



Disertační práce

Využití simulačního modelu pro hodnocení spotřeby specializovaných BEV

Studijní program:

Studijní obor:

Autor práce:

Vedoucí práce:

P2302 – Stroje a zařízení

2302V010 – Konstrukce strojů a zařízení

Ing. Tomáš Petr

prof. Dr. Ing. Pavel Němeček

Liberec 2024

Prohlášení

Prohlašuji, že svou disertační práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé disertační práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé disertační práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li disertační práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má disertační práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

2. 5. 2024

Ing. Tomáš Petr

Využití simulačního modelu pro hodnocení spotřeby specializovaných BEV

Abstrakt

Omezený dojezd, nedostatečně rozvinutá infrastruktura dobíjecích stanic, stále relativně dlouhá doba dobíjení, relativně vysoké pořizovací náklady a otázky týkající se udržitelnosti výroby baterií jsou výzvy, které se výrobci bateriových elektrických vozidel (BEV) snaží překonat. Předkládaná disertační práce se zabývá problematikou dojezdu BEV a představuje nástroj v podobě simulačního modelu, který umožňuje detailní vyhodnocování množství elektrické energie odebrané hnacím ústrojím z baterie specializovaného BEV. Tento model obsahuje všechny důležité prvky modelovaného vozidla. V disertační práci je také uveden postup při vyhodnocování účinnosti jednotlivých komponentů hnacího ústrojí, které jsou nezbytné pro správnou funkci simulačního modelu. Ověření výsledků tohoto modelu bylo následně realizováno na unikátním zařízení Powertrain. Součástí předkládané disertační práce jsou detailní výsledky z provedených simulací a laboratorních měření.

Klíčová slova: spotřeba; simulace; hnací ústrojí; specializované elektrické vozidlo; BEV; účinnost

Utilising Simulation Models for Evaluating Consumption of Specialized BEVs

Abstract

BEV manufacturers are trying to overcome challenges with limited range, underdeveloped charging station infrastructure, relatively long recharging times, relatively high acquisition costs, and issues related to the sustainability of battery production. The present dissertation addresses the BEV range issue. It presents a tool in the form of a simulation model that allows a detailed evaluation of the amount of electricity extracted by the powertrain from the battery of a dedicated BEV. This model contains all the relevant elements of the modelled vehicle. The dissertation also presents a procedure for evaluating the efficiency of the individual drivetrain components necessary for the correct functioning of the simulation model. Verification of the results of this model was subsequently carried out on a unique Powertrain device. Detailed results from the simulations and measurements are part of the present dissertation.

Keywords: energy consumption; simulation; powertrain; special electric vehicle; BEV; efficiency

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat mému vedoucímu disertační práce prof. Dr. Ing. Pavlovi Němečkovi za jeho podporu, vedení a odborné rady během celého mého doktorského studia. Jeho znalosti a zkušenosti mi byly velkou inspirací a pomohly mi dosáhnout všech cílů disertační práce.

Dále bych chtěl velmi poděkovat vedoucímu Katedry vozidel a motorů Ing. Robertovi Voženílkovi, Ph.D. za poskytnutí potřebného vybavení a svým kolegům za pomoc při realizaci experimentů.

V neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině a přátelům, kteří mi poskytli podporu při psaní této práce.

Obsah

Seznam obrázků	9
Seznam tabulek	12
Seznam symbolů a zkratk	13
1 Úvod	17
2 Přehled o současném stavu problematiky	19
2.1 Metodiky pro stanovení energetické náročnosti BEV	19
2.1.1 Standardizované procedury	20
2.1.2 Simulační modely	21
2.2 Aktuální trendy v oblasti vývoje modulárních podvozkových platform	24
2.3 Postup definování účinnosti jednotlivých komponentů hnacího ústrojí	27
2.3.1 Měření účinnosti elektromotorů	28
2.3.2 Měření mechanické účinnosti převodovek	29
2.3.3 Měření účinnosti hnacího ústrojí BEV	31
2.4 Zhodnocení přesnosti výsledků současných simulačních modelů	32
3 Cíle disertační práce	33
4 Modulární podvozková platforma AnteTUL	35
5 Software použitý v disertační práci	38
5.1 MATLAB R2021a	39
5.2 Ricardo IGNITE 2018	40
6 Simulační model	41
6.1 Jízdní cyklus	42
6.2 Řidič	44
6.3 Elektromotor s měničem	44
6.4 Jednostupňová převodovka	46
6.5 Hnací hřídel	47
6.6 Vozidlo s řídicí jednotkou	47
6.7 Trakční baterie	50
6.8 Celková architektura simulačního modelu	51

7	Zařízení použita při měřeních	54
7.1	Brzdové stanoviště HORIBA DYNAS ₃ LI 250	54
7.2	Emulátor vysokonapěťové baterie s DC zdrojem ITECH IT6000C	55
7.3	Zkušebna Powertrain	56
7.4	Analyzátor výkonu Yokogawa WT5000	57
7.5	Další použité přístroje	58
8	Postup měření	59
8.1	Rozsahy měření	59
8.1.1	Zhodnocení výsledků	63
8.2	Měření účinnosti soustavy elektromotoru a měniče	63
8.2.1	Popis měření	63
8.2.2	Výsledné hodnoty	65
8.2.3	Zhodnocení výsledků	66
8.3	Měření mechanické účinnosti převodovky	66
8.3.1	Popis měření	67
8.3.2	Výsledné hodnoty	68
8.3.3	Zhodnocení výsledků	68
8.4	Definování mechanické účinnosti hnací hřídele	69
8.4.1	Zhodnocení výsledků	70
8.5	Měření účinnosti celého hnacího ústrojí	71
8.5.1	Popis měření	71
8.5.2	Výsledky měření	74
8.5.3	Porovnání hodnot naměřené účinnosti hnacího ústrojí	74
8.5.4	Zhodnocení výsledků	75
9	Výpočet spotřeby elektrické energie jednoho hnacího ústrojí	76
9.1	Výpočet pomocí simulačního modelu	77
9.2	Výpočet na základě měření na zkušebně Powertrain	80
10	Výsledky disertační práce	84
10.1	Diskuze výsledků	87
11	Aplikace simulačního modelu	88
12	Závěr	90
13	Zhodnocení disertační práce	92
13.1	Zhodnocení výsledků pro vědní obor	93
13.2	Zhodnocení výsledků pro praxi	93
14	Doporučení na pokračování disertační práce	94
14.1	Doporučení v oblasti vývoje simulačního modelu	94
14.2	Doporučení v oblasti laboratorního měření	95
	Seznam použité literatury	95

Seznam obrázků

1.1	Podíl nově registrovaných vozidel v EU dle typu paliva.	18
2.1	Princip měření spotřeby EV během homologační procedury WLTP.	21
2.2	Dopředný simulační model vozidla.	22
2.3	Zpětný simulační model vozidla.	23
2.4	Příklad modulárních nástaveb pro autonomní podvozkové platformy.	24
2.5	Podvozková platforma s pevnou nástavbou od firmy REE.	25
2.6	Podvozková platforma Snap s automaticky oddělitelnou nástavbou od firmy Rinspeed.	26
2.7	Varianty uspořádání hnacího ústrojí v současných BEV.	27
2.8	Princip metody „Back-to-back mechanical“.	29
2.9	Princip metody „Back-to-back electrical“.	30
2.10	Rozložení měřených bodů.	31
3.1	Schéma řešení disertační práce.	34
4.1	Autonomní modulární podvozková platforma AnteTUL.	35
4.2	Schematické rozmístění komponentů hnacích ústrojí na přední ose vozidla.	37
4.3	Obě hnací ústrojí na přední ose skutečného vozidla.	37
5.1	Prostředí softwaru MATLAB R2021a.	39
5.2	Prostředí softwaru Ricardo Ignite 2018.	40
6.1	Základní architektura dopředného simulačního modelu použitého v této disertační práci.	41
6.2	Hnací ústrojí v simulačním modelu.	42
6.3	CARB Heavy Heavy-Duty Diesel Truck (HHDDT) Creep Segment.	43
6.4	Rychlostní profil jízdního cyklu NREL Port Drayage Creep Queue Cycle (California).	44
6.5	Chování elektromotoru s měničem v simulačním modelu.	45
6.6	Charakteristika motoru ENGIRO 205W-04037.	46
6.7	Převodovka pro podvozkovou platformu AnteTUL.	46
6.8	Síly působící na vozidlo.	48
6.9	Celková architektura simulačního modelu.	53
7.1	HORIBA DYNAS ₃ LI 250.	54

7.2	Jednotka emulátoru vysokonapěťové baterie s DC zdrojem ITECH IT6000C.	55
7.3	Zkušebna Powertrain.	56
7.4	Výkonový analyzátor Yokogawa WT5000.	57
7.5	Další použité přístroje.	58
8.1	Pracovní body elektromotoru během jízdního cyklu CARB–HHDDT–CS pro různá zatížení a různé součinitele odporu valení.	60
8.2	Pracovní body elektromotoru během jízdního cyklu NREL–PDCQC pro různá zatížení a různé součinitele odporu valení.	61
8.3	Rychlostní odchylka od předepsaného rychlostního profilu jízdního cyklu CARB–HHDDT–CS pro různé stavy zatížení.	62
8.4	Rychlostní odchylka od předepsaného rychlostního profilu jízdního cyklu NREL–PDCQC pro různé stavy zatížení.	62
8.5	Elektromotor na brzdovém stanovišti.	64
8.6	Celková účinnost elektromotoru a měniče s vyznačenými body měření.	65
8.7	Schéma umístění převodovky na zkušebně Powertrain.	66
8.8	Umístění převodovky na zkušebně Powertrain.	67
8.9	Mechanická účinnost převodovky při teplotě olejové náplně 50 °C s vyznačenými body měření.	69
8.10	Schematické znázornění úhlu zalomení jednotlivých kloubů.	70
8.11	Mechanická účinnost jednotlivých typů kloubů.	70
8.12	Rozmístění komponentů hnacího ústrojí na jedné ose vozidla s vyznačením vyhodnocovaného hnacího ústrojí.	71
8.13	Hnací ústrojí včetně chladicího systému podvozkové platformy a bateriových emulátorů umístěných ve zkušebně Powertrain.	72
8.14	Schéma zapojení při měření účinnosti hnacího ústrojí.	73
8.15	Celková účinnost hnacího ústrojí.	74
8.16	Porovnání účinností HÚ.	75
9.1	I_{DC} a U_{DC} v pohotovostním (klidovém) režimu.	78
9.2	Změřený odebraný výkon z baterie jedním HÚ P_{bat0} v pohotovostním (klidovém) režimu.	78
9.3	Celková spotřeba během jízdních cyklů vypočtená pro jedno HÚ pomocí simulačního modelu.	79
9.4	Měrná spotřeba během jízdních cyklů vypočtená pro jedno HÚ pomocí simulačního modelu.	79
9.5	Postup měření na zkušebně Powertrain.	80
9.6	Požadované otáčky a točivý moment na jednom kole vozidla během jízdního cyklu CARB–HHDDT–CS.	81
9.7	Požadované otáčky a točivý moment na jednom kole vozidla během jízdního cyklu NREL–PDCQC.	81
9.8	Jednotlivé zaznamenané teploty během jízdních cyklů CARB–HHDDT–CS (vlevo) a NREL–PDCQC (vpravo).	82

9.9	Celková spotřeba během jízdnicích cyklů naměřená pro jedno HÚ na zkušebně Powertrain.	83
10.1	Výkon odebíraný z baterie jedním HÚ během jízdnicího cyklu CARB–HHDDT–CS.	85
10.2	Výkon odebíraný z baterie jedním HÚ během jízdnicího cyklu NREL–PDCQC.	85
10.3	Celková spotřeba jednoho HÚ na jízdnicím cyklu CARB–HHDDT–CS.	86
10.4	Celková spotřeba jednoho HÚ na jízdnicím cyklu NREL–PDCQC.	86
11.1	Celková spotřeba modelovaného vozidla pro součinitel odporu valení $f_k = 0,015$ a různé hmotnosti vozidla během jízdnicího cyklu CARB–HHDDT–CS.	88
11.2	Měrná spotřeba modelovaného vozidla pro součinitel odporu valení $f_k = 0,015$ a různé hmotnosti vozidla během jízdnicího cyklu CARB–HHDDT–CS.	89

Seznam tabulek

6.1	Vybrané parametry definující blok elektromotoru s měničem.	45
6.2	Použitá ložiska.	47
6.3	Parametry definující blok hnací hřídele.	47
6.4	Parametry definující odpor zrychlení.	49
6.5	Parametry definující celkový aerodynamický odpor.	50
6.6	Hodnoty součinitele odporu valení.	50
6.7	Vybrané parametry definující trakční baterii.	51
6.8	Vybrané parametry definované v jednotlivých blocích.	52
7.1	Vybrané parametry dynamometru HORIBA DYNAS ₃ LI 250.	55
7.2	Vybrané parametry dynamometru Siemens 136 ADG 288WP.	57
8.1	Rozsahy hodnot, ve kterých budou provedena následující měření.	63
9.1	Upřesnění vybraných parametrů vozidla.	78
10.1	Porovnání spotřebované energie.	87

Seznam symbolů a zkratek

Symbol / Zkratka	Jednotka	Definice
ArtMw150		Artemis Motorway Cycle
BEV		bateriové elektrické vozidlo
C_{bat}	Ah	kapacita baterie
CAN		Controller Area Network
CARB		California Air Resources Board
CARB-HHDDT-CS		CARB Heavy Heavy-Duty Diesel Truck Creep Segment
CLTC		China Light-Duty Vehicle Test Cycle
DriveCAT		Drive Cycle Analysis Tool
E	Ws	energie
E_{bat}	Wh	energie odebraná z baterie (simulační model)
\hat{E}_{bat}	Wh	energie odebraná z baterie (měření ve zkušebně)
E_{cycle}	Ws	energetická náročnost cyklu jízdního cyklu
E_{d}	Wh km ⁻¹	měrná spotřeba elektrické energie
EM		elektromotor
EPA		Environmental Protection Agency
EU		Evropská unie
EV		elektrické vozidlo
FCEV		Fuel Cell Electric Vehicle
F_{k}	N	hnací síla na kole vozidla
FTP		Federal Test Procedure
G	MPa	modul pružnosti ve smyku
G_{v}	N	tíha vozidla
GPS		Global Positioning System
H, i		hřídel
H_{k}	N	podélná silová reakce mezi kolem a vozovkou
HEV		Hybrid Electric Vehicle
HHDDT		Heavy Heavy-Duty Diesel Truck
HÚ		hnací ústrojí
I	A	proud
I_{DC}	A	stejnoseměrný proud
IEC		International Electrotechnical Commission
IEEE		Institute of Electrical and Electronics Engineers
I_{max}	A	maximální proud
J_{k}	kg m ²	hmotnostní moment setrvačnosti kola vozidla
J_{m}	kg m ²	hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí motoru
J_{p}	kg m ²	hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí převodovky

KVM		Katedra vozidel a motorů
$L_{A,i}$		ložisko A
$L_{B,i}$		ložisko B
LP		levý přední
M	Nm	točivý moment
M_1	Nm	točivý moment naměřený na hřídeli elektromotoru č.1
M_2	Nm	točivý moment naměřený na hřídeli elektromotoru č.2
M_{dyno}	Nm	točivý moment dynamometru
M_k	Nm	hnací moment
M_{LP}	Nm	točivý moment naměřený na levém předním dynamometru
M_m	Nm	maximální točivý moment
M_{motor}	Nm	točivý moment motoru
M_n	Nm	jmenovitý točivý moment
M_{PP}	Nm	točivý moment naměřený na pravém předním dynamometru
MAE	Wh	střední absolutní chyba odhadu
NEDC		New European Driving Cycle
NREL		National Renewable Energy Laboratory
NREL-PDCQC		NREL Port Drayage Creep Queue Cycle (California)
O_f	N	odpor valení
O_p	N	odpor přívěsu
O_s	N	odpor stoupání
O_v	N	celkový vzdušný odpor
O_z	N	odpor zrychlení
P	W	příkon
PHEV		Plug-in Hybrid Electric Vehicle
P_1	W	mechanický výkon naměřený na hřídeli elektromotoru č.1
P_2	W	mechanický výkon naměřený na hřídeli elektromotoru č.2
P_{bat}	W	elektrický výkon odebíraný z baterie
P_{bat0}	W	elektrický výkon odebíraný z baterie při $n_{\text{motor}} = 0 \text{ 1/min}$ a $M_{\text{motor}} = 0 \text{ N m}$
P_{dyno}	W	výkon dynamometru
$P_{e,\text{HU}}$	W	elektrický příkon hnacího ústrojí
P_e	W	elektrický příkon
P_{Fe}	W	ztráty v železe
P_k	W	výkon naměřený na kole vozidla
P_{LP}	W	výkon naměřený na levém dynamometru
$P_{m,\text{HU}}$	W	mechanický výkon hnacího ústrojí
P_{mech}	W	mechanické ztráty

P_{mo}	W	mechanický výkon elektromotoru
P_n	kW	jmenovitý výkon
P_{PP}	W	výkon naměřený na pravém dynamometru
P_{pr}	W	mechanický výkon naměřený na výstupu z převodovky
P_{prid}	W	přídavné ztráty elektromotoru
P_{prisl}	W	elektrický výkon odebíraný příslušenstvím
P_{rotor}	W	ztráty v rotoru
P_{stator}	W	ztráty ve statoru
P_z	W	ztrátový výkon
P'	W	výkon
PMSM		Permanent Magnet Synchronous Motor
PP		pravý přední
$REEC_i$		relativní změna elektrické energie za posuzovaný příslušný zkušební cyklus (i)
REESS		Rechargeable Electrical Energy Storage System
S, i		soukolí
S_x	m ²	čelní plocha vozidla
SUV		Sport Utility Vehicle
T		těžiště
$T_{e, i}$		hřídelové těsnění
TTW		Tank-to-Wheels
TUL		Technická univerzita v Liberci
U	V	napětí
U_b	V	nominální napětí baterie
U_{bmax}	V	nominální napětí plně nabitě baterie
U_{bv}	V	nominální napětí vybité baterie
U_c	V	nominální napětí bateriového článku
U_{DC}	V	stejnoseměrné napětí
USA		spojené státy americké
WLTP		Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure
Z_k	N	svislé zatížení kola
c_x	–	součinitel vzdušného odporu
d	km	ujetá vzdálenost
e	%	chyba simulačního modelu
f_k	–	součinitel odporu valení
i_c	–	převodový poměr převodovky
k	–	počet vzorků dat
l_h	mm	délka hnací hřídele
m	kg	hmotnost vozidla
<i>motor_gen_demand</i>		signál vstupující do elektromotoru
n	min ⁻¹	otáčky
n_1	min ⁻¹	otáčky hřídele elektromotoru č.1

n_2	min^{-1}	otáčky hřídele elektromotoru č.2
n_c	–	počet článků baterie
n_{dyno}	s^{-1}	otáčky dynamometru
n_{LFP}	s^{-1}	otáčky levého dynamometru
n_m	min^{-1}	maximální otáčky
n_{motor}	min^{-1}	otáčky motoru
n_n	min^{-1}	jmenovité otáčky
n_{PP}	s^{-1}	otáčky pravého dynamometru
o_k	m	obvod kola
r_h	mm	poloměr hnací hřídele
r_k	mm	poloměr kola
t	s	čas
$t_{\text{měnič,vstup}}$	$^{\circ}\text{C}$	teplota chladícího média na vstupu do měniče
$t_{\text{měnič,výstup}}$	$^{\circ}\text{C}$	teplota chladícího média na výstupu z měniče
$t_{\text{motor,vstup}}$	$^{\circ}\text{C}$	teplota chladícího média na vstupu do motoru
$t_{\text{motor,výstup}}$	$^{\circ}\text{C}$	teplota chladícího média na výstupu z motoru
$t_{\text{okolí}}$	$^{\circ}\text{C}$	teplota okolí
t_{olej}	$^{\circ}\text{C}$	teplota olejové náplně převodovky
v_r	m s^{-1}	náporová rychlost proudění kolem vozidla
v_v	m s^{-1}	rychlost větru
\ddot{x}	m s^{-2}	zrychlení
z_t	m	výška těžiště
$\Delta E_{\text{REESS}_i}$	Wh	změna elektrické energie systému REESS během posuzovaného zkušebního cyklu (i)
α	deg	úhel stoupání
β	deg	úhel zalomení kloubu
\ddot{x}	m s^{-2}	zrychlení
η_h	–	mechanická účinnost hnací hřídele
η_{HU}	–	účinnost hnacího strojí
η_m	–	účinnost elektromotoru s měničem
η_{pr}	–	mechanická účinnost převodovky
η_{Rzeppa}	–	mechanická účinnost kloubu typu Rzeppa
η_{Tripod}	–	mechanická účinnost tripodového kloubu
ρ	kg m^3	hustota vzduchu
τ_{cyklus}	s	časový okamžik definující konec jízdního cyklu
τ_0	s	časový okamžik definující začátek jízdního cyklu

1 Úvod

Vývoj dopravy lze historicky sledovat již od prvních stadií civilizačního pokroku, kdy lidstvo usilovalo o zefektivnění procesů přesunu osob a materiálů. V těchto prvních fázích vývoje se významně projevíly klíčové inovace, jako například vynález kola nebo domestikace zvířat pro transportní účely. S příchodem průmyslové revoluce se pak rozšířily možnosti pro pokročilý rozvoj dopravních systémů, což mělo výrazný dopad na sociální a ekonomickou strukturu společnosti.

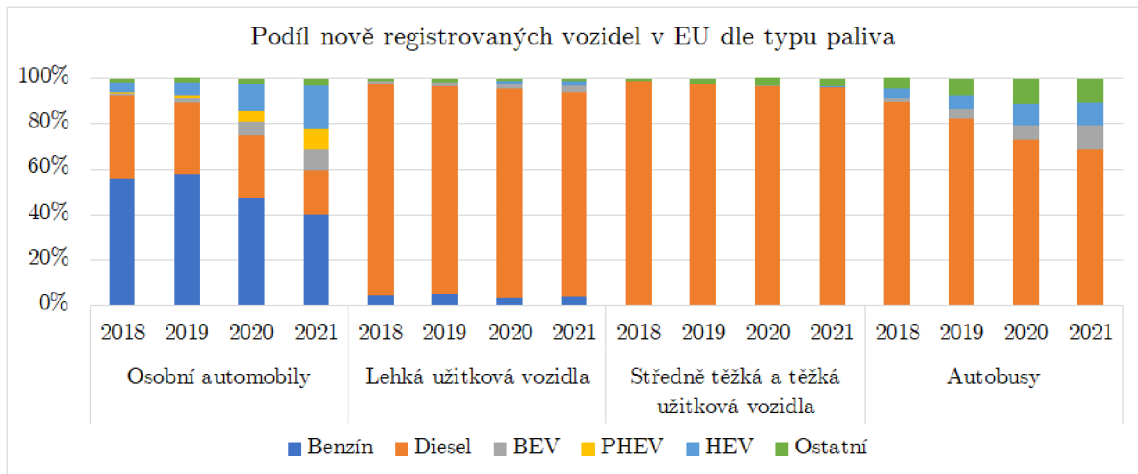
V současné době jezdí po silnicích států Evropské unie přes 242 milionů osobních automobilů, více než 28 milionů lehkých užitkových vozidel, cca 6,2 milionu středně těžkých a těžkých užitkových vozidel a přibližně 690 tisíc autobusů, přičemž každým rokem se tyto počty zvyšují. [50] Zvyšující se množství automobilů a jejich doslovná všudypřítomnost změnily zásadním způsobem jak člověka a jeho chování, tak i krajinu a kvalitu životního prostředí. Tento fenomén je obzvláště patrný v městských oblastech, kde se projevuje prostřednictvím několika závažných problémů. Mezi tyto problémy patří dopravní zácpy, nedostatek parkovacích míst, vysoká úroveň hlukového znečištění a především zhoršení kvality ovzduší.

Vzhledem k výše uvedeným problémům, klesajícím zásobám ropy a naléhavé potřebě snižování emisí skleníkových plynů, se klade stále větší důraz na vývoj udržitelného dopravního systému. Tento systém by měl přispět k řešení ekologických výzev a současně redukovat naši závislost na fosilních palivech. Takový přístup vyžaduje komplexní úvahy a inovace ve strategickém plánování a implementaci dopravních politik.

V roce 2011 přijala evropská komise komplexní strategii „Doprava 2050“, jež má mimo jiné za cíl odstranit překážky v klíčových oblastech dopravy, zvýšit mobilitu a dramaticky snížit závislost Evropy na dovozu ropy. Jedním z aktuálně přijímaných řešení je transformace současné mobility na mobilitu udržitelnou, v rámci které aktuálně dominují elektrická vozidla. Elektrická vozidla (EV) v tomto kontextu zahrnují jak plug-in hybridní vozidla (PHEV), hybridní elektrická vozidla (HEV), vozidla na vodíkový pohon s palivovými články (FCEV), tak i čistě elektrická vozidla (BEV).

Z dat zobrazených na obrázku 1.1 vyplývá, že i přes zvyšující se podíl nově registrovaných vozidel s pohonem na alternativní paliva, zastávaly v roce 2021 stále dominantní podíl vozidla s klasickými spalovacími motory, avšak celkový podíl nově registrovaných elektrických osobních vozidel a elektrických autobusů se v posledních čtyřech letech neustále zvyšuje a podle informací uvedených v [47] je možné podobný trend očekávat i v letech následujících. Elektrická vozidla totiž nabízejí vyšší účinnost, a tím i teoreticky vyšší úsporu energie, výrazně nižší emise (zejména v případě, že je elektřina vyráběna z obnovitelných zdrojů) a také vyšší jízdní dynamiku. Pod-

le odhadu publikovaného v [28] produkoval průměrný elektromobil střední velikosti v EU v roce 2020 za celou dobu své životnosti přibližně $90 \text{ g CO}_2 \text{ km}^{-1}$ (včetně emisí produkovaných při výrobě). To je přibližně 2,7krát méně než v případě vozidel s klasickými spalovacími motory.



Obrázek 1.1: Podíl nově registrovaných vozidel v EU dle typu paliva. [40]

Omezení, které v současné době brání razantnějšímu rozšíření BEV, je především nízká kapacita elektrické baterie, která se vzhledem k současným technologiím pohybuje v rozsahu v rozmezí 100 Wh kg^{-1} až 250 Wh kg^{-1} . [11] Toto množství energie je stále výrazně nižší než množství energie uložené ve fosilních palivech. [26] Podle databáze [20] obsahující parametry více než 285 bateriových elektrických vozidel, dosahuje průměrná spotřeba energie elektrických vozidel přibližně 200 Wh km^{-1} , přičemž minimální spotřeba uvedená v této databázi je 109 Wh km^{-1} , maximální pak 295 Wh km^{-1} . Ve stejné databázi je uveden rovněž dojezd vybraných typů vozidel, jejichž průměrná hodnota je 341 km, přičemž maximální dojezd je 695 km a minimální pak 95 km.

2 Přehled o současném stavu problematiky

Většina z výzkumu, probíhajícího v současné době a týkajícího se EV, je zaměřena především na řešení výzev v oblasti vývoje elektrických baterií. V rámci těchto výzkumů převládá snaha především o snížení jejich ceny a negativních dopadů na životní prostředí a naopak o zvýšení jejich kapacity a životnosti. Podrobné informace o problematice elektrických baterií pro EV je možné najít například v [46; 29] nebo v [51], který pojednává o různých bateriových technologiích používaných v EV a o pokroku v jejich výzkumu. Další studie, například [45; 48; 2], se pak zabývají problematikou související s infrastrukturou dobíjecích stanic. Naproti tomu zlepšování efektivity EV se v současné době věnuje výrazně menší množství publikací.

V následující části této kapitoly bude uveden současný stav problematiky popisované v disertační práci zaměřené na spotřebu BEV. Stěžejními částmi této kapitoly bude popis současných přístupů pro definování spotřeby elektrické energie BEV včetně v současné době používaných softwarů, které mohou být k tomuto účelu využity. Dále zde bude popsáno specializované BEV, které je vyvíjeno na Technické univerzitě v Liberci, a které bude předmětem pro vytvářený simulační model. Aby bylo možné cílit na zlepšování efektivity BEV, je důležité mít znalosti o měření účinnosti jednotlivých komponentů vozidla a jejich energetické náročnosti. Z tohoto důvodu budou v této kapitole uvedeny i postupy, které jsou obecně využívány pro získávání účinností jednotlivých komponentů HÚ.

V současné české literatuře se v souvislosti se spotřebou BEV (kWh km^{-1}), běžně užívají výrazy „spotřeba elektrické energie“, nebo jen „spotřeba energie“, přestože zákon zachování energie stanovuje, že energie se nemůže ztratit ani vytvořit, ale pouze transformovat. Ve fyzikálním smyslu se energie tedy „nespotřebovává“, ale tento výraz již přijatý a běžně používaný pro popis energetických transformací v běžných aplikacích. Proto budu pro zjednodušení tento termín využívat i v této disertační práci.

2.1 Metodiky pro stanovení energetické náročnosti BEV

Měření spotřeby elektrické energie bateriových elektrických vozidel představuje klíčový faktor pro komplexní hodnocení a porozumění jejich celkové energetické náročnosti. Tento proces umožňuje získat důležité informace týkající se využití energie při různých jízdních režimech a podmínkách provozu. Vzhledem k neustále rostoucímu zájmu o elektromobilitu nabývají získaná data z měření spotřeby elektrické energie

ještě většího významu, neboť umožňuje koncovým zákazníkům, ale i výrobcům, získat konkrétní informace o reálné efektivitě vozidel. Zvýšená transparentnost těchto informací napomáhá ke zvýšení důvěry spotřebitelů v elektrická vozidla a přispívá k jejich širšímu přijetí na trhu. Stanovení energetické náročnosti vozidel může být prováděno pomocí různých postupů, z nichž některé jsou uvedeny v následujících podkapitolách.

2.1.1 Standardizované procedury

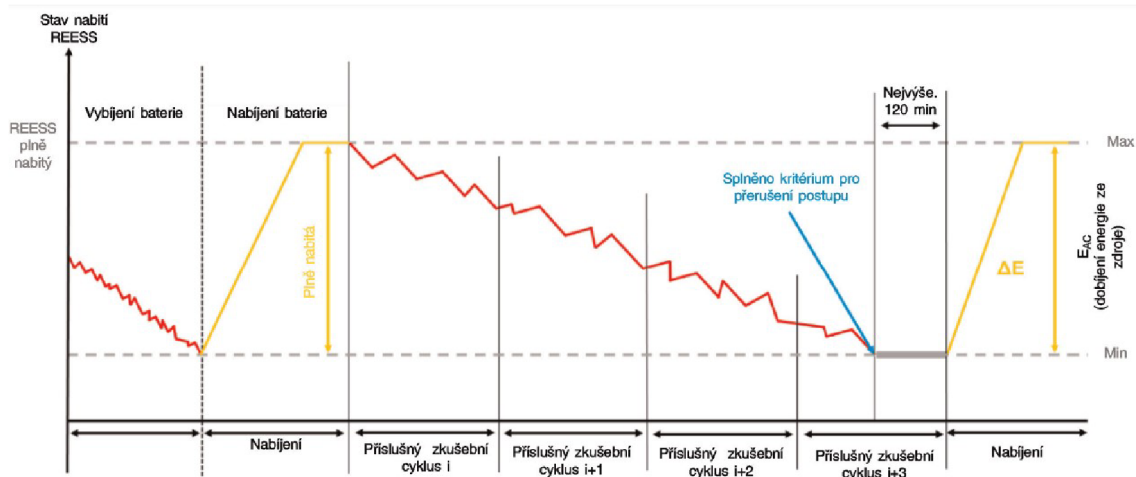
V závislosti na regionu se používají různé standardizované procedury v rámci kterých je možné vyhodnocovat spotřebu elektrické energie osobních automobilů. Jako příklad je možné uvést tyto tři procedury, které patří mezi nejznámější:

- WLTP (Worldwide Harmonised Light Vehicle Test Procedure) - Celosvětově uznávaná metodika [40],
- EPA (Environmental Protection Agency) - Metodika používaná v USA [18],
- CLTC (China Light-Duty Vehicle Test Cycle) - Metodika používaná především v Číně [34].

Přestože všechny výše uvedené metodiky mají za cíl přiblížit se, pokud možno co nejvíce výsledkům v reálném provozu, můžeme i zde zaznamenat výrazné odchylky, a to jak mezi jednotlivými metodikami, tak i vzhledem k reálnému provozu. Celosvětově uznávaná homologační procedura pro osobní a lehká užitková vozidla WLTP byla postupně od září roku 2017 zaváděna v EU jako náhrada za předchozí homologační cyklus nazývaný jako New European Driving Cycle (NEDC), který byl často kritizován za svou nedostatečnou reprezentativnost skutečného provozu. Z tohoto důvodu bude tato procedura podrobněji rozepsána v následující podkapitole.

Homologační procedura WLTP

Tato procedura byla navržena tak, aby poskytovala standardizovaný a opakovatelný způsob měření mimo jiné i spotřeby elektrické energie vozidla v různých jízdních podmínkách s přesnějšími a srovnatelnějšími údaji, než tomu bylo v případě NEDC. Metodika měření spotřeby elektrické energie u BEV během WLTP homologačního jízdního cyklu je popsána v Nařízení evropské komise 2017/1151 [40]. Schematický postup měření je pak zobrazen na obrázku 2.1, jako závislost stavu nabití dobíjecího systému pro uchovávání elektrické energie REESS (svislá osa) na čase (vodorovná osa). Princip měření spočívá v první fázi v nabití systému REESS do plně nabitého stavu. Následně vozidlo opakovaně absolvuje jízdu po WLTP jízdním cyklu až do okamžiku, kdy je splněno kritérium pro přerušení zkoušky. Od tohoto okamžiku musí být vozidlo nejpozději do 120 minut připojeno ke zdroji elektrické energie, pomocí kterého se systém REESS dobije opět do plně nabitého stavu. Při nabíjení se zároveň měří množství dodané elektrické energie. Tato energie se měří pomocí zařízení umístěného mezi nabíječku vozidla a zdroj elektrické energie. Kritérium pro přerušení postupu je dle Nařízení evropské komise 2017/1151 [40] splněno, jestliže



Obrázek 2.1: Princip měření spotřeby BEV během homologační procedury WLTP. [40]

relativní změna elektrické energie $REEC_i$ vypočtená pomocí rovnice 2.1, je menší než 0,04.

$$REEC_i = \frac{|\Delta E_{REESS,i}|}{E_{cycle} \cdot \frac{1}{3600}} \quad [-] \quad (2.1)$$

2.1.2 Simulační modely

Rychlejší a méně nákladnou alternativou ke standardizovaným procedurám je využití simulačních modelů, které jsou schopny vypočítat spotřebu elektrické energie vozidla na základě přesně definovaných vstupních parametrů, mezi které je možné zařadit například výkonové parametry motoru, účinnost prvků hnacího ústrojí nebo jízdní odpory vozidla. Tyto simulační modely našly s nástupem moderních technologií nový význam při řešení komplexních problémů souvisejících s návrhem vozidel, a to především díky svým výhodám, jako jsou reprodukovatelné výsledky, schopnost simulovat komplikované situace a jejich relativně nízké náklady.

