúpania vozovky na čase.



Obr. 64 Profil stúpania vozovky v čase zložený z jazdy do práce a z práce

9 VYHODNOTENIE

Efektivita modelovaných vozidiel bola porovnávaná na základe simulácií podľa homologačnej metodiky WLTP a následne bola zhodnotená efektivita týchto vozidiel simuláciami v režime denného dochádzania do práce. Porovnanie bolo vykonané na základe priemernej spotreby paliva vozidla a s tým súvisiacimi priemernými emisiami CO₂. Pre zhodnotenie ekologického dopadu modelovaných vozidiel na planétu boli vypočítané priemerné „well-to-wheel“ emisie modelovaných vozidiel. „Well-to-wheel“ emisie zohľadňujú okrem emisií CO₂ vyprodukovaných spaľovaním paliva priamo vo vozidle taktiež emisie spojené s výrobou a distribúciou paliva, ale aj výrobou a distribúciou elektrickej energie a nabíjaním „plug-in“ hybridných vozidiel.

9.1 SPOTREBA A EMISIE CO₂ PODĽA HOMOLOGAČNEJ PROCEDÚRY WLTP

Vzhľadom na to, že režim denného dochádzania do práce bol posudzovaný v Českej republike, ktorá je súčasťou Európskej únie, bolo vhodné porovnať parametre priemernej spotreby a produkcie emisií CO₂ homologačnou metodikou WLTP. Pre porovnanie boli v Tab. 15 vypočítané limitné hodnoty produkcie emisií CO₂ pre všetky modelované vozidlá v závislosti na ich hmotnosti podľa rovnice 1 v kapitole 1.1.2. V tabuľkách 1 až 5 v prílohe 2 sú výsledné parametre efektivity podľa WLTP pre všetky modelované vozidlá doplnené o predpokladané hodnoty pokút za prekročenie emisných limitov.

Tab. 15 Limitné hodnoty emisií CO₂ pre rok 2020 v závislosti na hmotnosti modelovaných vozidiel

CO ₂ limit platný pre rok 2020 podľa EU [g/km]				
	Nehybridné vozidlá	P0 hybridné vozidlá	P2 plug-in hybridné vozidlá	Sériové hybridné vozidlá
Veľké SUV	122,3	122,8	133,1	136,2
Sedan vyššej strednej triedy	100,7	101,1	109,7	109,6
Malý hatchback	85,7	85,9	92,5	93,0

Na Obr. 65 je zobrazená priemerná spotreba paliva vypočítaná metodikou WLTP, ktorej špecifiká pre hybridné vozidlá sú popísané v kapitole 1.3.

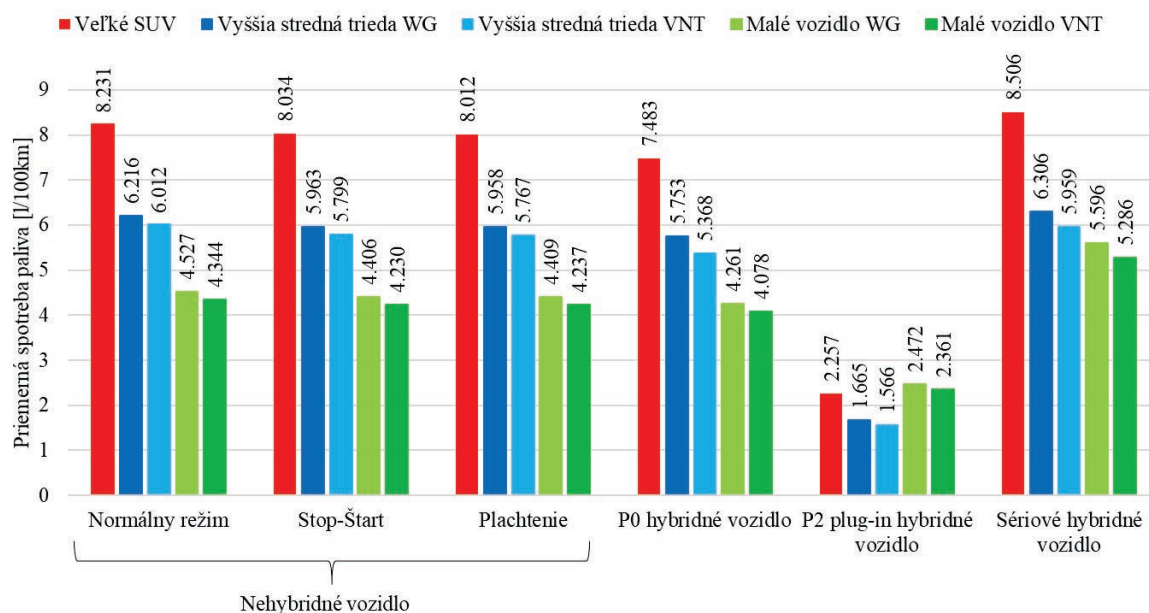
Z Obr. 65 je vidieť, že jednoduchý systém stop-štart poskytuje relatívne veľkú úsporu paliva voči konvenčnému vozidlu bez tohto systému. Úspora pre veľké SUV a vozidlá vyššej strednej triedy sa pohybuje okolo 0,2 l/100 km a 0,12 l/100 km pre malé vozidlá. Percentuálne to činí pokles o približne 2,4 % pre veľké SUV 3,2 %, pre vozidlá vyššej strednej triedy a 2,6 % pre malé vozidlá. Vyššia úspora pri vozidlách vyššej strednej triedy je spôsobená tým, že boli vybavené rovnakým spaľovacím motorom ako veľké SUV, iba s menším stupňom preplňovania. Spotreba paliva na voľnobeh bola teda pre obe tieto kategórie vozidiel takmer zhodná, no v pomere ku priemernej spotrebe vozidla bola pre vozidlá vyššej strednej triedy väčšia. Odstránením spotreby paliva na voľnobeh vypnutím motora bola tým pádom docielená výrazne vyššia percentuálna úspora paliva pri vozidlách vyššej strednej triedy.

Úspora režimu plachtenia voči režimu stop-štart v prípade nehybridného vozidla je takmer nepodstatná. Je to spôsobené tým, že režim plachtenia je voči režimu stop-štart úspornejší iba v prípadoch takej decelerácie, kedy vozidlo spomaľuje menej ako pri brzdení motorom. Vo všetkých ostatných prípadoch je spotreba vozidla s režimom stop-štart rovnaká. Vzhľadom na to, že takto špecifických úsekov je v jazdnom cykle WLTC minimum, sa režim plachtenia na výslednej spotrebe vozidiel nemohol dostatočne prejavíť.

P0 hybridný systém poskytuje voči stop-štart systému ďalšiu úsporu paliva. V prípade veľkého SUV je to približne 0,25 l/100 km, pri vozidle vyššej strednej triedy s motorom s wastegate turbodúchadlom je to približne 0,2 l/100 km a s VNT a Millerovým cyklom až 0,4 l/100 km. Pre malé vozidlá je to pre obe verzie motorov približne 0,15 l/100 km. Vysoká úspora paliva pri vozidle vyššej strednej triedy s VNT turbodúchadlom a Millerovým cyklom je spôsobená rozidelným naladením riadiacej stratégie, pretože úplná charakteristika tohto spaľovacieho motora umožňovala väčší zisk účinnosti spaľovacieho motora posúvaním jeho pracovného bodu za pomoci štartér-generátora.

Vysoká efektivita P2 plug-in hybridných vozidiel je spojená s vysokou mierou využitia elektrickej energie z trakčných batérií dobíjaných z distribučnej elektrickej siete. Malé vozidlá s touto architektúrou vykazujú vyššie spotreby podľa WLTP ako zvyšné vozidlá. Toto spôsobuje menšia kapacita trakčnej batérie, s čím súvisí menší elektrický dojazd na základe ktorého je získavaný „utility factor“ popísaný v kapitole 1.3.

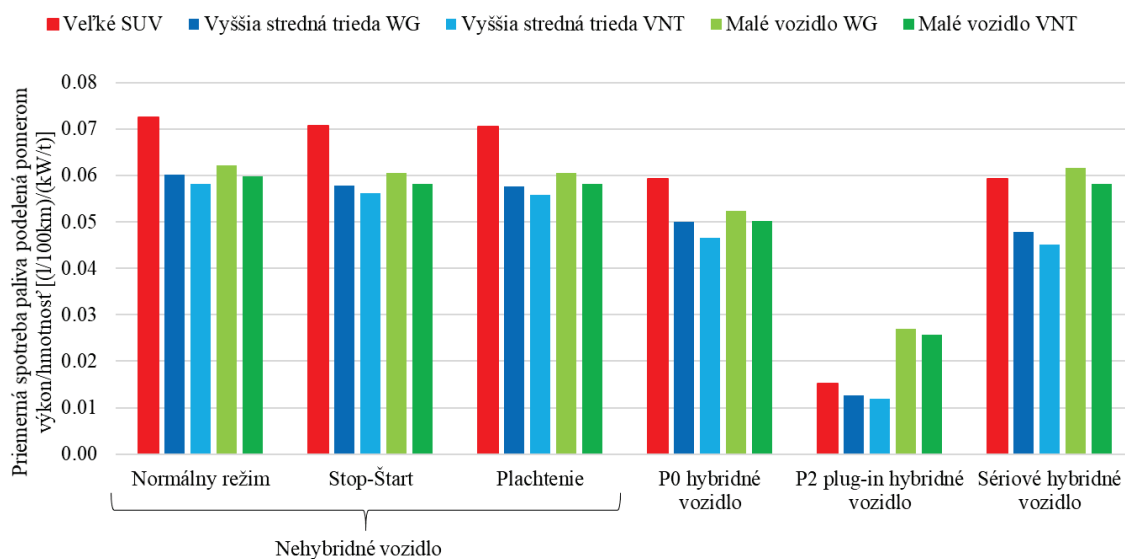
Modelované sériové hybridné vozidlá vykazujú najmenšiu mieru efektivity. Tieto výsledky sú spojené s nepriaznivým účinnostným reťazcom transformácie energií na ceste od spaľovacieho motora po kolesá. Voľba parametrov spaľovacích motorov a elektromotorov naviac nebola vhodná z hľadiska hmotnostných prírastkov. Použitie relatívne veľkého spaľovacieho motora v sériových hybridných vozidlách naviac spôsobilo, že spaľovací motor nebolo možné prevádzkovať v oblasti s maximálnou účinnosťou. V tejto oblasti bol výkon generovaný spaľovacím motorom príliš vysoký, s čím súviseli aj oveľa vyššie straty pri prenose energií v sériovom hybridnom systéme.



Obr. 65 Porovnanie priemerných spotrieb paliva modelovaných vozidiel stanovených podľa metodiky WLTP

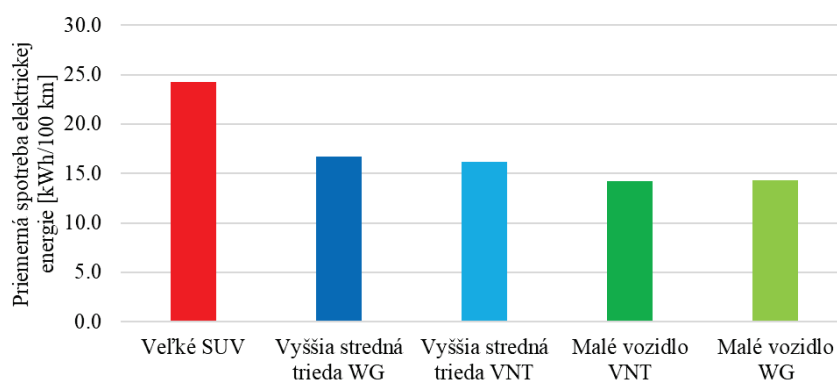
Pri porovnaní motorov s Millerovým cyklom a turbodúchadlom s VNT reguláciou s motormi s Ottovým cyklom a turbodúchadlom s wastegate reguláciou je vidieť, že Millerizáciou spaľovacieho motora je možné ušetriť značné množstvo paliva. Aj v prípade vozidiel vyššej strednej triedy a aj v prípade malých vozidiel bola spotreba paliva znížená Millerizáciou približne o 0,2 l/100 km. Turbodúchadlo s VNT reguláciou navyše poskytuje rýchlejšie prechody spaľovacieho motora s nižšieho do vyššieho zaťaženia.

Vzhľadom na to, že modelované hybridné vozidlá disponovali väčším systémovým výkonom a väčšou hmotnosťou v porovnaní s nehybridnými vozidlami, boli pre porovnanie spočítané spotreby paliva korigované pomerom systémového výkonu a hmotnosti modelovaných vozidiel (Obr. 66). Toto porovnanie stavia do mierne lepšieho svetla sériové hybridné vozidlá, ktoré sa takto nachádzajú medzi nehybridnými vozidlami a P0 hybridnými vozidlami. Zároveň sú v takto korigovaných výsledkoch P0 hybridné vozidlá voči nehybridným vozidlám mierne lepšie oproti porovnaniu v nekorigovaných hodnotách.