Pro výpočet spotřeby elektrické energie BEV se v současné době používají různé typy simulačních modelů, které se mezi sebou liší zejména jejich složitostí, přesností, ale i způsobem výpočtu. [38; 36; 41] Jedná se o:

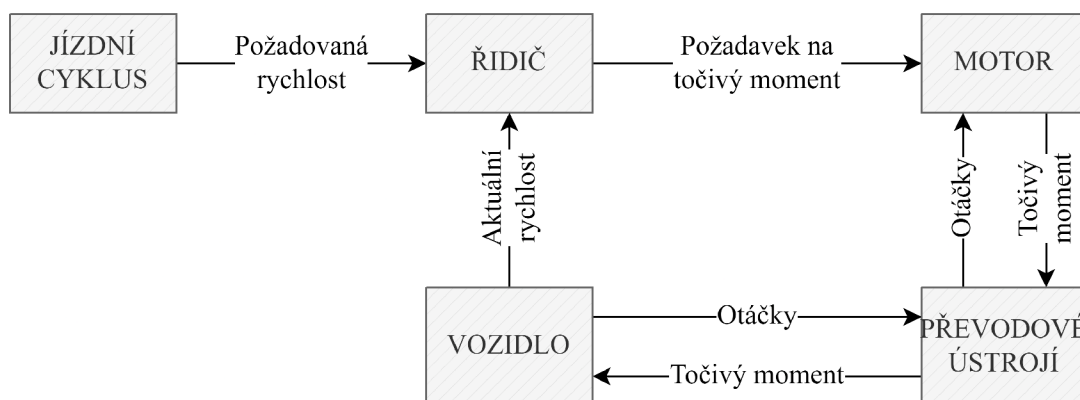
- dopředný simulační model (Forward-facing model),
- zpětný simulační model (Backward-facing model),
- plně dynamický simulační model (Fully dynamic simulation model).

Při modelování obvykle dochází ke kompromisu mezi množstvím parametrů, které je potřeba do modelu zadat a času potřebného pro jeho vytvoření a následný výpočet. Modely musí mít pro danou aplikaci dostatečnou přesnost, ale neměly by být příliš komplikované. Obecně platí, že čím více podrobnější výsledky potřebujeme

získat, tím delší je celkový čas pro sestavení modelu, realizování výpočtu a interpretaci výsledků. Jednoduchý model obvykle poskytuje méně přesné výsledky na základě průměrné účinnosti jednotlivých prvků HÚ. Složitější model naopak může počítat již s účinnostními mapami jednotlivých komponentů hnacího ústrojí. Zásadní rozdíl mezi výše uvedenými simulačními modely ale spočívá v postupu výpočtu a v množství potřebných vstupních dat.

Dopředný simulační model

Dopředný simulační model (v anglické literatuře označován jako forward-facing model) je schematicky uveden na obrázku 2.2. Obvykle se skládá z pěti základních bloků, kterými jsou: jízdní cyklus, řidič, motor, převodové ústrojí a vozidlo. Řidič, který je zde obvykle zjednodušeně definován pomocí PI regulátoru, sleduje požadovanou rychlost, která je definována jízdním cyklem a na základě odchylky mezi touto požadovanou a skutečnou rychlostí vozidla se pomocí ovládání akceleračního a brzdového pedálu snaží tuto odchylku minimalizovat. Požadovaný točivý moment produkovaný motorem je přenášěn prostřednictvím prvků hnacího ústrojí až na hnací kola automobilu. Tento moment je v místě dotyku pneumatiky s vozovkou přeměněn na sílu, ze které je vypočítáno zrychlení a následně aktuální rychlost. Aktuální rychlost vozidla je opět porovnána s požadovanou rychlostí, čímž se smyčka uzavře. Přenos točivého momentu od motoru ke kolům probíhá „dopředu“, proto je tento model nazýván dopředný. [38; 41] Na rozdíl od zpětného simulačního modelu, který bude popsán v následujícím odstavci, se v dopředném simulačním modelu striktně nedodrhuje požadovaná rychlost daná jízdním cyklem. Z tohoto důvodu zde existuje malá odchylka mezi požadovanou a simulovanou rychlostí vozidla. Úkolem modelu řidiče je pak tuto odchylku minimalizovat. Oproti zpětnému simulačnímu modelu má dopředný model delší výpočetní čas, ale umožňuje vyhodnocovat více fyzikálních parametrů vozidla.

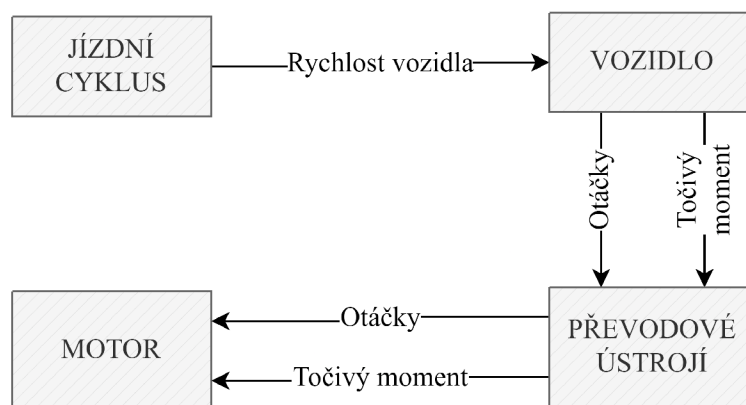


Obrázek 2.2: Dopředný simulační model vozidla. [38]

Vzhledem k tématu disertační práce bude pro výpočet energetické náročnosti hnacího ústrojí specializovaného BEV využit dopředný simulační model. Tento navržený model bude podrobněji popsán v následujících kapitolách této práce. Jeho vypočtené hodnoty budou v závěru práce analyzovány a porovnány s hodnotami získanými z laboratorního měření.

Zpětný simulační model

Zpětný simulační model (v anglické literatuře označován jako backward-facing model) je zobrazen na obrázku 2.3. Tento model na rozdíl od dopředného simulačního modelu postrádá blok řidiče. Požadovaná rychlost daná jízdním cyklem je v tomto případě striktně dodržována. Otáčky motoru je v tomto případě možné snadno určit pomocí základních kinematických rovnic, počínaje otáčkami kol a celkovým převodovým poměrem hnacího ústrojí. Potřebná hnací síla je pak vypočtena ze základních parametrů vozidla. Tento přístup zanedbává všechny dynamické jevy uvažující přechodné podmínky, a proto se často používá pouze pro první předběžný odhad spotřeby vozidla. [38]



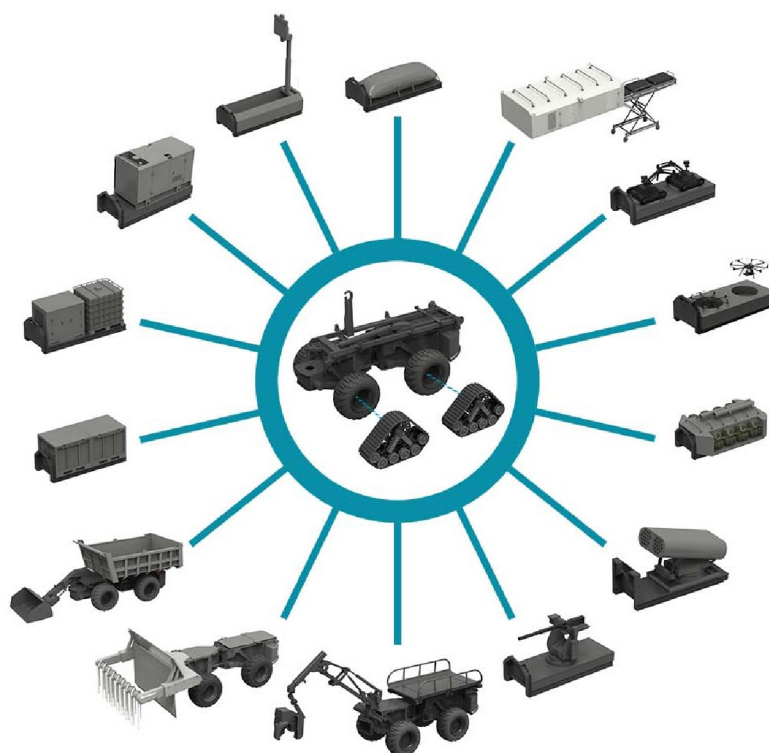
Obrázek 2.3: Zpětný simulační model vozidla. [38]

Plně dynamický simulační model

Na rozdíl od předchozích simulačních modelů je v tomto simulačním modelu řešena komplexní dynamika vozidla, včetně podrobných modelů popisujících proudění tekutin a plynů.

2.2 Aktuální trendy v oblasti vývoje modulárních podvozkových platform

Simulační model vytvořený v této disertační práci bude počítat množství elektrické energie, kterou odebírá hnací ústrojí specializovaného bateriového elektrického vozidla z trakční baterie. K tomuto účelu je v této práci využito vozidlo, které je v rámci projektu „Modulární platforma pro autonomní podvozky specializovaných elektrovozidel pro dopravu nákladu a zařízení“, reg. CZ.02.1.01/0.0/0.0/16_025/0007293 vyvíjeno na Technické univerzitě v Liberci. Tyto platformy nacházejí v současné době uplatnění zejména v uzavřených nebo přesně definovaných prostorách, mezi které můžeme zahrnout například skladištní oblasti, přístavy nebo letiště. Další vývoj těchto vozidel směřuje k jejich využití mimo uzavřené areály a k umožnění jejich pohybu po veřejných komunikacích. V této souvislosti se do budoucna předpokládá nasazení těchto specializovaných podvozkových platform v širokém množství odvětví, mezi které patří např. stavebnictví, zemědělství, strojírenství, těžební průmysl nebo logistika, kde budou plnit speciální úkoly. U některých z těchto platform se v rámci vývoje počítá i s určitou modulovatelností, v rámci které může být podvozek vybaven širokou škálou různých zařízení určených pro konkrétní aplikace (viz obrázek 2.4) a umožnit tak vozidlu všestrannější využití.



Obrázek 2.4: Příklad modulárních nástaveb pro autonomní podvozkové platformy. [42]

Z pohledu konstrukce je pak možné dle [27] tyto podvozkové platformy rozdělit do dvou základních skupin:

- autonomní podvozkové platformy s pevnou nástavbou,
- autonomní podvozkové platformy s vyměnitelnou nástavbou.

Obě zmíněné skupiny podvozkových platform lze dle současné literatury zařadit do kategorií, jako jsou automatická naváděná vozidla, robotická užitková vozidla, autonomní doručovací roboti, zemědělské roboti, autonomní nakladače nebo ostatní autonomní vozidla pro specifické účely.

Podvozkové autonomní platformy s pevnou nástavbou jsou charakteristické svojí neuzpůsobeností pro automatické zaměňování přepravní jednotky v průběhu jízdního cyklu. Do této skupiny je možné zařadit například vozidla izraelského start-upu Ree od společnosti REE Automotive Ltd, který je zobrazen na obrázku 2.5. Společnost REE se dostala do širšího podvědomí zejména díky svému unikátnímu řešení zvanému „REEcorner“, které integruje všechny důležité komponenty, jako jsou řízení, brzdy, odpružení a celé hnací ústrojí do kompaktního celku umístěného v blízkosti každého kola. [43]



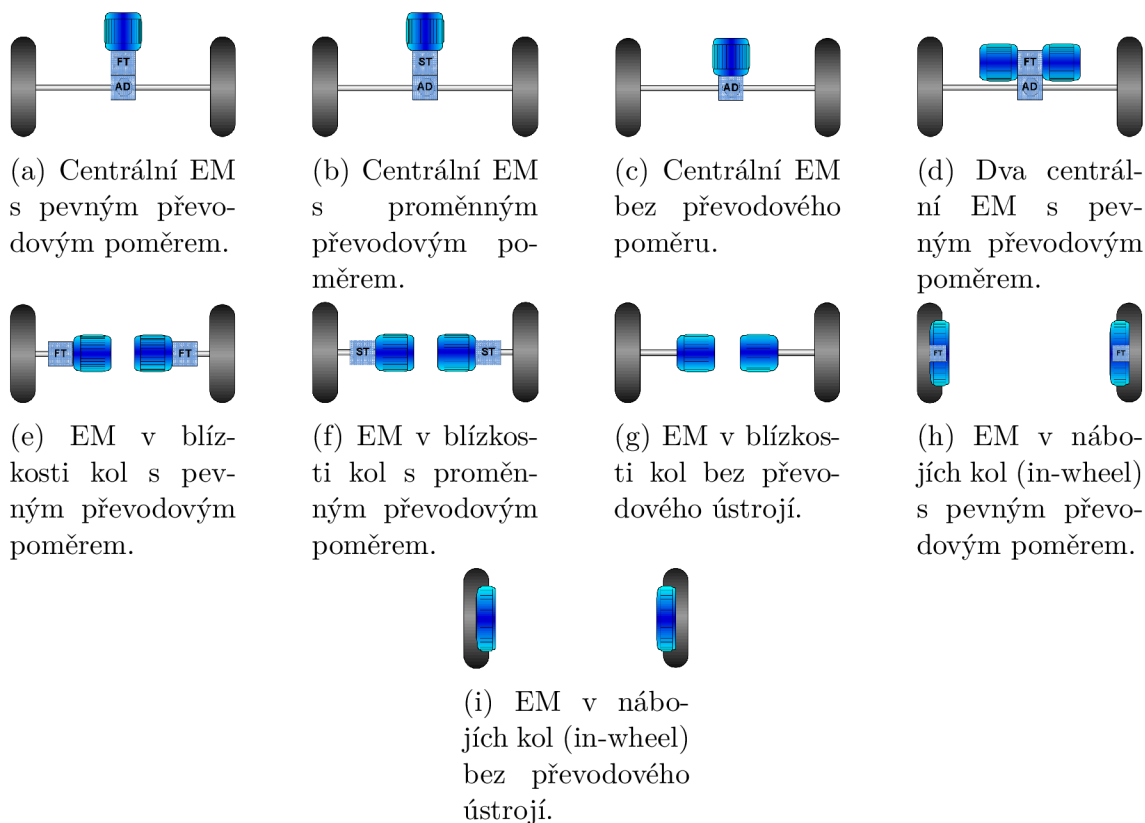
Obrázek 2.5: Podvozková platforma s pevnou nástavbou od firmy REE. [43]

Druhou skupinou jsou podvozkové platformy s vyměnitelnou nástavbou, které umožňují v průběhu jízdního cyklu automatickou výměnu přepravní jednotky. Tyto podvozkové platformy se podobně jako u předchozí varianty vozidel skládají ze dvou hlavních částí, podvozku a přepravní jednotky. Je nutno poznamenat, že tato vozidla jsou v současné době zatím ve fázi koncepčních návrhů. Dle současných konceptů, publikovaných v [27], je jedním z nejvýraznějších řešení koncept nazvaný Snap od švýcarské designové firmy Rinspeed (obrázek 2.6).



Obrázek 2.6: Podvozková platforma Snap s automaticky oddělitelnou nástavbou od firmy Rinspeed. [49]

S nástupem různých typů BEV se rozšířily i možnosti uspořádání hnacího ústrojí. Stejně jako je tomu v případě vozidel se spalovacími motory, existují i zde různé koncepce HÚ, a to jak s pohonem předních, zadních nebo všech kol. Zásadní rozdíl spočívá především v počtu a umístění motorů. Na obrázku 2.7 jsou zobrazeny možné varianty uspořádání hnacího ústrojí současných BEV. Většina ze současných studií, zaměřených na různé konfigurace hnacího ústrojí vozidel, se zaměřuje především na klasické elektromobily. [32; 10; 33] Tyto studie dokazují, že různé konfigurace hnacího ústrojí mají někdy výrazný dopad na celkovou účinnost hnacího ústrojí, a tím i na celkovou spotřebu elektrické energie vozidla. Autoři publikace [32] se zaměřují na srovnávání různých konfigurací HÚ v elektrických městských autobusech. Výsledky byly získány pomocí simulačního softwaru pro simulaci vozidel Autonomie. Cílem publikace bylo zhodnotit výhody a nevýhody různých konfigurací hnacího ústrojí z hlediska energetické účinnosti a požadavků na konstrukci jednotlivých součástí HÚ. V publikaci [10] jsou pomocí analytických metod porovnány tři různé koncepce hnacího ústrojí BEV s ohledem na spotřebu energie a účinnost HÚ. Analyzovány jsou zde také potenciální výhody a nevýhody dvoustupňové převodovky. Během této studie bylo zjištěno, že koncepce hnacího ústrojí s PMSM motory umístěnými v kolech automobilu, vyniká v jízdních cyklech, které reprezentují městský nebo kombinovaný provoz. V závislosti na jízdním cyklu může tato koncepce poskytnout úsporu energie až 14 % ve srovnání s ostatními porovnávanými koncepcemi hnacího ústrojí, a to především díky využití motorů s permanentními magnety, které mají obecně vyšší účinnost a také díky absenci některých mechanických prvků HÚ. Koncepce hnacího ústrojí s jednostupňovou a dvoustupňovou převodovkou zde byla analyzována v kombinaci s asynchronním motorem. Toto řešení vyniká především při jízdě dálniční rychlostí. Koncepce HÚ s dvoustupňovou převodovkou dosahovala v některých jízdních cyklech až o 5 % lepší účinnost než koncepce s jednostupňovou převodovkou, naopak v jednom cyklu byla spotřeba energie až o 7 % vyšší. Na závěr autoři článku uvádějí, že ačkoliv z hlediska účinnosti dosahovala nejlepších vý-



Obrázek 2.7: Varianty uspořádání hnacího ústrojí v současných BEV. [24; 54]

sledků koncepce s motory umístěnými v kolech automobilu. Její složitost a náklady na výrobu jsou však zásadní překážky pro rozšíření této technologie do současných elektrických vozidel. Důrazně tak doporučují další výzkum a vývoj v této oblasti.

2.3 Postup definování účinnosti jednotlivých komponentů hnacího ústrojí

Účinnost je veličina, která udává, jak efektivně daný systém (v našem případě hnací ústrojí) přeměňuje vstupní energii na výstupní. Nejčastěji se pro definování účinnosti používají dvě metody: [3]

- přímá metoda (měření vstupních a výstupních veličin),
- nepřímá metoda (měření vstupních veličin a ztrát).

Přímé metody vycházejí ze znalosti vstupního a výstupního výkonu a následného výpočtu účinnosti dle obecně známé definice 2.2 jako podíl výstupního výkonu ku vstupnímu výkonu (příkonu). Takto vypočtená účinnost se v některých literaturách označuje též jako přímá účinnost.

$$\eta = \frac{P'}{P} \quad [-] \quad (2.2)$$

Nepřímé metody jsou založeny na měření vstupního výkonu a na určení ztrát vznikajících v daném zařízení. Na základě znalosti těchto parametrů je možné podle vztahu 2.3 opět určit celkovou účinnost stroje.

$$\eta = \frac{P - P_z}{P} = \frac{P'}{P' + P_z} \quad [-] \quad (2.3)$$

2.3.1 Měření účinnosti elektromotorů

Na základě provedené rešerše bylo zjištěno, že pro měření účinnosti elektromotorů se v současné době hojně využívají jak přímé, tak i nepřímé metody. Postup tohoto měření pro obě metody definuje norma ČSN EN 60034-2-1 „*Točivé elektrické stroje – Část 2-1: Standardní metody určování ztrát a účinnosti ze zkoušek*” [56]. V případě přímé metody se měří elektrický nebo mechanický výkon přiváděný do elektromotoru a mechanický nebo elektrický výkon dodávaný elektromotorem. Mechanický výkon, resp. příkon stroje je stanoven měřením otáček a točivého momentu na hřídeli elektromotoru. Elektrický výkon, resp. příkon je pak při stejné zkoušce přímo měřen nebo vypočten z hodnot protékajícího proudu a dodávaného napětí. Během zkoušky se zaznamenávají jak hodnoty protékajícího proudu, dodávaného napětí, točivého momentu a otáček hřídele, tak i elektrický výkon a teplota chladícího média. Účinnost je pak opět definována podle vztahu 2.2.

Nepřímá metoda měření je naproti tomu založena na znalosti elektrického příkonu a ztrát vznikajících ve stroji. V klasickém elektromotoru je možné ztráty rozdělit do pěti kategorií, kterými jsou:

- mechanické ztráty,
- ztráty v železe,
- ztráty ve vinutí statoru,
- ztráty ve vinutí rotoru,
- přídavné ztráty.

Postup určení ztrát v jednotlivých kategoriích je uveden například v [30]. Celkové ztráty jsou pak stanoveny na základě součtu těchto dílčích ztrát.

$$P_z = P_{mech} + P_{Fe} + P_{stator} + P_{rotor} + P_{prid} \quad [W] \quad (2.4)$$

Kromě výše uvedené normy ČSN EN 60034-2-1 definují postup při měření účinnosti u stejnosměrných, synchronních nebo asynchronních motorů i normy IEEE 1812 nebo IEC60034-2-1-2A (pro synchronní motory s permanentními magnety) a IEEE 112 nebo IEC 60034-2-1-1B (pro asynchronní motory). Velikost vypočtené účinnosti se v závislosti na použité normě vždy nepatrně liší. Příkladem může být publikace, ve které se autoři zaměřovali na porovnání výsledných hodnot účinností vypočtených pomocí různých norem. Výsledky v případě asynchronního motoru o výkonu 11 kW ukazují rozptyl v rozmezí 89,1 % až 91,8 %.

Obecný postup měření účinnosti elektromotoru je ve výše uvedených normách podobný a je založený především na následujících krocích, které jsou následně opakovány ve všech bodech, ve kterých má být provedeno měření.

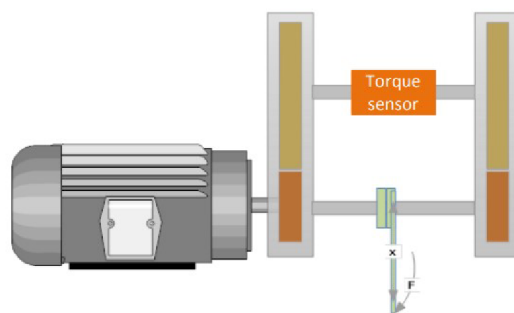
1. Uvést elektromotor do požadovaných otáček.
2. Nastavit požadované momentové zatížení elektromotoru.
3. Vyčkat na teplotní ustálení elektromotoru.
4. Po dosažení ustáleného stavu je možné provést měření potřebných parametrů.

2.3.2 Měření mechanické účinnosti převodovek

Podobně jako účinnost elektromotorů bývá i účinnost mechanických převodovek ovlivněna řadou faktorů, které vyplývají z jejich konstrukce a provozních podmínek. V souvislosti s účinností mechanických převodovek se podobně jako v případě elektromotorů setkáváme s přímou a nepřímou metodou. Dle provedené rešerše se však více autorů zabývá nepřímými metodami a definují jejich účinnost na základě odhadu nebo výpočtu výkonových ztrát vznikajících v jednotlivých dílech převodovky. Vzhledem k dostupnému vybavení v Laboratoři vozidel a motorů Technické univerzity v Liberci budu při měření v této disertační práci využívat metodu přímou. Nejpoužívanější metody, využívané při měření účinnosti, byly uvedeny v [16] a jsou stručně popsány v následující části této kapitoly. Jedná se o:

- „Back-to-back mechanical”,
- „Back-to-back electrical“,
- Kalorimetrická metoda.

Metoda „Back-to-back mechanical” je metoda, při které jsou k sobě připojeny dvě identické převodovky. Účinnost se určuje na základě znalosti mechanického výkonu elektromotoru, který se rovná ztrátám z obou převodovek dohromady.



Obrázek 2.8: Princip metody „Back-to-back mechanical“. [16]

Metoda „Back to back electrical“ je přímá metoda měření účinnosti převodovky založená na měření výkonu na vstupní a výstupní hřídeli. K tomu slouží dva

elektromotory vybavené snímači otáček a točivého momentu; jeden elektromotor (hnací) je připojený na vstupní a druhý (hnaný) na výstupní hřídel převodovky. Hnací EM nastavuje otáčky, hnaný EM nastavuje točivý moment a funguje jako generátor. Vyrobenou energii lze použít pro hnací EM nebo ji lze poslat zpět do sítě. Ze zaznamenaných otáček a točivého momentu na obou hřídelích je stanoven vstupní a výstupní výkon a následně podle vztahu 2.5 celková účinnost převodovky.

$$\eta_{pr} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot M_2}{2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot M_1} \quad [-] \quad (2.5)$$

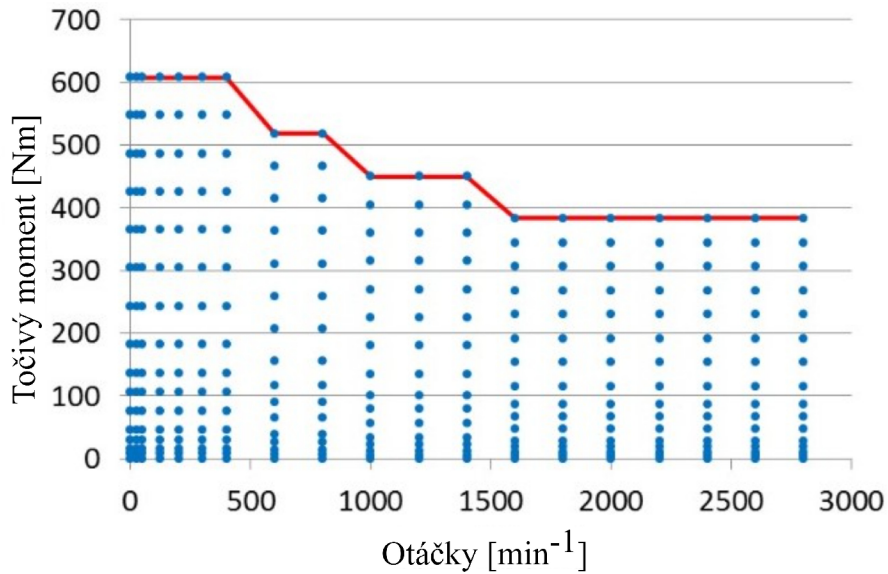


Obrázek 2.9: Princip metody „Back-to back-electrical“. [16]

Kalorimetrická metoda je nepřímá metoda, při které se ztráty v převodovce určují z tepla produkovaného převodovkou. S dostatečně přesným vybavením lze pomocí této metody dosáhnout přesných výsledků, avšak při měření ve více zátěžových stavech je tato metoda velmi zdlouhavá.

Autoři práce [16] se také zabývali počtem a rozložením bodů, ve kterých bylo provedeno měření. V tomto případě se autoři odvolávali na své dřívější zkušenosti. Na základě těchto zkušeností definovali v celém měřeném rozsahu točivého momentu 0 – 600 Nm 16 bodů a v celém rozsahu otáček 0–2750 min⁻¹ 19 bodů, ve kterých bylo provedeno měření. Autoři dále ze svých zkušeností doporučují volit vyšší koncentraci bodů v oblastech nízkých hodnot otáček a točivého momentu. Sít měřených bodů je pro ilustraci zobrazena na obrázku 2.10. Měření provedli pro různé teploty olejové náplně, přičemž pro každý měřený bod byla teplotní tolerance ±1,5°C.

Další metodu popisují autoři publikace [35]. Jejich metoda je založená na měření účinnosti pomocí tenzometrických snímačů umístěných na hřídelích převodovky. Výhoda této metody spočívá především v možnosti měření účinnosti přímo ve vozidle, a není tedy nutná její demontáž a přesun na zkušební stanoviště. Tenzometrické snímače měly umístěny na vstupní a výstupní hřídeli převodovky, díky čemuž mohly získat hodnoty vstupního a výstupního točivého momentu. Provedené měření probíhalo taktéž v předem definovaných měřicích bodech. Na rozdíl od předchozí publikace [16], zde autoři zvolili síť bodů s konstantním krokem v celém měřeném rozsahu. Autoři doporučují zvolit dobu měření v jednotlivých bodech minimálně 30 s při ustáleném stavu.



Obrázek 2.10: Rozložení měřených bodů. [16]

2.3.3 Měření účinnosti hnacího ústrojí BEV

Podobně jako v předchozích kapitolách je možné i účinnost hnacího ústrojí jako celku určit jak pomocí přímé, tak i nepřímé metody. Nepřímá metoda je opět založena na znalosti vstupního výkonu a ztrát vznikajících v jednotlivých prvcích HÚ. Dle provedené rešerše je ale v současné době pro stanovení celkové účinnosti HÚ využívána především metoda přímá. Podobně jako v předchozím případě i zde zahrnuje přímá metoda potřebu měřit vstupní výkon P a výstupní výkon P' , z nichž je následně počtena celková účinnost HÚ.

$$\eta_{\text{HU}} = \frac{P'}{P} \quad [-] \quad (2.6)$$

Měření účinnosti celého hnacího ústrojí v současné době popisuje jen omezené množství publikací. Mezi nimi je možné například zmínit publikaci [22], která se zaměřuje na výzkum účinnosti HÚ v elektrických a hybridních vozidlech. Článek představuje a hodnotí dvě základní topologie trakčních systémů. Zvláštní pozornost je přitom věnována hodnocení účinnosti jednotlivých komponentů, prezentované ve formě map účinnosti. Dále je možné zmínit publikaci autorů [15], ve které se autoři zabývali modelováním hnacího ústrojí komerčního elektrického vozidla. Autoři na základě dat, získaných během jízdy po silnici v městské oblasti, určili pomocí příslušných postupů mapu účinnosti celého hnacího ústrojí.

2.4 Zhodnocení přesnosti výsledků současných simulačních modelů

V rámci provedené rešerše bylo nalezeno jen velmi omezené množství publikací, které nějakým způsobem hodnotí přesnost výsledků simulačních modelů pro odhad spotřeby elektrické energie BEV. Rozptyl výsledků v těchto publikacích je ale velmi široký. To je dáno především typem posuzovaného vozidla, charakterem jízdního cyklu nebo druhem simulačního softwaru. S ohledem na tyto faktory lze v různých literaturách nalézt různé hodnoty přesností simulačních modelů, které jejich autoři považují za vyhovující. Jako příklad je možné zmínit autory publikace [25], kteří se zaměřují na vytvoření jednoduchého a přesného modelu, který vypočítává spotřebu elektrické energie EV, který bude vypočítávat okamžitou spotřebu energie. Model byl testován na empirických datech. V závislosti na jízdním cyklu dosahovala shoda simulačního modelu s reálným měřením v rozmezí 0,38 % až 16,11 %, přičemž průměrná chyba simulačního modelu byla 5,9 %. Tuto přesnost považovali autoři za dostatečnou. Autoři článku [37] popisují vývoj přesného simulačního modelu pro odhad spotřeby elektrické energie elektromobilu BMW i3. Tento model je založen na softwaru MATLAB Simulink. Výsledky simulačního modelu byly porovnány s hodnotami naměřenými na různých jízdních cyklech a dosahují odchylky 2 % až 6 %. Autoři publikace [15] se zabývali vývojem nástroje pro odhad mapy účinnosti hnacího ústrojí elektrického vozidla. Zkoumané vozidlo bylo v tomto případě elektrické vozidlo Tazzari Zero EV. V rámci měření se vozidlo pohybovalo po trase, která vedla částí francouzského města Lille. Rychlost vozidla a výškový profil vozovky byly zaznamenávány pomocí GPS zařízení, které ukládalo data s frekvencí 2 Hz. Následně byla s ohledem na parametry vozidla a provozní podmínky vypočtena potřebná hnací síla na kolech vozidla. Z těchto vypočtených dat byla pro všechny měřené body rychlosti a hnací síly definována mapa účinnosti hnacího ústrojí, která byla následně nahrána do simulačního modelu. V závěru publikace autoři porovnávají výsledky získané ze simulace a z měření. Autoři zde uvádějí, že simulační model poskytuje údaje o spotřebě energie elektrického vozidla s chybou menší než 5 % oproti údajům získaným z provedeného měření. Tuto přesnost autoři považují za dostatečnou s ohledem na použité senzory a zvolenou metodiku měření.

3 Cíle disertační práce

Disertační práce cílí na aktuální trendy v oblasti vývoje elektrických vozidel. Dle provedené rešerše bylo zjištěno, že s nástupem BEV se předmětem bádání mnoha výzkumníků staly simulační modely pro odhad spotřeby elektrické energie a to mimo jiné i proto, že spotřeba elektrické energie a s tím i související dojezd vozidla patří mezi klíčové parametry, které jsou z pohledu zákazníka sledovány. Na základě provedené rešerše mohu říci, že je k dispozici jen omezené množství publikací, které se zabývají problematikou simulačních modelů čtyřmotorových elektrických vozidel nebo specializovaných modulárních elektrických platforem.

Z výše uvedeného důvodu je hlavním cílem předkládané disertační práce vytvořit a popsat simulační model čtyřmotorového specializovaného bateriového elektrického vozidla, který by s požadovanou přesností počítal energii odebranou z baterie hnacím ústrojím vozidla při jízdě v konkrétních jízdních režimech.

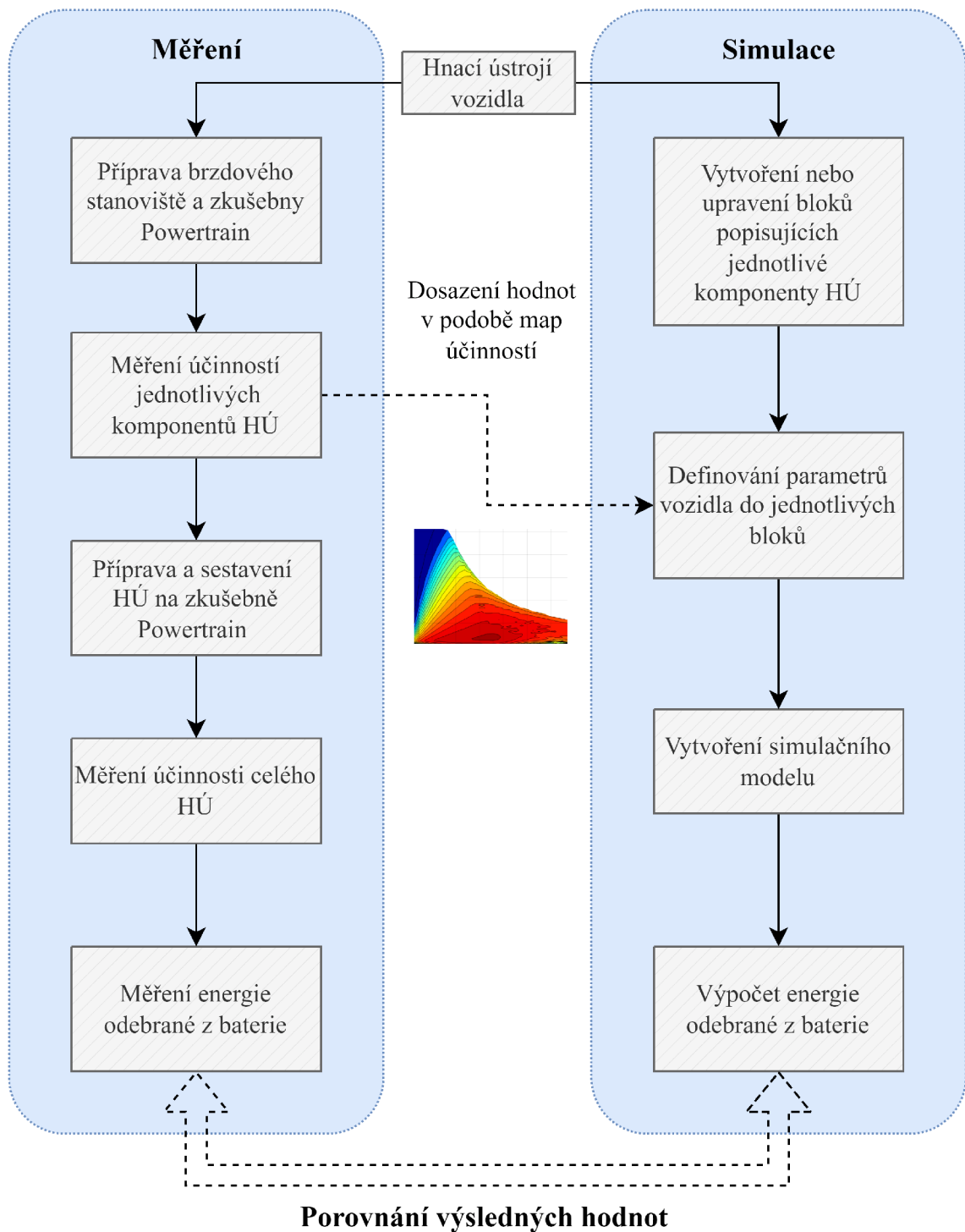
S ohledem na hlavní cíl disertační práce byly stanoveny i následující dílčí cíle:

- Vytvoření uceleného přehledu o postupech při měření účinností jednotlivých komponentů hnacího ústrojí BEV.
- Vytvoření modelů (bloků) jednotlivých komponentů hnacího ústrojí reprezentující s dostatečnou přesností skutečné komponenty.
- Změření účinností jednotlivých komponentů HÚ a jejich implementace do příslušných modelů (bloků) simulačního modelu.

Pro splnění výše uvedených cílů distanční práce budou využity funkční vzorky jednostupňové převodovky a hnacího ústrojí vozidla. Tyto funkční vzorky byly vytvořeny v rámci projektu „Modulární platforma pro autonomní podvozky specializovaných elektrovozidel pro dopravu nákladu a zařízení“, reg. CZ.02.1.01/0.0/0.0/16_025/0007293

- Funkční vzorek jednostupňové převodovky (pomocí něj bude možné získat potřebná data pro model převodovky).
- Funkční vzorek hnacího ústrojí (pomocí něj bude hledána velikost shody simulačního modelu s výsledky měření provedeným v laboratoři).

Schéma zobrazené na obrázku 3.1 zobrazuje postup při plnění jednotlivých cílů disertační práce. Schéma je rozděleno na dvě části. Levá část popisuje kroky, které byly provedeny v rámci měření jako jsou příprava zkušebny, příprava funkčních vzorků na zkušebnu a samotné měření. Pravá část popisuje kroky, které byly vykonány v souvislosti s přípravou simulačního modelu.



Obrázek 3.1: Schéma řešení disertační práce.

4 Modulární podvozková platforma AnteTUL

Simulační model vychází z parametrů modulární podvozkové platformy označované jako AnteTUL, která je v rámci projektu „Modulární platforma pro autonomní podvozky specializovaných elektrovozidel pro dopravu nákladu a zařízení“, reg. CZ.02.1.01/0.0/0.0/16_025/0007293 vyvíjena na Technické univerzitě v Liberci. Cílem projektu je vytvořit konkurenceschopné bateriové elektrické užitkové vozidlo umožňující dopravu nákladu a zařízení. Vozidlo je navrženo jako modulovatelné. To znamená, že umožňuje využít různé konfigurace podvozku a různé přídatné moduly v závislosti na konkrétních potřebách.



Obrázek 4.1: Autonomní modulární podvozková platforma AnteTUL.

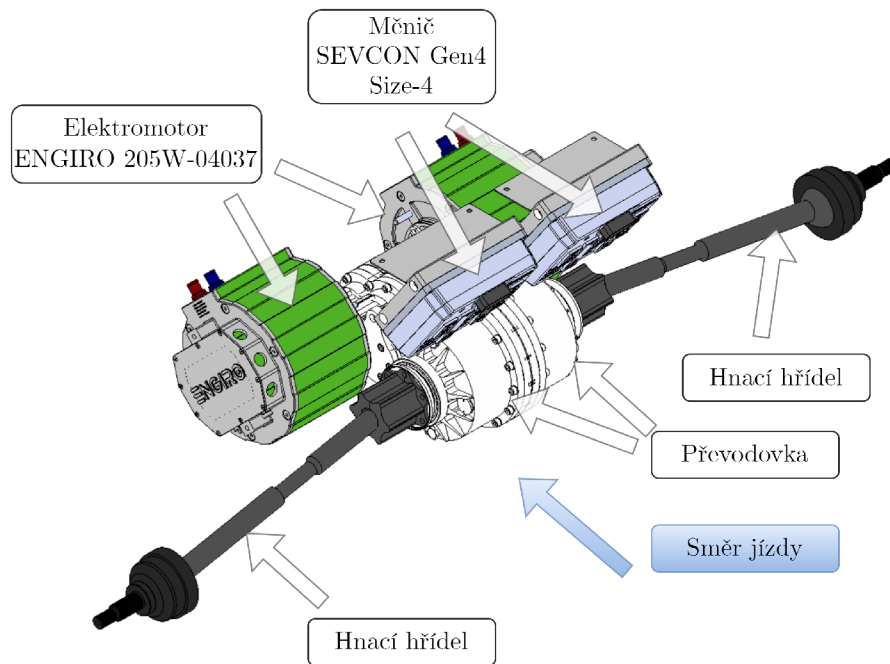
Koncepčně se jedná o čtyřkolové, bateriové, elektricky poháněné užitkové vozidlo, jehož maximální rychlost nepřesahuje 30 km h^{-1} . Využití bateriového pohonu přináší nejen environmentální výhody, ale také vyšší jízdní dynamiku, lepší možnosti řízení, nižší náklady na provoz a údržbu. Vozidlo je poháněno čtyřmi elektromotory Engiro 205W-04037 o jmenovitém výkonu $4 \times 10 \text{ kW}$. Každý ze zmíněných čtyř elektromotorů je přes jednostupňovou převodovku spojen s jedním kolem vozidla. Výhodou tohoto řešení je především absence mechanického diferenciálu a možnost nezávislého ovládání každého kola. Přenos síly mezi motorem a kolem je realizován pomocí jednostupňové převodovky. Vozidlo je určeno pro dopravu různých druhů nákladu, jejichž hmotnost nepřesahuje 2000 kg , a to jak po běžných cestách, tak

i v mírném terénu s maximální stoupavostí 12 %. Předností vozidla je jeho příprava na autonomní provoz, který v budoucnu umožní minimalizaci lidského zásahu do řízení a zvýší bezpečnost a efektivitu provozu. Důležitou vlastností vyvíjeného autonomního vozidla je jeho modularita, která umožňuje snadné přizpůsobení pro danou aplikaci. Jak již bylo zmíněno, vozidlo bylo navrženo a vyvíjeno pro blíže nespecifikovanou oblast provozu a použití, přičemž široké množství možných příkladů využití těchto vozidel je uvedeno v kapitole 2.2. Aby bylo vyvíjené vozidlo v případě požadavku na konkrétní oblast použití schopné se snadno adaptovat, bylo zapotřebí, aby již návrh vozidla byl koncipován modulárním způsobem a umožňoval škálovatelnost jednotlivých bloků a součástí. Rozměry vozidla jsou 1 000 mm x 1 925 mm x 3 850 mm (v x š x d). Rozchod kol je 1 700 mm a rozvor 2 700 mm. Platforma je osazena terénními pneumatikami o rozměrech 225/65 R17 určenými pro vozidla s pohonem 4x4, SUV a lehké nákladní automobily. Trakční Li–NMC baterie s kapacitou 35 kWh je umístěna v podlaze vozidla v prostoru mezi oběma nápravami.

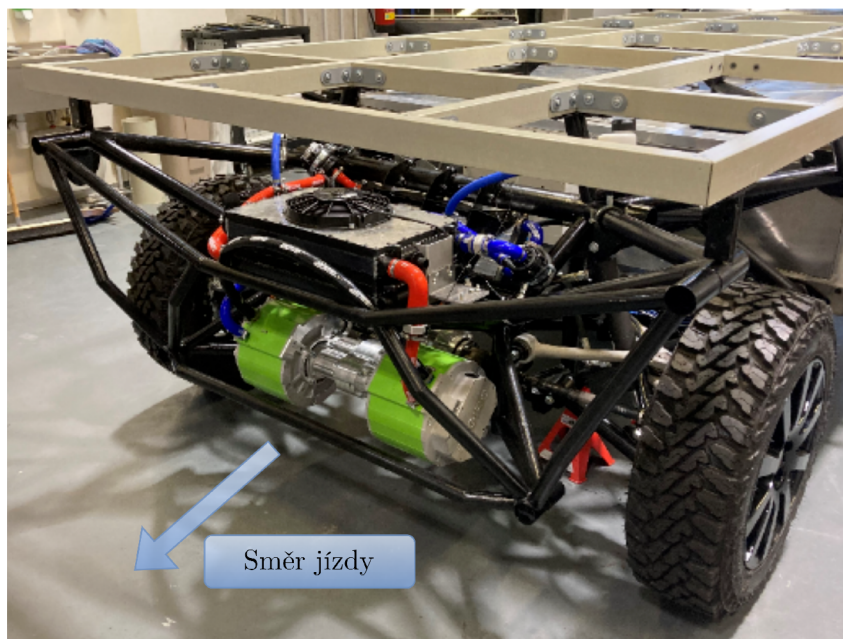
Koncepce hnacího ústrojí podvozkové platformy je do jisté míry podobná uspořádání HÚ běžných elektrických vozidel, které v určitých případech vychází z klasických konvenčních vozidel se spalovacími motory. Dle rešerše, provedené v kapitole 2.2, existuje v současné době několik možností uspořádání HÚ elektrických vozidel. V první řadě je ale nutné definovat pojem hnací ústrojí. Definice tohoto pojmu se v různých literaturách liší. Tyto odlišnosti jsou dány prvky jako jsou například trakční baterie nebo řídicí jednotky, které jsou nebo nejsou pod tímto pojmem zahrnuty. Jako příklad je možné uvést nařízení evropské komise ze dne 1. června 2017 [39], které vysvětluje pojem hnací ústrojí touto definicí: „*Hnacím ústrojím se rozumí skupina zařízení ve vozidle vnímaná jako jeden celek, která sestává z jednoho nebo více systémů pro uchovávání hnací energie, jednoho nebo více měničů hnací energie a jedné nebo více poháněcích soustav, a která dodává kolům mechanickou energii za účelem pohonu vozidla, včetně periferních zařízení.*“ Druhým příkladem je publikace [52], ve které je hnací ústrojí elektrických vozidel definováno následovně: „*Hnací ústrojí elektromobilu je tvořeno, podobně jako u vozidla se spalovacím motorem, z elektromotoru, převodovky, hnacích hřídelů a diferenciálu s rozvodovkou.*“

V případě naší podvozkové platformy, jsou elektromotory spolu s měniči, převodovkami a hnacími hřídelemi umístěny vždy v párech na každé ose vozidla, tzn. dva motory jsou umístěny na přední a dva na zadní ose vozidla. Dle výše uvedené definice, publikované v [52], budu nadále pod pojmem hnací ústrojí uvažovat jen jednu čtvrtinu vozidla, která obsahuje elektromotor s měničem, jednostupňovou převodovku a hnací hřídel spojující převodovku s kolem. Komponenty spadající do uvažované definice hnacího ústrojí jsou vyobrazeny na obrázku 4.3, který zobrazuje přední osu vozidla (totožné díly budou zrcadlově umístěny i na zadní ose vozidla). Dále je nutné poznamenat, že trakční baterie je společná pro všechna hnací ústrojí.

Bližší specifikace jednotlivých částí hnacího ústrojí budou uvedeny v následujících kapitolách, kde budou popsány i jednotlivé bloky v simulačním modelu.



Obrázek 4.2: Schematické rozmístění komponentů hnacích ústrojí na přední ose vozidla.



Obrázek 4.3: Obě hnací ústrojí na přední ose skutečného vozidla.

5 Software použitý v disertační práci

V současnosti existuje celá řada softwarů, která umožňuje sestavit více či méně přesný simulační model téměř jakéhokoliv vozidla. Mezi tyto softwary můžeme například zařadit:

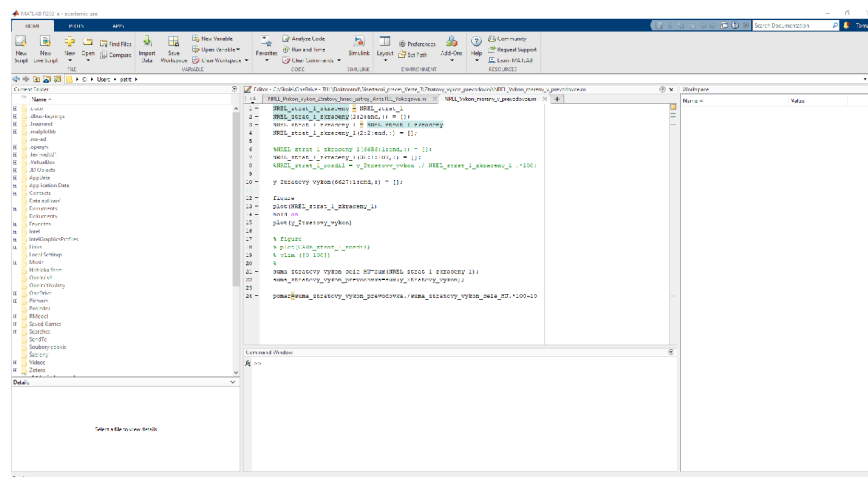
- **ADVISOR** - Simulační software určený pro analýzu výkonu a účinnosti různých typů vozidel, včetně konvenčních, hybridních a elektrických. Byl vyvinut v americkou národní laboratoří (NREL) a je široce využíván pro výzkum a vývoj v oblasti automobilového průmyslu. [1]
- **Autonomie** - Sofistikovaný simulační software navržený pro modelování, simulaci a analýzu energetických systémů vozidel. Software byl vyvinutý společností Argonne National Laboratory, která je součástí amerického ministerstva energetiky. Tento software je široce používán v automobilovém průmyslu a výzkumných institucích pro studium a vývoj konvenčních, hybridních, elektrických a dalších alternativních pohonů vozidel. [7]
- **AVL CRUISE** - Simulační software vyvinutý společností AVL. Podobně jako předchozí alternativy i tento software se zaměřuje na analýzu a optimalizaci energetické účinnosti a výkonu vozidel. [8]
- **dSpace ASM** - Sada simulačních balíčků a modelů navržených pro vývoj a testování motorových vozidel. Tento software je široce používán v automobilovém průmyslu, zejména pro vývoj a testování řídicích jednotek a pro řízení a simulaci vozidel v různých provozních podmínkách. [6]
- **FASTSim** - Software poskytuje jednoduchý způsob, jak porovnávat pohonné jednotky a odhadovat dopad technologických vylepšení na účinnost, výkon, náklady a životnost baterií lehkých, středně těžkých a těžkých nákladních vozidel. [23]
- **Ricardo IGNITE** - Fyzikální balíček vyvinutý pro kompletní modelování a simulaci systémů vozidel. Obsahuje vestavěné knihovny Modelica, které umožňují uživatelům rychle a přesně modelovat konvenční a vysoce komplexní modely systémů vozidel. [57]

Výběr softwaru, který bude použit v této disertační práci, byl mimo jiné omezen na software, který je dostupný na Technické univerzitě v Liberci. Z tohoto důvodu jsem zvolil software IGNITE 2018 od firmy Ricardo, jehož licence je dostupná na

Katedře vozidel a motorů. Data z provedených experimentálních měření byla následně vyhodnocována pomocí softwaru MATLAB, jehož licence je taktéž dostupná na TUL. Oba softwary jsou blíže popsány v následující podkapitole.

5.1 MATLAB R2021a

MATLAB je výkonný a komplexní software, který slouží jako interaktivní prostředí pro numerické výpočty, vizualizace a programování. Jeho název je zkratkou z anglického „MATrix LABoratory“, což odkazuje na jeho silnou podporu pro práci s maticemi, které jsou základním stavebním kamenem většiny matematických a technických problémů. Srdcem tohoto nástroje je programovací jazyk MATLAB, který poskytuje řadu funkcí pro práci s numerickými daty. Ten stejně jako celý software byl vyvinut firmou MathWorks a má široké spektrum aplikací v oblastech, jako jsou matematika, fyzika, inženýrství, finanční analýza, biomedicína a další. Jeho všestrannost spočívá v kombinaci výkonného programovacího jazyka, rozsáhlé knihovny funkcí a uživatelsky přívětivého grafického prostředí. Jednou z klíčových vlastností softwaru je jeho schopnost rychlého a efektivního zpracování velkých datových souborů a složitých matematických operací. Jeho jazyk je navržen tak, aby umožňoval snadnou manipulaci s maticemi, vektorizaci operací a rychlé vykonávání algoritmů. Proto je ideálním nástrojem pro numerické modelování, simulace a analýzy. Kromě základních operací s maticemi nabízí také rozsáhlou knihovnu funkcí pro vykreslování grafů, vizualizaci dat, zpracování signálů, optimalizaci, statistiku a další. Tyto funkce umožňují uživatelům efektivně analyzovat a prezentovat svá data. MATLAB je vybaven také rozhraním pro tvorbu uživatelských rozhraní (GUI), které umožňuje vytvářet interaktivní aplikace s grafickým ovládáním. Tím uživatelé mohou snadno interaktivně manipulovat s daty, provádět analýzy a výpočty bez nutnosti psát rozsáhlý kód. Software podporuje také tvorbu vlastních funkcí a skriptů, což umožňuje

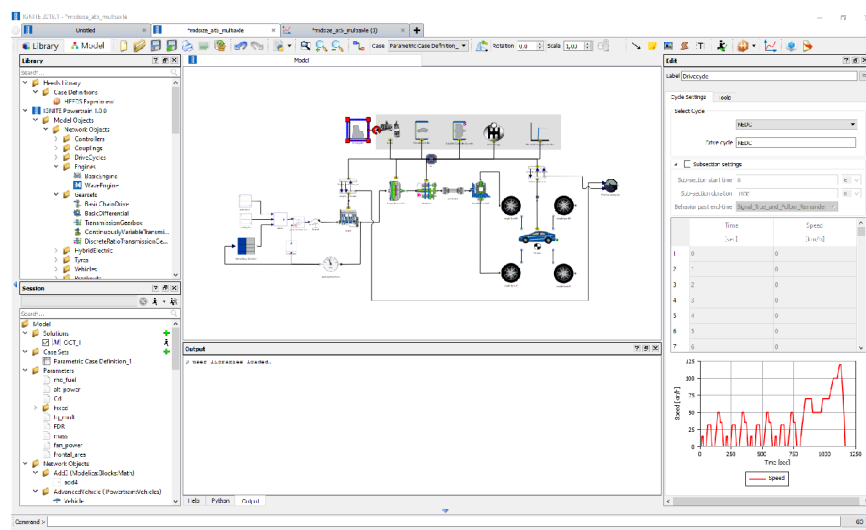


Obrázek 5.1: Prostředí softwaru MATLAB R2021a.

uživatelům automatizovat opakující se úlohy, psát vlastní algoritmy a rozšiřovat funkčnost softwaru podle svých potřeb.

5.2 Ricardo IGNITE 2018

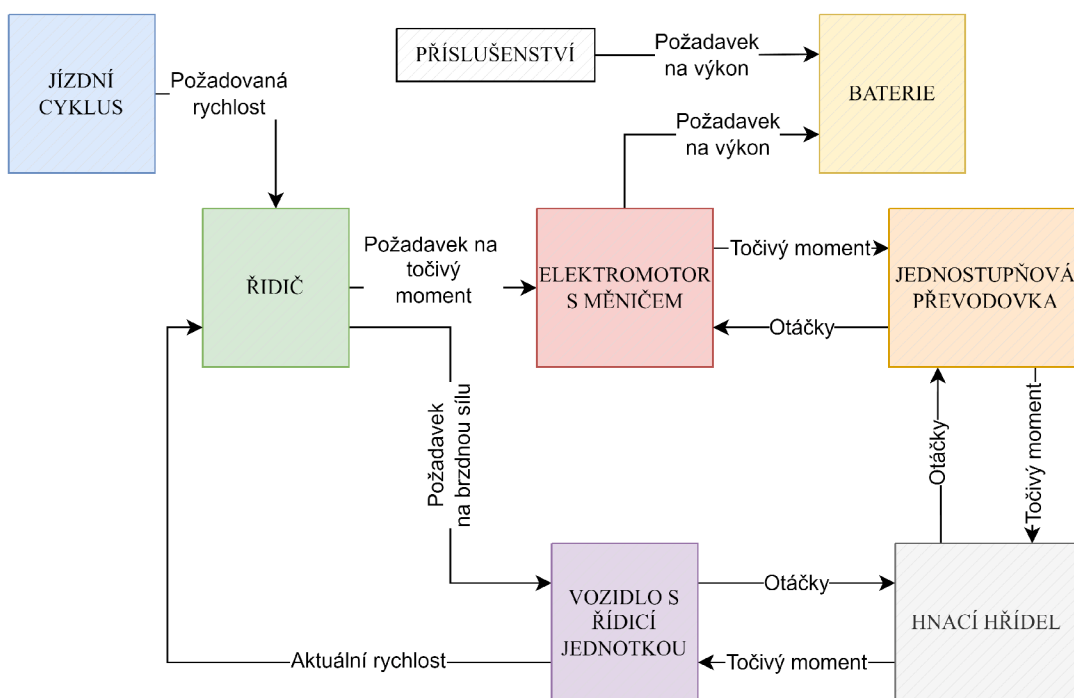
Ricardo IGNITE je výkonný softwarový nástroj vyvinutý společností Ricardo. Jeho hlavním úkolem je poskytnout uživatelům komplexní prostředí pro analýzu, návrh a optimalizaci jednotlivých systémů různých typů vozidel. Jedná se o simulační software, který obsahuje široké množství knihoven založených na programovacím jazyku Modelica. Software nabízí uživatelsky přívětivé grafické rozhraní, které umožňuje snadnou konfiguraci simulací, vstupních parametrů a vizualizaci výsledků. Díky široké databázi předdefinovaných knihoven, kterou je možné v případě potřeby rozšířit o vlastní naprogramované knihovny, je možné rychle a přesně modelovat kompletní konvenční, hybridní a plně elektrická vozidla. Pro každý z těchto objektů je možné nadefinovat okrajové podmínky a řídicí atributy. Po sestavení modelu, software provede simulaci podle definovaných parametrů. V grafickém prostředí uživatel definuje simulační model propojováním objektů (stavebních bloků), které jsou volně umístěné na ploše. Následně software poskytne uživatelům prostředky pro rychlé, přesné a relativně jednoduché získání požadovaných dat. V rámci post-processingu je možné zvolit různé metody prezentace získaných výsledků. Vytvořené simulační modely lze také exportovat do softwaru HEEDS, který umožňuje rychle a efektivně nalézt nejvhodnější řešení daného problému. Software používá pokročilé algoritmy optimalizace, které automaticky vyhodnocují tisíce možných návrhových konfigurací a hledají ta nejlepší řešení.



Obrázek 5.2: Prostředí softwaru Ricardo Ignite 2018.

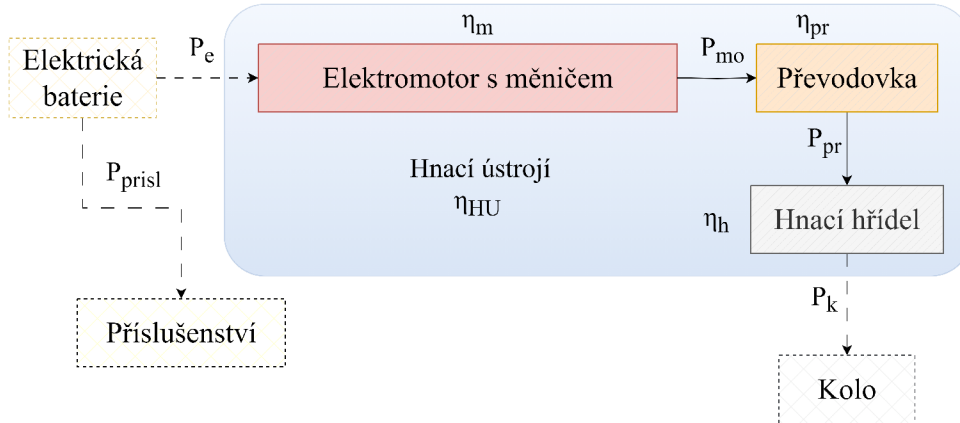
6 Simulační model

V této kapitole se budu podrobně věnovat popisu dopředného simulačního modelu reprezentujícího modulární podvozkovou platformu AnteTUL, jehož primárním účelem je výpočet spotřeby elektrické energie hnacího ústrojí během různých jízdních cyklů. Tento simulační model byl vytvořen ve zmíněném softwaru Ricardo IGNITE. Model, jehož základní architektura je zobrazena na obrázku 6.1, byl koncipován tak, aby co nejvíce odpovídal reálným podmínkám provozu elektrického vozidla. Jeho struktura je založena na sedmi základních blocích, které jsou pro snadnější orientaci rozlišeny barevně. Tyto bloky představují klíčové prvky vozidla. Zohledňována je zde pouze podélná dynamika vozidla. Příčná dynamika bude v tomto případě zanedbána, protože nemá zásadní vliv na spotřebu vozidla.



Obrázek 6.1: Základní architektura dopředného simulačního modelu použitého v této disertační práci.

Takto sestavený model umožňuje zohlednit výkonové ztráty v jednotlivých komponentech hnacího ústrojí, a to na základě jejich účinností. Tyto účinnosti byly naměřeny na skutečných komponentech v Laboratoři vozidel a motorů Technické univerzity v Liberci. Schematické znázornění HÚ s jednotlivými účinnostmi je uvedeno na obrázku 6.2.



Obrázek 6.2: Hnací ústrojí v simulačním modelu.

Dle výše uvedeného označení platí:

$$P_{bat} = P_e + P_{prisl} \quad [\text{W}] \quad (6.1)$$

$$\eta_{HU} = \eta_m \cdot \eta_{pr} \cdot \eta_h \quad [-] \quad (6.2)$$

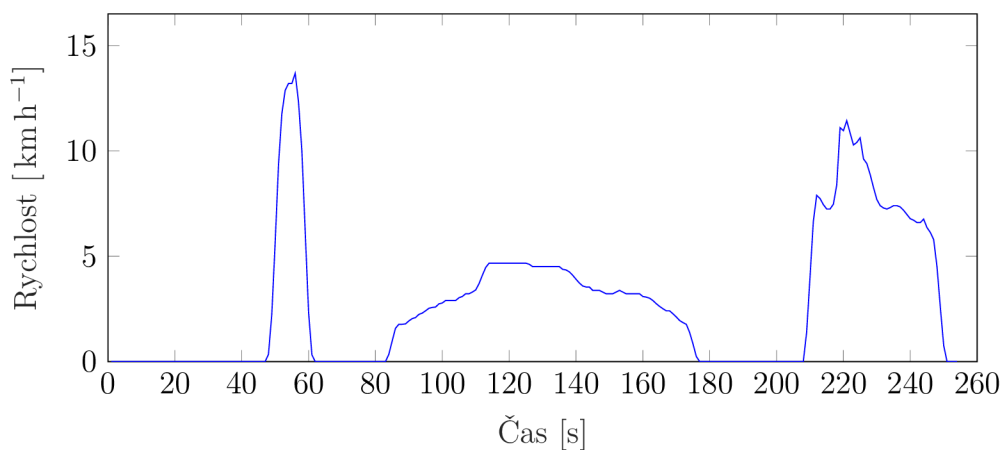
V následujících podkapitolách budou podrobně popsány jednotlivé bloky použité v tomto modelu. Celková architektura simulačního modelu se všemi logickými a matematickými operátory nezbytnými pro splnění cílů této disertační práce je zobrazena na obrázku 6.9 v závěru této kapitoly.

6.1 Jízdní cyklus

Prvním blokem je blok popisující jízdní cyklus, jehož rychlostní profil má vozidlo sledovat. Tento blok má za úkol vypisovat požadovanou rychlost vozidla v aktuálním čase simulace a předávat tuto informaci bloku řidiče. Tento blok je v přiloženém schématu na obrázku 6.1 označen modrou barvou. Použitý software disponuje v základní verzi množstvím standardních jízdních cyklů, jako jsou například ArtMw150, FTP75, NEDC nebo WLTC class 3. Jelikož v rámci provedené rešerše nebyly pro tento konkrétní typ vozidla nalezeny žádné informace o testovacích jízdních cyklech, rozhodl jsem se pro výpočet zvolit dva alternativní jízdní cykly. K tomu jsem využil nástroje Drive Cycle Analysis Tool (DriveCAT) [17] vyvinutého výzkumnou organizací NREL, která poskytuje údaje o jízdních cyklech založených na reálném provozu vozidla. Konkrétně jsem pro tento účel vybral tyto dva jízdní cykly, které svým účelem a charakteristikou nejvíce odpovídají předpokládanému využití vozidla (skladiště, přístavy, zemědělství nebo tzv. last-mile delivery):

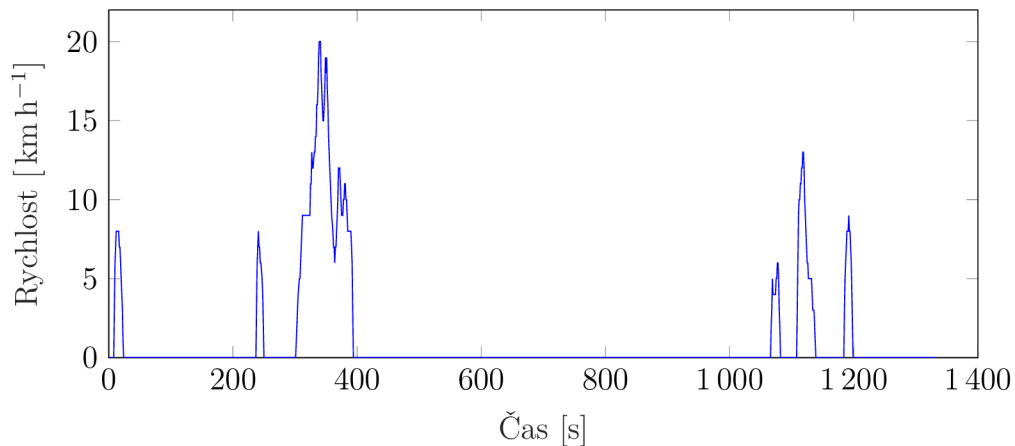
- CARB Heavy Heavy-Duty Diesel Truck (HHDDT) Creep Segment,
- NREL Port Drayage Creep Queue Cycle (California).

Segment jízdního cyklu CARB Heavy Heavy-Duty Diesel Truck (HHDDT), označovaný jako CARB Heavy Heavy-Duty Diesel Truck (HHDDT) Creep Segment byl původně vyvinutý pro těžká nákladní vozidla s dieslovým motorem kalifornskou agenturou pro ochranu životního prostředí a univerzitou Západní Virginie. V této práci budu tento cyklus zkráceně označovat jako CARB-HHDDT-CS. Celý cyklus se skládá ze čtyř režimů rychlosti „Idle“, „Creep“, „Transient“, „Cruise“, přičemž v disertační práci budu využívat jen druhou část jízdního cyklu „Creep“, jejichž rychlostní profil je zobrazen na obrázku 6.3. Celková délka jízdního cyklu „Creep“ je 193,12 m a vozidlo tuto vzdálenost s předepsanou rychlostí ujede za 253,8 s. Průměrná rychlost v rámci celého cyklu je $2,78 \text{ km h}^{-1}$, maximální rychlost je $13,19 \text{ km h}^{-1}$. V rámci cyklu vozidlo 3krát zastaví.



Obrázek 6.3: CARB Heavy Heavy-Duty Diesel Truck (HHDDT) Creep Segment. [9]

Druhým jízdním cyklem je NREL Port Drayage Creep Queue Cycle (California), který budu v této práci zkráceně označovat jako NREL-PDCQC. Tento cyklus byl vyvinutý společností NREL na základě údajů z vozidel jezdících v kolonách v přístavech Los Angeles a Long Beach. Rychlostní profil cyklu je zobrazen na obrázku 6.4. Doba trvání tohoto cyklu je při předepsané rychlosti 1 330 s, celková délka je 418 m. Vozidlo v průběhu tohoto cyklu se pohybuje maximální rychlostí $20,05 \text{ km h}^{-1}$ s průměrnou rychlostí $1,12 \text{ km h}^{-1}$. V rámci cyklu vozidlo zastaví celkem 6krát. [17]



Obrázek 6.4: Rychlostní profil jízdního cyklu NREL Port Drayage Creep Queue Cycle (California). [17]

6.2 Řidič

Blok Řidič (označen zeleně na obrázku 6.1), který následuje bezprostředně za blokem Jízdní cyklus umožňuje charakterizovat chování řidiče. Simulovat chování řidiče je ovšem velice složité, neboť je závislé na mnoha faktorech. Proto je zde uvažován jen zjednodušený model, ve kterém řidič manipuluje pouze s akceleračním nebo brzdovým pedálem a na základě údajů o aktuální a požadované rychlosti se snaží o minimalizaci rozdílu obou rychlostí. Toto nastavení je vzhledem k charakteru prováděných simulací dostatečné.

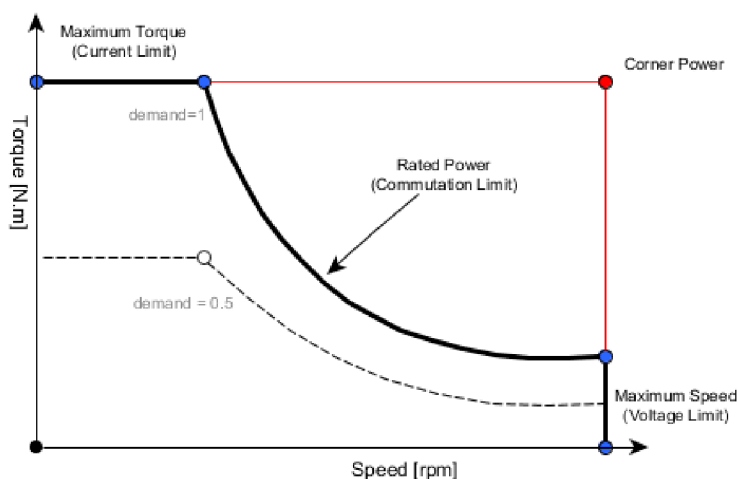
6.3 Elektromotor s měničem

Elektromotor spolu s měničem tvoří jeden blok, který je v přiloženém schématu na obrázku 6.1 označen červenou barvou. Požadavky na elektromotory využívané v elektrických vozidlech jsou v mnoha ohledech náročnější než na elektromotory pro průmyslové aplikace, proto je technologie těchto motorů v posledních letech velmi aktivně vyvíjena a přináší tím mnoho nových řešení a inovací. Podle [12] patří mezi základní požadavky na elektromotory, využívaných v EV, například vysoká hustota výkonu, široký rozsah otáček, možnost občasného přetížení, vysoká spolehlivost nebo nízký hluk. Nespornou výhodou elektromotorů je fakt, že díky jejich příznivé momentové charakteristice (obrázek 6.6) dosahují maximálního točivého momentu již od prakticky nulových otáček, a to až do přibližně třetiny celkového rozsahu otáček. Přibližně od této oblasti pak elektromotor dosahuje maximálního výkonu, který udržuje konstantní nebo mírně klesající až do maximálních otáček, zatímco točivý moment postupně klesá.