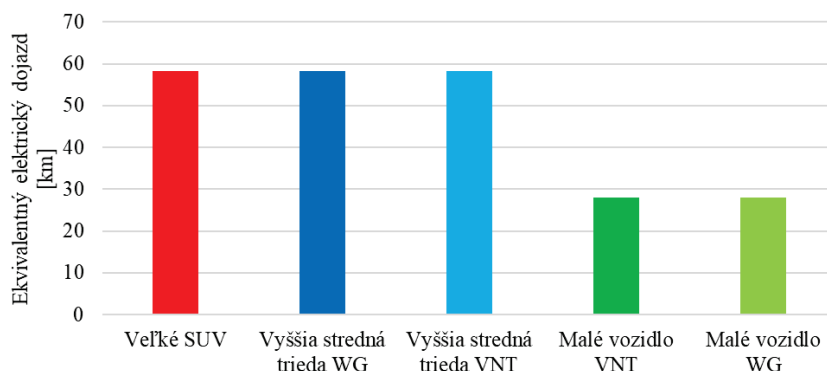


Obr. 66 Porovnanie priemerných spotrieb paliva podľa WLTP korigovaných pomerom výkon/hmotnosť pre modelované vozidlá

Pre doplnenie sú v Obr. 67 vynesené hodnoty priemerných spotrieb elektrickej energie modelovaných P2 „plug-in“ hybridných vozidiel podľa WLTP a v Obr. 68 ich ekvivalentné elektrické dojazdy podľa WLTP.



Obr. 67 Porovnanie priemernej spotreby elektrickej energie modelovaných P2 „plug-in“ hybridných vozidiel podľa WLTP



Obr. 68 Porovnanie ekvivalentného elektrického dojazdu modelovaných P2 plug-in hybridných vozidiel podľa WLTP

Pre porovnanie ekologického dopadu modelovaných vozidiel na planétu boli vyhodnotené tzv. „well-to-wheel“ emisie CO₂. Sú to emisie vozidla spojené so spaľovaním paliva doplnené o emisie vyprodukované výrobou tohto paliva a o emisie spojené s výrobou a distribúciou elektrickej energie ktorú využívali pre pohon „plug-in“ hybridné vozidlá.

Emisie spojené s výrobou a distribúciou paliva boli spočítané vzťahom:

$$M_{CO2palivo} = \frac{C \cdot O}{100}, \quad (25)$$

kde:

$M_{CO2palivo}$	[g/km]	emisie spojené s výrobou a distribúciou paliva,
C	[l/100 km]	priemerná spotreba paliva,
O	[g·l ⁻¹]	emisie produkované výrobou a distribúciou litra paliva.

Hodnota emisií produkovaných výrobou a distribúciou litra paliva je 720 g·l⁻¹ [53].

Emisie vyprodukované výrobou elektrickej energie boli stanovené na základe portálu electricityMap [54]. Pre tri vybrané krajiny Európskej únie (Poľsko, Nemecko, Francúzsko) boli získané údaje o emisiách CO₂ na 1 kW·h elektrickej energie, pričom boli použité hodnoty „consumption“, ktoré zohľadňujú import a export elektrickej energie z danej krajiny. Hodnoty boli získané 15. 6. 2020 okolo 10:00 hod, pričom pre Poľsko bola v danom čase hodnota 678 g·kW⁻¹·h⁻¹, pre Nemecko 340 g·kW⁻¹·h⁻¹ a pre Francúzsko 69 g·kW⁻¹·h⁻¹ [54].

Emisie spojené s produkciou a distribúciou elektrickej energie boli získané vzťahom:

$$M_{CO2eE} = \frac{EC \cdot eMap}{100}, \quad (26)$$

kde:

M_{CO2eE}	[g/km]	emisie spojené s výrobou elektrickej energie,
EC	[kW·h/100 km]	priemerná spotreba elektrickej energie,
eMap	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	emisie produkované výrobou 1 kW·h elektrickej energie.

Vzhľadom na to, že vyrobená elektrická energia podlieha dodatočným stratám pri prenose v distribučnej sieti a stratám spojeným s účinnosťou nabíjania vozidla, bolo nutné zohľadniť aj

emisie spojené s týmito stratami. Emisie spojené so stratami a nabíjaním vozidla boli získané vzťahom:

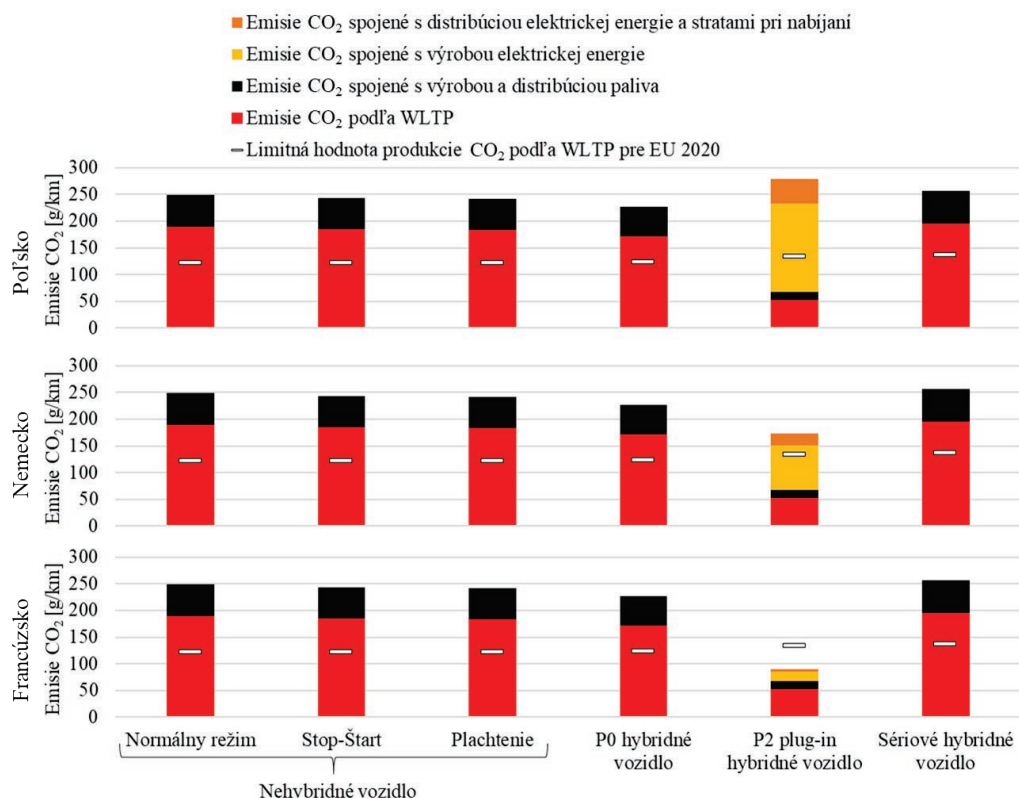
$$M_{CO2elE,\eta} = M_{CO2elE} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{distr} \cdot \eta_{charg}} - 1 \right), \quad (27)$$

kde:

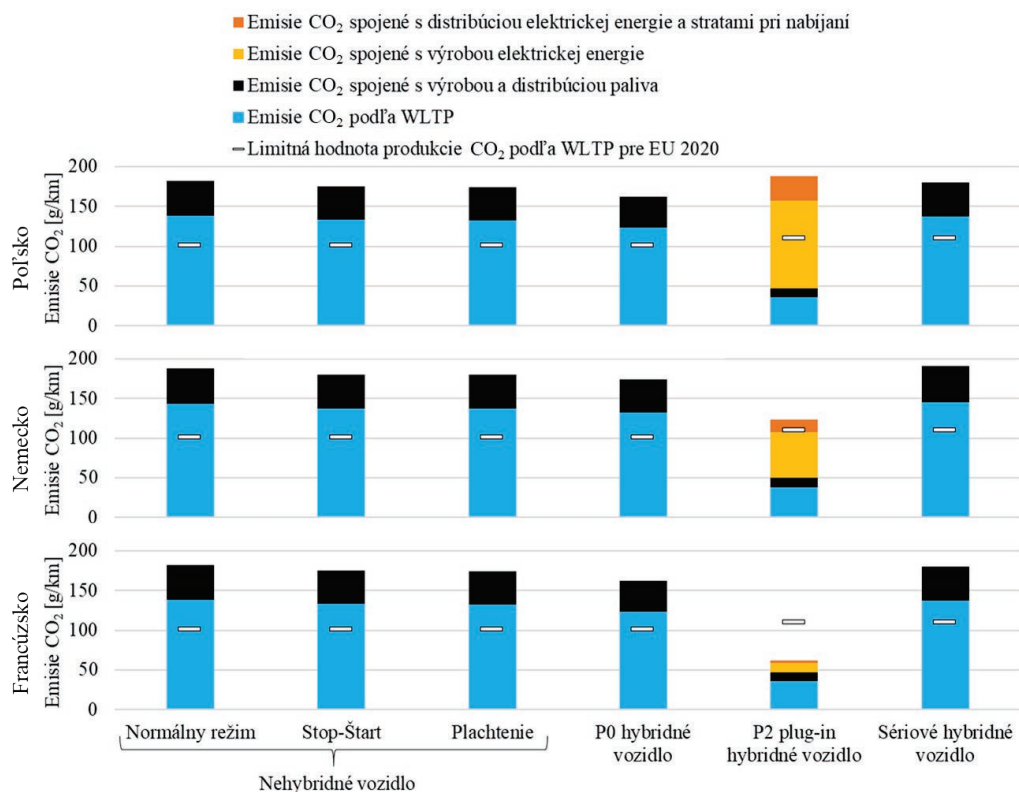
$M_{CO2elE,\eta}$	[g/km]	emisie spojené s distribúciou el. energie a nabíjaním vozidla,
η_{distr}	[-]	účinnosť prenosu elektrickej energie v distribučnej sieti,
η_{charg}	[-]	účinnosť nabíjania batérie vozidla.

Priemerná účinnosť prenosu elektrickej energie v Európe je 93,66 % (r. 2015) [55] a priemerná účinnosť domácej 3,5 kW nabíjačky pre vozidlá je 83,5 % [56].

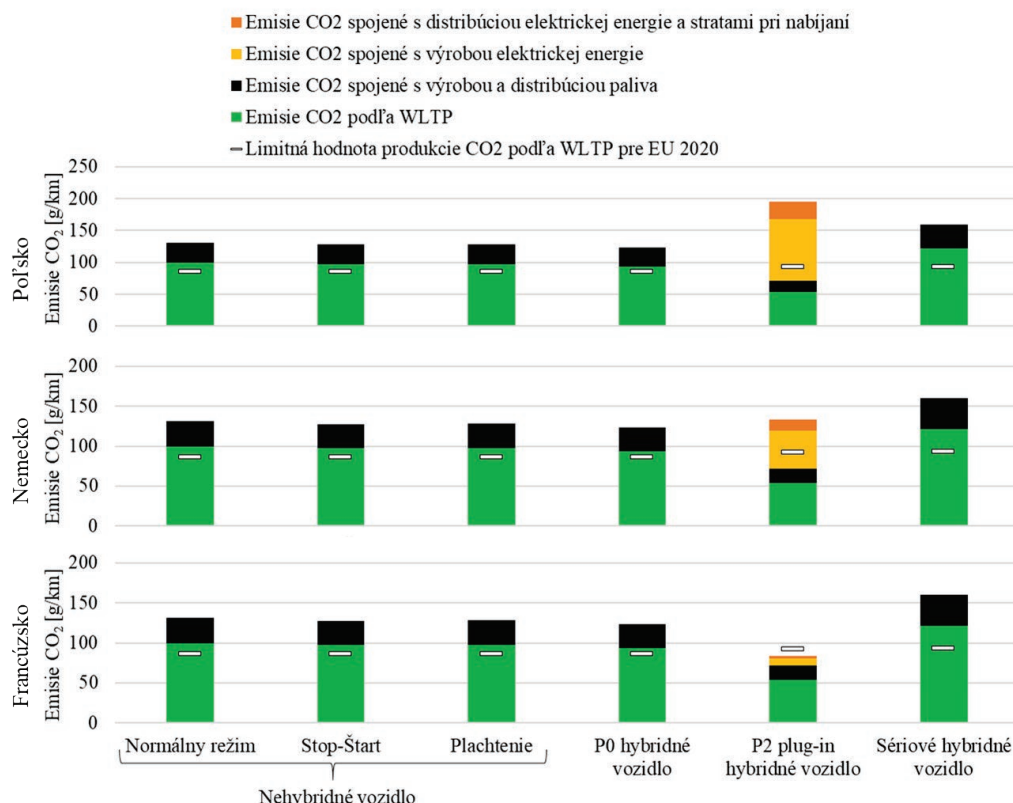
Na Obr. 69 až Obr. 71 je porovnanie „well-to-wheel“ emisií CO₂ pre veľké SUV, vozidlá vyššej strednej triedy a malé vozidlá s motormi s Millerovým cyklom a VNT turbodúchadlom vo vybraných krajinách Európskej únie. Prevádzka „plug-in“ hybridných a elektrických vozidiel vychádza najekologickejšie z týchto troch krajín vo Francúzsku, pre tamojšie veľké zastúpenie jadrových elektrární v produkcii elektrickej energie (až 56 % ku dňu 16 .6. 2020). V jadrových elektrární zbavujúcom sa Nemecku je ekologickosť prevádzky malých „plug-in“ hybridných vozidiel na úrovni konvenčných nehybridných vozidiel. Vo zvyšných dvoch veľkostných kategóriách vozidiel si v Nemecku „plug-in“ hybridné vozidlá tesne zachovávajú prvenstvo v ekologickosti. V Poľsku sú všetky modelované „plug-in“ hybridné vozidlá najneekologickejším spôsobom dopravy z modelovaných vozidiel pre všetky veľkostné kategórie. Využívanie elektrických a „plug-in“ hybridných vozidiel je v Poľsku menej ekologické ako využívanie nehybridných vozidiel s klasickým spaľovacím motorom z dôvodu, že elektrická energia vyrobená v Poľsku pochádza z prevažnej časti z uhoľných tepelných elektrární (až 73,6 % ku dňu 16 .6. 2020).