Elektromotor je zde definován jako stejnosměrný. Z principu stejnosměrných motorů jsou otáčky motoru při daném brzdém momentu přímo úměrné napětí

a točivý moment je přímo úměrný proudu. Velikost točivého momentu je odvozena od velikosti proudu I , který protéká vinutím, a to dle vztahu 6.3. Řídicí signál *motor_gen_demand* vstupuje do motoru po sběrnici z řídicí jednotky vozidla a může nabývat hodnot v rozsahu od 0 do 1.

$$I = |\text{motor_gen_demand}| \cdot I_{max} \quad [A] \quad (6.3)$$

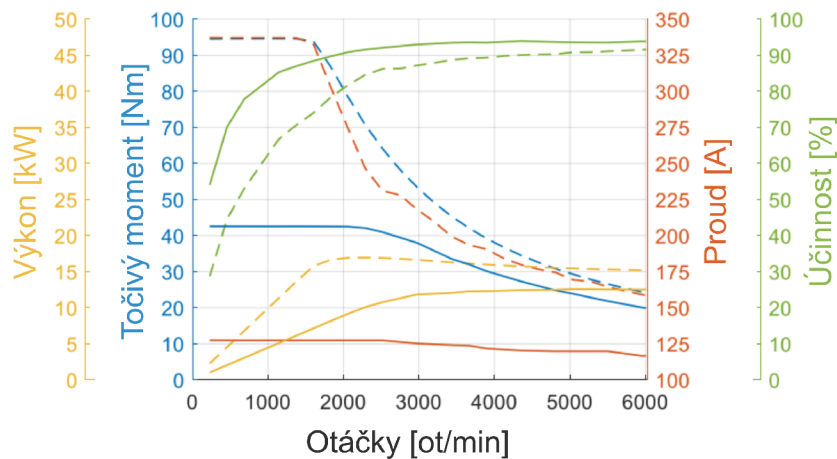


Obrázek 6.5: Chování elektromotoru s měničem v simulačním modelu. [57]

Pohon vozidla zajišťují čtyři vodou chlazené elektromotory s permanentními magnety Engiro 205W-04037 od firmy ENGIRO GmbH. Tyto motory jsou využívány v různých oblastech, mezi ně patří například námořnictvo, užitková vozidla, automobilové aplikace a letectví. Základní parametry použitého typu EM jsou uvedeny v tabulce 6.1 a na obrázku 6.6. Tyto parametry včetně změřené mapy účinnosti byly zakomponovány do změněného bloku elektromotoru. Dalším zařízením, které je součástí této skupiny, je měnič. V případě podvozkové platformy byly použity čtyři měniče SEVCON Gen4 Size-4, každý pro jeden elektromotor. Tyto měniče jsou výhradně určeny pro silniční a terénní elektrická vozidla.

Tabulka 6.1: Vybrané parametry definující blok elektromotoru s měničem. [21]

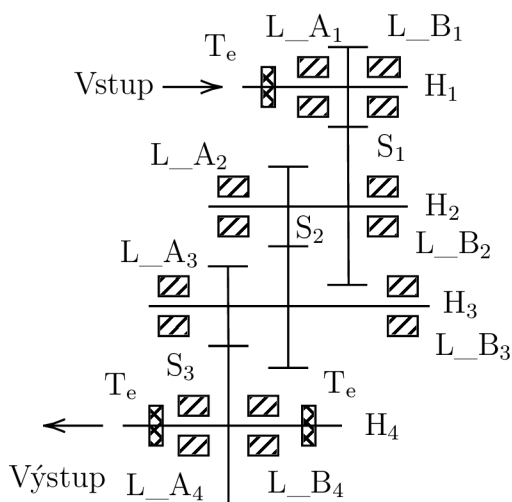
Jmenovitý točivý moment	M_n	42	Nm
Jmenovitý výkon	P_n	10	kW
Jmenovité otáčky	n_n	2 250	min^{-1}



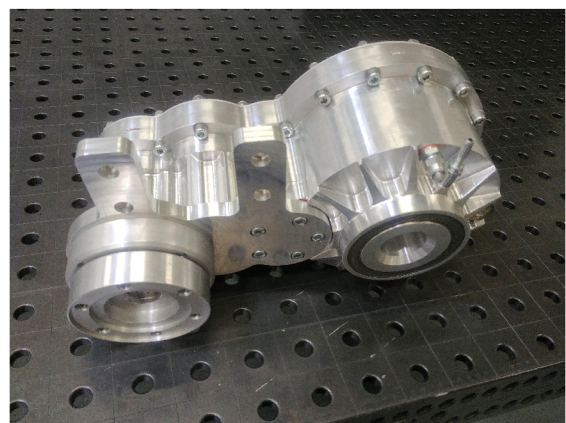
Obrázek 6.6: Charakteristika motoru ENGIRO 205W-04037. [21]

6.4 Jednostupňová převodovka

Jedním z benefitů elektrických vozidel je fakt, že k přenosu točivého momentu nutně nepotřebují vícestupňovou převodovku. Tato skutečnost vyplývá z charakteristiky elektromotoru uvedené na obrázku 6.6. Většina elektrických vozidel je proto osazena jen jednostupňovou převodovkou, která slouží k redukci otáček od vysokootáčkového elektromotoru a ke znásobení točivého momentu. Vzhledem k charakteristice použitých motorů a s tím související potřeby redukce vstupních otáček a zvýšení točivého momentu přenášeného na kola platformy bylo nutné naše vozidlo vybavit jednostupňovou převodovkou. Z důvodu nedostupnosti optimální převodovky na trhu, byla tato převodovka vyvinuta na našem oddělení. Převodovka je konstrukčně



(a) Schéma převodovky



(b) Vnější pohled

Obrázek 6.7: Převodovka pro podvozkovou platformu AnteTUL.

řešena jako čtyřhřídelová se třemi současně zabírajícími páry ozubených kol, přičemž vstupní a výstupní hřídel je realizována na totožné straně převodovky. Díky tomuto konstrukčnímu řešení jsme mohli použít jeden typ převodovky pro všechna čtyři HÚ. Převodovka disponuje převodovým poměrem 11,447:1 a umožňuje přenést maximální vstupní točivý moment 150 Nm a maximální vstupní otáčky 6 000 min⁻¹. Pro zachování nízké výrobní ceny byly při vývoji využity vybraná ozubená kola a hřídele z automobilové převodovky Škoda Auto MQ200. Materiál převodové skříně je hliníková slitina EN AW 6061 T6. Převodovka je osazena ložisky, jejichž konkrétní typy na jednotlivých hřídelích jsou uvedeny v tabulce 6.2. Blok jednostupňové převodovky je v simulačním modelu označen oranžovou barvou.

Tabulka 6.2: Použitá ložiska.

Hřídel	Ložisko (L_A _i)	Ložisko (L_B _i)
Vstupní hřídel (H _i = 1)	BK 3016	6205
První předloková hřídel (H _i = 2)	4206 ATN9	HK 3020
Druhá předloková hřídel (H _i = 3)	32005 X	32005 X
Výstupní hřídel (H _i = 4)	6014	NK 70/25

6.5 Hnací hřídel

Přenos výkonu mezi převodovkou a hnacími koly automobilu je u většiny vozidel realizován pomocí hnacích hřídelů. Výjimkou jsou v současné době některé typy elektrických vozidel (zejména podvozkových platform), která mají elektromotory s převodovkou umístěny přímo v kolech automobilu. Vzhledem ke koncepci HÚ popisované podvozkové platformy musely být pro připojení kol k převodovce použity hnací hřídele. Konkrétně se jednalo o klasické hnací hřídele od firmy Škoda Auto. Parametry definované do tohoto bloku (označen šedivou barvou) jsou opět uvedeny v tabulce 6.3. Podobně jako většina běžně používaných hnacích hřídelí, jsou i tyto hřídele vybaveny dvěma homokinetickými klouby, přičemž na straně u převodovky je tzv. Tripoidní kloub a na straně kola kuličkový kloub typu Rzeppa.

Tabulka 6.3: Parametry definující blok hnací hřídele.

Modul pružnosti ve smyku	G	81 000	MPa
Poloměr hřídele	r_h	13	mm
Délka hřídele	l_h	430	mm

6.6 Vozidlo s řídicí jednotkou

Soustava bloků definující vozidlo spolu s řídicí jednotkou slouží k výpočtu podélného pohybu vozidla a normálového zatížení každé nápravy, přičemž umožňuje zohlednit

i vliv úhlu sklonu vozovky a rozložení nákladu na vozidle. Tyto bloky jsou v přiloženém schématu označeny fialovou barvou. Výpočet podélného pohybu vozidla je založen na výpočtu trakční síly potřebné k překonání jízdních odporů. Tato síla je vypočtena z obecně známé definice pohybové rovnice vozidla 6.4 vycházející z druhého Newtonova pohybového zákona. [53]

$$F_k = O_z + O_s + O_v + O_f + O_p \quad (6.4)$$

Rozepíšeme-li podrobněji jednotlivé členy této rovnice dostaneme vztah 6.6.

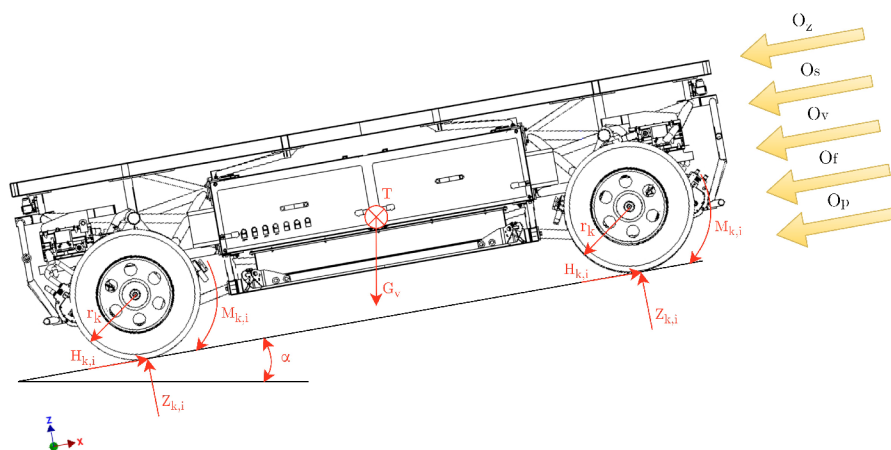
$$\sum_i \frac{M_{k,i}}{r_k} = O_z + G_v \cdot \sin\alpha + \frac{1}{2} \cdot c_x \cdot \rho \cdot S_x \cdot v_r^2 + \sum_i Z_{k,i} \cdot f_{k,i} + O_p, \quad (6.5)$$

přičemž

$$O_z = \left[1 + \frac{\sum_i ((J_{m,i} \cdot i_c^2 + J_{p,i} \cdot i_c^2) \cdot \eta_m \cdot \eta_{pr}) + \sum_i J_{k,i}}{m \cdot r_{k,i}^2} \right] m \cdot \ddot{x} \quad (6.6)$$

Levá strana rovnice definuje hnací sílu vozidla jako sumu hnacích momentů dělenou poloměrem kola. Pravá strana rovnice je složena z pěti členů jízdních odporů, které musí vozidlo překonat:

- Odpor zrychlení vozidla (O_z)
- Odpor stoupání (O_s)
- Aerodynamický odpor (O_v)
- Odpor valení (O_f)
- Odpor přívěsu (O_p)



Obrázek 6.8: Síly působící na vozidlo.

Odpor zrychlení vozidla (O_z) vzniká při změně rychlosti vozidla. Tento odpor se skládá ze dvou složek. První složka definuje zrychlení posuvných částí vozidla a druhá úhlové zrychlení rotačních částí vozidla. Obecně je možné složku definující zrychlení rotačních částí vozidla nahradit součinitelem vlivu rotačních hmot, který je možné dle [53] definovat v širokém rozpětí v závislosti na typu vozidla a zařazeném rychlostním stupni. Pro výpočet odporu zrychlení vozidla bylo nutné definovat momenty setrvačnosti jednotlivých prvků hnacího ústrojí. Konkrétně se jednalo o moment setrvačnosti motoru, moment setrvačnosti rotujících částí převodovky a moment setrvačnosti kola. Moment setrvačnosti motoru byl převzat z katalogu výrobce [21] a moment setrvačnosti rotujících částí převodovky byl stanoven odhadem. Moment setrvačnosti kola byl stanoven na základě experimentálního měření.

Tabulka 6.4: Parametry definující odpor zrychlení.

Hm. moment setrvačnosti rotujících částí motoru	J_m	0,0064	kg m ²
Hm. moment setrvačnosti rotujících částí převodovky	J_p	0,2	kg m ²
Hmotnostní moment setrvačnosti kola	J_k	1,43	kg m ²
Celkový převodový poměr	i_c	11,447	-
Vnější poloměr pneumatiky	r_k	0,362	m
Hmotnost vozidla	m	1 000—3 000	kg

Odpor stoupání (O_s) je definovaný celkovou tíhou vozidla a úhlem stoupání, který svírá rovina vozovky s vodorovnou rovinou. Ve výpočtech uvedených v této disertační práci budu zohledňovat jen jízdu po rovině, tzn. úhel stoupání $\alpha = 0$.

Aerodynamický odpor (O_v) se skládá z několika dílčích složek, kterými jsou tvarový odpor, indukovaný aerodynamický odpor, odpor způsobený různými rušivými detaily, odpor rotujících kol a odpor vzniklý průchodem vzduchu do automobilu. Pro definování celkového aerodynamického odporu vozidla je nutné znát výslednou náporovou rychlost proudění vzduchu kolem vozidla v_r , čelní plochu vozidla S_x , měrnou hustotu vzduchu ρ a součinitel aerodynamického odporu c_x . Parametry jsou opět uvedeny v tabulce 6.5. Při výpočtech byla uvažována nulová rychlost větru a hustota vzduchu $1,25 \text{ kg m}^{-3}$. Čelní plocha vozidla $S_x = 1,8 \text{ m}^2$ vychází ze základních rozměrů vozidla. Součinitel aerodynamického odporu vzduchu závisí především na tvaru vozidla. Pro tento výpočet jsem dle [53] zvolil velikost součinitele odporu vzduchu $c_x = 0,6$. Vzhledem k maximálním rychlostem, které vozidlo dosáhne během analyzovaných jízdních cyklů, nemá hodnota tohoto součinitele významný vliv na výsledek výpočtu.

Tabulka 6.5: Parametry definující celkový aerodynamický odpor.

Součinitel aerodynamického odporu	c_x	0,6	-
Čelní plocha vozidla	S_x	1,8	m^2
Hustota vzduchu	ρ	1,25	kg m^{-3}
Rychlost větru	v_v	0	m s^{-1}

Odpor valení (O_f) závisí na velikosti normálové síly působící na kolo vozidla a na součiniteli odporu valení. Součinitel odporu valení pro různé povrchy vozovky je velmi obtížné určit, jelikož závisí na mnoha faktorech. Kromě typu povrchu vozovky je tento součinitel také ovlivněn parametry pneumatiky jako je například její velikost, konstrukce nebo tlak vzduchu. V rámci výpočtů budou zohledňovány dva součinitele odporu valení, které budou představovat simulaci jízdy po dvou různých površích vozovky. Pokud budeme simulovat jízdu vozidla po asfaltové silnici a v travnatém terénu, můžeme dle [53] odvodit přibližný součinitel odporu valení pro asfaltový povrch v rozsahu 0,01 až 0,02 a pro travnatý terén v rozsahu 0,08 až 0,15.

Tabulka 6.6: Hodnoty součinitele odporu valení.

Asfaltový povrch	f_k	0,015	-
Travnatý terén	f_k	0,1	-

Odpor přívěsu (O_p) Odpor přívěsu je definován silou, kterou musí vozidlo překonávat při tažení přívěsu. Ve výpočtech provedených v této práci nebude přívěs uvažován.

6.7 Trakční baterie

Podvozková platforma je osazena Li-NMC (lithium-nikl-mangan-kobalt) baterií složenou z 28 sériově zapojených článků o nominálním napětí 3,65 V. Tato baterie byla zvolena pro svou vysokou energetickou hustotu a dobrou cyklovou stabilitu, což jsou klíčové vlastnosti pro použití v BEV. Důležité parametry baterie, jako je kapacita baterie, napětí plně nabitě nebo vybitě baterie jsou uvedeny v tabulce Parametry definované v bloku baterie jsou uvedeny v tabulce 6.7. Blok baterie (označen žlutě) umožňuje definovat počet a parametry jednotlivých článků v baterii, a to buď v sériovém nebo paralelním zapojení. Napětí baterie závisí na aktuálním stavu nabití a okolní teplotě. Vzhledem k požadavku na výpočet celkové spotřeby vozidla byl tento blok upraven tak, aby vypočítal odebíraný výkon z baterie a i celkovou spotřebovanou energii v každém časovém okamžiku simulace. Tento odebíraný výkon P_{bat} je pak počítán dle vztahu 6.7 jako součet výkonu odebíraného hnacím ústrojím a výkonu odebíraného příslušenstvím. Jelikož při měření nebylo zapojeno žádné

příslušenství, měl i při výpočtech provedených v této práci výkon odebíraný příslušenstvím nulovou hodnotu, tzn. $P_{prisl} = 0 \text{ W}$.

$$P_{bat} = P_e + P_{prisl} \quad [\text{W}] \quad (6.7)$$

Tabulka 6.7: Vybrané parametry definující trakční baterii.

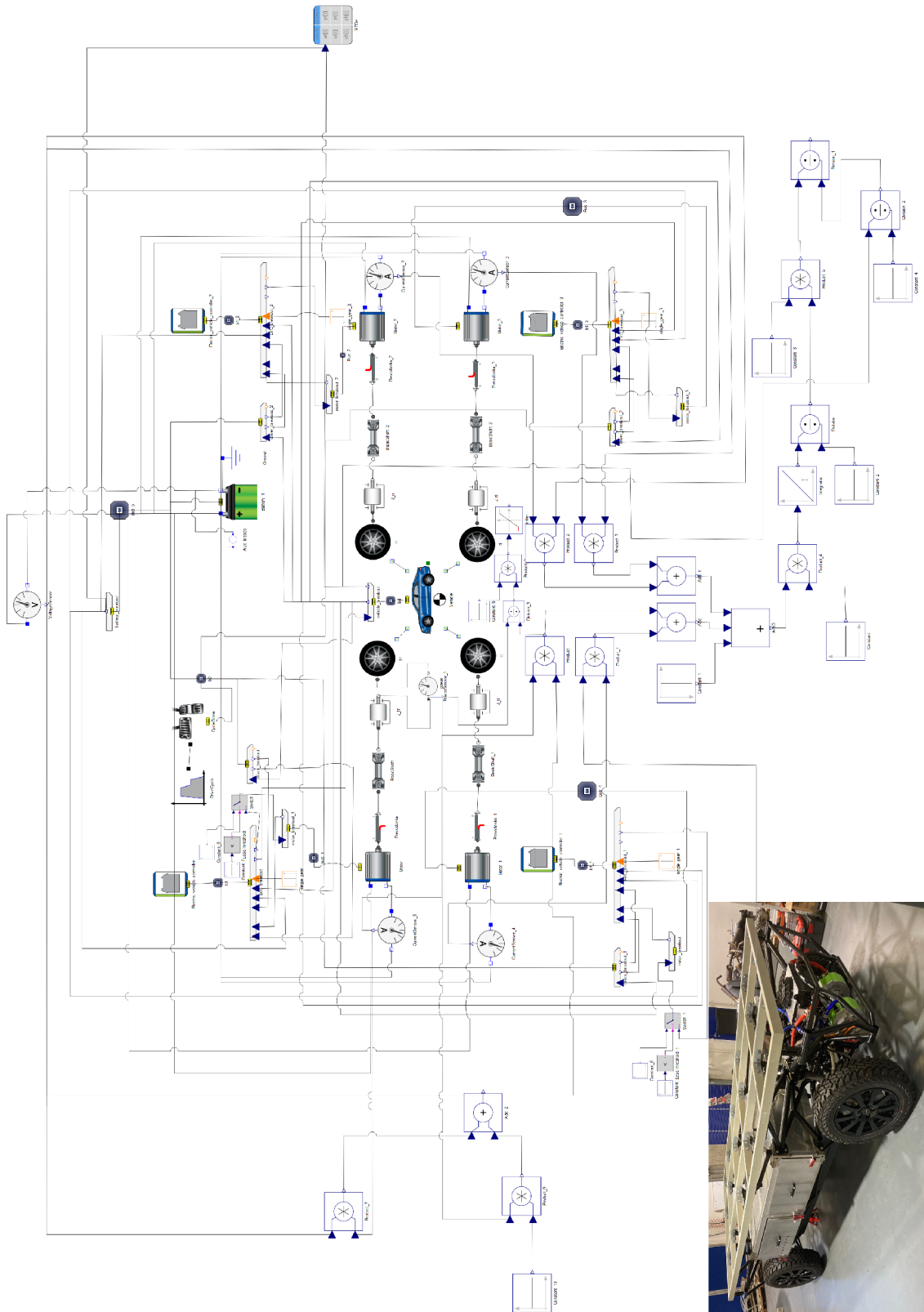
Počet článků	n_c	28S	-
Nominální napětí článku	U_c	3,65	V
Nominální napětí baterie	U_b	102,2	V
Napětí plně nabité baterie	U_{bmax}	117,6	V
Napětí vybité baterie	U_{bv}	78	V
Kapacita baterie	C_{bat}	350	Ah

6.8 Celková architektura simulačního modelu

Ve výše uvedených podkapitolách byly popsány základní bloky použité v navrhovaném simulačním modelu. Pro získání požadovaných výsledků byly tyto bloky ještě doplněny o nezbytné matematické a logické operátory. Celková architektura simulačního modelu je pak zobrazena na obrázku 6.9. Jelikož je skutečné vozidlo poháněno čtyřmi elektromotory, jsou v simulačním modelu tyto prvky také zastoupeny čtyřikrát. Z důvodu zjednodušení některých bloků v simulačním modelu byly mechanické účinnosti definované pouze jedním kvadrantem. V případě převodovky to například znamená, že mapa účinnosti byla definována jen v oblasti kladných otáček a kladného točivého momentu. Ostatní tři kvadranty se uvažují jako zrcadlově obrácené. Z tohoto důvodu je v tomto modelu uvažována totožná mechanická účinnost převodovky jak pro jízdu vpřed, tak i pro jízdu vzad a stejně tak i pro případ přenosu kladného a záporného točivého momentu. Ačkoliv model umožňuje zohledňovat i rekuperaci elektrické energie zpět do akumulátoru, bude v následujících výpočtech uvažován jen tok energie od akumulátoru ke kolům vozidla. V tabulce 6.8 je uveden souhrn vybraných parametrů definovaných do jednotlivých bloků.

Tabulka 6.8: Vybrané parametry definované v jednotlivých blocích.

Jízdní cyklus			
Jízdní cyklus		CARB-HHDDT-CS; NREL-PDCQC	
Elektromotor s měničem			
Jmenovitý točivý moment	M_n	42	Nm
Jmenovitý výkon	P_n	10	kW
Jmenovité otáčky	n_n	2250	min ⁻¹
Účinnost elektromotoru s měničem	η_m	2D mapa	
Jednostupňová převodovka			
Převodový poměr	i_c	11,447	-
Účinnost	η_{pr}	2D mapa	
Hnací hřídel			
Modul pružnosti ve smyku	G	81 000	MPa
Poloměr hřídele	r_h	13	mm
Délka hřídele	l_h	430	mm
Vozidlo s řídicí jednotkou			
Hmotnost	m	1 000; 3 000	kg
Čelní plocha vozidla	S_x	1,82	m ²
Součinitel aerodynamického odporu vzduchu	c_x	0,6	-
Hustota vzduchu	ρ	1,25	kg m ⁻³
Rychlost větru	v_v	0	m s ⁻¹
Vnější poloměr pneumatiky	r_k	0,362	m
Součinitel odporu valení	f_k	0,015; 0,1	-
Hm. moment setrvačnosti rotujících částí motoru	J_m	0,0064	kg m ²
Hm. moment setrvačnosti rotujících částí převodovky	J_p	0,2	kg m ²
Trakční baterie			
Počet článků	n_c	28S	-
Nominální napětí článku	U_c	3,65	V
Nominální napětí baterie	U_b	102,2	V
Napětí plně nabitě baterie	U_{bmax}	117,6	V
Napětí vybité baterie	U_{bv}	78	V
Kapacita baterie	C_{bat}	350	Ah



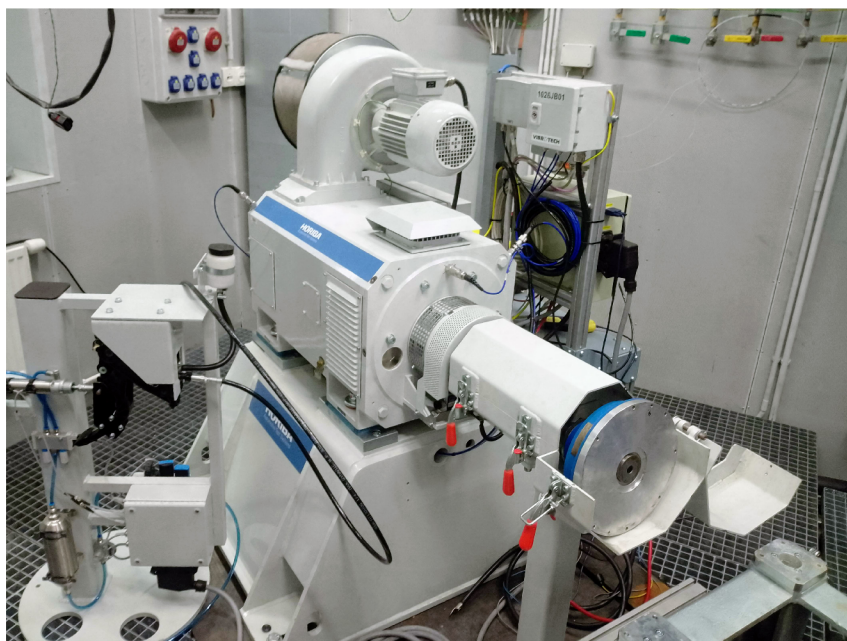
Obrázek 6.9: Celková architektura simulačního modelu.

7 Zařízení použitá při měřeních

V této kapitole budou postupně popsána nejdůležitější zařízení, které jsem využíval pro měření v rámci této práce. Všechna zmíněná zařízení jsou k dispozici v Laboratoři vozidel a motorů Technické univerzity v Liberci.

7.1 Brzdové stanoviště HORIBA DYNAS₃ LI 250

Brzdové stanoviště HORIBA DYNAS₃ LI 250 disponuje asynchronním dynamometrem, který umožňuje měření výkonových parametrů různých typů motorů o maximálním výkonu 480 kW. Stanoviště je primárně určeno pro motorové zkoušky při ustálených, přechodových a dynamických jízdních režimech. Laboratoře KVM disponují celkem čtyřmi podobnými stanovišti. Motorové stanoviště je ovládáno pomocí uživatelského rozhraní systému Horiba STARS pracující pod operačním systémem Windows 10. Data mohou být zaznamenávána s frekvencí až 1 kHz. V rámci měření jsem toto stanoviště využíval při měření účinnosti soustavy elektromotoru s měničem.



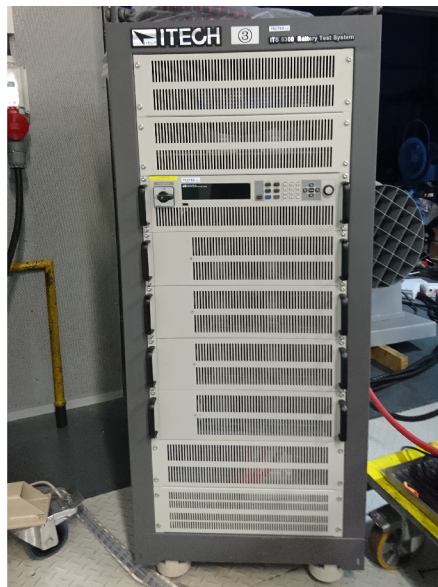
Obrázek 7.1: HORIBA DYNAS₃ LI 250.

Tabulka 7.1: Vybrané parametry dynamometru HORIBA DYNAS₃ LI 250. [19]

Jmenovitý točivý moment (brzdňý / motorový)	250 / 225	Nm
Jmenovitý výkon (brzdňý / motorový)	480 / 442	kW
Jmenovité otáčky (brzdňý / motorový)	4 130 / 4 860	min ⁻¹
Moment setrvačnosti	0,33	kg m ²
Maximální otáčky	10 000	min ⁻¹

7.2 Emulátor vysokonapěťové baterie s DC zdrojem ITECH IT6000C

Emulátor vysokonapěťové baterie je zařízení používající stejnosměrný zdroj ITECH IT6000C pro simulaci chování baterie. Tento výkonný programovatelný DC zdroj, kombinuje zdroj napájení a elektrickou zátěž s možností rekuperace energie zpět do sítě. Lze jej také použít k testování a emulaci široké škály typů baterií. Díky pokročilým funkcím je možné DC zdroj nastavit tak, aby odpovídal charakteristikám testované baterie. Bateriový emulátor je možné programovat buď pomocí displeje umístěného na zdroji ITECH IT6000C nebo vzdáleně pomocí některého z dostupných komunikačních rozhraní. Přes tato rozhraní emulátor během provozu poskytuje údaje o aktuálních hodnotách protékajícího proudu a dodávaného napětí. Konfigurace bateriového emulátoru dostupná na Technické univerzitě v Liberci se skládá ze čtyř totožných a nezávislých jednotek. Tyto jednotky lze v závislosti na požadovaných výkonech libovolně kombinovat a tím dosáhnout maximálního DC výstupního

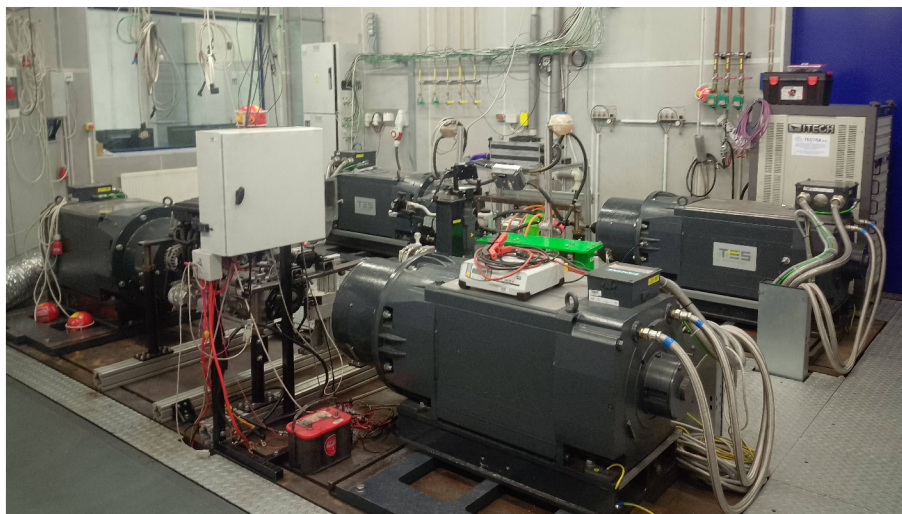


Obrázek 7.2: Jednotka emulátoru vysokonapěťové baterie s DC zdrojem ITECH IT6000C.

výkonu až 240 kW. Pro napájení elektromotoru s měničem postačovala však jen jedna jednotka o maximálním trvalém DC výstupním výkonu 60 kW.

7.3 Zkušebna Powertrain

Zkušebnu Powertrain jsem využíval pro měření parametrů potřebných pro výpočet mechanické účinnosti převodovky a i celkové účinnosti hnacího ústrojí. Zkušebna je v Laboratoři vozidel a motorů nejčastěji využívána pro dlouhodobé zkoušky kompletních systémů hnacího ústrojí různých typů vozidel, optimalizaci parametrů převodového ústrojí nebo pro měření účinnosti jednotlivých prvků HÚ. Zkušebna je vybavena čtyřmi kapalinově chlazenými asynchronními dynamometry od firmy Siemens. Tyto dynamometry jsou dle svých výkonových parametrů rozděleny na dva páry, které jsou umístěny na přední a zadní ose vozidla (přední osa 2 x 136 kW / zadní osa 2 x 111 kW). V případě potřeby může být každý dynamometr ovládán samostatně, díky čemuž je možné simulovat například jízdu zatáčkou. Pro měření za účelem získání dat pro tuto disertační práci jsem využíval jen dynamometry Siemens 136 ADG 288WP o výkonu 136 kW umístěné na přední ose. Základní parametry dynamometru jsou uvedeny v tabulce 7.2. Měření točivého momentu je realizováno pomocí tenzometrických měřicích přírub. Všechny dynamometry jsou umístěny na ocelových podstavcích, které umožňují nastavování velikosti rozchodu a rozvoru vozidla.



Obrázek 7.3: Zkušebna Powertrain.

Řídicí PLC umožňuje řízení dynamometrů a vizualizaci základních měřených hodnot, konfiguraci regulačních obvodů frekvenčních měničů pro konstantní točivý moment nebo otáčky a nastavování režimu dynamometrů dle zadaného časového průběhu otáček a točivého momentu. Nadřazený systém měření vybavený A/D převodníky disponuje dvěma úrovněmi vzorkovacích frekvencí:

- **10 Hz** pro měření teplot,
- **100 Hz** pro měření otáček a točivého momentu.

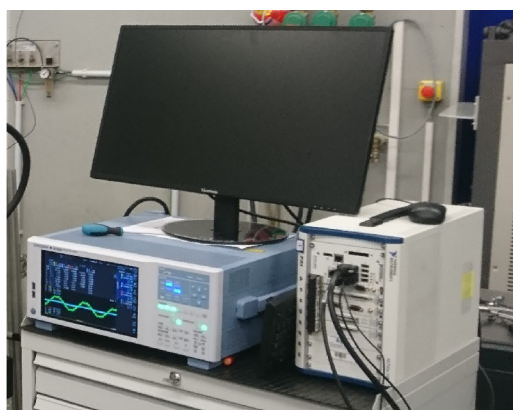
Uživatelské rozhraní vytvořené v programovacím prostředí LabView běží na ovládacím PC se systémem Windows 7, který je umístěn v prostoru pro obsluhu.

Tabulka 7.2: Vybrané parametry dynamometru Siemens 136 ADG 288WP.

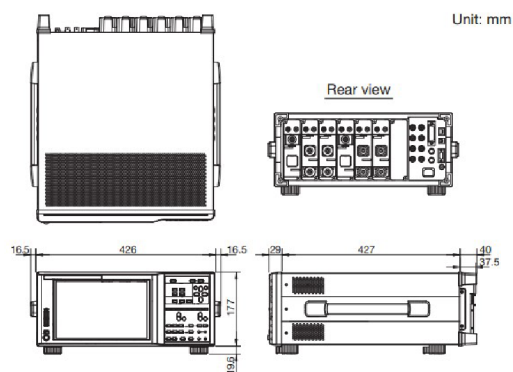
Jmenovitý točivý moment	2 598	Nm
Jmenovitý výkon	136	kW
Jmenovité otáčky	493	min ⁻¹
Moment setrvačnosti rotoru	6,3	kg m ²
Maximální otáčky	3 000	min ⁻¹

7.4 Analyzátor výkonu Yokogawa WT5000

Multifunkční analyzátor výkonu Yokogawa WT5000 umožňuje v reálném čase zobrazovat různé mechanické a elektrické veličiny. Disponuje základní přesností $\pm 0,03\%$ v rozsahu od 1 % do 130 % vybraného rozsahu napětí a proudu. Díky svému vysokému rozlišení a přesnosti měření je vhodný i pro měření vysokofrekvenčních signálů a výkonových parametrů s velkým rozsahem.