Obr. 69 „Well-to-wheel“ produkcia emisií CO₂ vo vybraných krajinách EU pre veľké SUV



Obr. 70 „Well-to-wheel“ produkcia emisií CO₂ vo vybraných krajinách EU pre vozidlo vyššej strednej triedy (motor 2.0 l VNT)



Obr. 71 „Well-to-wheel“ produkcia emisií CO₂ vo vybraných krajinách EU pre malé vozidlo (motor 1.0 l VNT)

9.2 SPOTREBA A EMISIE CO₂ V REŽIME DENNÉHO DOCHÁDZANIA DO PRÁCE

V režime denného dochádzania do práce bola vyhodnocovaná priemerná spotreba paliva a priemerné emisie CO₂ za cestu do práce a z práce. Pre porovnanie bola jazda P2 „plug-in“ hybridných vozidiel simulovaná so štartom s plne nabitou batériou (CD režim) a so štartom s nenabitou batériou (CS režim). Prípade nenabitej batérie odpovedal stavu, kedy sa „plug-in“ hybridné vozidlo používa bez dobíjania batérie. Výsledné hodnoty zo simulácií jazdy do práce sú priložené v tabuľkách 6 až 10 v prílohe 2.

Na Obr. 72 je zobrazená priemerná spotreba paliva všetkých modelovaných vozidiel pri jazde do práce a z práce. Vzhľadom na to, že priemerná rýchlosť jazdy do práce a z práce bola 33,9 km·h⁻¹, maximálna 90,6 km·h⁻¹, priemerná rýchlosť jazdného cyklu WLTC je 46,5 km·h⁻¹ a maximálna 131 km·h⁻¹, sú výsledné priemerné spotreby paliva počas jazdy do práce podobné tým, ktoré boli získané metodikou WLTP.

Rovnako ako v prípade WLTP aj pri jazde do práce a z práce dokázal systém stop-štart ušetriť určité množstvo paliva. V prípade veľkého SUV 0,2 l/100 km, vozidiel vyššej strednej triedy takmer 0,25 l/100 km a malých vozidiel 0,15 l/100 km.

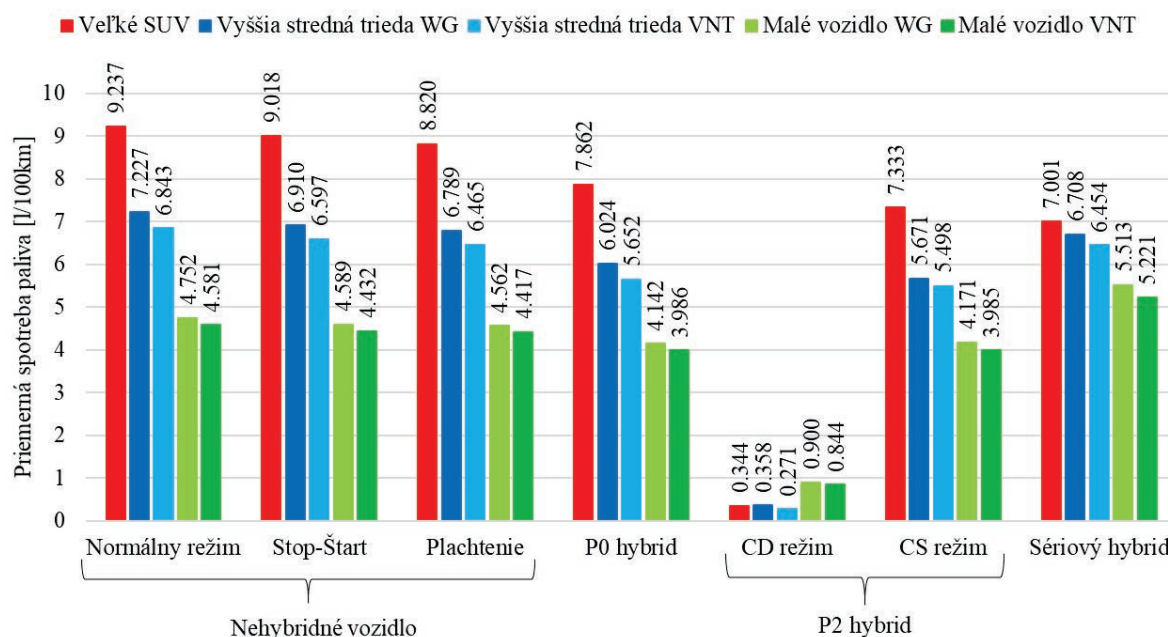
Na rozdiel od spotreby získanej metodikou WLTP dokázal režim plachtenia s vypnutým motorom ušetriť v prípade jazdy do práce a z práce pri veľkom SUV až takmer 0,2 l/100 km, pri vozidlách vyššej strednej triedy 0,22 l/100 km a pri malých vozidlách 0,02 l/100 km. Pri

jazde do práce sa teda častejšie vyskytoval stav, kedy bola výhodnejšia jazda s vypnutým motorom a rozpojenou spojkou, ako brzdenie motorom.

P0 hybridné vozidlá boli schopné ušetriť veľké množstvo paliva oproti nehybridným vozidlám s režimom plachtenia. V prípade veľkého SUV až 0,95 l/100 km, vozidlá vyššej strednej triedy približne 0,8 l/100 km a malé vozidlá 0,4 l/100 km. Väčšia efektívnosť P0 hybridných vozidiel v porovnaní s WLTP súvisí najmä s tým, že pri jazde do práce a z práce je priemerný brzdný výkon vozidla o 46,7% väčší ako v jazdnom cykle WLTC. To umožňovalo relatívne výkonným štartér-generátorom rekuperovať viac kinetickej energie. Relatívne agresívny štýl jazdy do práce a z práce, taktiež umožňuje štartér-generátorom efektívnejšie odľahčovať spaľovací motoru (vo vyšších zaťaženiach).

Pre nižšiu kapacitu batérie a menší menovitý výkon elektromotora neboli schopné malé vozidlá s P2 hybridnou architektúrou čisto elektrickej jazdy v takej miere ako väčšie vozidlá. To spôsobilo, že v CD režime majú malé vozidlá vyššiu spotrebu ako ostatné veľkostné kategórie. Aj pri využívaní P2 „plug-in“ hybridných vozidiel bez dobíjania akumulátora (CS režim) sú tieto vozidlá schopné poskytnúť ešte o niečo lepšiu ekonomickosť prevádzky v porovnaní s P0 hybridnými vozidlami, a to aj napriek ich výrazne väčšej prevádzkovej hmotnosti.

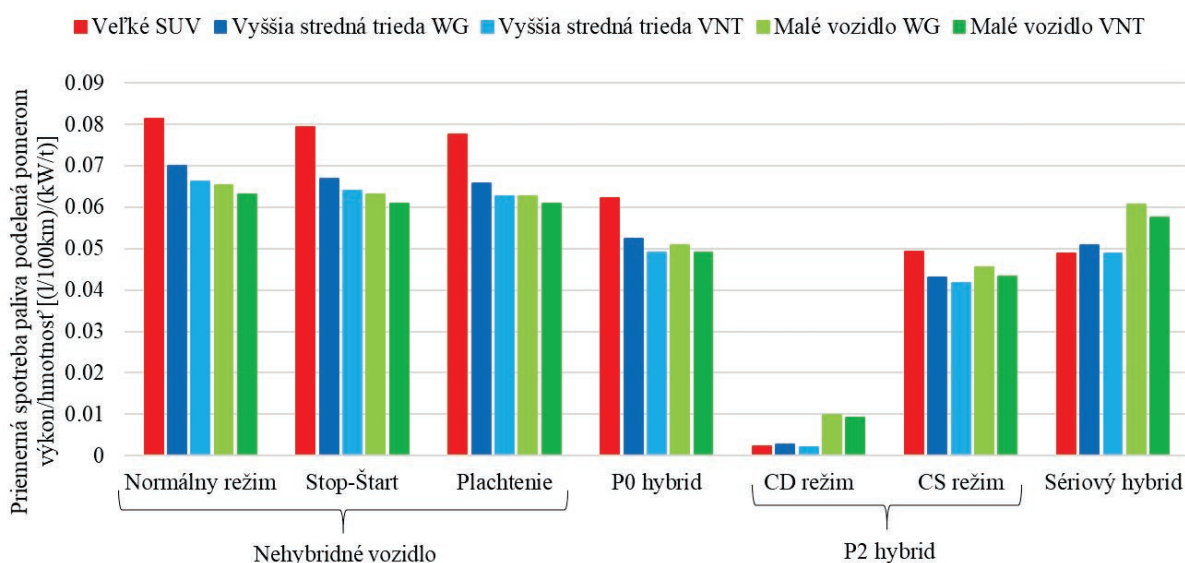
V prípade sériových hybridných vozidiel sú ich priemerné spotreby vyššie ako priemerné spotreby ostatných konfigurácií s výnimkou veľkého SUV, kde je to práve naopak. Nižšia spotreba paliva veľkého SUV v konfigurácii sériového hybridu bola spôsobená tým, že stav nabitia batérie počas simulácie s týmto vozidlom výrazne poklesol oproti počiatočnej hodnote.



Obr. 72 Porovnanie priemerných spotrieb paliva modelovaných vozidiel v režime dochádzania do práce

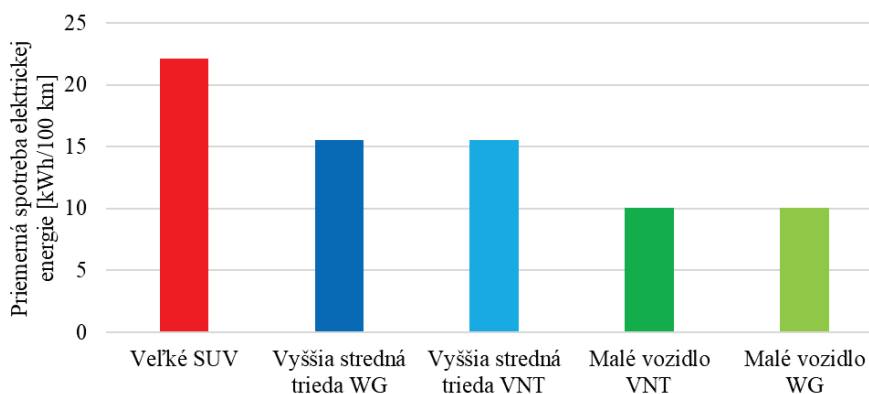
Rovnako ako pri porovnaní výsledkov získaných metodikou WLTP aj v tomto prípade boli výsledné spotreby paliva korigované podelením pomerom systémového výkonu a váhy. Tieto hodnoty sú zobrazené na Obr. 73. Aj v tomto prípade je na tom vďaka relatívne vysokému

výkonu trakčného motora sériový hybrid o niečo lepšie ako pri porovnaní nekorigovaných priemerných spotrieb paliva



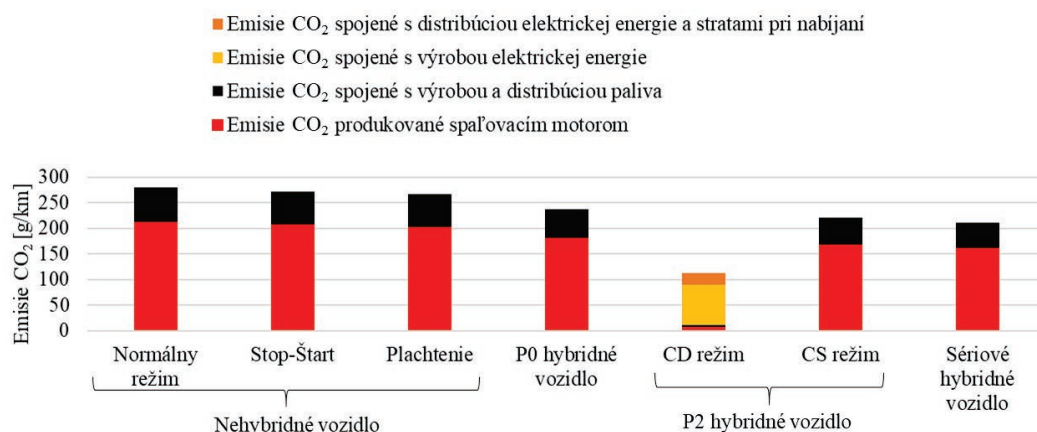
Obr. 73 Porovnanie priemerných spotrieb paliva korigovaných pomerom výkon/hmotnosť pre modelované vozidlá v režime dochádzania do práce

Na Obr. 74 sú zobrazené priemerné spotreby elektrickej energie modelovaných P2 „plug-in“ hybridných vozidiel v režime denného dochádzania.