(a) Analyzátor s monitorem.



(b) Schéma analyzátoru.

Obrázek 7.4: Výkonový analyzátor Yokogawa WT5000.

Celé zařízení je možné ovládat buď přímo pomocí dotykového 10,1" velkého displeje nebo vzdáleně přes webové rozhraní. Výkonový analyzátor disponuje řadou rozhraní pro propojení s jinými zařízeními, mezi které patří například Ethernet nebo USB. Analyzátor jsem využíval pro záznam a zpracování dat z použitých snímačů.

7.5 Další použité přístroje

Pro měření velikosti protékajících proudů jsem využíval proudovou sondu Fluke I310s a proudový senzor LEM IT 700-S Ultrastab.

- **Proudová sonda Fluke I310s** umožňuje měřit stejnosměrný proud v rozsahu 45 A až 450 A a střídavý proud v rozsahu 30 A až 300 A. Přesnost přístroje při měřicím rozsahu 30 A je $\pm 1\%$ z hodnoty ± 50 mA, resp. $\pm 1\%$ z hodnoty ± 300 mA při měřicím rozsahu 300 A.
- **Proudový senzor LEM IT 700-S Ultrastab** je vysoce přesný proudový senzor určený pro měření stejnosměrných a střídavých proudů v rozsahu ± 700 A.[14] Mezi hlavní přednosti tohoto zařízení patří velmi vysoká přesnost, vynikající linearita, nízký teplotní skluz.

Oba přístroje jsou vybaveny koaxiálním kabelem s BNC konektorem, díky němuž bylo možné okamžitě zobrazovat a zaznamenávat měřené hodnoty v měřicím systému zkušebny a v připojeném výkonovém analyzátoru.



(a) Fluke I310s.



(b) LEM IT 700-S Ultrastab.

Obrázek 7.5: Další použité přístroje.

8 Postup měření

V této kapitole bude popsán postup přípravy stanovišť a postup měření výkonových parametrů jednotlivých komponentů hnacího ústrojí. Cílem těchto měření je získat hodnoty účinnosti v závislosti na otáčkách a točivém momentu. Tato účinnost bude následně zadána do příslušných bloků v simulačním modelu.

8.1 Rozsahy měření

Rozsahy měření (tj. rozsahy otáček, točivého momentu) pro jednotlivé prvky hnacího ústrojí byly zvoleny tak, aby splňovaly následující podmínky:

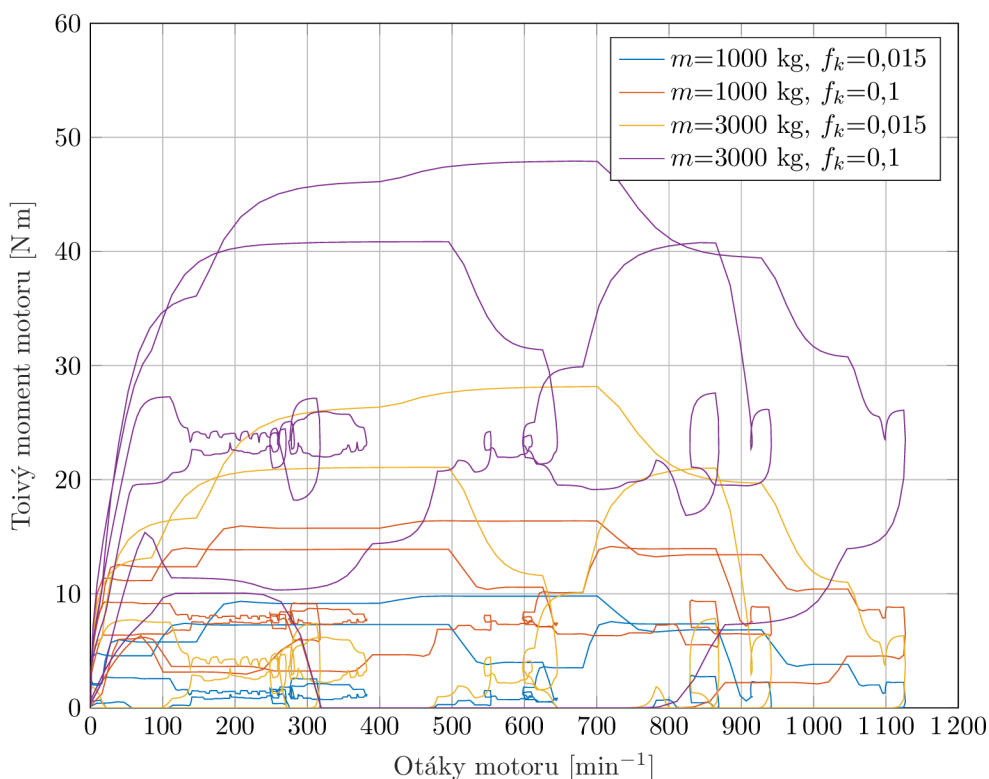
- V daném rozsahu musí být zahrnuty jmenovité hodnoty otáček a točivého momentu elektromotoru. Tyto jmenovité hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.1.
- V daném rozsahu musí být pokryta oblast pracovních bodů, které byly definovány na základě simulované jízdy plně naloženého vozidla.

Kromě výše uvedených podmínek bylo nutné ještě dodržet teplotní rozsahy, ve kterých bylo provedeno měření. Rozsahy teplot byly definovány samostatně pro každou komponentu HÚ v následujících podkapitolách.

Pracovní body byly získány pomocí simulačního modelu, který simuloval jízdu vozidla rychlostí definovanou jízdními cykly CARB–HHDDT–CS a NREL–PDCQC 6.1. Parametry vozidla a parametry okolí, se kterými bylo v simulaci počítáno, byly definovány v tabulce 6.8. Jelikož nebyla v tuto chvíli známa mechanická účinnost jednotlivých částí HÚ, byla tato hodnota pro účely simulace stanovena odhadem na 90 %. Získané pracovní body jednoho motoru zobrazené na obrázku 8.1 a 8.2, vycházejí z předpokladu, že vozidlo jede přímo po vozovce s nulovým sklonem a všechna čtyři kola přenášejí na vozovku stejný točivý moment. Jelikož v simulačním modelu nebyla definována rekuperace brzděné energie zpět do baterie, nebyly ani v tomto případě zvažovány provozní body v oblasti rekuperace. Jednotlivé grafy představují situace, ve kterých se prázdné vozidlo ($m=1\,000\text{ kg}$) nebo plně naložené ($m=3\,000\text{ kg}$) pohybuje po asfaltovém, resp. travnatém povrchu, který je zde reprezentován součinitelem odporu valení mezi kolem a vozovkou $f_k=0,015$ pro asfaltový povrch resp. $f_k=0,1$ pro travnatý povrch, viz kapitola 6.6.

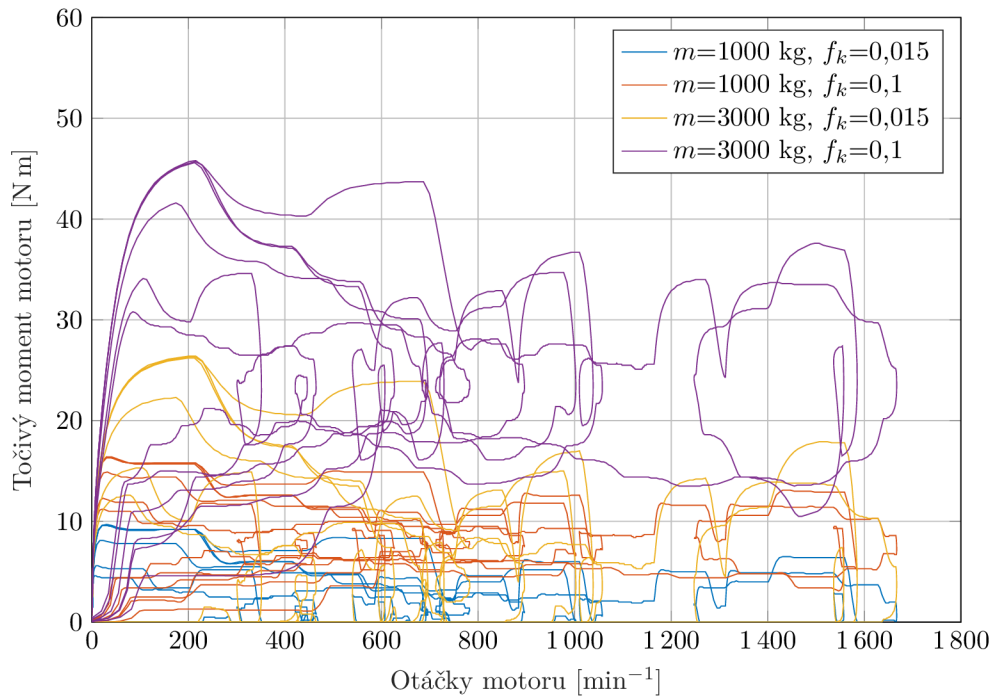
Obrázek 8.1 zobrazuje pracovní oblast motoru během simulované jízdy na jízdním cyklu CARB–HHDDT–CS. V případě pohybu prázdného vozidla a předpokládaného součinitele odporu valení $f_k=0,015$, dosahoval točivý moment jednoho motoru

hodnoty pod 20 Nm. V případě, kdy se plně naložené vozidlo pohybovalo v travnatém terénu, dosahovala hodnota potřebného točivého momentu jednoho motoru 48 Nm.



Obrázek 8.1: Pracovní body elektromotoru během jízdního cyklu CARB–HHDDT–CS pro různá zatížení a různé součinitele odporu valení.

Pracovní body elektromotoru pro druhý jízdní cyklus NREL–PDCQC jsou zobrazeny na obrázku 8.2. Hodnoty maximálního točivého momentu v jednotlivých zátěžových stavech se velmi podobají výsledkům z předchozího jízdního cyklu. V případě pohybu vozidla bez nákladu a s uvažovaným součinitelem odporu valení $f_k=0,015$, nepřesahoval potřebný točivý moment motoru 20 Nm. V případě maximální hmotnosti vozidla a součinitele odporu valení $f_k=0,015$ nepřesahoval potřebný točivý moment 26 Nm. Pro součinitel odporu valení $f_k=0,1$ pak dosahoval maximální potřebný točivý moment jednoho motoru hodnoty 46 Nm.

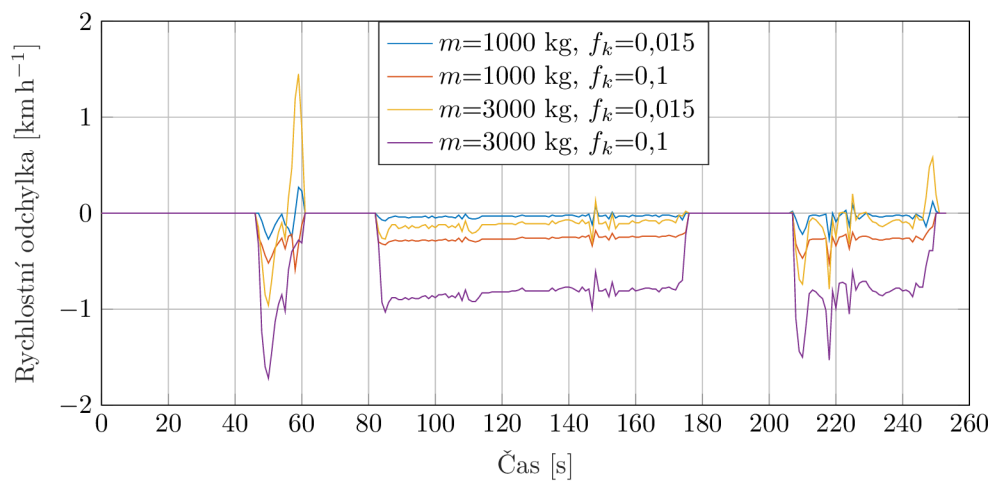


Obrázek 8.2: Pracovní body elektromotoru během jízdního cyklu NREL–PDCQC pro různá zatížení a různé součinitele odporu valení.

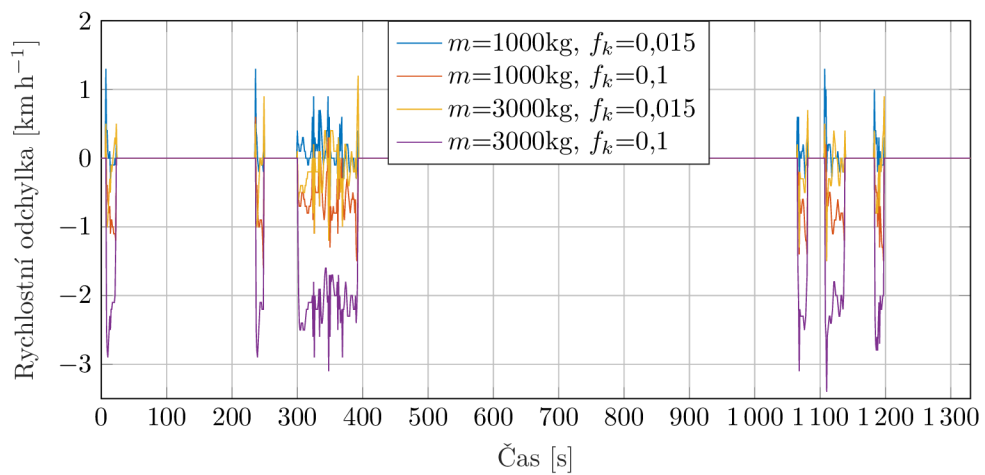
Je důležité zmínit, že v rámci provedené simulace vozidlo sledovalo rychlostní profil předepsaný oběma jízdními cykly s maximální rychlostní odchylkou $1,7 \text{ km h}^{-1}$. Jelikož pro tento typ jízdních cyklů nebyl nalezen žádný podrobný předpis, který by zmiňoval přípustné rychlostní odchylky vycházel jsem z předpisu pro jízdní cyklus WLTP, pro který jsou dle nařízení Evropské komise (EU) 2018/1832 ze dne 5. listopadu 2018 [40] dovoleny následující rychlostní odchylky. Vzhledem k charakteristice simulačního modelu, nebude mít tato volba vliv na výsledné hodnoty.

- Horní mez je o 2 km h^{-1} vyšší než nejvyšší bod křivky v rozmezí $\pm 1 \text{ s}$ daného bodu v čase.
- Dolní mez je o 2 km h^{-1} nižší než nejnižší bod křivky v rozmezí $\pm 1 \text{ s}$ daného bodu v čase.

Tyto meze mohou být překročeny jen v případě, že nejsou překročeny o dobu delší než 1 s , přičemž v rámci cyklu nesmí nastat více než deset takovýchto odchylek. Z uvedeného důvodu budu uvažovat, že rychlostní odchylky simulovaného vozidla od předepsaného rychlostního profilu jsou v toleranci. Průběhy rychlostních odchylek jsou pro oba jízdní cykly zobrazeny na obrázcích 8.3 a 8.4.



Obrázek 8.3: Rychlostní odchylka od předepsaného rychlostního profilu jízdního cyklu CARB–HHDDT–CS pro různé stavy zatížení.



Obrázek 8.4: Rychlostní odchylka od předepsaného rychlostního profilu jízdního cyklu NREL–PDCQC pro různé stavy zatížení.

8.1.1 Zhodnocení výsledků

Na základě uvedených výsledků můžeme říci, že maximální otáčky elektromotoru jsou z důvodu použití jednostupňové převodovky a maximální rychlosti dosažené během jízdních cyklů relativně nízké a dosahují zhruba jedné třetiny z otáčkového rozsahu elektromotoru. Podobnou situaci můžeme vidět i v případě točivého momentu, který díky použití čtyř elektromotorů a nízké dynamice jízdních cyklů nepřesahuje v případě jednoho EM hodnotu 48 Nm. Na základě těchto výsledků byly zvoleny rozsahy, ve kterých bude provedeno měření. Horní mezní hodnoty byly stanoveny na základě výše uvedených podmínek. Dolní mezní hodnoty byly stanoveny na 250 min^{-1} a 8 Nm.

Tabulka 8.1: Rozsahy hodnot, ve kterých budou provedena následující měření.

	Minimální hodnota	Maximální hodnota	
Otáčky EM / Otáčky kol	250 / $\sim 21,8$	2 250 / ~ 200	min^{-1}
Točivý moment EM / Točivý moment na kolech	8 / ~ 92	48 / ~ 552	Nm

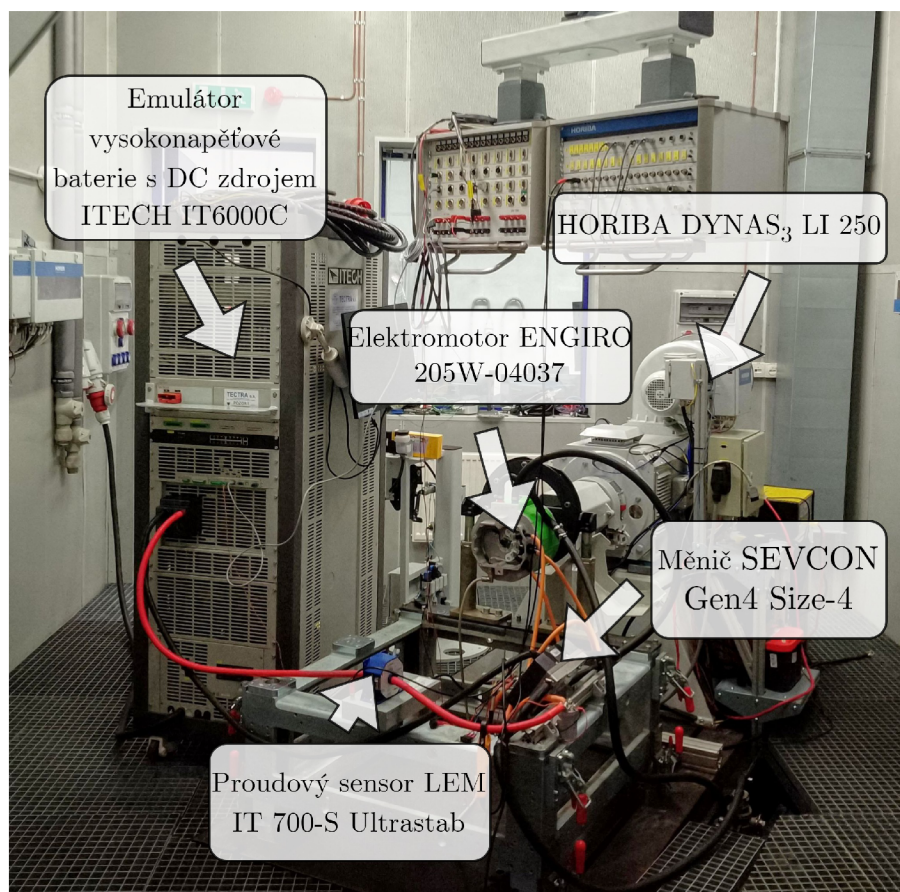
Z důvodu snahy o eliminaci chyb nebylo měření provedeno pod hodnotou točivého momentu elektromotoru 8 Nm, který odpovídá točivému momentu přibližně 100 Nm na kolech vozidla. Taktéž nebyly v rámci měření uvažovány otáčky elektromotoru nižší než 250 min^{-1} , které odpovídají přibližným otáčkám kol $21,8 \text{ min}^{-1}$. Hodnoty účinností v tomto rozsahu budou příslušným matematickým modelem v daném intervalu aproximovány.

8.2 Měření účinnosti soustavy elektromotoru a měniče

Pro měření účinnosti soustavy elektromotoru a měniče bylo využito brzdové stanoviště vybavené asynchronním dynamometrem HORIBA DYNAS₃ LI 250. Níže popsaný postup je odvozen z normy IEEE 1812 [5].

8.2.1 Popis měření

Před započítím měření byl na brzdové stanoviště umístěn elektromotor s měničem a s emulátorem vysokonapěťové baterie. Elektromotor byl s dynamometrem spojen pomocí hřídelové spojky. Napájení měniče (SEVCON Gen4 Size-4) a elektromotoru (ENGIRO 205W-04037) bylo zajištěno emulátorem vysokonapěťové baterie s DC zdrojem ITECH IT6000C. DC zdroj byl nastaven tak, aby poskytoval výstupní napětí 100 V. Maximální proud byl omezen na $\pm 290 \text{ A}$. Mechanické veličiny (otáčky a točivý moment motoru) byly z příslušných snímačů vyčítány měřicím systémem zkušebny a následně odesílány do výkonového analyzátoru. Tímto analyzátozem byly zaznamenávány během měření i hodnoty proudu a napětí.



Obrázek 8.5: Elektromotor na brzdovém stanovišti.

Jelikož elektromotor a měnič disponují vodním chlazením, byly připojeny na chladicí okruh zkušebny, díky němuž mohly být následně chlazeny na požadovanou teplotu.

Celé brzdové stanoviště je ovládáno z řídicí místnosti pomocí ovládacího PC, skrz řídicí systém zkušebny označovaný jako STARS. Pomocí něj bylo taktéž možné definovat požadavky na teplotu chladicího média, otáčky dynamometru (elektromotoru) a požadovaný točivý moment elektromotoru. Tento moment byl regulován napětím v rozsahu 0 V až 10 V, respektive 0 % až 100 %, přičemž 100 % odpovídá maximálnímu točivému momentu elektromotoru. Interval měření byl definován v kapitole 8.1. Účinnost byla měřena v rozsahu otáček elektromotoru 250 min^{-1} až 2250 min^{-1} a v rozsahu točivého momentu elektromotoru 8 Nm až 48 Nm. V rámci obou rozsahů byl zvolen konstantní, byť relativně jemný krok. Měření probíhalo vždy pro určitou hladinu otáček s postupným zvyšováním požadavku na točivý moment. Otáčky elektromotoru byly postupně zvyšovány s krokem 250 min^{-1} a točivý moment pak s krokem 5 Nm.

Výsledná účinnost elektromotoru s měničem je zobrazena na obrázku 8.6. Body, ve kterých bylo provedeno měření, jsou na obrázku 8.6 vyznačeny modrými tečkami. V každém z těchto bodů byl elektromotor zatěžován po dobu 40 s, přičemž

prvních 10 s bylo využito pro ustálení hodnot a následných 30 s pro samotný záznam dat. Z takto zaznamenaných dat byla následně pro každou měřenou veličinu vypočtena průměrná hodnota, ze které byl dle vztahu 8.1 vypočten elektrický příkon a mechanický výkon a následně pak celková účinnost v konkrétním bodě.

$$\eta_m = \frac{P_{dyno}}{P_e} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \bar{n}_{dyno} \cdot \bar{M}_{dyno}}{\bar{U}_{DC} \cdot \bar{I}_{DC}}, \quad [-] \quad (8.1)$$

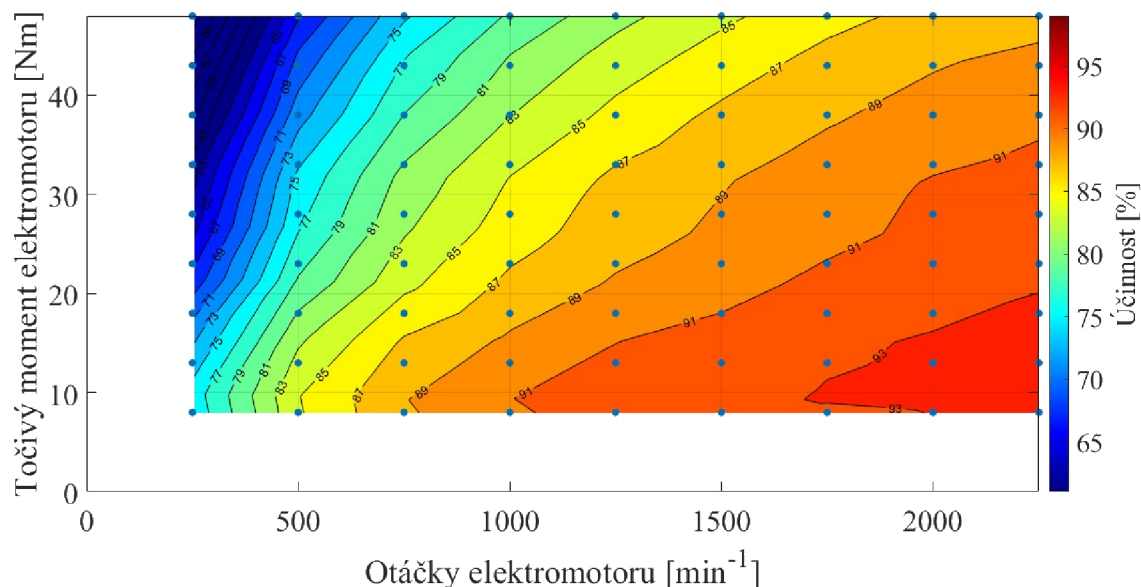
příčemž

$$\begin{aligned} n_{dyno} &= n_{motor} \\ M_{dyno} &= M_{motor} \end{aligned} \quad (8.2)$$

Všechny zaznamenané veličiny byly přímo z výkonového analyzátoru ukládány s frekvencí 10 Hz na USB flash disk.

8.2.2 Výsledné hodnoty

Výsledky měření nám poskytly pohled na účinnost elektromotoru a měniče v požadovaném intervalu hodnot. Na obrázku 8.6 je zobrazena celková účinnost jako závislost točivého momentu na otáčkách motoru. Uvedené hodnoty odpovídají teplotě měniče $40^\circ\text{C} \pm 3^\circ\text{C}$ a teplotě vinutí elektromotoru $100^\circ\text{C} \pm 5^\circ\text{C}$. Tyto teploty byly vyčítány po sběrnici CAN z měniče přímo do měřicího systému zkušebny. Charakteristický tvar jednotlivých křivek odpovídá předpokladu pro tento typ elektromotoru. Účinnost elektromotoru byla naměřena v rozmezí hodnot 57 % až 93 %. Maximální hodnoty byly dosaženy v rozmezí točivého momentu 10 Nm až 20 Nm při otáčkách 1750 min^{-1} až 2250 min^{-1} . Nejnížší účinnosti byla naopak v oblasti nejnižších otáček a nejvyššího zatížení.



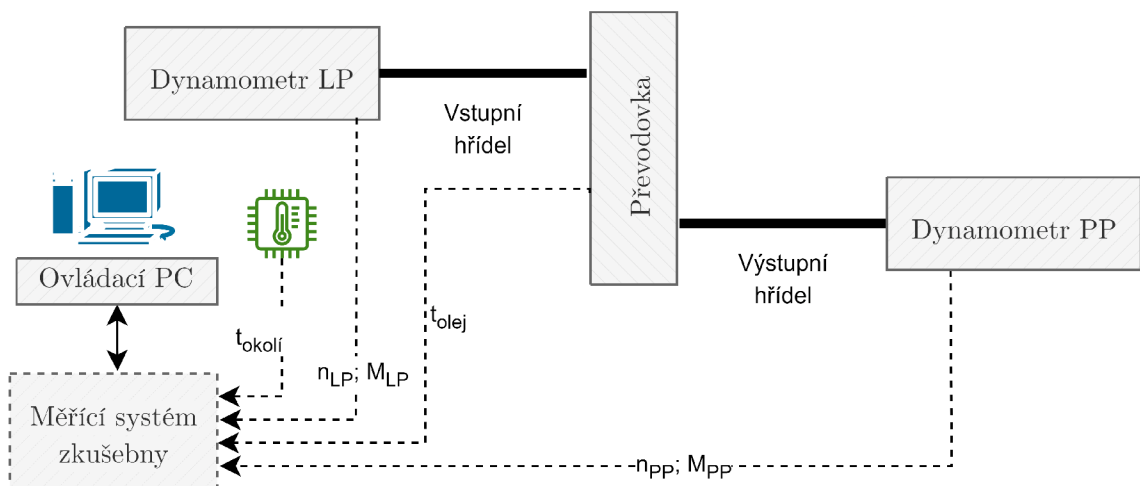
Obrázek 8.6: Celková účinnost elektromotoru a měniče s vyznačenými body měření.

8.2.3 Zhodnocení výsledků

Účinnost elektromotorů pro pohon EV se díky technologickému pokroku v průběhu posledních let značně zlepšila. Dle publikace [4] se jejich účinnost pohybuje v rozmezí 81 % až 95 %. Tato účinnost je však výrazně závislá na mnoha faktorech. Těmito faktory mohou být například typ motoru nebo provozní teplota. Důležitý vliv na celkovou účinnost této soustavy má i použitý typ měniče, jejichž účinnost se dle této publikace obvykle pohybuje v rozmezí 96 % až 98 %. Maximální naměřená účinnost soustavy elektromotoru s měničem 93 % se tak pohybuje mezi obvyklými hodnotami.

8.3 Měření mechanické účinnosti převodovky

V této kapitole je popsán podrobný postup měření a nezbytné úpravy, které byly provedeny na zkušebně v rámci měření mechanické účinnosti převodovky. Toto měření bylo realizováno na zkušebně Powertrain. Výsledky získané v této kapitole nám poskytly informace o mechanické účinnosti zkoumané převodovky a jsou nezbytné pro správnou funkci simulačního modelu. Pro tento konkrétní případ měření byla na zkušebnu umístěna jen samotná převodovka s hnacími hřídelemi nezbytnými pro připojení převodovky s dynamometry. Vzhledem ke koncepci zkušebny byla pro stanovení účinnosti zvolena metoda, která je v literatuře [16] nazývána jako „Back to back electrical“. Při této metodě je převodovka poháněna jedním dynamometrem připojeným ke vstupní hřídeli převodovky a zatěžována druhým dynamometrem připojeným k její výstupní hřídeli. Dle principu zatěžování se jedná o otevřený silový okruh, kdy skrz převodovku proudí energie z hnacího dynamometru do hnaného dynamometru. Schéma umístění převodovky na zkušebně je zobrazeno na obrázku 8.7. Měření bylo provedeno pro jeden směr otáčení, který odpovídal jízdě vozidla

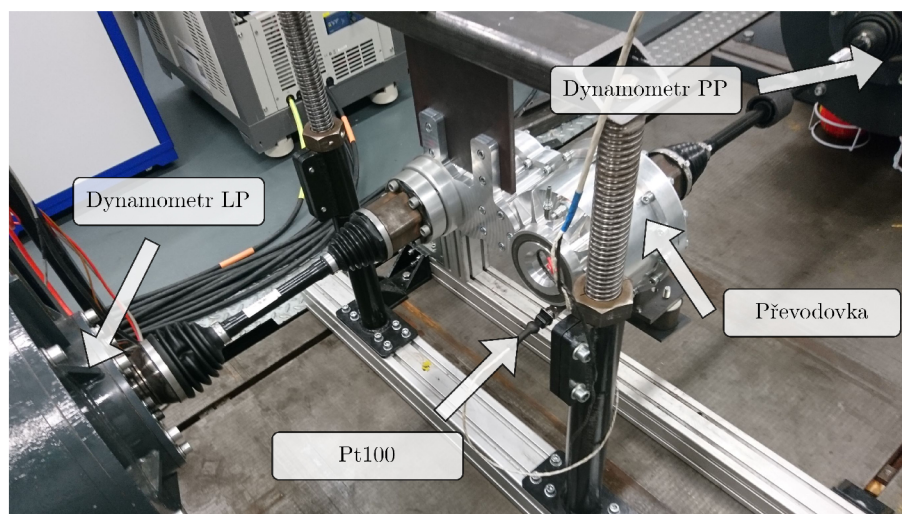


Obrázek 8.7: Schéma umístění převodovky na zkušebně Powertrain.

„dopředu”. V následující části budu pod označením „Dynamometr LP” uvažovat levý přední dynamometr ve zkušební Powertrain a pod označením „Dynamometr PP” pravý přední dynamometr. Oba dynamometry nesou typové označení Siemens 136 ADG 288WP.

8.3.1 Popis měření

Před zahájením samotného měření bylo nutné definovat vstupní data pro řídicí systém zkušebny. V tomto speciálním režimu jsou ve zkušebně provozovány současně dva protilehlé dynamometry, přičemž jeden z nich je provozován v otáčkovém režimu a druhý v momentovém režimu. Vstupními daty pro řídicí systém byly tedy otáčky vstupního hřídele převodovky (otáčky elektromotoru) a točivý moment na výstupní hřídeli z převodovky (točivý moment na kolech vozidla). Tyto hodnoty byly definovány s ohledem na požadovaný rozsah měření uvedený v tabulce 8.1. Převodovka byla uchycena mezi oba dynamometry na rámu sestaveném z hliníkových profilů a ocelových svařenců. Z důvodu, že převodovka má vstupní i výstupní hřídel na totožné straně a vzhledem k rozmištění dynamometrů ve zkušebně bylo nutné provést konstrukční úpravu převodovky, která umožnila realizovat výstupní hřídel na protilehlé straně. Tato úprava proběhla dle návrhu vytvořeného v diplomové práci [31]. Převodovka byla na rámu ustavena do takové výšky, aby vstupní a výstupní hřídel převodovky byla v souososti s osou výstupní hřídele příslušného dynamometru. Pohled na převodovku umístěnou ve zkušebně, je zobrazen na obrázku 8.8. Vstupní hřídel převodovky byl připojen k dynamometru LP pomocí poloosy



Obrázek 8.8: Umístění převodovky na zkušebně Powertrain.

od firmy Škoda Auto. Výstupní hřídel převodovky byl připojen pomocí stejného typu poloosy k druhému dynamometru (dynamometr PP), který byl umístěn na protilehlé straně. Převodovka byla naplněna odpovídajícím množstvím převodového oleje viskózní třídy SAE 90. Teplota oleje byla měřena pomocí odporového teploměru Pt100 umístěném ve výpustném šroubu.

Podobně jako v kapitole 2.3.2 byla i v tomto případě definována síť bodů, ve kterých byly zaznamenávány požadované veličiny. Tato síť je zobrazena na obrázku 8.9. Při volbě intervalu mezi jednotlivými body sítě jsem vycházel ze zkušeností získaných z předchozích měření. Pro požadovaný točivý moment na výstupní hřídeli byl zvolen konstantní, byť relativně jemný krok 92 Nm (přibližně 8 Nm na vstupní hřídeli). Pro požadované otáčky vstupního hřídele jsem zvolil taktéž konstantní krok 250 min^{-1} v celém rozsahu měření. Během měření byla udržována teplota olejové náplně $50^\circ\text{C} \pm 1,5^\circ\text{C}$. Pro samotný záznam dat jsem stejně jako v případě měření účinnosti elektromotoru zvolil postup, při kterém jsem vždy nastavil požadovanou hodnotu otáček na vstupní hřídeli a následně jsem s definovaným krokem zvyšoval hodnotu točivého momentu na výstupní hřídeli. V každém bodě byla převodovka zatěžována vždy po dobu 40 s, přičemž prvních 10 s bylo využíváno pro ustálení hodnot a následných 30 s pro samotný záznam dat. Požadované teploty olejové náplně bylo dosaženo pomocí ventilátoru, který v případě potřeby ofukoval převodovku vzduchem. Zaznamenávanými veličinami byly opět otáčky a točivý moment na vstupní a výstupní hřídeli, teplota okolí a teplota olejové náplně.

8.3.2 Výsledné hodnoty

Z každého zaznamenaného souboru dat (30 s) jsem vypočítal průměrnou hodnotu pro každou měřenou veličinu, z nichž jsem následně podle vztahu 8.3 vypočítal pro každý bod vstupní a výstupní výkon a následně i celkovou mechanickou účinnost převodovky.

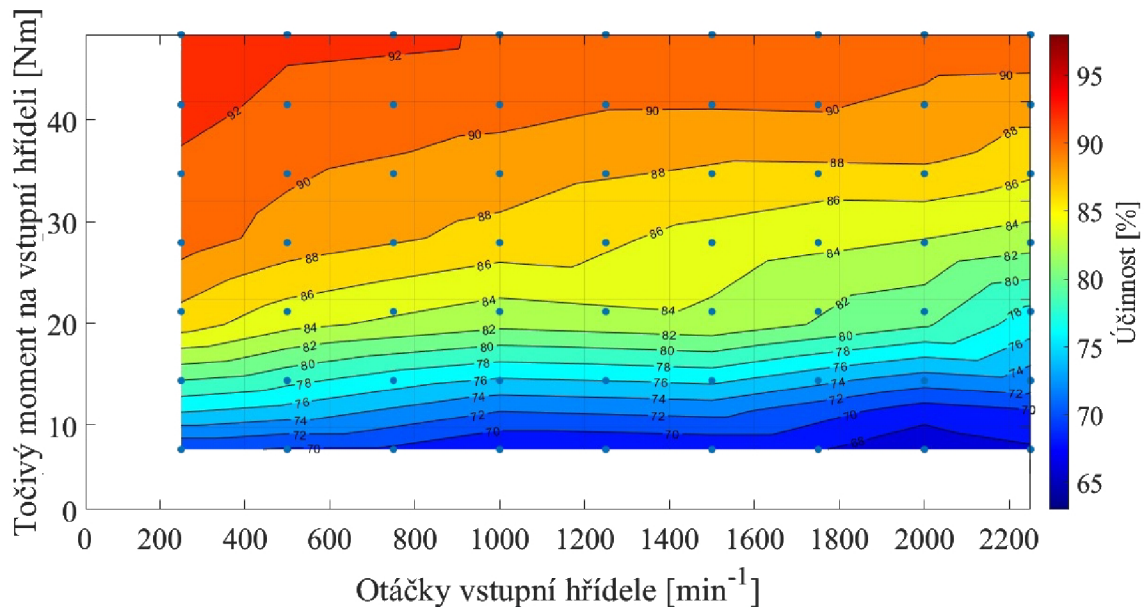
$$\eta_{pr} = \frac{P_{PP}}{P_{LP}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \bar{n}_{PP} \cdot \bar{M}_{PP}}{2 \cdot \pi \cdot \bar{n}_{LP} \cdot \bar{M}_{LP}} \quad [-] \quad (8.3)$$

Obrázek 8.9 zobrazuje mechanickou účinnost převodovky při teplotě olejové náplně $50^\circ\text{C} \pm 1,5^\circ\text{C}$, která je v tomto případě definována jako závislost točivého momentu naměřeného na vstupní hřídeli a rychlosti otáčení vstupní hřídele. Ze získaných dat můžeme odvodit, že převodovka při této teplotě dosahuje v pozorovaném rozsahu maximální účinnosti 92,5 %, a to při točivém momentu 43 Nm a vstupních otáčkách přibližně 1000 min^{-1} . Při nejmenším zatížení, pro které bylo provedeno měření, tj. 8 Nm, se pohybovala mechanická účinnost převodovky v rozmezí 66,6 % až 70,3 % (v závislosti na vstupních otáčkách).

8.3.3 Zhodnocení výsledků

Mechanická účinnost běžně užívaných převodovek osobních automobilů obvykle dosahuje hodnot 89 % až 98 %. [4] Tato účinnost je ovlivněna ztrátami, které lze obecně rozdělit do dvou základních skupin, a to na ztráty závislé na zatížení a ztráty nezávislé na zatížení. Přičemž celková mechanická účinnost převodovky je nejvíce ovlivněna ztrátami závislými na zatížení. V této skupině jsou zastoupeny ztráty vznikající v ložiskách a ztráty vznikající při záběru páru ozubených kol. [44] Ze získaných výsledků můžeme vyčíst, že mechanická účinnost převodovky se pohybovala v rozmezí 66,6 % až 92,5 %. Maximální hodnota účinnosti se tak nachází v rozsahu, kterého dosahují

běžné automobilové převodovky. Relativně nízké hodnoty účinnosti převodovky mohou vyvolávat otázku, co je jejich příčinou. Pro přesné určení těchto ztrát by bylo nutné provést důkladnou analýzu jednotlivých prvků převodovky. Jednou z příčin může být skutečnost, že převodovka byla zatěžována v relativně nízkém zatížení, přičemž velké množství komponentů bylo při konstrukci převodovky převzato z běžné automobilové převodovky MQ200 od firmy Škoda Auto. Je pravděpodobné, že jednotlivé prvky jsou optimalizovány převážně pro vyšší vstupní točivý moment, při kterém budou mít potenciál dosáhnout vyšší účinnosti. Další příčinou mohou být výrobní a montážní nepřesnosti této prototypové převodovky.

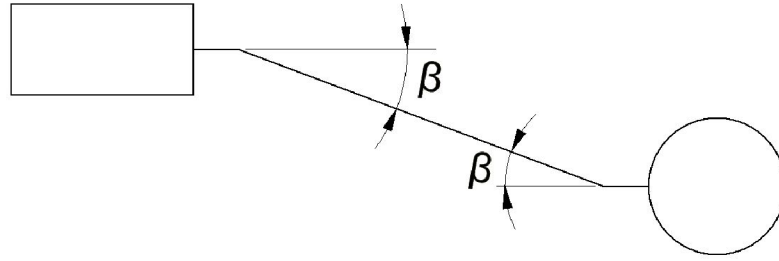


Obrázek 8.9: Mechanická účinnost převodovky při teplotě olejové náplně 50 °C s vyznačenými body měření.

8.4 Definování mechanické účinnosti hnací hřídele

Mechanická účinnost hnací hřídele nebyla v rámci této disertační práce přímo měřena a pro potřeby simulačního modelu byly využity výsledky získané z provedené rešerše. Na základě provedené rešerše je možné říci, že mechanická účinnost kloubů, ze kterých je hřídel složena, je pro takto pomalu jedoucí vozidlo velmi vysoká a je závislá především na jejich úhlu zalomení β .

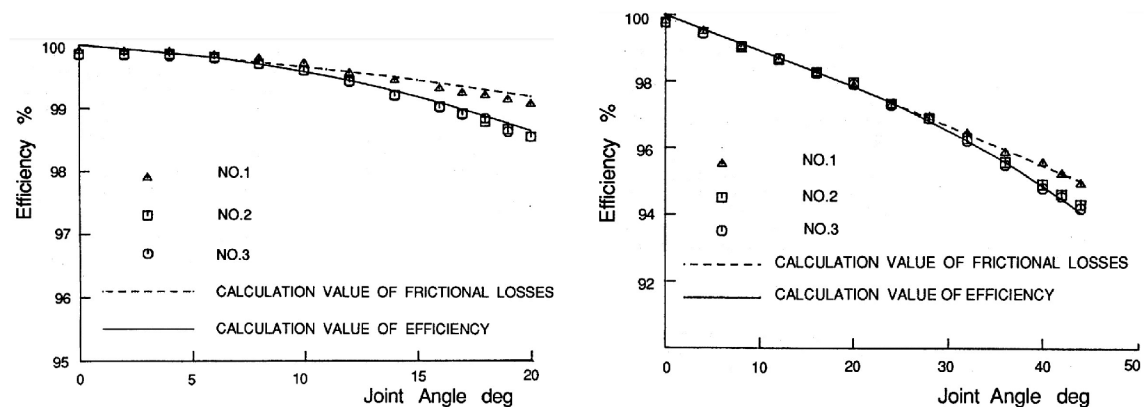
Jak bylo zmíněno v předchozích kapitolách, hnací hřídel, použitá v podvozkové platformě, je složena ze dvou homokinetických kloubů typu Rzeppa a Tripod. Dle výsledků zveřejněných v publikaci [55] a zobrazených na obrázku 8.11 dosahují homokinetické klouby typu Rzeppa nepatrně nižší účinnosti než klouby typu Tripod. Autoři publikace se domnívají, že tato skutečnost je důsledkem rozdílného typu pohybů, které jednotlivé klouby vykonávají. Podobného výsledku bylo dosaženo i při měření realizovaném v publikaci [13].



Obrázek 8.10: Schematické znázornění úhlu zalomení jednotlivých kloubů.

Budu-li vycházet z předpokladu, že výstupní hřídel převodovky byla v sousostí s výstupní hřídelí dynamometru, tzn. úhel zalomení obou kloubů β byl roven přibližně 0° , můžeme dle obrázku 8.11 odhadnout účinnost homokinetického kloubu Tripod $\eta_{Tripod} = 99,8\%$ a účinnost kloubu Rzeppa $\eta_{Rzeppa} = 99,5\%$. Vynásobením těchto hodnot podle vztahu 8.4 získáme mechanickou účinnost celé hnací hřídele $\eta_h = 99,3\%$.

$$\eta_h = \eta_{Tripod} \cdot \eta_{Rzeppa} \quad [\%] \quad (8.4)$$



(a) Mechanická účinnost kloubu Tripod.

(b) Mechanická účinnost kuličkového kloubu Rzeppa.

Obrázek 8.11: Mechanická účinnost jednotlivých typů kloubů. [55]

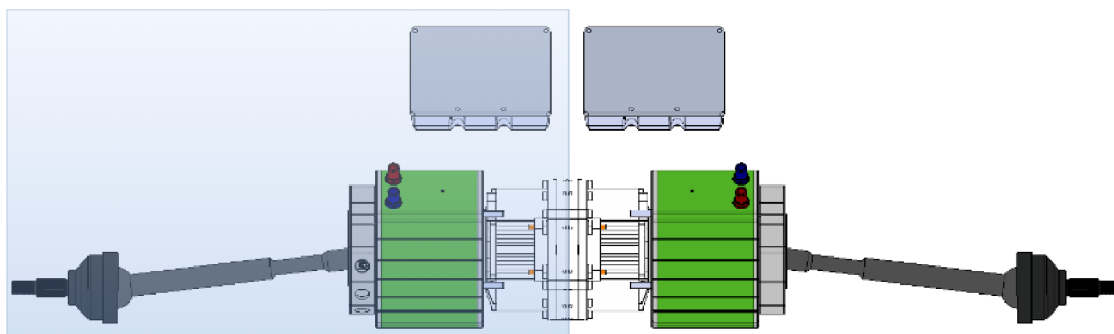
8.4.1 Zhodnocení výsledků

Ačkoliv se autoři [55] ve své práci domnívají, že nepatrně vyšší účinnost kloubů Rzeppa oproti kloubu Tripod je dána zejména jejich rozdílnými pohyby, nepatrně rozdílná účinnost může být například zapříčiněná i vlivem opotřebení, teploty nebo použitého maziva. Kromě těchto faktorů je účinnost kloubů závislá i na přenášeném zatížení, přenášených otáčkách a úhlu zalomení jednotlivých kloubů. Nicméně na základě výsledků publikovaných v [55] je možné říci, že při nulovém úhlu zalomení

jednotlivých kloubů jsou tyto odchylky jen velmi malé. Z tohoto důvodu jsem v simulačním modelu zohledňoval jen jednu konstantní hodnotu, nezávisle na rychlosti otáčení a velikosti přenášeného točivého momentu.

8.5 Měření účinnosti celého hnacího ústrojí

V předchozích kapitolách jsem popisoval postup, jakým jsem měřil účinnosti jednotlivých prvků hnacího ústrojí. Naproti tomu v této kapitole bude popsán postup stanovení účinnosti celého hnacího ústrojí. Výsledky získané v této kapitole nebudou přímo využity v simulačním modelu, nicméně nám umožní získat představu o celkové účinnosti HÚ. Podobně jako předchozí měření, bylo i toto měření provedeno v rozsahu otáček a točivého momentu motoru definovaném v kapitole 8.1. Při tomto experimentu byly na zkušebnu umístěny obě přední hnací ústrojí, které jsou zobrazeny na obrázku 8.12. Umístění obou hnacích ústrojí na zkušebnu powertrain bylo nutné z důvodu, že v rámci tohoto měření byly vyhodnocovány i jiné parametry, které nesouvisí s disertační prací, ale například s ověřením správné funkce chladicího systému. Dalším důvodem byla snaha o zachování totožného uložení jako na skutečném vozidle. Výsledky publikované v této kapitole byly získány jen z jednoho hnacího ústrojí (vyznačeno modrou barvou na obrázku 8.12).



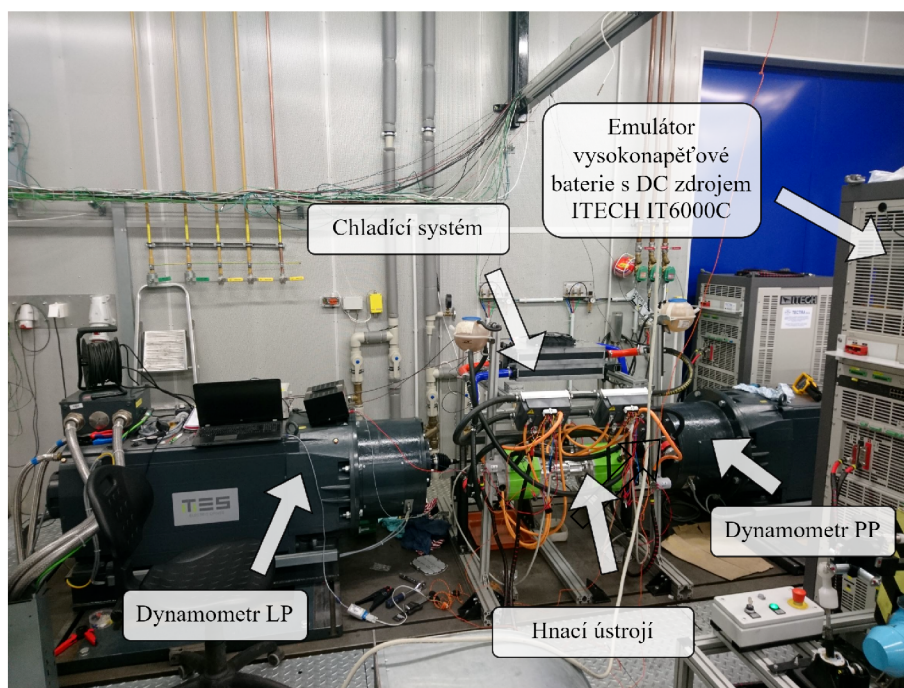
Obrázek 8.12: Rozmístění komponentů hnacího ústrojí na jedné ose vozidla s vyznačením vyhodnocovaného hnacího ústrojí.

8.5.1 Popis měření

Podobně jako v případě měření účinnosti převodovky v kapitole 8.3, bylo i v tomto případě nutné hnací ústrojí umístit do zkušebny Powertrain mezi oba dynamometry. Za tímto účelem byl vytvořen rám z ocelového svařence, ke kterému byly pomocí šroubových spojů uchyceny obě převodovky. Celé hnací ústrojí bylo uchyceno stejným způsobem, jakým je uchycení realizováno na skutečném vozidle. Převodovky byly s oběma dynamometry (dynamometr LP a dynamometr PP) spojeny pomocí stejných poloos, jako jsou použity na vozidle. Kapalinový chladicí systém se skládá ze dvou okruhů, jeden okruh slouží pro chlazení elektromotorů a druhý pro chlazení

měníčů, přičemž každý má svůj tepelný výměník s ventilátorem. Tyto výměníky byly umístěny v prostoru nad převodovkami.

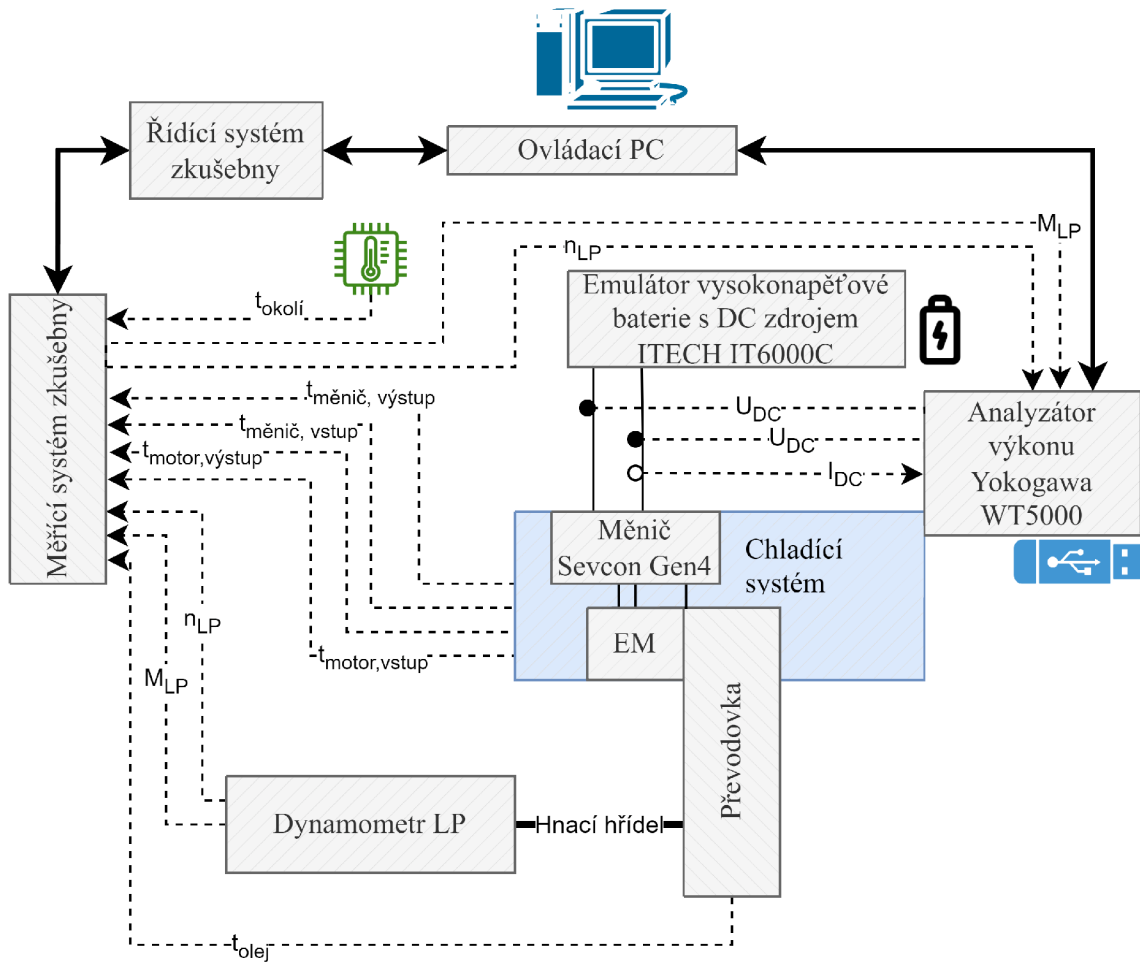
Celkový pohled na umístění celé soustavy ve zkušebně je zobrazen na obrázku 8.13. Obě převodovky byly opět osazeny odporovými teploměry Pt100 umístěnými ve výpustném šroubu převodovky. Další čtyři odporové teploměry zaznamenávaly teplotu chladicího média na vstupu a výstupu každého tepelného výměníku.



Obrázek 8.13: Hnací ústrojí včetně chladicího systému podvozkové platformy a bateriových emulátorů umístěných ve zkušebně Powertrain.

Napájení měničů a elektromotorů bylo podobně jako při měření účinnosti elektromotoru v kapitole 8.2 zajištěno emulátorem vysokonapěťové baterie s DC zdrojem ITECH IT6000C. DC zdroj byl nastaven stejně jako v předchozím případě tak, aby poskytoval výstupní napětí 100 V. Maximální dodávaný a odebíraný proud byl nastaven opět na ± 290 A. Z důvodu potřeby záznamového zařízení byl opět do zkušebny nainstalován analyzátor výkonu Yokogawa WT5000. Hodnoty otáček a točivého momentu byly opět měřeny pomocí snímačů umístěných v dynamometru. Potřebné elektrické veličiny byly měřeny pomocí totožných snímačů jako při měření účinnosti elektromotoru v kapitole 8.2. Schéma kompletního zapojení jednotlivých zařízení při realizaci experimentu je uvedeno na obrázku 8.14.

Ovládání celé zkušebny včetně řízení elektromotoru bylo realizováno z ovládacího PC. Všechny zaznamenané veličiny byly přímo z výkonového analyzátoru ukládány s frekvencí 10 Hz na USB flash disk. Teplota chladicího média, teplota olejové náplně, teplota okolí a všechny hodnoty vyčítané z měniče po sběrnici CAN byly ukládány do ovládacího PC zkušebny Powertrain.



Obrázek 8.14: Schéma zapojení při měření účinnosti hnacího ústrojí.

Maximální točivý moment motoru, při kterém bylo provedeno měření byl 48 Nm. Maximální otáčky pak dle tabulky 8.1 $2\ 250\ \text{min}^{-1}$. Celková účinnost hnacího ústrojí byla tedy opět měřena v rozsahu otáček elektromotoru $250\ \text{min}^{-1}$ až $2\ 250\ \text{min}^{-1}$ a v rozsahu točivého momentu motoru 8 Nm až 48 Nm. Stejně jako v případě měření účinnosti elektromotoru a převodovky, i zde měření probíhalo vždy pro určitou hladinu otáček s postupným zvyšováním točivého momentu. V každém bodě bylo hnací ústrojí zatěžováno po dobu 40 s, přičemž prvních 10 s bylo využito pro ustálení hodnot a dalších 30 s pro samotný záznam dat. Z těchto dat jsem vypočítal průměrnou hodnotu pro každou veličinu a následně podle vztahu 8.5 pak účinnost HÚ v každém definovaném bodě.

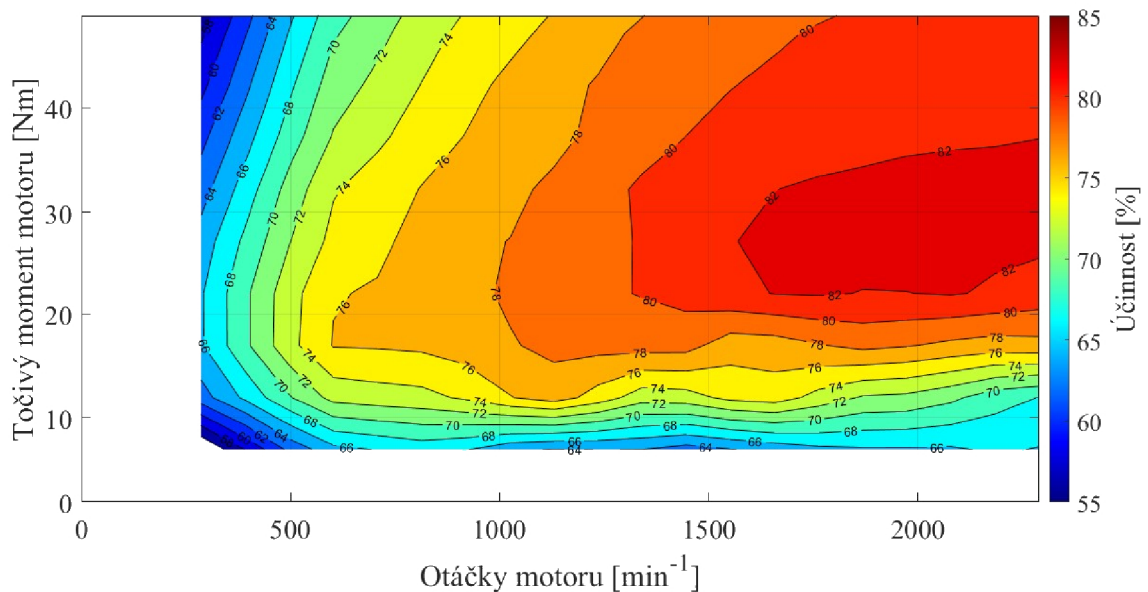
$$\eta_{HU} = \frac{P_{LP}}{P_e} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \bar{n}_{LP} \cdot \bar{M}_{LP}}{\bar{U}_{DC} \cdot \bar{I}_{DC}} \quad [-] \quad (8.5)$$

Při měření byla teplota měniče udržována na hodnotě $40 \pm 3\ ^\circ\text{C}$ a teplota elektromotoru na hodnotě $100 \pm 5\ ^\circ\text{C}$, přičemž teplota chladicí kapaliny v okruhu měniče byla v průběhu měření v rozmezí teplot $28\ ^\circ\text{C}$ až $32\ ^\circ\text{C}$ a v okruhu motoru $35\ ^\circ\text{C}$ až

40 °C. Teplota olejové náplně převodovky byla pomocí vzduchového chlazení udržována na teplotě přibližně 50 °C.

8.5.2 Výsledky měření

Ze souboru takto změřených bodů vznikla mapa účinnosti zobrazená na obrázku 8.15. Podrobná analýza těchto dat ukázala, že maximální naměřená účinnost hnacího ústrojí, dosahující hodnoty přibližně 82,7%, byla zaznamenána při točivém momentu motoru 33 Nm a otáčkách přibližně 2 000 min⁻¹. Naopak, minimální účinnost byla zaznamenána při nejnižších měřených otáčkách a současně maximálním točivém momentu. Zprůměrováním všech hodnot z měřených bodů byla zjištěna průměrná účinnost hnacího ústrojí v daném rozsahu 71,9%. Toto číslo je zásadní pro porozumění celkové energetické účinnosti systému a může být použito jako referenční hodnota pro srovnání s jinými hnacími ústroji.



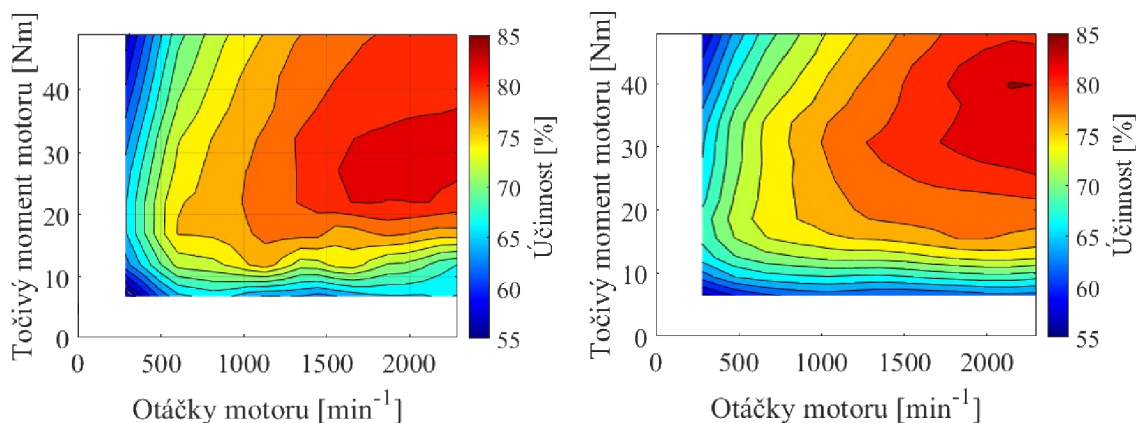
Obrázek 8.15: Celková účinnost hnacího ústrojí.

8.5.3 Porovnání hodnot naměřené účinnosti hnacího ústrojí

V této podkapitole se zaměřím na srovnání obou přístupů, které jsou využívány pro definování účinnosti hnacího ústrojí. Cílem je porovnat hodnoty získané v této kapitole s hodnotami, které byly vypočteny dle vztahu 8.6 na základě dílčích účinností jednotlivých komponentů HÚ v kapitolách 8.2 až 8.4. Výsledky prezentované v této podkapitole nám poskytnou informace o tom, jaké rozdíly můžeme očekávat v závislosti na zvoleném přístupu. Vzhledem k charakteristice simulačního modelu budu v další části této práce nadále pracovat s dílčími hodnotami, získanými v kapitolách 8.2 až 8.4.

$$\eta_{HU} = \eta_m \cdot \eta_{pr} \cdot \eta_h \quad [-] \quad (8.6)$$

Získané výsledky jsou zobrazeny na obrázku 8.16. V případě výsledků získaných na základě dílčích účinností jednotlivých komponent, dosahuje maximální účinnost v daném rozsahu přibližně 85 %. Ve druhém případě přesahuje maximální hodnota lehce hranici 82 %. Rozdíl mezi oběma mapami se v závislosti na posuzovaném bodu mění a pohybuje se v rozpětí 1 % až 5 %.



(a) Účinnost stanovená na základě příkonu a výkonu HÚ.

(b) Účinnost HÚ stanovená na základě výpočtu účinností jednotlivých komponentů HÚ.

Obrázek 8.16: Porovnání účinností HÚ.

8.5.4 Zhodnocení výsledků

Pro získání spolehlivější představy o porovnávaných hodnotách byla z výše uvedených hodnot vypočtena průměrná účinnost. Průměrná účinnost, získaná z měření provedeného na celém HÚ, byla rovna 71,9 %. V druhém případě byla dosažena vyšší průměrná účinnost, a to 73,3 %. Vzhledem k velmi podobným hodnotám průměrných účinností HÚ, získaných na základě těchto dvou přístupů, je možné předpokládat, že při použití těchto map v simulačních modelech, jenž se budou vyznačovat dynamickými změnami otáček a točivého momentu, získáme v obou případech velmi podobné výsledky. Vzhledem ke koncepci simulačního modelu budu v této práci nadále vycházet ze změřených účinností jednotlivých komponentů hnacího ústrojí.

Ačkoliv celková účinnost HÚ dosahuje velmi nízkých hodnot v oblasti nízkých otáček a nízkých točivých momentů, s nárůstem těchto hodnot je patrné, že se účinnost relativně rychle zvyšuje, a to až k hodnotám okolo 80 %. V našem měřeném rozsahu dosahuje hnací ústrojí relativně vysoké účinnosti (>80 %) až od zatížení 20 Nm a otáčkách vyšších než 1 400 min⁻¹. Maximální účinnost přibližně 82 % byla dosažena až od otáček 1 600 min⁻¹, a to v rozmezí točivého momentu 20 Nm až 38 Nm. Průměrná účinnost 71,9 % až 73,3 % odpovídá dle rešerše provedené v [4] odvyklým hodnotám účinností HÚ, zahrnují elektrický měnič, elektromotor a jednostupňovou převodovku.

9 Výpočet spotřeby elektrické energie jednoho hnacího ústrojí

V této kapitole budou uvedeny postupy, kterými bylo definováno množství elektrické energie odebrané jedním hnacím ústrojím z baterie vozidla během zmíněných dvou jízdních cyklů. Tyto hodnoty byly získány na základě dvou přístupů:

- na základě výpočtu simulačního modelu,
- na základě měření na zkušebně Powertrain.

V obou případech byla spotřeba elektrické energie vypočtena integrací výkonu odebíraného z baterie během doby trvání celého jízdního cyklu podle vztahu 9.1.

$$E = \int_{\tau_0}^{\tau_{\text{cyklus}}} P_{\text{bat}}(t) dt \quad [\text{Ws}] \quad (9.1)$$

Spolu s výpočtem této spotřebované energie je žádoucí určit spolehlivost a užitelnost výsledků vypočtených simulačním modelem. K tomuto účelu je možné použít různé statistické indikátory. Tyto ukazatele nám umožňují kvantifikovat rozdíly mezi naměřenými hodnotami a hodnotami získanými ze simulačního výpočtu. Díky tomu můžeme posoudit, jak dobře se simulační model přibližuje k hodnotám získaným pomocí experimentálního měření. Jedním z takových ukazatelů je například střední absolutní chyba MAE (Mean Absolute Error), která je vypočtena jako průměr absolutních odchylek mezi pozorovanou a simulovanou řadou.

$$MAE = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k \left| E_{\text{bat},i} - \hat{E}_{\text{bat},i} \right|, \quad [\text{Wh}] \quad (9.2)$$

kde $\hat{E}_{\text{bat},i}$ je spotřebovaná energie vypočtená simulačním modelem, $E_{\text{bat},i}$ je spotřebovaná energie naměřená na zkušebně Powertrain a k je počet vzorků dat. Celková chyba simulačního modelu pak byla vyjádřena vztahem:

$$e = \frac{\hat{E}_{\text{bat}} - E_{\text{bat}}}{E_{\text{bat}}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (9.3)$$

V terminologii bateriových elektrických vozidel se v souvislosti s touto energií obvykle používají jednotky kWh, resp. Wh. Z tohoto důvodu budu tyto jednotky v následujícím textu preferovat před obvykle užívanými jednotkami Ws, resp. kJ.

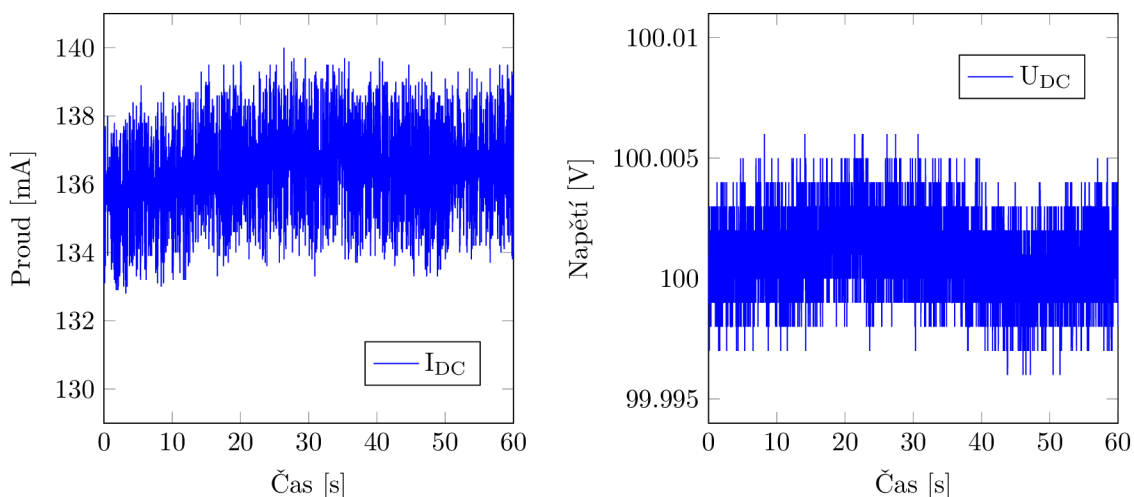
9.1 Výpočet pomocí simulačního modelu

Do jednotlivých bloků byly již v tuto chvíli definovány všechny potřebné parametry, které odpovídaly skutečnému vozidlu, a to včetně účinností jednotlivých komponentů získaných v předchozích kapitolách. Jediným důležitým parametrem, který nebyl doposud definován, je výkon odebíraný jedním hnacím ústrojím v pohotovostním (klidovém) režimu, tzn. při otáčkách motoru $n_{\text{motor}} = 0 \text{ min}^{-1}$ a točivém momentu motoru $M_{\text{motor}} = 0 \text{ Nm}$. Ačkoliv se v tomto případě bude jednat o zanedbatelnou složku z celkového výkonu, z důvodu, že jsem v rámci simulace vyhodnocoval jízdní cykly, které se vyznačují relativně dlouhou dobou stání, zahrnul jsem do výpočtů i tento odebíraný výkon. Vzhledem k tomu, že při měření nebylo připojeno žádné příslušenství, nebylo žádné příslušenství zahrnuto ani v tomto modelu. Z toho důvodu a s ohledem na koncepci HÚ, zobrazenou na obrázku 8.12, se bude výkon odebíraný z baterie rovnat dle vztahu 9.4 příkonu hnacího ústrojí.