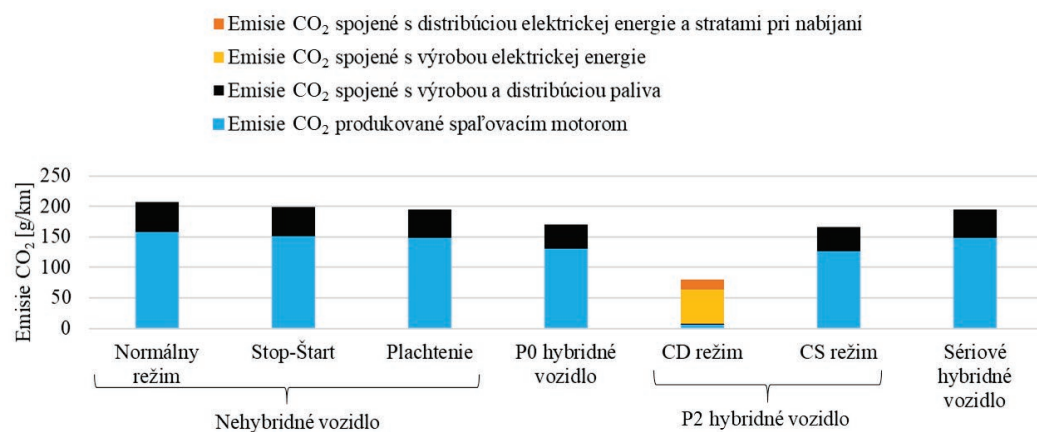


Obr. 74 Porovnanie priemernej spotreby elektrickej energie modelovaných P2 plug-in hybridných vozidiel v CD režime jazdy do práce

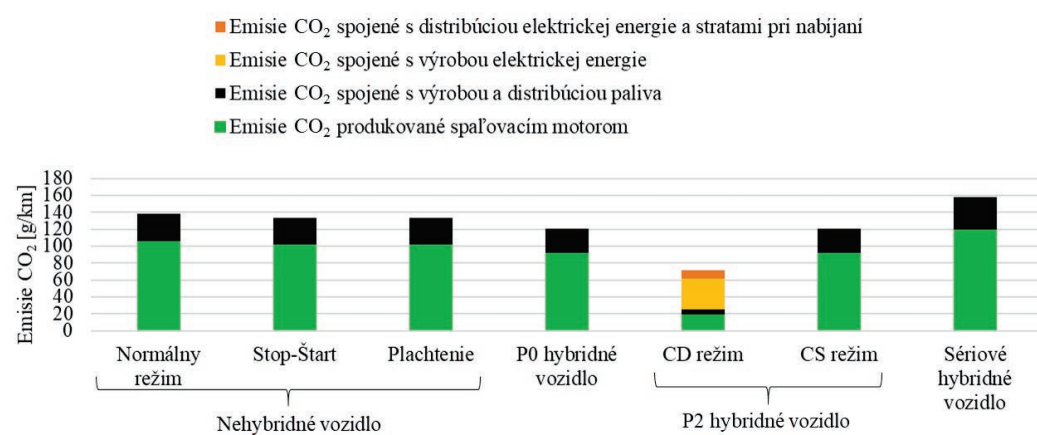
Vzhľadom na to, že posudzované dochádzanie do práce je vykonávané v Českej republike, boli v tomto prípade emisie „well-to-wheel“ posudzované pre Českú republiku. Hodnota produkcie emisií CO₂ na 1 kWh elektrickej energie v Českej republike dňa 15. 6. 2020 po 10:00 bola 360 g. S touto hodnotou boli na základe rovníc z predchádzajúcej podkapitoly vypočítané emisie „well-to-wheel“, ktoré sú zobrazené na Obr. 75 až Obr. 77. Z porovnania vyplýva, že využívanie elektrickej energie pre pohon vozidiel v Českej republike je ekologickejšie ako využívanie pohonu spaľovacím motorom.



Obr. 75 „Well-to-wheel“ produkcia emisií CO₂ v Českej republike pre veľké SUV



Obr. 76 „Well-to-wheel“ produkcia emisií CO₂ v Českej republike pre vozidlo vyššej strednej triedy (motor 2,0 l VNT)



Obr. 77 „Well-to-wheel“ produkcia emisií CO₂ v Českej republike pre malé vozidlo (motor 1,0 l VNT)

ZÁVER

Na základe poznatkov získaných počas riešenia diplomovej práce možno zhodnotiť, že GT-SUITE a popísanú metodiku je možné použiť pre simuláciu prevádzky hybridných vozidiel, odhad spotreby paliva a energií v priebehu jazdných skúšok. Najväčší vplyv na výslednú efektivitu pohonov má stratégia riadenia daná riadiacim algoritmom. Zo skúmaných možností je najrobustnejšou metódou riadenie deterministickým („rule-based“) algoritmom založeným na empiricky definovaných riadiacich stavoch, medzi ktorými je prepínané na základe empiricky daných prechodových kritérií. Napriek tomu, že boli parametre vytvorených „rule-based“ algoritmov naladené pomocou citlivostnej analýzy, nie je možné očakávať maximálnu efektivitu, ktorú by bolo možné v konkrétnych jazdných podmienkach s vozidlom teoreticky dosiahnuť. Tento nedostatok by bolo možné eliminovať algoritmami „ECMS“ alebo „Dynamic Programming“. Použitie týchto optimalizačných algoritmov vstavaných v GT-SUITE však znemožňuje simuláciu vozidla s detailným modelom spaľovacieho motora a akúkoľvek simuláciu sériového hybridného vozidla. Toto obmedzenie vychádza z princípu metódy spätnej kinematickej analýzy, v ktorej tieto algoritmy pracujú.

Výhoda „rule-based“ algoritmu teda spočíva v tom, že poskytuje možnosť riadiť počas simulácie detailný termodynamický model spaľovacieho motora, ale prípadne aj detailné elektromagnetické modely komponentov elektrickej časti hybridného systému. Navyše poskytuje oveľa širšie spektrum možností prispôbiť si simulačný model a ľubovoľne ho doplniť o ďalšie výpočty podľa aktuálnych potrieb. Vytvorené modely vozidiel boli riadené riadiacimi algoritmami založenými na pravidlách z dôvodu, aby v nich bolo možné simulovať správanie detailných 1D modelov spaľovacích motorov v spoločnosti Garrett Motion.

Vytváranie záznamu jazdy do práce a z práce v reálnej premávke so skutočným vozidlom prinieslo niekoľko hodnotných poznatkov. Prvým je, že zaznamenávanie trasy pomocou lokalizačných bodov v GPX formáte za účelom vytvorenia rýchlostného profilu je z princípu dopočtu rýchlosti na základe zmeny polohy nevhodné. Rýchlosť vypočítaná zo zmeny polohy v čase je príliš zaťažená odchýlkami skutočnej a zaznamenatej polohy. Oveľa vhodnejšou metódou záznamu rýchlostného profilu je zaznamenávanie GPS rýchlosti, ktorá je poskytovaná GPS modulom na základe Dopplerovho javu. Pre záznam výškového profilu trasy je vhodnejšie použiť relatívnu výšku získanú na základe zmeny atmosférického tlaku snímaného barometrom. O jej vhodnosti svedčí najmä fakt, že jej priebeh je oveľa hladší ako priebeh absolútnej výšky z GPS, čo značne zjednodušuje spracovanie zaznamenaných dát a eliminuje chyby použitím filtračnej metódy.

V diplomovej práci boli vytvorené tri architektúry hybridného pohonu, a to paralelný hybrid v P0 konfigurácii, paralelný hybrid v P2 konfigurácii a sériový hybrid. Každé vozidlo bolo navyše doplnené o variant s nehybridným pohonom. Každý z týchto štyroch druhov pohonov bol následne použitý v troch veľkostných kategóriách vozidiel. Jedná sa o malé vozidlo B segmentu, vozidlo vyššej strednej triedy D segment a veľké SUV.

Na počiatku práce boli stanovené parametre spaľovacích motorov, elektromotorov a batérií hybridných vozidiel. Základom pri voľbe parametrov bolo zachovanie konkrétneho spaľovacieho motora pre všetky koncepcie pohonu v danej veľkostnej kategórii vozidiel. Takto je možné porovnať zvýšenie efektivity vozidla s rovnakým spaľovacím motorom, ale s rôznym stupňom hybridizácie, respektíve s rôznou koncepciou pohonu. Výkony štartér-generátorov predstavovali približne 12 % z výkonov spaľovacích motorov pre danú kategóriu vozidiel. Vzhľadom na to, že boli P2 paralelné hybridné vozidlá modelované ako typ „plug-in“, bol

výkon ich motor-generátorov stanovený na polovicu z výkonu spaľovacieho motora. Vďaka tomu boli tieto vozidlá vo vysokej miere schopné čisto elektrickej jazdy. Zachovanie parametrov spaľovacieho motora v sériovom hybridnom vozidle umožnilo vozidlu využívať rovnaký výkon ako malo nehybridné vozidlo aj v prípade vybitia batérií. Nominálne výkony trakčných motorov boli volené tak, aby sa vyrovnali systémovým výkonom P2 „plug-in“ hybridných vozidiel v danej kategórii. Pridanie elektrických komponentov do vozidla značne zvyšuje jeho prevádzkovú hmotnosť, čo výrazne ovplyvňuje výslednú ekonomickosť ich prevádzky.

Pri návrhu parametrov komponentov hybridného pohonu by bolo vhodné spracovať detailnú analýzu vplyvov výkonov, respektíve hmotností spaľovacích motorov a elektrických komponentov a tiež kapacity trakčnej batérie na celkovú efektivitu vozidla. Takáto analýza je žiaduca najmä pri sériovom hybridnom vozidle, ktoré by pri použití oveľa menšieho spaľovacieho motora mohlo dosahovať výrazne vyššej efektivity. Pri vhodnom dimenzovaní komponentov elektrického pohonu všetkých modelovaných hybridných vozidiel by bolo možné získať optimálny pomer medzi kombinovaným výkonom a pridanou hmotnosťou, ktorý by maximalizoval efektivitu takto navrhnutého systému. Z dôvodu rozsahu práce boli tieto parametre stanovené úvahou, ktorá sa hlavne pri sériovom hybride ukázala ako nevhodná.

Z porovnania ekonomickosti prevádzky jednotlivých koncepcií pohonov je zrejmé, že vysokú mieru úspory paliva a s tým súvisiace zníženie emisií je možné dosiahnuť jednoduchým nahradením štartéra a alternátora klasického spaľovacieho motora remeňom hnaným štartér-generátorom. Tento systém navyše obsahuje batériovú jednotku iba o niečo ťažšiu voči klasickému 12 V akumulátoru, ktorý by mohol byť touto jednotkou úplne nahradený. Tým, že je tento systém schopný pracovať s napätím 48 V, navyše odpadá nutnosť inštalácie ochranných prvkov proti vysokému napätiu. Atraktivita P0 hybridu teda spočíva v pomere medzi prínosom pre spotrebu paliva (takmer na úrovni P2 v CS režime) a nákladmi na integráciu do vozidla.

P2 „plug-in“ hybridné vozidlá sú jasnými favoritmi v znižovaní spotreby paliva, iba pokiaľ sa používajú tak, ako boli navrhnuté, a teda s pravidelným dobíjaním batérie a jazdením prevažne na elektrický pohon. V prípade, že sa „plug-in“ hybridné vozidlo využíva bez dobíjania akumulátora iba ako „full“ hybridné, je jeho ekonomickosť prevádzky porovnateľná s P0 „mild“ hybridným vozidlom. Aj napriek tomu, že má P2 „plug-in“ hybrid väčší potenciál v rekuperácii kinetickej energie, ale najmä možnosť čisto elektrickej jazdy, je osadený ťažkou trakčnou batériou, ktorá má veľký vplyv na výslednú spotrebu paliva.

Sériové hybridné vozidlá z hľadiska ekonomickosti prevádzky doplácajú na nepriaznivý účinnosťný reťazec transformácie energií na ceste od spaľovacieho motora po kolesá vozidla. Vozidlá so sériovým hybridným pohonom modelované v tejto práci sú navyše osadené až príliš výkonným spaľovacím motorom, ktorý nebolo možné udržať pracovať v oblasti s maximálnou účinnosťou z dôvodu vysokých strát v elektrických komponentoch.