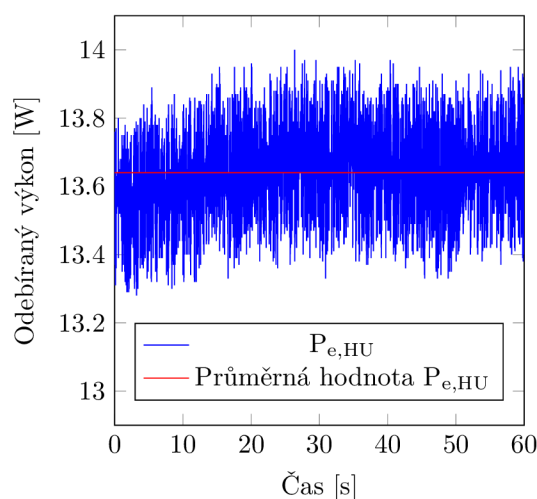
$$P_{\text{bat0}} = P_{\text{e,HU}} \quad [\text{W}] \quad (9.4)$$

V tomto režimu byl zapnut měnič, ale elektromotor byl zastaven a mechanicky odpojen od dynamometru. Hodnoty protékajícího proudu byly po dobu 60 s vyčítány proudovou sondou Fluke I310s umístěnou na vodiči stejnosměrného proudu mezi bateriovým emulátorem a měničem. Velikost dodávaného napětí byla ve stejném časovém intervalu vyčítána přes sběrnici CAN přímo z DC zdroje ITECH IT6000C. Celkový výkon odebíraný z baterie jsem následně získal na základě vztahu 9.5, a to z naměřených hodnot proudů I_{DC} a z napětí na svorkách bateriového emulátoru U_{DC} . Získané průběhy jsou zobrazeny na obrázku 9.1. Ze zaznamenaných dat můžeme vidět, že bateriový emulátor poskytoval přibližně konstantní napětí 100 V po celou dobu záznamu. Hodnoty odebíraného proudu se pohybovaly v rozmezí 133 mA až 140 mA. Zde je důležité zmínit, že vzhledem k přesnosti proudové sondy se jedná jen o orientační hodnoty. Z těchto výsledků následně vyplynula velikost odebíraného výkonu, který se pohyboval v rozmezí 13,3 W až 14 W, viz obrázek 9.2. Důležitější pohled na skutečný stav nám udává průměrný odebíraný výkon 13,6 W, který je zobrazen na obrázku červenou čarou. Tento průměrný výkon byl následně zadán do simulačního modelu, ve kterém byl zohledňován jen v režimu $n_{\text{motor}} = 0 \text{ min}^{-1}$ a $M_{\text{motor}} = 0 \text{ Nm}$.

$$P_{\text{e,HU}} = U_{\text{DC}} \cdot I_{\text{DC}} \quad [\text{W}] \quad (9.5)$$



Obrázek 9.1: I_{DC} a U_{DC} v pohotovostním (klidovém) režimu.



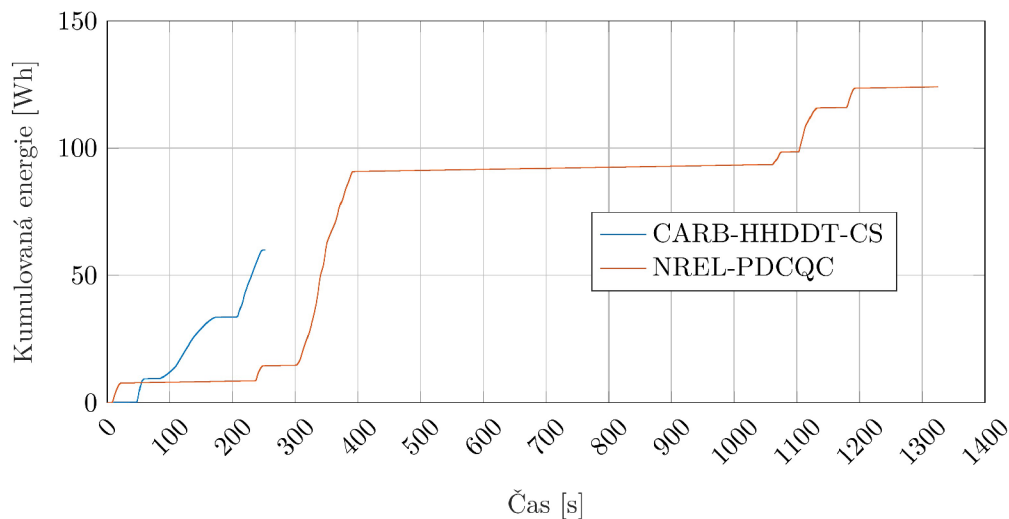
Obrázek 9.2: Změřený odebraný výkon z baterie jedním HÚ P_{bat0} v pohotovostním (klidovém) režimu.

Při simulaci jsem opět vycházel z parametrů vozidla, definovaných v tabulce 6.8 v kapitole 6, přičemž u parametrů, u kterých je ve zmíněné kapitole uvedeno více hodnot, byl uvažován jen jeden specifický stav, který lze nalézt v tabulce 9.1.

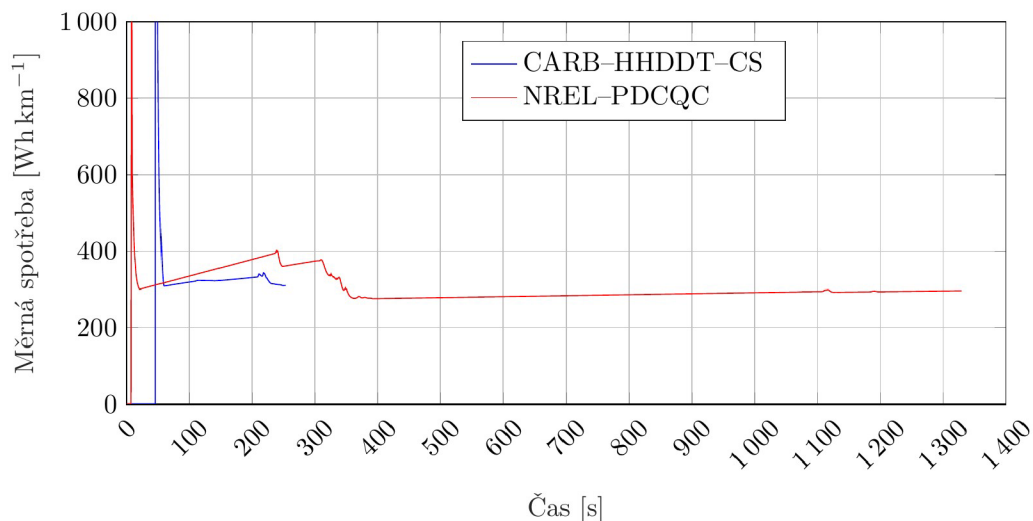
Tabulka 9.1: Upřesnění vybraných parametrů vozidla.

Součinitel odporu valení	f_k	0,1	[-]
Hmotnost plně naloženého vozidla	m	3 000	kg
Průměrný výkon odebíraný z baterie jedním HÚ v pohotovostním režimu	\bar{P}_{bat0}	13,6	W

Celková spotřebovaná energie vypočtená pomocí simulačního modelu pro jedno HÚ je pro oba jízdní cykly zobrazena přírůstkově na obrázku 9.3. Tato hodnota je pak na obrázku 9.4 vztažena na ujetou vzdálenost. Z výsledků můžeme vyčíslit, že v případě jízdního cyklu CARB-HHDDT-CS, který je zde označený modrou barvou, byla celková spotřebovaná energie během celého jízdního cyklu 61,47 Wh, přičemž doba jízdy vozidla byla 253,8 s. Při druhém jízdním cyklu NREL-PDCQC se vozidlo pohybovalo po dobu 1 330 s s celkovou spotřebou 124,1 Wh.



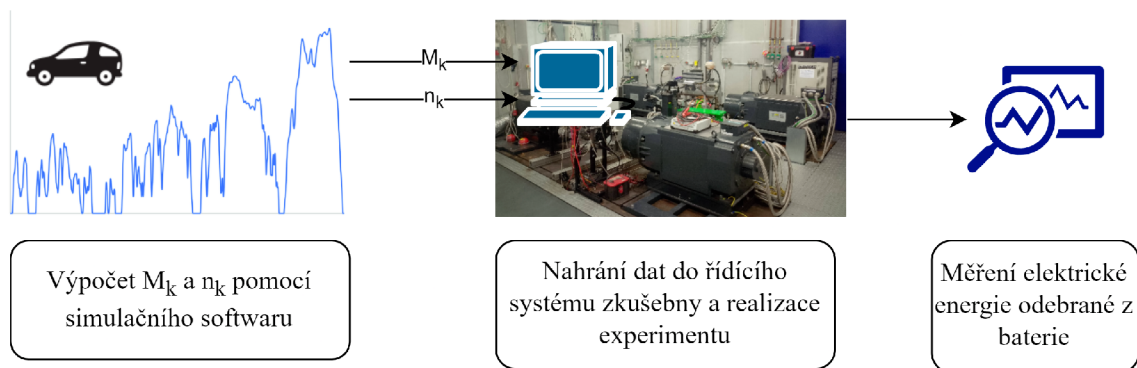
Obrázek 9.3: Celková spotřeba během jízdních cyklů vypočtená pro jedno HÚ pomocí simulačního modelu.



Obrázek 9.4: Měrná spotřeba během jízdních cyklů vypočtená pro jedno HÚ pomocí simulačního modelu.

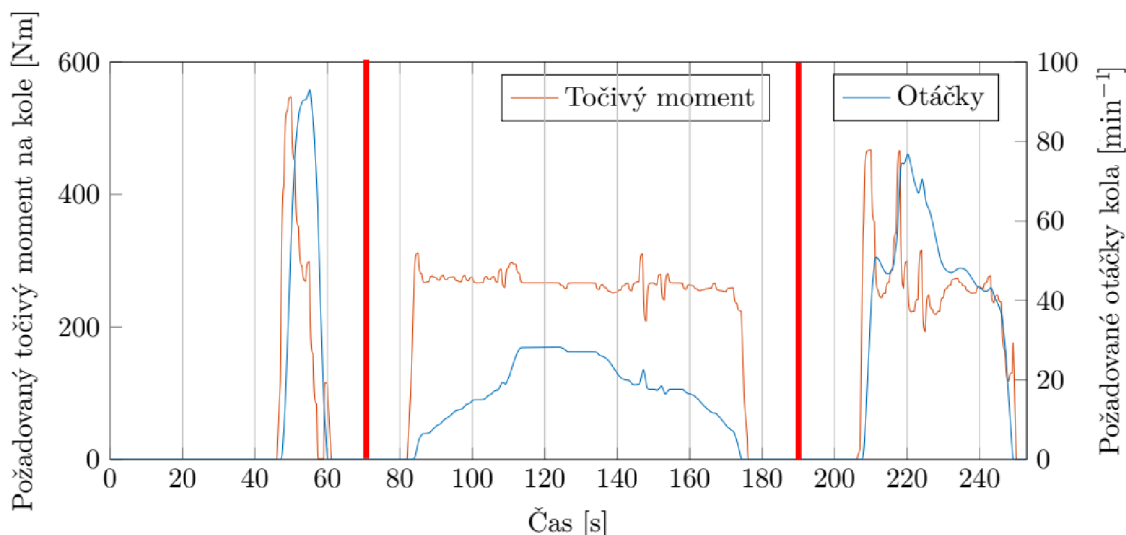
9.2 Výpočet na základě měření na zkušebně Powertrain

V této kapitole bude popsáno měření elektrické energie, která byla odebrána z baterie (emulátoru vysokonapěťové baterie). Všechna měření uvedená v této kapitole, byla provedena na zkušebně Powertrain, na které byl simulován pohyb vozidla. Měření je opět vztaženo na jedno HÚ. Postup měření je schematicky zobrazen na obrázku 9.5. Pro určení spotřeby bylo nutné nejdříve pomocí simulačního modelu získat potřebné hodnoty otáček kol a točivého momentu na kolech vozidla, a to s frekvencí 100 Hz pro každý zkoumaný jízdní cyklus. Podobně jako v případě měření účinnosti celého HÚ, tak i při tomto měření byly na zkušebnu umístěny obě HÚ z přední osy vozidla, avšak data byla vyhodnocována jen z jednoho z nich (levého). Vzhledem ke skutečnosti, že každé HÚ je konstrukčně totožné, je možné předpokládat, že spotřeba energie bude u všech HÚ totožná.



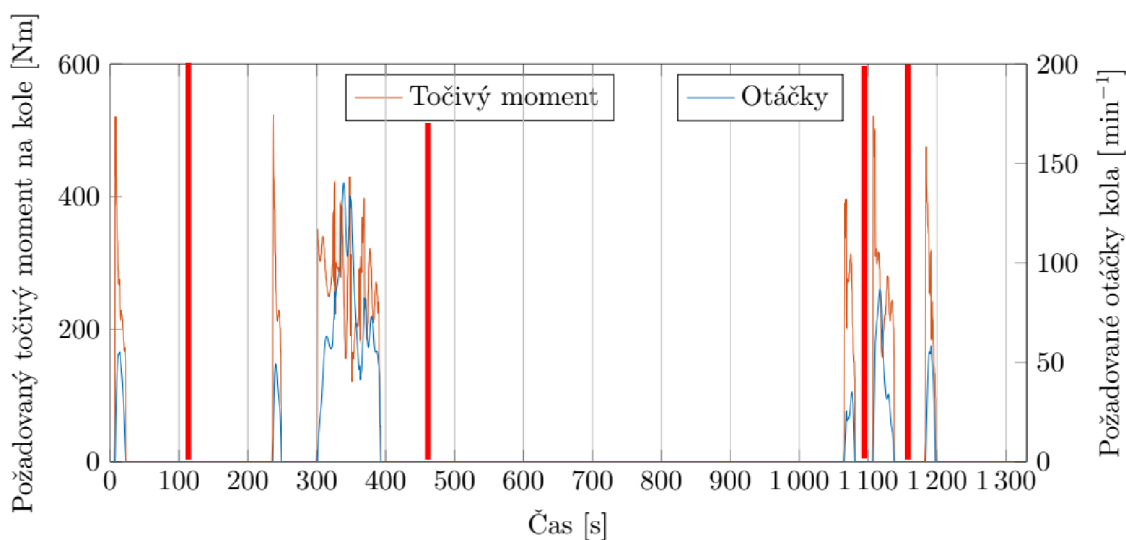
Obrázek 9.5: Postup měření na zkušebně Powertrain.

Vstupní data (točivý moment a otáčky na kolech vozidla) pro zkušebnu Powertrain jsou pro každý jízdní cyklus uvedeny na obrázcích 9.6 a 9.7. Tyto grafy byly pro lepší přehlednost rozděleny svislou červenou čarou na několik různě velkých segmentů. Hodnoty pro první jízdní cyklus CARB–HHDDT–CS jsou zobrazeny na obrázku 9.6. V prvním segmentu dosahovaly požadované otáčky kola 92 min^{-1} , druhý segment dosahoval nižších otáček, a to do 28 min^{-1} . Následně ve třetím segmentu, kdy se vozidlo pohybovalo opět rychleji, dosahovaly otáčky maximální hodnoty 76 min^{-1} . Točivý moment dosahoval v prvním segmentu necelých 547 Nm , v druhém segmentu se nejčastěji pohyboval okolo 280 Nm . Zpočátku třetího segmentu v maximech dosahoval necelých 460 Nm a následně se snížil na přibližně 280 Nm .



Obrázek 9.6: Požadované otáčky a točivý moment na jednom kole vozidla během jízdního cyklu CARB-HHDDT-CS.

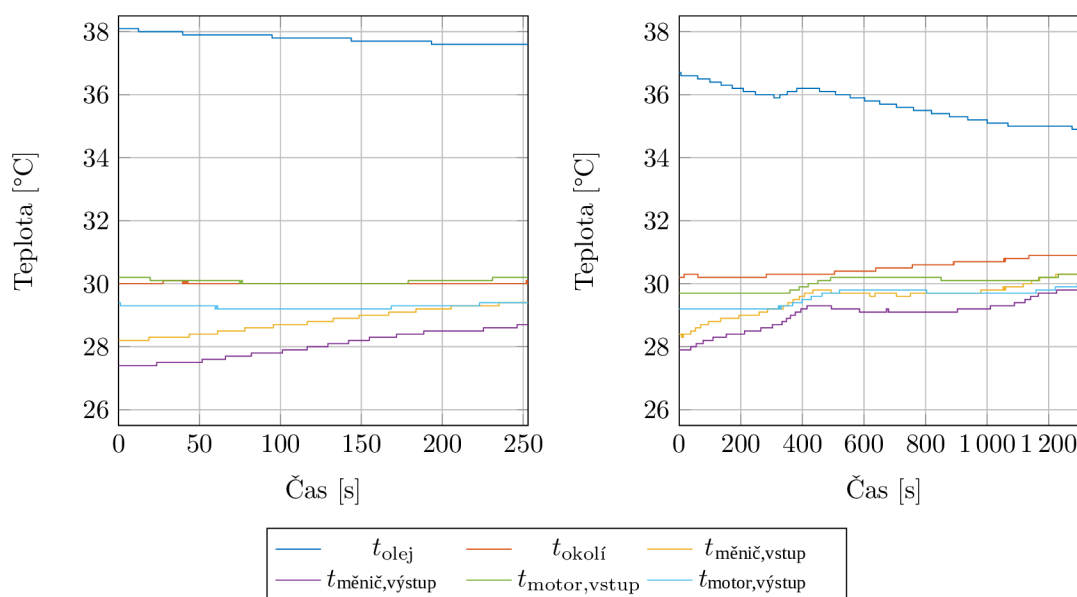
Na obrázku 9.7 jsou zobrazeny požadované otáčky a točivý moment pro druhý jízdní cyklus NREL-PDCQC. V rámci tohoto cyklu bylo provedeno šest relativně krátkých rozjezdů a zastavení. Rozdělíme-li opět jízdní cyklus do pěti segmentů, můžeme říci, že maximálních otáček 138 min^{-1} bylo dosaženo ve třetím segmentu. V ostatních segmentech se maximální otáčky kola pohybovaly v rozsahu od 35 min^{-1} do 86 min^{-1} . Točivý moment přes 520 Nm byl dosažen v prvním, druhém a pátém



Obrázek 9.7: Požadované otáčky a točivý moment na jednom kole vozidla během jízdního cyklu NREL-PDCQC.

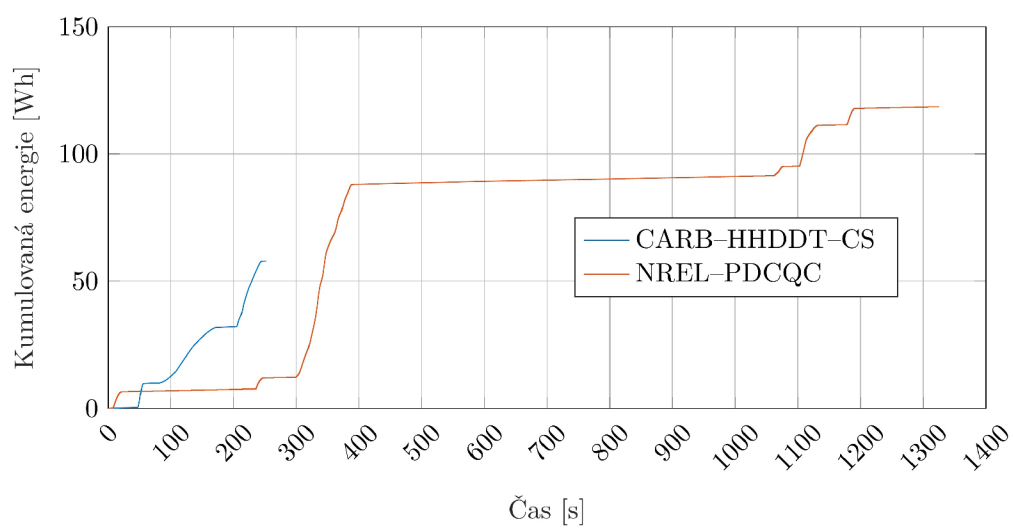
segmentu. V ostatních dvou segmentech dosahoval požadovaný točivý moment necelých 400 Nm. Podobně jako v předchozích případech, i zde se vozidlo během obou jízdnicích cyklů pohybovalo po přímé dráze s rovnoměrným rozložením točivého momentu na jednotlivá kola. Získané hodnoty ze softwaru Ricardo IGNITE byly následně nahrány do řídicího systému zkušebny Powertrain a na jejich základě byl pak systém schopen realizovat automatickou zkoušku, při které vozidlo projelo celý jízdnicí cyklus.

Pro měření teploty olejové náplně byla převodovka opět osazena odporovým teploměrem Pt100 umístěným ve výpustném šroubu. Převodovka byla naplněna olejem viskózní třídy SAE 90. Další čtyři odporové teploměry zaznamenávaly teplotu chladicího média na vstupu a výstupu každého tepelného výměníku. Hodnoty teplot, otáčky dynamometrů a točivý moment naměřený na dynamometrech byly zaznamenávány systémem zkušebny Powertrain. Napájení měniče a elektromotoru bylo opět zajištěno emulátorem vysokonapěťové baterie s DC zdrojem ITECH IT6000C, který poskytoval výstupní napětí 100 V. Velikost vstupního a výstupního proudu byla omezena na ± 290 A. Hodnoty proudu a napětí byly opět zaznamenávány pomocí výkonového analyzátoru Yokogawa WT5000 a ukládány s frekvencí 10 Hz na USB flash disk.



Obrázek 9.8: Jednotlivé zaznamenané teploty během jízdnicích cyklů CARB-HHDDT-CS (vlevo) a NREL-PDCQC (vpravo).

Celková spotřebovaná energie vypočtená během měření na zkušebně Powertrain pro jedno HÚ je pro oba jízdnicí cykly zobrazena na obrázku 9.9. Z výsledků můžeme vyčíst, že v případě jízdnicího cyklu CARB-HHDDT-CS, který je zde označený modrou barvou, byla celková spotřeba během celého jízdnicího cyklu 57,9 Wh, přičemž doba jízdy vozidla byla 253,8 s. Při druhém jízdnicím cyklu NREL-PDCQC se vozidlo pohybovalo po dobu 1 330 s s celkovou spotřebou 118,5 Wh.



Obrázek 9.9: Celková spotřeba během jízdních cyklů naměřená pro jedno HÚ na zkušebně Powertrain.

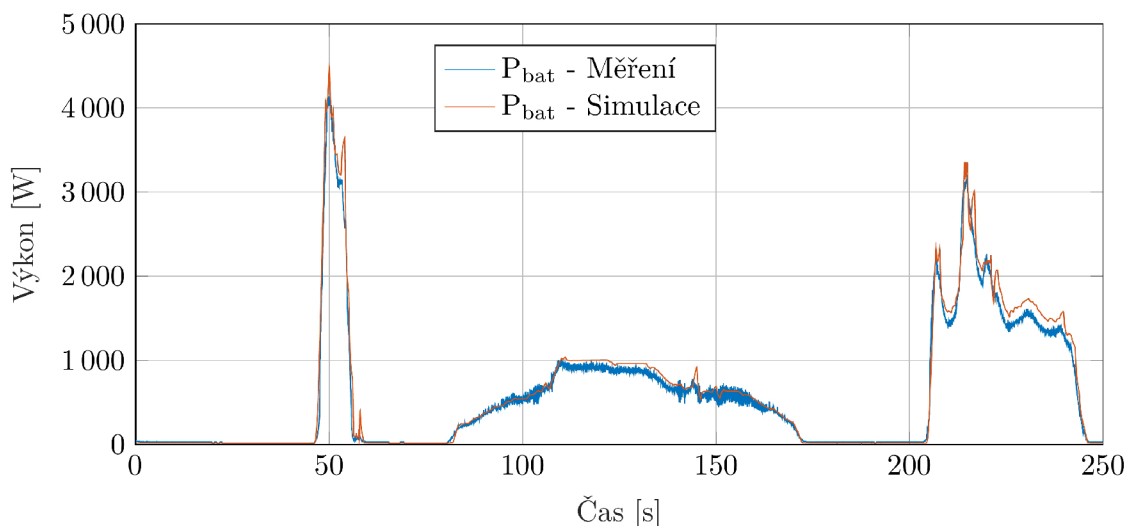
10 Výsledky disertační práce

Hlavním cílem předkládané disertační práce bylo vytvořit a popsat simulační model čtyřmotorového specializovaného bateriového elektrického vozidla, který by s požadovanou přesností počítal spotřebu energie hnacího ústrojí vozidla. Součástí hlavního cíle pak bylo i porovnání výsledků tohoto modelu s výsledky získanými z měření na zkušebně Powertrain, která je v dispozici v Laboratoři vozidel a motorů na Technické univerzitě v Liberci.

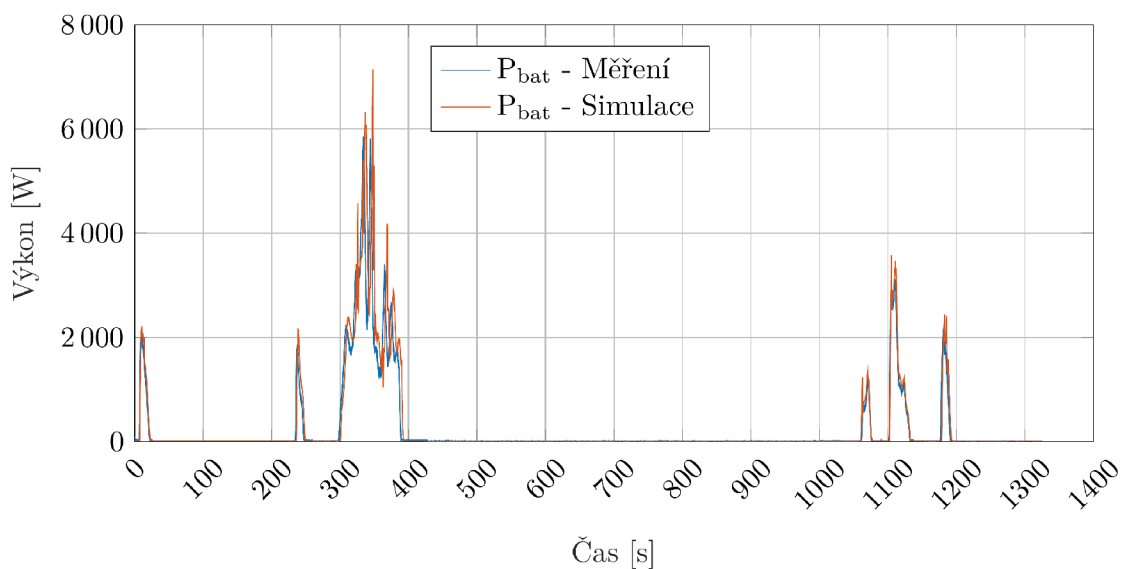
V rámci plnění hlavního cíle byly splněny i následující dílčí cíle:

- Vytvoření přehledu o způsobech měření účinnosti jednotlivých komponent hnacího ústrojí BEV.
- Vytvoření modelů (bloků) jednotlivých komponent HÚ skutečného vozidla. Tyto bloky byly využity v simulačním modelu vytvořeném v softwaru Ricardo IGNITE.
- Změření účinností vybraných komponent HÚ. Zmíněné účinnosti byly změřeny ve zkušebnách, které jsou dostupné v Laboratoři vozidel a motorů TUL.
- Za dílčí výsledky práce je možné považovat i všechny výsledky ve formě map účinností a grafů získaných ze simulačního modelu a z realizovaných měření ve zkušebnách TUL.

V této kapitole dále podrobněji popíšu výsledky získané v disertační práci. Pro určení velikosti shody simulačního modelu s měřením provedeným ve zkušebně Powertrain budou porovnány výsledné hodnoty spotřebované elektrické energie hnacím ústrojím vozidla, které byly získány v předchozích kapitolách. Nejprve zde uvedu porovnání hodnot výkonu odečteného na svorkách baterie (elektrického příkonu jednoho HÚ). Tento výkon je pro jednotlivé jízdní cykly zobrazen na obrázku 10.1 a 10.2. Zmíněné grafy již v tomto pohledu ukazují relativně vysokou shodu mezi výsledky z vytvořeného simulačního modelu a výsledky z měření provedeného ve zkušebně Powertrain.



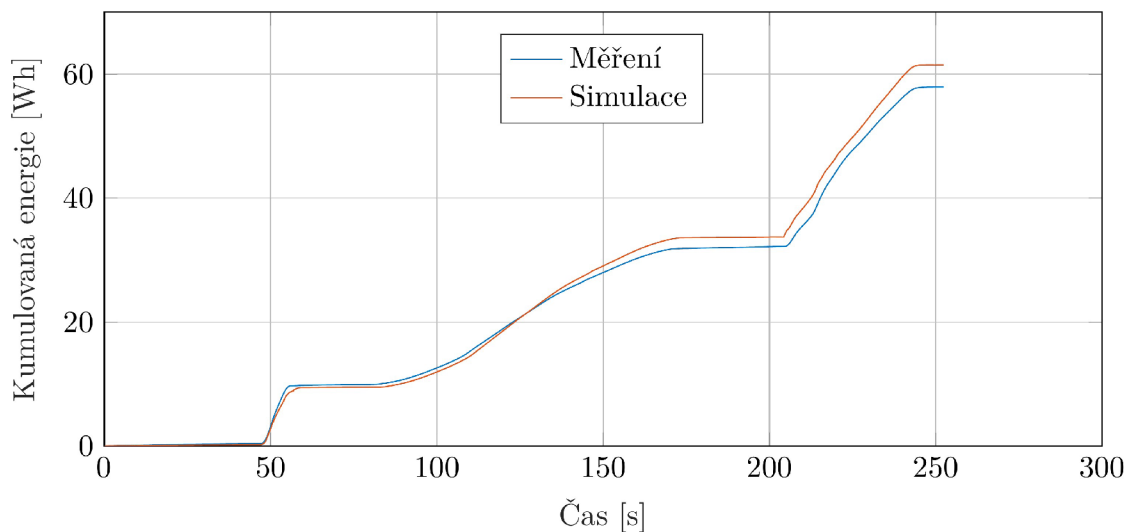
Obrázek 10.1: Výkon odebíraný z baterie jedním HÚ během jízdního cyklu CARB-HHDDT-CS.



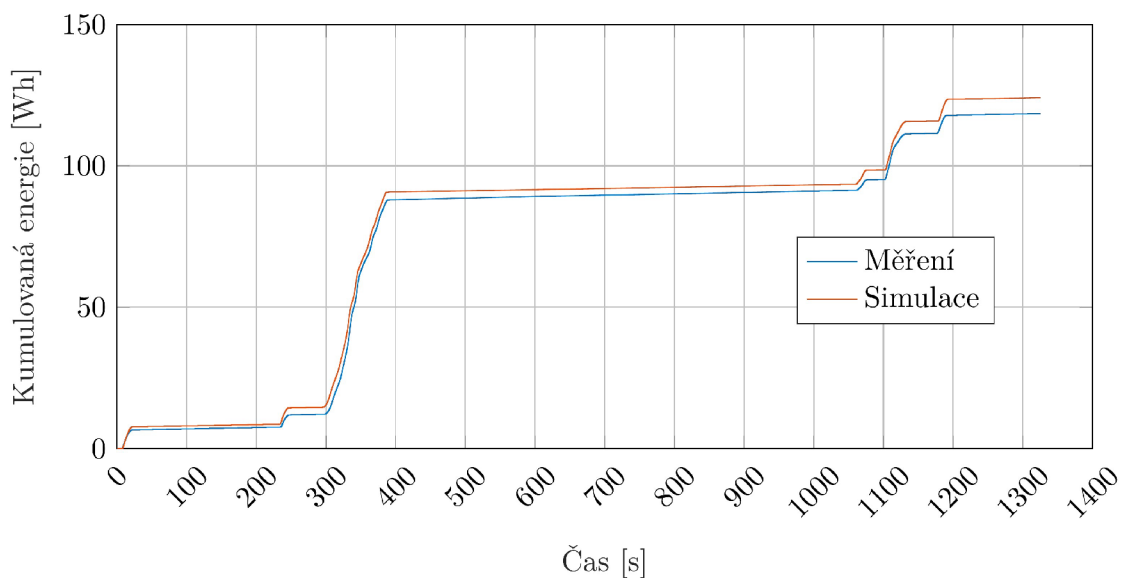
Obrázek 10.2: Výkon odebíraný z baterie jedním HÚ během jízdního cyklu NREL-PDCQC.

Výsledné hodnoty spotřeby vozidla jsou opět pro jedno HÚ zobrazeny přírůstkově na obrázcích 10.3 a 10.4. Modrá křivka zobrazuje hodnoty získané z měření, zatímco červená křivka zobrazuje výsledky získané ze simulačního výpočtu. Na první pohled je zřejmé že celková spotřeba podvozkové platformy je relativně vysoká v porovnání s jinými typy vozidel uvedenými například v úvodní části této práce. Jedním z důvodů je, že při výpočtech a experimentech byly simulovány extrémní

podmínky, které nebudou v běžném provozu obvykle dosaženy. Z tohoto důvodu je možné předpokládat, že v reálném provozu bude spotřeba elektrické energie výrazně nižší. Důležitou informací je ale skutečnost, že odchylky mezi výpočtem a měřením pro oba jízdní cykly jsou relativně malé. Tento pozitivní výsledek ukazuje, že simulační model počítá spotřebu elektrické energie HÚ tohoto vozidla s relativně vysokou shodou s měřením provedeným v laboratoři na skutečném hnacím ústrojí.



Obrázek 10.3: Celková spotřeba jednoho HÚ na jízdním cyklu CARB-HHDDT-CS.



Obrázek 10.4: Celková spotřeba jednoho HÚ na jízdním cyklu NREL-PDCQC.

Při detailním porovnání hodnot můžeme konstatovat, že simulační model nadhodnocuje spotřebu energie ve srovnání s hodnotami naměřenými na zkušebně Powertrain. Celková spotřebovaná energie, změřená na skutečném HÚ, byla v případě jízdního cyklu CARB–HHDDT–CS 57,9 Wh. Hodnota vypočtena pomocí simulačního modelu byla rovna 61,47 Wh. K podobnému závěru je možné dojít i v případě druhého zkoumaného jízdního cyklu, po jehož ujetí byla celková spotřebovaná energie hnacím ústrojím z baterie 118,5 Wh (měření), resp. 124,1 Wh (simulace). Tabulka 10.1 zobrazuje množství spotřebované elektrické energie jedním HÚ během celého jízdního cyklu včetně výše uvedené statistické chyby MAE.

Tabulka 10.1: Porovnání spotřebované energie.

Jízdní cyklus	Měření [Wh]	Simulace [Wh]	MAE [Wh]	e [%]
CARB–HHDDT–CS	57,9	61,47	3,36	6,2
NREL–PDCQC	118,5	124,1	2,39	4,73

Hodnota střední absolutní chyby MAE byla u jízdního cyklu CARB–HHDDT–CS 3,36 Wh a u jízdního cyklu NREL–PDCQC 2,39 Wh. Lze tedy konstatovat, že během jízdního cyklu CARB–HHDDT–CS dokázal simulační model podat výsledky s vyšší přesností než v případě druhého zkoumaného jízdního cyklu. Jak bylo zmíněno, výsledky získané ze simulace jsou v celkovém porovnání v obou případech vyšší než výsledky získané z provedeného měření. V případě jízdního cyklu CARB–HHDDT–CS jsou výsledky ze simulace (61,47 Wh) vyšší o 6,2 %. V případě jízdního cyklu NREL–PDCQC jde pak o rozdíl 4,73 % mezi hodnotou 124,1 Wh a 118,5 Wh.