Z hľadiska ekologickosti prevádzky modelovaných vozidiel veľmi závisí na tom, v ktorej krajine sa vozidlá prevádzkujú. Z porovnania „well-to-wheel“ emisií vyplýva, že „plug-in“ hybridné vozidlá spolu s čisto elektrickými vozidlami môžu byť tým najekologickejším dopravným prostriedkom, ale zároveň aj tým najmenej ekologickým v závislosti od toho, v ktorej krajine sa používajú.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] Worldwide Emission Standards and Related Regulations: Passenger Cars / Light and Medium Duty Vehicles. In: *Continental* [online]. [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: https://www.continental-automotive.com/getattachment/8f2dedad-b510-4672-a005-3156f77d1f85/EMISSIONBOOKLET_2019.pdf
- [2] Dodatok 15: Globálny technický predpis č. 15: CELOSVETOVÝ HARMONIZOVANÝ SKÚŠOBNÝ POSTUP PRE ĽAHKÉ VOZIDLÁ (WLTP). In: *E/ECE/TRANS/180/Add.15*. Ženeva, 2014. Dostupné z: https://www.mindop.sk/externe/ehk_osn/global/gtp-015.pdf
- [3] *UNECE: FAQ* [online]. Switzerland [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: <http://www.unece.org/trans/main/wp29/faq.html>
- [4] Korigendum k predpisu Európskej hospodárskej komisie Organizácie Spojených národov (EHK/OSN) č. 83 – Jednotné ustanovenia pre homologizáciu vozidiel z hľadiska emisií znečisťujúcich látok podľa požiadaviek motora na palivo. In: *Ú. v. EÚ L 375*, 27.12.2006. 2007. Dostupné z: [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/SK/ALL/?uri=CELEX:42006X1227\(06\)R\(01\)](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/SK/ALL/?uri=CELEX:42006X1227(06)R(01))
- [5] *Global Technical Regulations (GTRs): 1998 Agreement on Global Technical Regulations (GTRs)* [online]. [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: https://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29glob_registry.html
- [6] SOKOŁOWSKI, Damian. Virtual Real Driving Emissions (vRDE) Part 1: New Technologies Inspire New Emissions Tests. *Gamma Technologies, LLC*. [online]. [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/blog-post/virtual-real-driving-emissions-vrde-part-1-new-technologies-inspire-new-emissions-tests/>
- [7] Globálny technický predpis č. 19: GLOBÁLNY TECHNICKÝ PREDPIS O POSTUPE SKÚŠKY NA EMISIE Z ODPAROVANIA V RÁMCI CELOSVETOVÉHO HARMONIZOVANÉHO SKÚŠOBNÉHO POSTUPU PRE ĽAHKÉ VOZIDLÁ (WLTP EVAP). In: *E/ECE/TRANS/180/Add.19*. Ženeva, 2017, ročník 2017. Dostupné z: https://www.mindop.sk/externe/ehk_osn/global/gtp-019i.htm
- [8] NARIADENIE KOMISIE (EÚ) 2017/1151. In: *Ú. v. EÚ L 175*, 7.7.2017, s. 1 – 643. 2017. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/SK/TXT/PDF/?uri=CELEX:32017R1151&from=EN>
- [9] Too low to be true? How to measure fuel consumption and CO2 emissions of plug-in hybrid vehicles, today and in the future. In: *International Council on Clean Transportation* [online]. [cit. 2020-06-17]. Dostupné z: https://theicct.org/sites/default/files/publications/EU-PHEV_ICCT-Briefing-Paper_280717_vF.pdf?fbclid=IwAR0zBaRYUwqNgrQybHe76IEZiJ1yRp9jXsd5Di00NxhDvTEWpbZqeEDKTis

- [10] EHSANI, Mehrdad, Yimin GAO, Stefano LONGO a Kambiz EBRAHIMI. *Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles*. Third edition. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2018. ISBN 978-1-4987-6177-2.
- [11] LUKIC, Srdjan a Ali EMADI. Effects of *Drivetrain Hybridization on Fuel Economy and Dynamic Performance of Parallel Hybrid Electric Vehicles* [online]. [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: <https://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?arnumber=1275702>
- [12] GOVARDHAN, Ojas M. Fundamentals and Classification of Hybrid Electric Vehicles. *International Journal of Engineering and Techniques (IJET)* [online]. 2017, **3**(5), 194-198 [cit. 2020-02-09]. ISSN 2395 - 1303. Dostupné z: <http://oaji.net/articles/2017/1992-1515159589.pdf>
- [13] CARDOSO, Daniel, Paulo FAEL a António ESPÍRITO-SANTO. A review of micro and mild hybrid systems. *Energy Reports* [online]. 2019 [cit. 2020-02-09]. DOI: 10.1016/j.egy.2019.08.077. ISSN 23524847. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S235248471930592X>
- [14] CHAN, C.C., A. BOUSCAYROL a K. CHEN. Electric, Hybrid, and Fuel-Cell Vehicles: Architectures and Modeling. *IEEE Transactions on Vehicular Technology* [online]. 2010, **59**(2), 589-598 [cit. 2020-02-09]. DOI: 10.1109/TVT.2009.2033605. ISSN 0018-9545. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/5276874/>
- [15] EMADI, Ali, ed. *Advanced electric drive vehicles*. First issued in paperback. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2017. Energy, power electronics, and machines. ISBN 978-1-138-07285-5.
- [16] JAIN, Shailendra a Lalit KUMAR. Fundamentals of Power Electronics Controlled Electric Propulsion. *Power Electronics Handbook* [online]. Elsevier, 2018, s. 1023-1065 [cit. 2020-02-09]. DOI: 10.1016/B978-0-12-811407-0.00035-0. ISBN 9780128114070. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9780128114070000350>
- [17] SELLERS, Roscoe, Pascal REVEREAULT, Tobias STALFORS a Marie STENFELDT. Optimizing the Architecture of 48-V Mild Hybrids. *MTZ worldwide* [online]. 2018, **79**(2), 26-31 [cit. 2020-02-09]. DOI: 10.1007/s38313-017-0166-y. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s38313-017-0166-y>
- [18] Mild Hybrid Electric Vehicle (MHEV) – architectures. *X-engineer.org* [online]. [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/automotive-engineering/vehicle/hybrid/mild-hybrid-electric-vehicle-mhev-architectures/>
- [19] GENG, Stefan, Andreas MEIER a Thomas SCHULTE. Model-Based Optimization of a Plug-In Hybrid Electric Powertrain with Multimode Transmission. *World Electric Vehicle Journal* [online]. 2018, **9**(1) [cit. 2020-02-09]. DOI: 10.3390/wevj9010012. ISSN 2032-6653. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/2032-6653/9/1/12>

- [20] GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 1560911999.
- [21] SHORT, Michael, Michael PONT a Qiang HUANG. Simulation of *Vehicle Longitudinal Dynamics* [online]. [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: 329588123_Simulation_of_Vehicle_Longitudinal_Dynamics
- [22] *GT-SUITE Product Options* [online]. [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/gt-suite/product-options/>
- [23] *GT-SUITE: Examples*. V2020. Gamma Technologies, LLC., 2020.
- [24] BAYRASY, Pascal, Michael BURGER, Carsten DEHNING, Ilja KALMYKOV a Michael SPECKERT. Applications for MBS-FEM-coupling with MpCCI using automotive simulation as example. *SIMULIA Community Conference* [online]. [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: http://www.simulia.com/SCCProceedings2012/content/papers/Kalmykov_SCAI_final_2242012.pdf
- [25] *GT SUITE: Mechanics Theory Manual*. V2020. Gamma Technologies, LLC., 2020.
- [26] RIZZONI, Giorgio, Pierluigi PISU a Emanuela CALO. Control Strategies for Parallel Hybrid Electric Vehicles. *IFAC Proceedings Volumes* [online]. 2004, **37**(22), 495-500 [cit. 2020-02-09]. DOI: 10.1016/S1474-6670(17)30392-0. ISSN 14746670. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1474667017303920>
- [27] ENANG, Wisdom, Chris BANNISTER, Chris BRACE a Chris VAGG. Modelling and heuristic control of a parallel hybrid electric vehicle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* [online]. 2014, **229**(11), 1494-1513 [cit. 2020-02-09]. DOI: 10.1177/0954407014565633. ISSN 0954-4070. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0954407014565633>
- [28] KNOKE, Tobias, Christoph ROMAUS a Joachim BÖCKER. *Optimization and Comparison of Heuristic Control Strategies for Parallel Hybrid-Electric Vehicles* [online]. [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/228997367_Optimization_and_Comparison_of_Heuristic_Control_Strategies_of_Parallel_Hybrid_Electric_Vehicles
- [29] SCHOUTEN, N.J., M.A. SALMAN a N.A. KHEIR. Fuzzy logic control for parallel hybrid vehicles. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* [online]. **10**(3), 460-468 [cit. 2020-02-09]. DOI: 10.1109/87.998036. ISSN 10636536. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/998036/>
- [30] REYNERI, L. An introduction to Fuzzy State Automata. MIRA, José, Roberto MORENO-DÍAZ a Joan CABESTANY, ed., José MIRA, Roberto MORENO-DÍAZ, Joan CABESTANY. *Biological and Artificial Computation: From Neuroscience to Technology* [online]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1997, s. 273-283

[cit. 2020-02-09]. Lecture Notes in Computer Science. DOI: 10.1007/BFb0032485. ISBN 978-3-540-63047-0. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/BFb0032485>

- [31] *GT-SUITE: Help Topics*. V2020. Gamma Technologies, LLC., 2020.
- [32] MUSARDO, Cristian, Giorgio RIZZONI, Yann GUEZENNEC a Benedetto STACCIA. A-ECMS: An Adaptive Algorithm for Hybrid Electric Vehicle Energy Management. *European Journal of Control* [online]. 2005, **11**(4-5), 509-524 [cit. 2020-02-09]. DOI: 10.3166/ejc.11.509-524. ISSN 09473580. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0947358005710487>
- [33] JIAO, Xiaohong, Yang LI, Fuguo XU, Yuan JING a Yuanyuan ZOU. Real-time energy management based on ECMS with stochastic optimized adaptive equivalence factor for HEVs. *Cogent Engineering* [online]. 2018, **5**(1) [cit. 2020-02-09]. DOI: 10.1080/23311916.2018.1540027. ISSN 2331-1916. Dostupné z: <https://www.cogentoa.com/article/10.1080/23311916.2018.1540027>
- [34] JIANG, Qi, Florence OSSART a Claude MARCHAND. Real-time HEV energy management strategies. *Symposium de Genie Electrique* [online]. Grenoble, France [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01361674/document>
- [35] JOHNSON, C.D. Beyond Bellman's principle of optimality; the principle of "real-time optimality- (RTO). In: *Proceedings of the Thirty-Seventh Southeastern Symposium on System Theory, 2005. SSST '05* [online]. IEEE, 2005, s. 326-335 [cit. 2020-02-09]. DOI: 10.1109/SSST.2005.1460931. ISBN 0-7803-8808-9. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/1460931/>
- [36] ZHANG, Shuo, Chengning ZHANG, Guangwei HAN a Qinghui WANG. Optimal Control Strategy Design Based on Dynamic Programming for a Dual-Motor Coupling-Propulsion System. *The Scientific World Journal* [online]. 2014, **2014**, 1-9 [cit. 2020-02-09]. DOI: 10.1155/2014/958239. ISSN 2356-6140. Dostupné z: <http://www.hindawi.com/journals/tswj/2014/958239/>
- [37] HE, Hongwen, Henglu TANG a Ximing WANG. Global Optimal Energy Management Strategy Research for a Plug-In Series-Parallel Hybrid Electric Bus by Using Dynamic Programming. *Mathematical Problems in Engineering* [online]. 2013, **2013**, 1-11 [cit. 2020-02-09]. DOI: 10.1155/2013/708261. ISSN 1024-123X. Dostupné z: <http://www.hindawi.com/journals/mpe/2013/708261/>
- [38] IVANČO, A., J. BÍLA a Y CHAMAILLARD. *STRATEGIE ŘÍZENÍ TOKU ENERGIE PRO POHON VOZIDLA S PNEUMATICKÝ HYBRIDNÍM MOTOREM* [online]. [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: http://www1.fs.cvut.cz/cz/U12110/vyzkum/Zeliv08/cd/AR/Zeliv_AR_03.pdf
- [39] JOHANNESSON, Lars a Bo EGARDT. A NOVEL ALGORITHM FOR PREDICTIVE CONTROL OF PARALLEL HYBRID POWERTRAINS BASED ON DYNAMIC PROGRAMMING. *IFAC Proceedings Volumes* [online]. 2007, **40**(10), 343-350 [cit. 2020-02-09].

- 2020-02-09]. DOI: 10.3182/20070820-3-US-2918.00047. ISSN 14746670. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1474667015319455>
- [40] Drivetrain losses (efficiency). *X-engineer.org* [online]. [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/automotive-engineering/drivetrain/transmissions/drivetrain-losses-efficiency/>
- [41] S tronic secrets. *PistonHeads* [online]. [cit. 2020-05-13]. Dostupné z: <https://www.pistonheads.com/gassing/topic.asp?h=0&f=23&t=1215664>
- [42] Saft lithium batteries: Selector guide. In: *Saftlithium.nl* [online]. [cit. 2020-05-22]. Dostupné z: http://www.saftlithium.nl/datasheets/BIN_2013Lithium-catalogue-UK_2013.pdf
- [43] LUKACZYK, Trent, Andrew WENDORFF, Michael COLONNO, Thomas ECONOMON, Juan ALONSO, Tarik ORRA a Carlos ILARIO. SUAVE: An Open-Source Environment for Multi-Fidelity Conceptual Vehicle Design. In: *16th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference* [online]. Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2015, s. - [cit. 2020-06-20]. DOI: 10.2514/6.2015-3087. ISBN 978-1-62410-368-1. Dostupné z: <http://arc.aiaa.org/doi/10.2514/6.2015-3087>
- [44] JUNG, Heejung, Rebecca SILVA a Michael HAN. Scaling Trends of Electric Vehicle Performance: Driving Range, Fuel Economy, Peak Power Output, and Temperature Effect. *World Electric Vehicle Journal* [online]. 2018, 9(4) [cit. 2020-06-20]. DOI: 10.3390/wevj9040046. ISSN 2032-6653. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/2032-6653/9/4/46>
- [45] SVARC, Jason. LG Chem RESU Battery Review. *CLEAN ENERGY REVIEWS* [online]. [cit. 2020-05-21]. Dostupné z: <https://www.cleanenergyreviews.info/blog/solar-battery-storage-lg-chem-leads-tesla>
- [46] S tronic. *Audi Technology Portal* [online]. [cit. 2020-05-21]. Dostupné z: https://www.audi-technology-portal.de/en/drivetrain/transmission-technologies/s-tronic_en
- [47] DSG and Auto Gearbox Tuning. *DARKSIDE DEVELOPMENTS.CO.UK: Performance Diesel Tuning* [online]. [cit. 2020-05-21]. Dostupné z: <https://www.darksidedevelopments.co.uk/dsg-and-auto-gearbox-tuning/>
- [48] The Effects of Rotational Inertia on Automotive Acceleration. *HPWizard.com* [online]. [cit. 2020-05-22]. Dostupné z: <http://hpwizard.com/rotational-inertia.html>
- [49] MERLOS, Juan. Open GPX Tracker. In: *App Store* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://apps.apple.com/us/app/open-gpx-tracker/id984503772>

- [50] BRODER, Philip. Sensors Pro - The Scientific Data Recorder. In: *App Store* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://apps.apple.com/us/app/sensors-pro-the-scientific-data-recorder/id1280431496>
- [51] *Mapy Google* [online]. 2020. Google [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: <https://www.google.com/maps/@49.2041045,16.6081871,12.92z?hl=cs-CZ>
- [52] *MAPY.CZ* [online]. Seznam.cz, 2020 [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: <https://sk.mapy.cz/zakladni?x=16.6160625&y=49.2006500&z=13>
- [53] HOEKSTRA, Auke. Producing gasoline and diesel emits more CO2 than we thought. *Innovation Origins* [online]. [cit. 2020-06-17]. Dostupné z: <https://innovationorigins.com/producing-gasoline-and-diesel-emits-more-co2-than-we-thought/>
- [54] *ElectricityMap: Live* [online]. 2020 [cit. 2020-06-15]. Dostupné z: <https://www.electricitymap.org/map?solar=false&remote=true&wind=false>
- [55] NHEDE, Nicholas. CEER recommendations reduce transmission and distribution losses. *SMART ENERGY INTERNATIONAL* [online]. [cit. 2020-06-15]. Dostupné z: <https://www.smart-energy.com/resources/reports-and-white-papers/ceer-power-losses-europe/>
- [56] ABDUL-HAK, Mohamad, Nizar AL-HOLOU a Utayba MOHAMM. Predictive Intelligent Battery Management System to Enhance the Performance of Electric Vehicle. SOYLU, Seref, ed., Seref SOYLU. *Electric Vehicles - Modelling and Simulations* [online]. InTech, 2011 [cit. 2020-06-16]. DOI: 10.5772/17099. ISBN 978-953-307-477-1. Dostupné z: <http://www.intechopen.com/books/electric-vehicles-modelling-and-simulations/predictive-intelligent-battery-management-system-to-enhance-the-performance-of-electric-vehicle>
- [57] Understanding Global Warming Potentials. United States Environmental Protection Agency [online]. [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: <https://www.epa.gov/ghgemissions/understanding-global-warming-potentials>
- [58] SELIN, Noelle. Carbon footprint: ECOLOGY AND CONSERVATION. Encyclopædia Britannica, Inc. [online]. 2020 [cit. 2020-02-09]. Dostupné z: <https://www.britannica.com/science/carbon-footprint>

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

a	$[m \cdot s^{-2}]$	zrýchlenie vozidla
A	$[m^2]$	obsah plochy čelného prierezu vozidla
c	$[-]$	korekčné kritérium hybridných vozidiel
C	$[l/100 \text{ km}]$	priemerná spotreba paliva
C_{CD}	$[l/100 \text{ km}]$	spotreba paliva v CD režime
C_{CS}	$[l/100 \text{ km}]$	spotreba paliva v CS režime
c_D	$[-]$	koefficient aerodynamického odporu
C_{LVbatt}	$[kW \cdot h]$	kapacita nízkonapäťovej batérie
C_{WLTP}	$[l/100 \text{ km}]$	vážená spotreba paliva podľa WLTP
d	$[m \cdot s^{-2}]$	spomalenie vozidla
E_{AC}	$[kW \cdot h]$	energia dobitá do batérie po skončení testu v CD režime
$EAER$	$[km]$	ekvivalentný elektrický dojazd podľa WLTP
EC	$[kW \cdot h/100 \text{ km}]$	priemerná spotreba elektrickej energie
EC_{WLTP}	$[kW \cdot h/100 \text{ km}]$	spotreba elektrickej energie podľa WLTP
$eMap$	$[g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}]$	emisie produkované výrobou 1 kW·h elektrickej energie
$E_{palivoCS}$	$[J]$	celková energia paliva spotrebovaného počas merania
F_a	$[-]$	odpor zrýchlenia
F_{aero}	$[N]$	aerodynamický odpor vozidla
F_B	$[N]$	brzdna sila vozidla na kontakte kolies s vozovkou
F_g	$[-]$	odpor stúpania
F_p	$[N]$	hnacia sila vozidla na kolesách hnacej nápravy
f_r	$[-]$	koefficient valivého odporu
F_{r_f}	$[N]$	valivý odpor na prednej náprave
F_{r_r}	$[N]$	valivý odpor na zadnej náprave
g	$[m \cdot s^{-2}]$	tiažové zrýchlenie
g_N	$[-]$	náklady posledného kroku
HF	$[-]$	hybridizačný faktor (označuje sa aj ako stupeň hybridizácie DOH)
C_{HVBatt}	$[kW \cdot h]$	kapacita vysokonapäťovej batérie
I_d	$[kg \cdot m^2]$	moment zotrvačnosti hnacieho hriadeľa
I_e	$[kg \cdot m^2]$	moment zotrvačnosti motora
I_t	$[kg \cdot m^2]$	moment zotrvačnosti prevodovky (zo strany motora)
I_w	$[kg \cdot m^2]$	moment zotrvačnosti hnacieho hriadeľa
J_π	$[-]$	nákladová funkcia pre danú riadiacu sekvenciu π
J_{π^*}	$[-]$	nákladová funkcia pre optimálnu riadiacu sekvenciu π^*
k	$[-]$	poradie kroku časovo diskretizovanej simulácie
L_k	$[-]$	funkcia nákladov spojených s aplikovaním riadenia

M	[kg]	prevádzková hmotnosť vozidla
M_{CO_2}	[g·km ⁻¹]	limit emisií CO ₂ pre nové vozidlo
$M_{CO_2,CD}$	[g/km]	emisie vozidla v CD režime
$M_{CO_2,CS}$	[g/km]	emisie vozidla v CS režime
M_{CO_2elE}	[g/km]	emisie spojené s výrobou elektrickej energie
$M_{CO_2elE,\eta}$	[g/km]	emisie spojené s distribúciou el. energie a nabíjaním vozidla
$M_{CO_2palivo}$	[g/km]	emisie spojené s výrobou a distribúciou paliva
m_{EM}	[kg]	hmotnosť elektrického stroja
$\dot{m}_{eqv}$	[kg·s ⁻¹]	ekvivalentná časová spotreba paliva
$\dot{m}_f$	[kg·s ⁻¹]	časová spotreba paliva spaľovacieho motora
m_{HVbatt}	[kg]	hmotnosť vysokonapäťovej batérie
m_{LVbatt}	[kg]	hmotnosť nízkonapäťovej batérie
N	[-]	konečný počet krokov časovo diskretizovanej simulácie
N_f	[-]	prevodový pomer koncového prevodu
N_{tf}	[-]	kombinovaný prevodový pomer prevodovky a koncového prevodu
O	[g·l ⁻¹]	emisie produkované výrobou a distribúciou litra paliva
P_B	[W]	brzdny výkon potrebný pre dosiahnutie požadovaného spomalenia
P_{batt}	[W]	výkon batérie (kladný pri vybíjaní, záporný pri nabíjaní)
P_{EM}	[kW]	maximálny výkon elektromotora
P_{ICE}	[kW]	maximálny výkon spaľovacieho motora
p_k	[-]	penalizačná funkcia čiastočne vynúteného stavu v kroku k
P_p	[W]	výkon potrebný pre pohon vozidla
p_{SOC}	[-]	penalizačná funkcia („penalty function“)
Q_{lhv}	[kJ·kg ⁻¹]	dolná výhrevnosť paliva
r	[m]	polomer kolesa
R_{CDC}	[km]	vzdialenosť prejdená v CD režime vrátane prechodného cyklu
s	[-]	súčiniteľ ekvivalencie („equivalence factor“)
SOC	[-]	okamžitý stav nabitia batérie
SOC_0	[-]	požadovaný stav nabitia batérie
SOC_{max}	[-]	maximálny dovolený stav nabitia batérie
SOC_{min}	[-]	minimálny dovolený stav nabitia batérie
T_e	[N·m]	točivý moment motora
T_N	[-]	penalizačná funkcia čiastočne vynúteného finálneho stavu
UF	[-]	„utility factor“
u_k	[-]	riadiaca veličina aplikovaná v kroku k
V	[m·s ⁻¹]	rýchlosť vozidla
x_0	[-]	počiatočný stav systému

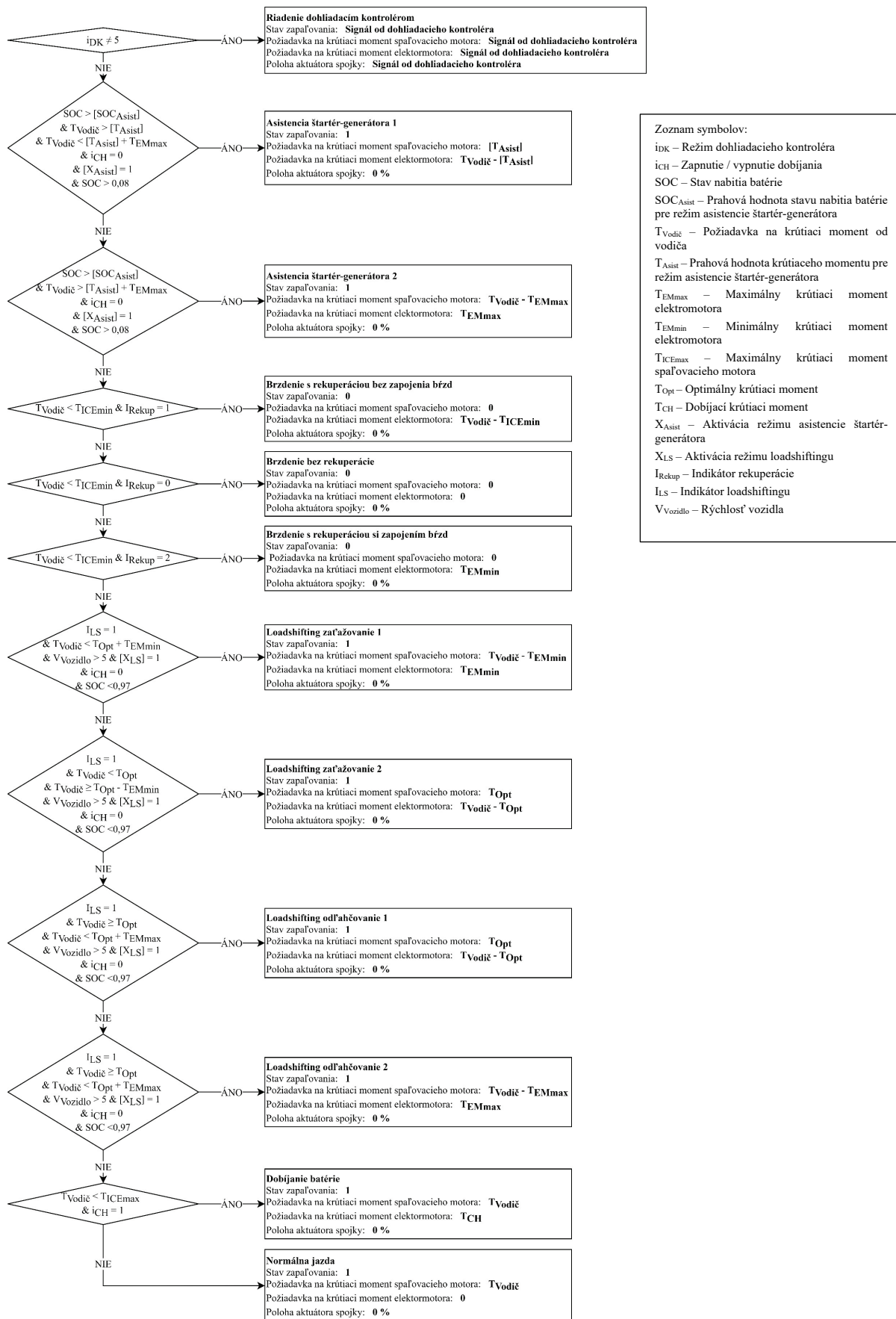
x_k	[-]	stav systému v kroku k
x_N	[-]	finálny stav systému v poslednom kroku
α	[-]	exponent penalizačnej funkcie
B	[°]	uhol sklonu vozovky
β	[-]	exponent penalizačnej funkcie finálneho stavu
γ	[-]	váhový faktor penalizačnej funkcie finálneho stavu
ΔE_{batCS}	[J]	zmena energie trakčnej batérie
η_{distr}	[-]	účinnosť prenosu elektrickej energie v distribučnej sieti
η_{charg}	[-]	účinnosť nabíjania batérie vozidla
η_{tf}	[-]	celková účinnosť hnacieho ústrojenstva
λ	[-]	váhový faktor penalizačnej funkcie
π	[-]	radiaca sekvencia
Π	[-]	množina všetkých možných radiacích sekvencií
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu

ZOZNAM PRÍLOH

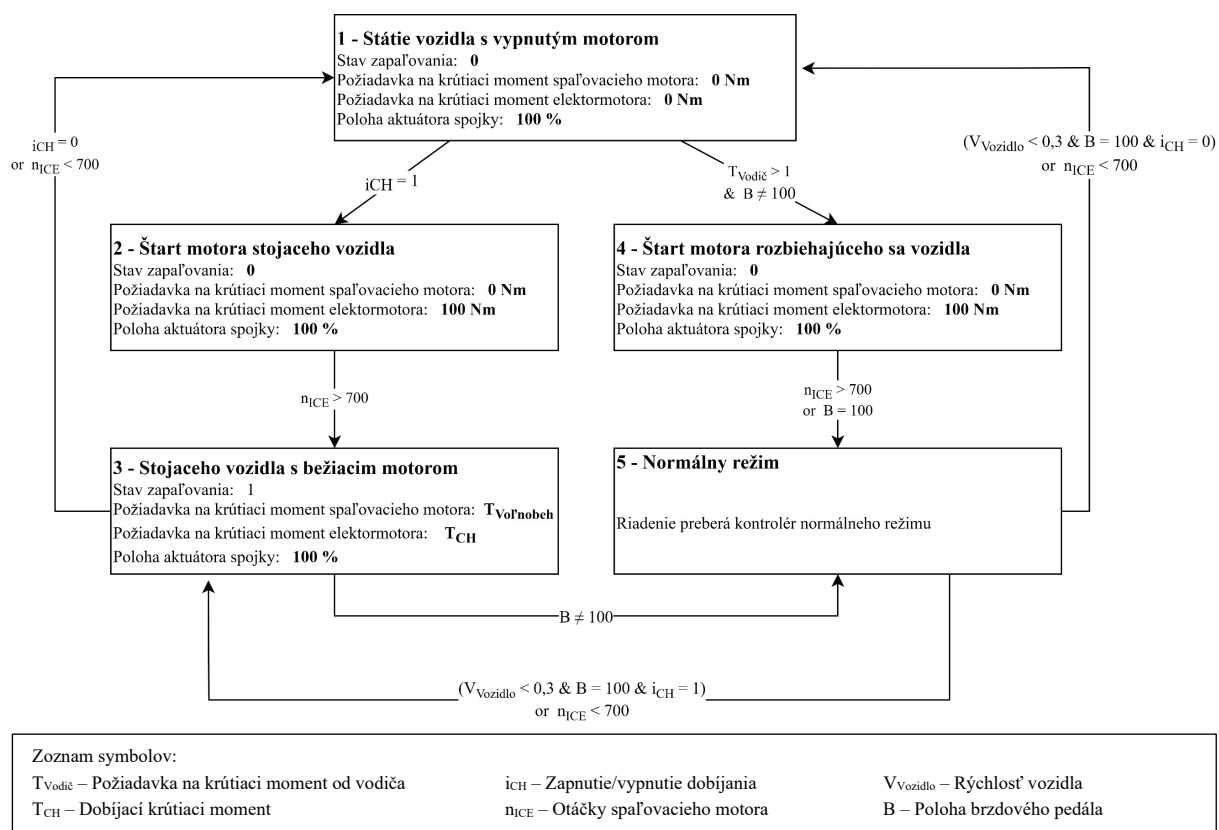
- Príloha 1 Vývojové diagramy algoritmov riadenia a prehľad kalibrovaných parametrov
- Príloha 2 Výsledné parametre efektivity modelovaných hybridných vozidiel

PRÍLOHA 1

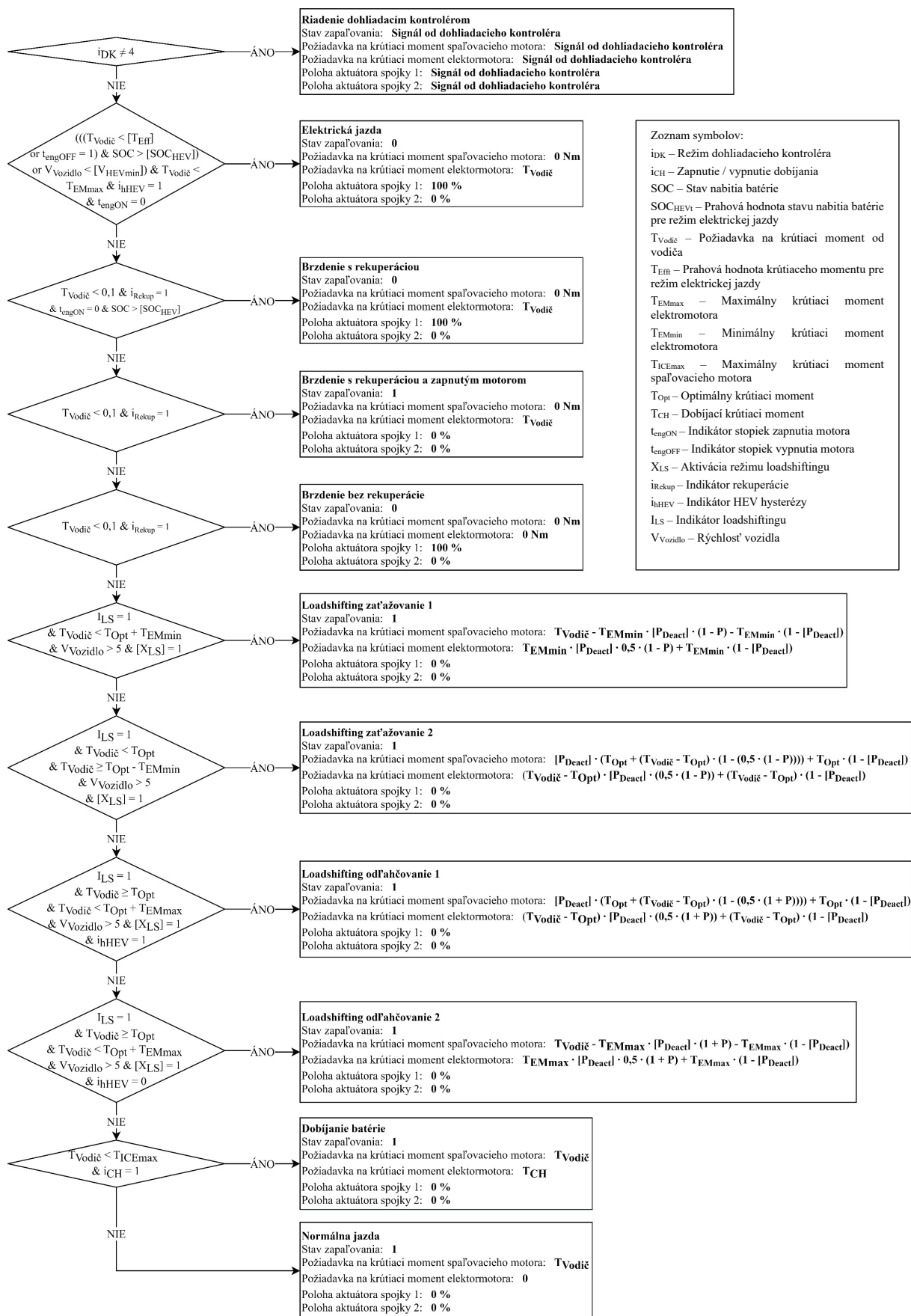
Vývojové diagramy algoritmov riadenia a prehľad kalibrovaných parametrov



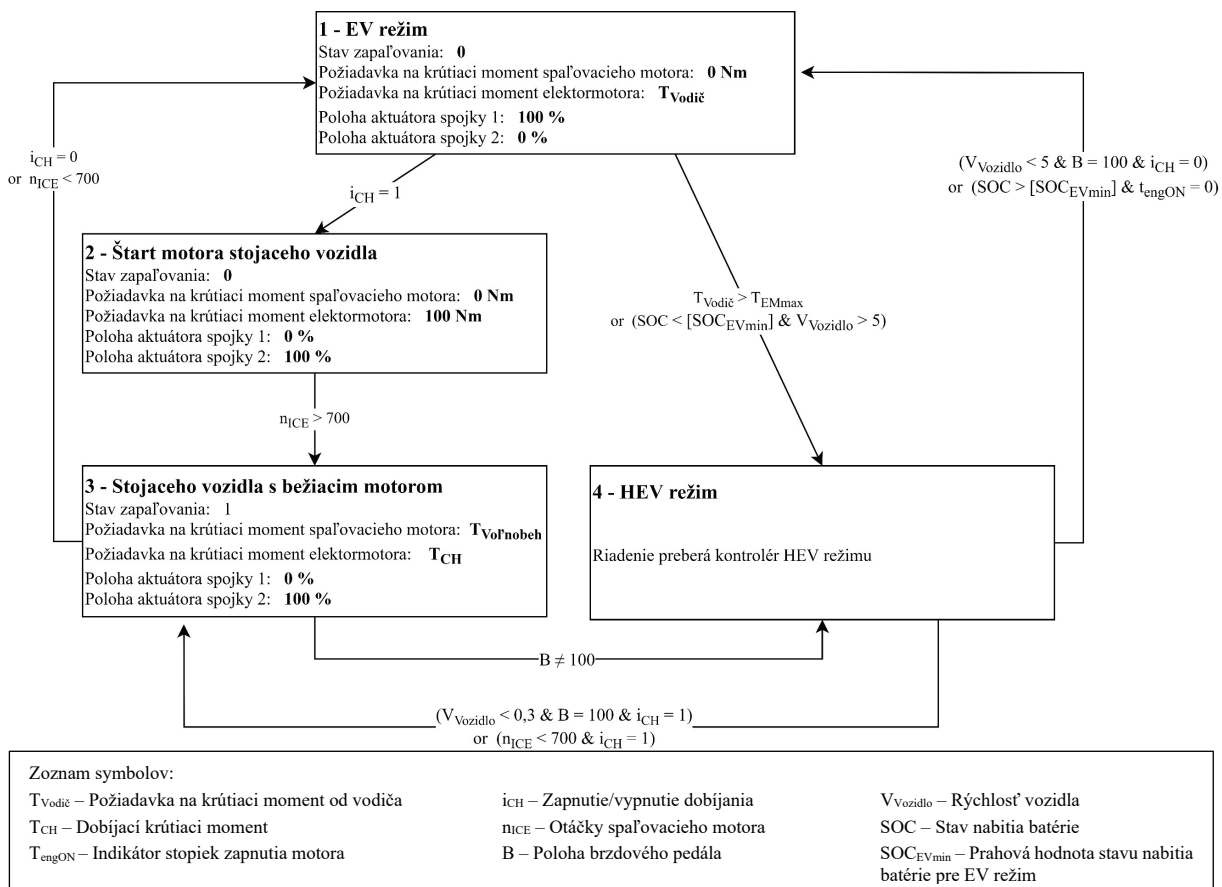
Obr. 1 Vývojový diagram kontroléra normálneho režimu P0 hybridných vozidiel



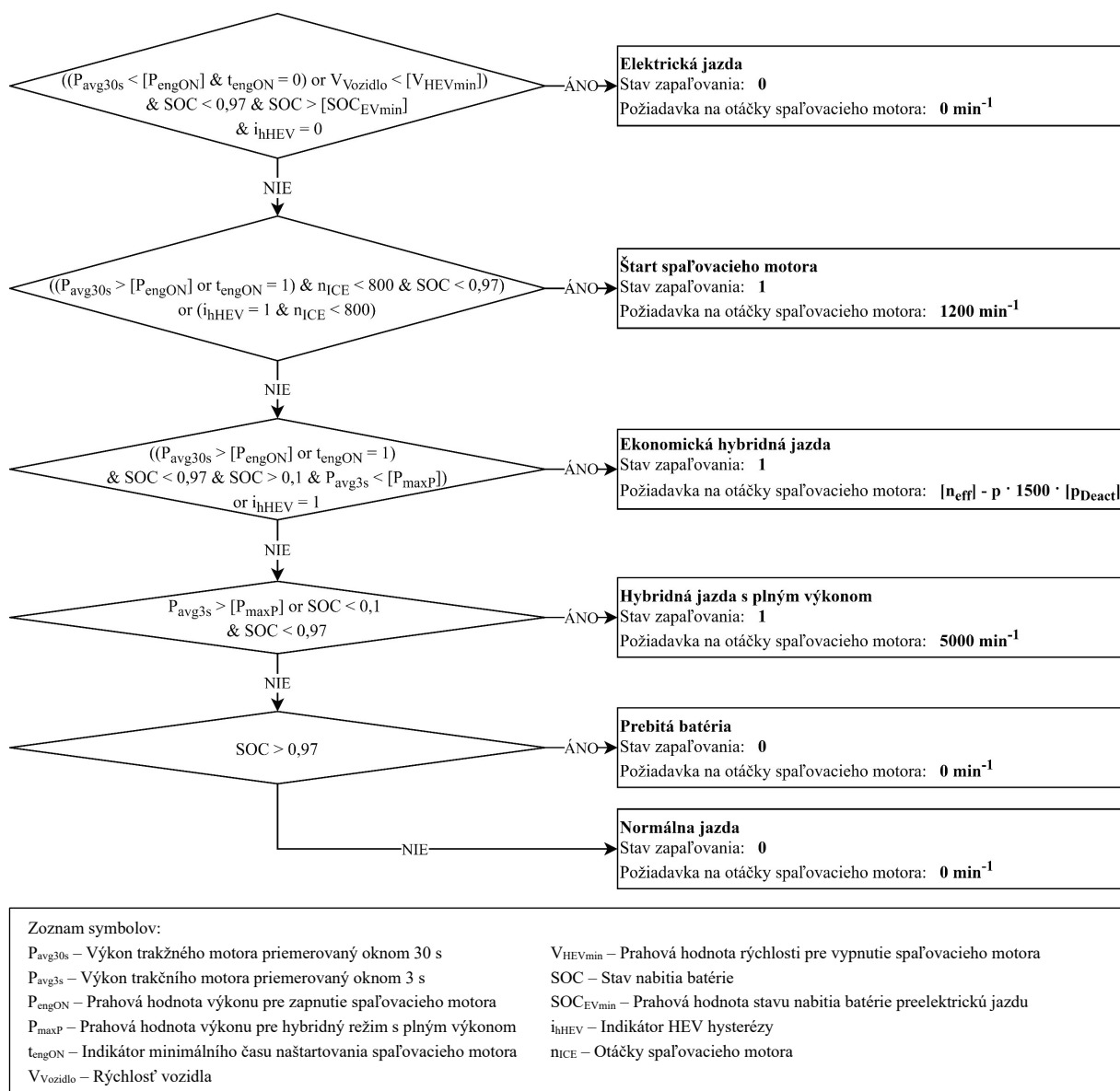
Obr. 2 Vývojový diagram dohliadacieho kontroléra P0 hybridných vozidiel



Obr. 3 Vývojový diagram HEV kontroléra P2 hybridných vozidiel



Obr. 4 Vývojový diagram pre dohliadací kontrolér P2 hybridných vozidiel



Obr. 5 Vývojový diagram dohliadacieho kontroléra sériových hybridných vozidiel

Tab. 1 Parametre „rule based“ riadiacich algoritmov ladených pomocou DOE

Nehybridné vozidlá	
Korekčná konštanta riadenia prevodovky	Konštanta prítavaná ku signálu požiadavky na výkon od vodiča v riadiacom algoritme prevodovky
P0 hybridné vozidlá	
Korekčná konštanta riadenia prevodovky	Konštanta prítavaná ku signálu požiadavky na výkon od vodiča v riadiacom algoritme prevodovky
Aktivácia režimu asistencie štartér-generátora	Hodnota 1 alebo 0, ktorá aktivovala, respektíve deaktivovala režim asistencie štartér generátora
Aktivácia režimu load-shifting odľahčovania	Hodnota 1 alebo 0, ktorá aktivovala, respektíve deaktivovala režim odľahčovania „load-shiftingom“
Aktivácia režimu load-shifting zaťažovania	Hodnota 1 alebo 0, ktorá aktivovala, respektíve deaktivovala režim zaťažovania „load-shiftingom“
Prahová hodnota krútiaceho momentu pre režim asistencie štartér-generátora	Hodnota požiadavky na krútiaci moment pod ktorou nemohol byť aktívny režim asistencie štartér-generátora
Prahová hodnota stavu nabitia batérie pre režim load-shiftingu	Hodnota stavu nabitia batérie nad ktorou nemohol byť aktívny režim „load-shiftingu“
Prahová hodnota stavu nabitia batérie pre asistenciu štartér-generátora	Hodnota stavu nabitia batérie pod ktorou nemohol byť aktívny režim asistencie štartér-generátora
P2 hybridné vozidlá	
Korekčná konštanta riadenia prevodovky	Konštanta prítavaná ku signálu požiadavky na výkon od vodiča v riadiacom algoritme prevodovky
Prahová hodnota stavu nabitia batérie pre režim load-shiftingu	Hodnota stavu nabitia batérie nad ktorou nemohol byť aktívny režim „load-shiftingu“
Minimálny efektívny krútiaci moment spaľovacieho motora	Hodnota krútiaceho momentu pod ktorou bola činnosť spaľovacieho motora príliš neefektívna
Aktivácia znižovania miery load-shiftingu penalizačnou funkciou	Hodnota 1 alebo 0, ktorá aktivovala, respektíve deaktivovala znižovanie miery „load-shiftingu“ na základe penalizačnej funkcie
Maximálna hodnota stavu nabitia batérie v hybridnom režime	Hodnota stavu nabitia batérie nad ktorou bolo vozidlo prevádzkované v režime elektrickej jazdy
Požadovaná hodnota stavu nabitia batérie v hybridnom režime	Hodnota stavu nabitia batérie ktorú sa snažil riadiaci algoritmus dodržať
Minimálna rýchlosť vozidla v hybridnom režime	Hodnota rýchlosti vozidla pod ktorou vozidlo prechádzalo do režimu elektrickej jazdy
Sériové hybridné vozidlá	
Požadovaná hodnota stavu nabitia batérie v hybridnom režime	Hodnota stavu nabitia batérie, ktorú sa snažil riadiaci algoritmus dodržať
Prahová hodnota výkonu pre zapnutie spaľovacieho motora	Hodnota požiadavky na výkon (priemerovanej kľzavým priemerom s oknom 30 s) nad ktorou bol zapnutý spaľovací motor
Efektívne otáčky spaľovacieho motora	Otáčky okolo ktorých bolo vhodné udržiavať chod spaľovacieho motora
Minimálna rýchlosť vozidla v hybridnom režime	Hodnota rýchlosti vozidla pod ktorou vozidlo prechádzalo do režimu elektrickej jazdy
Horná hranica HEV hysterézy	Hodnota stavu nabitia batérie nad ktorou bola deaktivovaná HEV hysteréza pre dobíjanie batérie

PRÍLOHA 2

Výsledné parametre efektivity modelovaných hybridných vozidiel

Tab. 1 Efektivita architektúr hybridných pohonov podľa WLTP pre veľké SUV

	Nehybridné vozidlo			P0 hybrid	P2 plug-in hybrid	Sériový hybrid
	Normálny režim	Stop-Štart	Plachtenie			
Spotreba paliva WLTP [l/100 km]	8,231	8,034	8,012	7,483	2,257	8,506
Emisie CO ₂ WLTP [g/km]	189,3	184,7	184,2	172,1	51,9	195,6
Prekročenie CO ₂ limitu [g/km]	66,9	62,4	61,9	49,3	-81,2	59,4
Pokuta za prekročenie [€]	6360,0	5929,5	5882,6	4679,7	-7718,3	5644,7
Spotreba el. energie WLTP [kWh/100 km]	-	-	-	-	24,3	-
Ekvivalentný elektrický dojazd [km]	-	-	-	-	58	-

Tab. 2 Efektivita architektúr podľa WLTP pre vozidlo vyššej strednej triedy (motor 2.0 l WG)

	Nehybridné vozidlo			P0 hybrid	P2 plug-in hybrid	Sériový hybrid
	Normálny režim	Stop-Štart	Plachtenie			
Spotreba paliva WLTP [l/100 km]	6,216	5,963	5,958	5,753	1,665	6,306
Emisie CO ₂ WLTP [g/km]	142,9	137,1	137,0	132,3	38,3	145,0
Prekročenie CO ₂ limitu [g/km]	42,3	36,4	36,3	31,2	-71,4	35,4
Pokuta za prekročenie [€]	4016,0	3461,9	3451,4	2964,0	-6781,9	3362,8
Spotreba el. energie WLTP [kWh/100 km]	-	-	-	-	16,7	-
Ekvivalentný elektrický dojazd [km]	-	-	-	-	58	-

Tab. 3 Efektivita architektúr podľa WLTP pre vozidlo vyššej strednej triedy (motor 2.0 l VNT)

	Nehybridné vozidlo			P0 hybrid	P2 plug-in hybrid	Sériový hybrid
	Normálny režim	Stop-Štart	Plachtenie			
Spotreba paliva WLTP [l/100 km]	6,012	5,799	5,767	5,368	1,566	5,959
Emisie CO ₂ WLTP [g/km]	138,2	133,3	132,6	123,4	36,0	137,0
Prekročenie CO ₂ limitu [g/km]	37,6	32,7	31,9	22,3	-73,7	27,4
Pokuta za prekročenie [€]	3568,9	3104,6	3035,2	2122,5	-6998,7	2604,6
Spotreba el. energie WLTP [kWh/100 km]	-	-	-	-	16,2	-
Ekvivalentný elektrický dojazd [km]	-	-	-	-	58	-

Tab. 4 Efektivita architektúr podľa WLTP pre malé vozidlo (motor 1.0 l VNT)

	Nehybridné vozidlo			P0 hybrid	P2 plug-in hybrid	Sériový hybrid
	Normálny režim	Stop-Štart	Plachtenie			
Spotreba paliva WLTP [l/100 km]	4,344	4,230	4,237	4,078	2,361	5,286
Emisie CO ₂ WLTP [g/km]	99,9	97,3	97,4	93,8	54,3	121,5
Prekročenie CO ₂ limitu [g/km]	14,2	11,6	11,7	7,9	-38,2	28,5
Pokuta za prekročenie [€]	1348,9	1100,2	1115,0	746,5	-3632,0	2710,0
Spotreba el. energie WLTP [kWh/100 km]	-	-	-	-	14,3	-
Ekvivalentný elektrický dojazd [km]	-	-	-	-	28	-

Tab. 5 Efektivita architektúr podľa WLTP pre malé vozidlo (motor 1.0 l WG)

	Nehybridné vozidlo			P0 hybrid	P2 plug-in hybrid	Sériový hybrid
	Normálny režim	Stop-Štart	Plachtenie			
Spotreba paliva WLTP [l/100 km]	4,527	4,406	4,409	4,261	2,472	5,596
Emisie CO ₂ WLTP [g/km]	104,1	101,3	101,4	98,0	56,8	128,7
Prekročenie CO ₂ limitu [g/km]	18,4	15,6	15,7	12,1	-35,7	35,7
Pokuta za prekročenie [€]	1749,9	1485,8	1491,7	1146,5	-3390,0	3387,0
Spotreba el. energie WLTP [kWh/100 km]	-	-	-	-	14,3	-
Ekvivalentný elektrický dojazd [km]	-	-	-	-	28	-

Tab. 6 Efektivita architektúr pri dochádzaní do práce (veľké SUV)

	Nehybridné vozidlo			P0 hybrid	P2 hybrid		Sériový hybrid
	Normálny režim	Stop-Štart	Plachtenie		CD režim	CS režim	
Spotreba paliva [l/100 km]	9,237	9,018	8,820	7,862	0,344	7,333	7,001
Emisie CO ₂ [g/km]	212,4	207,4	202,8	180,8	7,9	168,6	161,0
Spotreba el. energie [kWh/ 100km]	-	-	-	-	22,1	-	-

Tab. 7 Efektivita architektúr pri dochádzaní do práce (vyššia stredná trieda 2.0 l WG)

	Nehybridné vozidlo			P0 hybrid	P2 hybrid		Sériový hybrid
	Normálny režim	Stop-Štart	Plachtenie		CD režim	CS režim	
Spotreba paliva [l/100 km]	7,227	6,910	6,789	6,024	0,358	5,671	6,708
Emisie CO ₂ [g/km]	166,2	158,9	156,1	138,5	8,2	130,4	154,3
Spotreba el. energie [kWh/ 100km]	-	-	-	-	15,5	-	-

Tab. 8 Efektivita architektúr pri dochádzaní do práce (vyššia stredná tiera 2.0 l VNT)

	Nehybridné vozidlo			P0 hybrid	P2 hybrid		Sériový hybrid
	Normálny režim	Stop-Štart	Plachtenie		CD režim	CS režim	
Spotreba paliva [l/100 km]	6,843	6,597	6,465	5,652	0,271	5,498	6,454
Emisie CO ₂ [g/km]	157,3	151,7	148,7	130,0	6,2	126,4	148,4
Spotreba el. energie [kWh/ 100km]	-	-	-	-	15,5	-	-

Tab. 9 Efektivita architektúr pri dochádzaní do práce (malé vozidlo 1.0 l VNT)

	Nehybridné vozidlo			P0 hybrid	P2 hybrid		Sériový hybrid
	Normálny režim	Stop-Štart	Plachtenie		CD režim	CS režim	
Spotreba paliva [l/100 km]	4,581	4,432	4,417	3,986	0,844	3,985	5,221
Emisie CO ₂ [g/km]	105,3	101,9	101,6	91,7	19,4	91,6	120,1
Spotreba el. energie [kWh/ 100km]	-	-	-	-	10,1	-	-

Tab. 10 Efektivita architektúr pri dochádzaní do práce (malé vozidlo 1.0 l WG)

	Nehybridné vozidlo			P0 hybrid	P2 hybrid		Sériový hybrid
	Normálny režim	Stop-Štart	Plachtenie		CD režim	CS režim	
Spotreba paliva [l/100 km]	4,752	4,589	4,562	4,142	0,900	4,171	5,513
Emisie CO ₂ [g/km]	109,3	105,5	104,9	95,2	20,7	95,9	126,8
Spotreba el. energie [kWh/ 100km]	-	-	-	-	10,0	-	-