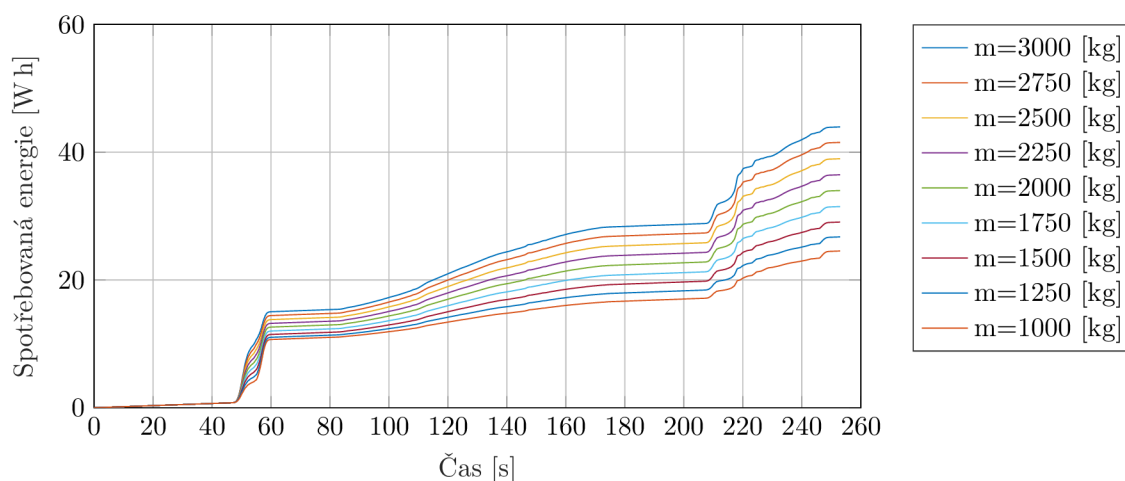
10.1 Diskuze výsledků

Dle poznatků z rešerše, provedené v kapitole 2.4, je zřejmé, že je velice obtížné posoudit, zda je simulační model dostatečně přesný, či nikoliv, jelikož různí autoři považují různé shody simulačních modelů s reálným měřením za dostatečné. Výsledky v této disertační práci ukazují, že simulační model při vyhodnocování spotřeby elektrické energie hnacího ústrojí vozidla vykazuje shodu s měřením provedeným ve zkušebně Powertrain přibližně 3 % až 6 % v závislosti na jízdním cyklu. Tyto odchylky jsou v souladu s výsledky zmíněných studií, které uvádějí podobnou míru odchylky. Například autoři publikace [15] získali odchylku nižší než 5 % ve srovnání s experimentálním měřením. Autoři publikace [37] pak dosáhli shody simulačního modelu s měřením v rozmezí 2% až 6%. Jako poslední je možné zmínit autory publikace [25]. Autoři zde na příkladu vozidla Nissan Leaf uvádějí, že jejich simulační model odhaduje spotřebu s dostatečnou přesností, přičemž odchylka jejich simulačního modelu od skutečného naměřeného stavu byla v závislosti na jízdních cyklech v rozmezí 0,38 % až 16,11 %. Na základě těchto výsledků je možné říci, že jsme dosáhli relativně dobré shody simulačního modelu s měřením provedeným ve zkušebně Powertrain.

11 Aplikace simulačního modelu

Jak bylo zmíněno v úvodní části této práce, dojezd vozidla bývá z pohledu zákazníka často označován jako jeden z nejdůležitějších parametrů elektrického vozidla. Podobně tomu může být i v případě těchto specializovaných čtyřmotorových užitkových vozidel, které se v rámci své pracovní doby pohybují po definované trase. Dojezd vozidla může být, podobně jako u konvenčních elektrických vozidel, ovlivňován řadou různých faktorů. Pomineme-li faktor řidiče, který vzhledem ke koncepci modelovaného vozidla zde nebude hrát roli, existují faktory, jako jsou například charakteristika trasy, hmotnost vozidla, vlastnosti okolního prostředí atd., které výrazně ovlivňují spotřebu vozidla a které je možno díky navrženému simulačnímu modelu posuzovat a vyhodnocovat.

Následující výsledky se vztahují k popisované modulární podvozkové platformě vyvíjené na TUL. Na obrázku 11.1 jsou na příkladech zobrazeny průběhy celkové spotřeby elektrické energie, vypočtené simulačním modelem pro různé hmotnosti vozidla. Výpočet proběhl na jízdním cyklu CARB-HHDDT-CS.

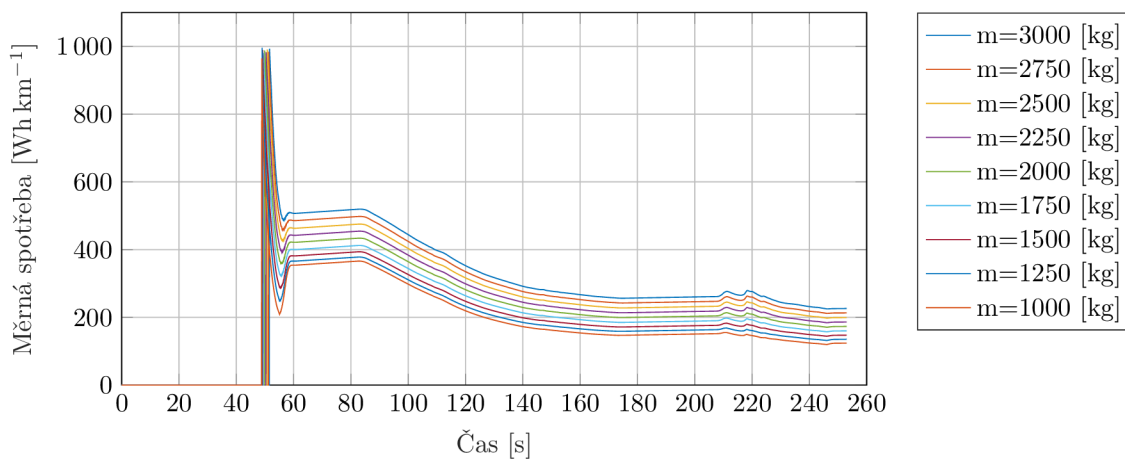


Obrázek 11.1: Celková spotřeba modelovaného vozidla pro součinitel odporu valení $f_k = 0,015$ a různé hmotnosti vozidla během jízdního cyklu CARB-HHDDT-CS.

Z hodnot uvedených v předchozích kapitolách vyplynula relativně vysoká spotřeba vozidla, která byla dána zejména součinitelem odporu valení $f_k = 0,1$. Ve výsledcích uvedených v této případové studii je na rozdíl od výsledků z předchozích kapitol vypočítána spotřeba (přírůstkově) jako součet ze všech čtyř hnacích ústrojí,

kterými je vozidlo osazeno, přičemž se opět vycházelo z předpokladu, že všechna hnací ústrojí mají stejnou účinnost a jsou stejně zatěžována. Na rozdíl od předchozích výsledků bylo zde počítáno se součinitelem odporu valení mezi pneumatikou a vozovkou $f_k = 0,015$. [53] Podle očekávání se celková spotřeba vozidla s rostoucí hmotností postupně zvyšuje. Tuto spotřebu můžeme ze znalosti ujeté vzdálenosti vyjádřit podle vztahu 11.1 jako měrnou spotřebu vztaženou na jeden ujetý kilometr (obrázek 11.2).

$$E_d = \frac{E_{\text{bat}}}{d} \quad [\text{Wh km}^{-1}] \quad (11.1)$$



Obrázek 11.2: Měrná spotřeba modelovaného vozidla pro součinitel odporu valení $f_k = 0,015$ a různé hmotnosti vozidla během jízdního cyklu CARB-HHDDT-CS.

12 Závěr

Vyhodnocování spotřeby hnacího ústrojí vozidla, ale i vozidla jako celku je v současné době velmi aktuální téma. Pro získání požadovaných výsledků jsou v současné době využívány přístupy založené buď na matematických výpočtech nebo laboratorních měřeních. Oba tyto přístupy mají své jisté výhody a nevýhody, které byly popsány v této práci.

Simulační model je flexibilní a umožňuje analyzovat různé scénáře a různé podmínky provozu vozidla bez nutnosti fyzických úprav. Je také levnější a rychlejší než laboratorní měření. Jednou z významných výhod simulačních modelů je možnost opakování výpočtů pro ověření výsledků. Nicméně, simulační modely mohou být omezené v schopnosti zachytit všechny aspekty reálného systému. S tím souvisí i nutnost mnohdy zdlouhavého odladění, aby výsledky poskytovaly dostatečnou přesnost. To může být náročné, zejména u složitých modelů s mnoha proměnnými a mnoha vstupními parametry. Na druhé straně laboratorní měření poskytují relativně přesné výsledky, které se více přibližují skutečným podmínkám. Tato měření ale mohou být relativně nákladná, časově náročná a vyžadují speciální vybavení. Navíc jsou omezená ve své flexibilitě a obtížně modifikovatelná pro provádění různých scénářů.

V disertační práci byly porovnávány oba výše uvedené přístupy. V rámci prvního prezentovaného přístupu, založeného na využití simulačního modelu, bylo nejprve nutné vytvořit samotný simulační model, složený z dílčích bloků, které popisují jednotlivé prvky hnacího ústrojí a i vozidla jako celku. Kromě rozměrových, hmotnostních a výkonových parametrů vozidla se jednalo zejména také o mechanické účinnosti jednotlivých částí hnacího ústrojí. Měření těchto účinností bylo pro jednotlivé prvky hnacího ústrojí popsáno v kapitole 8. Popis tvorby simulačního modelu a definování potřebných parametrů bylo uvedeno v kapitole 6. Druhý přístup byl popsán v kapitole 9.2. K tomuto účelu byla využita zkušebna Powertrain, která byla taktéž k dispozici v Laboratoři vozidel a motorů TUL. V této souvislosti bylo nutné z vozidla vyjmout kompletní hnací ústrojí a umístit jej na zkušebnu. Baterie vozidla zde byla nahrazena emulátorem vysokonapěťové baterie. Pro oba uvedené přístupy byla využívána zařízení a software dostupný na Technické univerzitě v Liberci. Tato zařízení byla popsána v kapitole 7.

Ověření simulačního modelu spočívalo v určení velikosti shody s hodnotami naměřenými na zkušebně Powertrain. Na základě získaných výsledků je možné říci, že se oba přístupy velmi shodují. Z tohoto důvodu se domnívám, že pomocí navrženého simulačního modelu a pomocí popisovaného přístupu pro měření účinnosti jednotlivých elementů HÚ, lze s dostatečnou přesností vyhodnocovat množství odebrané

elektrické energie z baterie hnacím ústrojím čtyřmotorového elektrického vozidla. Ačkoliv v rámci disertační práce nebylo dosaženo výrazně lepší shody, než bylo popsáno v nalezených odborných publikacích, získané hodnoty se přibližují k těm lepším, které lze ve zmíněné literatuře nalézt. Zde je důležité zmínit, že žádná z dříve uvedených odborných publikací se nezabývala vývojem simulačního modelu čtyřmotorového specializovaného bateriového elektrického vozidla a neporovnávala tyto výsledky s měřením provedeným na unikátním zařízení Powertrain, které umožňuje detailní analýzu parametrů hnacího ústrojí v laboratorních podmínkách. Vzhledem k tomu lze konstatovat, že výsledky této práce jsou v kontextu výzkumu jedinečné a významné pro další výzkum v daném oboru.

13 Zhodnocení disertační práce

V současné době čelí BEV několika významným výzvám, které zahrnují například omezený dojezd, nedostatečně rozvinutou infrastrukturu nabíjecích stanic, stále relativně dlouhou dobu nabíjení, relativně vysoké pořizovací náklady a otázky udržitelnosti výroby baterií. Tyto výzvy společně představují značné omezení pro rozšíření používání BEV. V reakci na to se výrobci a výzkumníci snaží vyvíjet pokročilé nástroje a technologie. Jedním z přístupů k překonání těchto bariér jsou vyspělé simulační modely. Tyto modely umožňují s vysokou přesností odhadnout dojezd vozidel v různých provozních podmínkách a mohou významně přispět k optimalizaci parametrů vozidel. Simulační modely, které jsou jednoduché, rychlé a přesné, poskytují cenný nástroj pro zlepšení energetické efektivity a celkové funkčnosti BEV.

Předkládaná disertační práce s názvem „Využití simulačního modelu pro hodnocení spotřeby specializovaných BEV“ je rozdělena na tři části, přičemž těžiště práce se nachází ve druhé a třetí části, přičemž hlavním cílem této práce byla realizace simulačního modelu včetně jednotlivých částí hnacího ústrojí vozidla a následné porovnání jeho výsledků se skutečným hnacím ústrojím modulární podvozkové platformy na předem definovaných jízdních cyklech.

První část práce je věnována popisu současného stavu poznání. V této části je obecně popsána problematika zvyšování efektivity vozidel včetně současných postupů při tvorbě simulačních modelů sloužících k řešení dané problematiky. Jsou zde zmíněny různé typy modulárních podvozkových platform včetně těch autonomních, které jsou dle provedené rešerše v současné době předmětem zájmu nejen mnoha výzkumníků, ale jejich vývojem se zabývá i řada start-upů. V neposlední řadě jsou zde popsány postupy pro měření účinnosti jednotlivých komponentů hnacího ústrojí, které vycházejí z informací nalezených v dostupné literatuře nebo v příslušných normách. Vybrané postupy byly následně využity při realizaci měření prováděných v rámci plnění cílů této práce.

Druhá část práce se věnuje především popisu návrhu simulačního modelu vozidla se čtyřmi elektrickými hnacími ústrojími. Dle získaných výsledků je možné říci, že navržený simulační model obsahuje vysoký potenciál pro další výzkum a vývoj v oblasti zvyšování efektivity čtyřmotorových BEV, a to nejen na Technické univerzitě v Liberci.

Třetí část disertační práce popisuje způsoby, jakým byla měřena účinnost jednotlivých prvků hnacího ústrojí. Pro realizaci těchto experimentů byla využívána zařízení dostupná v Laboratoři vozidel a motorů TUL. Provedené úpravy a zvolené metodiky ukázaly nové možnosti využití Laboratoře vozidel a motorů a současně

rozšiřují možnosti výzkumu a vývoje elektrických vozidel na Katedře vozidel a motorů.

13.1 Zhodnocení výsledků pro vědní obor

Unikátnost této disertační práce oproti jiným publikacím, které byly zahrnuty v rešerši, spočívá především v návrhu simulačního modelu, umožňujícího počítat spotřebu hnacího ústrojí specializovaného čtyřmotorového vozidla a v rozsahu provedeného měření na unikátním zařízení Powertrain. Tato práce dále ukázala přístup, jakým je možné na tomto unikátním zařízení měřit spotřebu čtyřmotorového elektrického vozidla. Díky tomu bude v budoucnu možné měřit v rámci jednoho testu spotřebu elektrické energie všech elektrických komponent umístěných ve vozidle, a to i v případě vozidel s více elektromotory. Nespornou výhodou zkušebny Powertrain je možnost umístění celého hnacího ústrojí na zkušebnu ve stejném uspořádání jako na skutečném vozidle.

Model vozidla s elektrickým hnacím ústrojím přináší široké možnosti využití v oblastech dalšího výzkumu a vývoje efektivního hnacího ústrojí modulární platformy ale i jiných BEV. Jeho hlavní výhodou je rychlé poskytování informací o spotřebě elektriny během různých jízdních cyklů. Simulační model lze využít také pro získání vstupních dat pro zkušebnu Powertrain.

Využitelnost výsledků této práce je v současné době plánována především pro analýzu hnacího ústrojí a jízdních vlastností podvozkové platformy vyvíjené na Technické univerzitě v Liberci v rámci projektu reg. CZ.02.1.01/0.0/0.0/16_025/0007293. Získané výsledky mají ale také velký význam pro odborné práce a odborné publikace zaměřené na hodnocení spotřeby elektriny ostatních BEV.

13.2 Zhodnocení výsledků pro praxi

Publikované výsledky představují významný přínos nejen pro různá odvětví související s elektromobilitou, ale také pro celkový směr rozvoje trvale udržitelné mobility. Vytvoření simulačního modelu, který byl prezentován v této disertaci, umožňuje jeho aplikaci jako efektivního nástroje pro vývoj a optimalizaci hnacích ústrojí elektrických vozidel. Proces jeho vytvoření, od návrhu po implementaci a validaci, poskytuje hluboký vhled do komplexních aspektů modelování v elektromobilitě. Důkladné měření a analýza jednotlivých komponentů specializovaného bateriového hnacího ústrojí rozšiřují obecné povědomí o účinnosti těchto komponent a přináší ucelený přehled, který slouží jako teoretický základ pro budoucí výzkum a vývoj efektivních elektrických hnacích ústrojí. Tato práce tedy nejen podporuje aktuální potřeby průmyslu, ale také přispívá k širšímu vědeckému pochopení v oblasti elektromobility, což má důležité implikace pro další technologický a metodologický vývoj.

14 Doporučení na pokračování disertační práce

Výsledky získané ze simulačního modelu, které byly porovnány s daty získanými při měřeních na zkušebně Powertrain v Laboratoři vozidel a motorů, prokázaly shodu v mezích, které jsou dle dostupné odborné literatury považovány za akceptovatelné. Tato shoda naznačuje validitu modelu, přesto je možné i zde identifikovat oblasti, ve kterých by se mohla přesnost výsledků ještě zvýšit. Doporučuji se zaměřit jak na zlepšení simulačního modelu, tak na zlepšení metodiky laboratorního měření.

14.1 Doporučení v oblasti vývoje simulačního modelu

Simulační model, navržený v této disertační práci, přináší sám o sobě široký prostor pro rozšíření. V kontextu dalšího výzkumu bych navrhoval zaměřit se na následující body:

- **Optimalizace bloků řidiče a elektromotoru** - Blok řidiče a elektromotoru, definovaný v simulačním modelu, byl velmi zjednodušený, byť stále pro danou aplikaci dostatečně přesný. Optimalizace by mohla spočívat ve specifikování podrobnějších parametrů a tím i zpřesnění výsledků simulačního modelu.
- **Zahrnutí pokročilejšího modelu trakční baterie** - V dalším pokračování disertační práce by mohly být implementovány pokročilejší modely trakční baterie, které zohledňují například i termomanagement baterie
- **Rekuperace energie** - Současný simulační model reprezentuje podvozkovou platformu u které není předpokládána funkce rekuperačního brzdění. Z tohoto důvodu není tato funkce do modelu implementována. Možným pokračováním by bylo definování parametrů jednotlivých komponentů i v oblasti rekuperačního brzdění a umožnit simulačnímu modelu posílat energii směrem od kol vozidla do trakční baterie. Pro definování map účinností v oblasti rekuperace by mohla být opět využita zkušebna Powertrain.

14.2 Doporučení v oblasti laboratorního měření

V rámci provedených měření byly získány vstupní parametry (především mapy účinnosti) pro jednotlivé bloky simulačního modelu. V tomto ohledu vidím možné pokračování v těchto oblastech:

- **Změřit mapy účinnosti elektromotoru a převodovky v celém jejich provozním rozsahu** - Účinnosti pro jednotlivé komponenty hnacího ústrojí byly změřeny jen v rozsahu, který byl nezbytný pro jízdu na zkoumaných jízdních cyklech. V dalším pokračování práce by bylo vhodné změřit účinnost jednotlivých komponent v celém jejich provozním rozsahu.
- **Změření mechanické účinnosti hnací hřídele** - V kapitole 8.4 byla definována mechanická účinnost hnací hřídele na základě zjištěných účinností konkrétních typů kloubů. Tyto hodnoty byly převzaty z odborné literatury. Pro další pokračování práce by bylo vhodné realizovat měření, při kterém by byla změřena mechanická účinnost konkrétního hřídele pro různé úhly zalomení. K tomuto měření by bylo možné opět využít zkušebnu Powertrain.
- **Zvýšení přesnosti měření v oblastech nízkých zatížení** - Posledním doporučením pro případné pokračování práce by bylo zvýšení přesnosti provedených měření, a to především v oblastech nízkých hodnot otáček a točivého momentu. Toho by bylo možné dosáhnout použitím velmi přesných snímačů s adekvátním měřicím rozsahem.

Seznam použité literatury

- [1] ADVISOR Documentation [online], 2013. National Renewable Energy Laboratory [cit. 2022-11-20]. Dostupné z: <https://adv-vehicle-sim.sourceforge.net/>.
- [2] AFSHAR, Shahab, Pablo MACEDO, Farog MOHAMED, Vahid DISFANI, Narayanamoorthi RAJAMANICKAM, Bharatiraja CHOKKALINGAM, Kamalesh MARIMUTHU SEKAR a Lucian MIHET-POPA, 2021. Mobile charging stations for electric vehicles — A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 152(16), 48-54. ISSN 13640321. Dostupné z: [doi:10.1016/j.rser.2021.111654](https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111654).
- [3] AGAMLOH, Emmanuel B. A Comparison of direct and indirect measurement of induction motor efficiency. 2009 IEEE International Electric Machines and Drives Conference. IEEE, 2009, 2009, 36-42. ISBN 978-1-4244-4251-5. Dostupné z: [doi:10.1109/IEMDC.2009.5075180](https://doi.org/10.1109/IEMDC.2009.5075180).
- [4] ALBATAYNEH, Aiman, Mohammad N. ASSAF, Dariusz ALTERMAN a Mustafa JARADAT. Comparison of the Overall Energy Efficiency for Internal Combustion Engine Vehicles and Electric Vehicles. *Environmental and Climate Technologies*. 2020, **24**(1), 669-680. ISSN 2255-8837. Dostupné z: [doi:10.2478/rtuect-2020-0041](https://doi.org/10.2478/rtuect-2020-0041).
- [5] Anon., [b.r.]. IEEE Trial-Use Guide for Testing Permanent Magnet Machines [online]. B.m.: IEEE [vid. 2023-01-06]. Dostupné z: [doi:10.1109/IEEESTD.2015.7047988](https://doi.org/10.1109/IEEESTD.2015.7047988).
- [6] Automotive Simulation Models - dSPACE, 2022. Home - dSPACE [online]. dSPACE [cit. 2022-11-20]. Dostupné z: https://www.dspace.com/en/inc/home/products/sw/automotive_simulation_models.cfm#175_26315.
- [7] Autonomie - Vehicle Mobility Systems Department - Argonne National Laboratory. Argonne National Laboratory Homepage | Argonne National Laboratory [online]. Lemont: Argonne National Laboratory [cit. 2022-12-23]. Dostupné z: <https://vms.taps.anl.gov/tools/autonomie/>.
- [8] AVL CRUISE™ - avl.com, 2022. AVL - Development, testing simulation of powertrain systems [online]. Graz: AVL List, 2022 [cit. 2022-11-20]. Dostupné z: <https://www.avl.com/cruise>.

- [9] BARLOW, T, S LATHAM, I S MCCRAE a P G BOULTER. A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions. Version 3. TRL Limited, June 2009. ISSN 0968-4093.
- [10] BIANCHI, Edoardo Lorenzo, Henk POLINDER a Soumya BANDYOPADHYAY. Energy consumption of electric powertrain architectures: A comparative study. In: 2017 19th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'17 ECCE Europe). IEEE, 2017, 2017, P.1-P.10. ISBN 978-90-75815-27-6. Dostupné z: doi:10.23919/EPE17ECCEEurope.2017.8098979.
- [11] BURKE, Andrew F., 2007. Batteries and Ultracapacitors for Electric, Hybrid, and Fuel Cell Vehicles. Proceedings of the IEEE [online]. 95(4), 806–820. ISSN 0018-9219. Dostupné z: doi:10.1109/JPROC.2007.892490.
- [12] CHAU, K.,T. Electric Vehicle Machines and Drives: Design, Analysis and Application. Singapore: John Wiley Sons, Singapore Pte., 2015. ISBN 9781118752524.
- [13] CRAMPEN, Manfred, Jerome HOMANN, Detlef HAGEN a Jan Welm BIERMANN, 2009. Verlustleistungen von Gelenkwellen und Radnaben einschließlich Bremse. In: Reibungsminimierung im Antriebsstrang für kurz und langfristige Erfolge: ATZ/MTZ-Konferenz [online]. Esslingen: Wiesbaden: ATZ Live. Dostupné z: <http://www.atzonline.de/Events/Vortrag/396.html>.
- [14] Current Transducer IT 700-S ULTRASTAB, 2021. Version 6. Switzerland. Dostupné z: https://www.lem.com/sites/default/files/products_datasheets/it_700-s_ultrastab.pdf.
- [15] DEPARTURE, Clement, Walter LHOMME, Alain BOUSCAYROL, Pierre SICARD a Loic BOULON, 2014. Efficiency Map of the Traction System of an Electric Vehicle from an On-Road Test Drive. In: 2014 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC) [online]. Coimbra, Portugal: IEEE, s. 1–6 [vid. 2022-08-19]. ISBN 978-1-4799-6783-4. Dostupné z: doi:10.1109/VPPC.2014.7007056.
- [16] DERAMMELAERE, Stijn, Steve DEREYNE, Pieter DEFREYNE, Elewijn ALGOET, Florian VERBELEN a Kurt STOCKMAN, 2014. Energy efficiency measurement procedure for gearboxes in their entire operating range. 2014 IEEE Industry Application Society Annual Meeting. IEEE, 2014, 1-9. ISBN 978-1-4799-2288-8. Dostupné z: doi:10.1109/IAS.2014.6978376.
- [17] Drive Cycle Analysis Tool — DriveCAT | Transportation and Mobility Research | NREL. National Renewable Energy Laboratory (NREL) [online]. 2021 [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: <https://www.nrel.gov/transportation/drive-cycle-tool/index.html>.

- [18] Dynamometer Drive Schedules. U.S. Environmental Protection Agency [online]. USA: EPA, 2022, OCTOBER 24, 2022 [cit. 2023-05-30]. Dostupné z: <https://www.epa.gov/vehicle-and-fuel-emissions-testing/dynamometer-drive-schedulesvehicleDDS>.
- [19] DYNAS3 - Low Inertia Dynamometer - HORIBA. Welcome to HORIBA [online]. [cit. 2023-07-03]. Dostupné z: <https://www.horiba.com/int/products/detail/action/show/Product/dynas3-li-134/>.
- [20] Energy consumption of full electric vehicles cheatsheet - EV Database, 2022. Compare electric vehicles - EV Database [online]. Amsterdam: EV Database [cit. 2022-12-08]. Dostupné z: <https://ev-database.org/cheatsheet/energy-consumption-electric-car>.
- [21] ENGIRO GmbH [online katalogový list]. 205W-04037-ABC. Version: 004 [cit. 2021-11-12]. Dostupné z: https://www.engiro.de/fileadmin/pdfs/Datenblaetter_engiro/205W/ENGIRO_Datasheet_205W_04037_ABC_V004.pdf.
- [22] ESTIMA, Jorge O. a Antonio J. MARQUES CARDOSO. Efficiency Analysis of Drive Train Topologies Applied to Electric/Hybrid Vehicles. *IEEE Transactions on Vehicular Technology* [online]. 2012, 61(3), 1021–1031. ISSN 0018-9545, 1939-9359. Dostupné z: doi:10.1109/TVT.2012.2186993.
- [23] FASTSim: Future Automotive Systems Technology Simulator | Transportation and Mobility Research | NREL. National Renewable Energy Laboratory (NREL) Home Page [online]. National Renewable Energy Laboratory [cit. 2022-11-20]. Dostupné z: <https://www.nrel.gov/transportation/fastsim.html>.
- [24] FELDEN, Matthias, Patrick BUTTERLING, Peter JECK, Lutz ECKSTEIN a Kay HAMEYER, 2010. Electric vehicle drive trains: From the specification sheet to the drive-train concept. In: 2010 14th International Power Electronics and Motion Control Conference (EPE/PEMC 2010): Proceedings of 14th International Power Electronics and Motion Control Conference EPE-PEMC 2010 [online]. Ohrid, Macedonia: IEEE, s. 5606531 [vid. 2019-09-12]. ISBN 978-1-4244-7856-9. Dostupné z: doi:10/fv7633.
- [25] FIORI, Chiara, Kyounggho AHN a Hesham A. RAKHA, 2016. Power-based electric vehicle energy consumption model: Model development and validation. *Applied Energy* [online]. 168, 257–268. ISSN 03062619. Dostupné z: Dostupné z: doi:10.1016/j.apenergy.2016.01.097.
- [26] FISCHER, Michael, Mathew WERBER a Peter V. SCHWARTZ, 2009. Batteries: Higher energy density than gasoline? *Energy Policy* [online]. 37(7), 2639–2641. ISSN 03014215. Dostupné z: doi:10.1016/j.enpol.2009.02.030.

- [27] FRIEDRICH, Horst E., Christian ULRICH a Stephan SCHMID. New vehicle concepts for future business model. BARGENDE, Michael, Hans-Christian REUSS, Andreas WAGNER a Jochen WIEDEMANN, ed. 19. Internationales Stuttgarter Symposium [online]. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, 2019-05-25, s. 815-829 [cit. 2021-10-23]. Proceedings. ISBN 978-3-658-25938-9. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-658-25939-6_64.
- [28] How clean are electric cars?: TE's analysis of electric car lifecycle CO emissions, 2020. April 2020. Transport Environment. [cit. 2022-07-14]. Dostupné z: <https://www.transportenvironment.org/wp-content/uploads/2020/04/TEs-EV-life-cycle-analysis-LCA.pdf>.
- [29] JAIN, Shubham, Zaurez AHMAD, Mohammad Saad ALAM a Yasser RAFAT, 2020. Battery Swapping Technology. 2020 5th IEEE International Conference on Recent Advances and Innovations in Engineering (ICRAIE). IEEE, 2020-12-1, 7(3), 1-4. ISBN 978-1-7281-8867-6. ISSN 20957564. Dostupné z: doi:10.1109/ICRAIE51050.2020.9358366.
- [30] JARMARA, Martin a Čestmír ONDRŮŠEK. Výpočet ztrát univerzálního motoru metodou konečných prvků. Elektrověda. 2004, (2004/26). ISSN 1213-1539.
- [31] JEŽEK, Jakub. PŘEVODOVKA PRO AUTONOMNÍ VOZIDLO. Liberec, 2020. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
- [32] LAJUNEN, Antti. Comparison of Different Powertrain Configurations for Electric City Bus. In: 2014 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC) [online]. Espoo: IEEE, 2014, 2014, s. 1-5 [cit. 2021-10-23]. ISBN 978-1-4799-6783-4. Dostupné z: doi:10.1109/VPPC.2014.7007032.
- [33] LAJUNEN, Antti. Powertrain design alternatives for electric city bus. In: 2012 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference [online]. IEEE, 2012, 2012, s. 1112-1117 [cit. 2021-10-25]. ISBN 978-1-4673-0954-7. Dostupné z: doi:10.1109/VPPC.2012.6422622.
- [34] LIU, Yu, Zhi Xin WU, Hua ZHOU, Han ZHENG, Nan YU, Xiao Pan AN, Jing Yuan LI a Meng Liang LI. Development of China Light-Duty Vehicle Test Cycle. International Journal of Automotive Technology. 2020, 21(5), 1233-1246. ISSN 1229-9138. Dostupné z: doi:10.1007/s12239-020-0117-5.
- [35] LOPOT, František, Martin DUB, Jan FLEK, Daniel HADRABA, Martin HAVLÍČEK, Lukáš KUČERA, Ondřej ŠTOČEK, Tomáš VESELÝ a Jiří JANÁČEK, 2021. Gearbox Mechanical Efficiency Determination by Strain Gauges Direct Application. Applied Sciences [online]. 11(23), 11150. ISSN 2076-3417. Dostupné z: doi:10.3390/app112311150.
- [36] MILLO, Federico, Luciano ROLANDO a Maurizio ANDREAT, 2011. Numerical Simulation for Vehicle Powertrain Development. In: Jan AWREJCEWICZ,

- ed. Numerical Analysis - Theory and Application [online]. B.m.: InTech [vid. 2022-11-21]. ISBN 978-953-307-389-7. Dostupné z: doi:10.5772/24111.
- [37] MIRI, Ilyès, Abbas FOTOUHI a Nathan EWIN, 2021. Electric vehicle energy consumption modelling and estimation—A case study. *International Journal of Energy Research* [online]. 45(1), 501–520. ISSN 0363-907X, 1099-114X. Dostupné z: doi:10.1002/er.5700.
- [38] MOHAN, G, F ASSADIAN a S LONGO, 2013. Comparative analysis of forward-facing models vs backwardfacing models in powertrain component sizing. In: *IET Hybrid and Electric Vehicles Conference 2013 (HEVC 2013): IET Hybrid and Electric Vehicles Conference 2013 (HEVC 2013)* [online]. s. 1–6. Dostupné z: doi:10.1049/cp.2013.1920.
- [39] NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) 2017/1151, 2017. In: . Brusel: EUR-Lex, ročník 60, L 175/1. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32017R1151&from=EN>.
- [40] NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) 2018/1832, 2018. In: . Brusel: EUR-Lex, 60, L 301/1. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32018R1832>.
- [41] PETTERSSON, P., B. JACOBSON, F. BRUZELIUS, P. JOHANNESSON a L. FAST, 2020. Intrinsic differences between backward and forward vehicle simulation models. *IFAC-PapersOnLine* [online]. 53(2), 14292–14299. ISSN 24058963. Dostupné z: doi:10.1016/j.ifacol.2020.12.1368.
- [42] Product family 2. Rakkatec.com [online]. Helsinki Rakkatec Oy, 2020 [cit. 2022-02-20]. Dostupné z: https://rakkatec.com/index_files/Product_family_2.jpg.
- [43] REE - NEXT GENERATION EV PLATFORM - REE [online]. Glil-Yam, Israel [cit. 2022-07-19]. Dostupné z: <https://ree.auto/>.
- [44] ROSHANDEL, Emad, Amin MAHMOUDI, Solmaz KAHOURZADE, Amir-mehdi YAZDANI a GM SHAFIULLAH. Losses in Efficiency Maps of Electric Vehicles: An Overview. *Energies*. 2021, 14(22). ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en14227805.
- [45] SAVIO ABRAHAM, Dominic, Rajesh VERMA, Lakshmikhandan KANAGARAJ, Sundar Rajan GIRI THULASI RAMAN, Narayanamoorthi RAJAMANICKAM, Bharatiraja CHOKKALINGAM, Kamalesh MARIMUTHU SEKAR a Lucian MIHET-POPA, 2021. Electric Vehicles Charging Stations' Architectures, Criteria, Power Converters, and Control Strategies in Microgrids. *Electronics*. 10(16). ISSN 2079-9292. Dostupné z: doi:10.3390/electronics10161895.

- [46] SHARMA, Snigdha, Amrish K. PANWAR a M.M. TRIPATHI, 2020. Storage technologies for electric vehicles. *Journal of Traffic and Transportation Engineering (English Edition)*. 7(3), 340-361. ISSN 20957564. Dostupné z: doi:10.1016/j.jtte.2020.04.004.
- [47] Statista Search Department (2022) Total market share of newly registered passenger electric vehicles in the European Union between 2015 and 2020 [cit. 2022-07-14]. Dostupné z: <https://www.statista.com/statistics/625010/electric-vehicle-market-share-in-eu-annual/>.
- [48] SUN, Zhuo, Wei GAO, Bin LI, Longlong WANG, Narayanamoorthi RAJAMANICKAM, Bharatiraja CHOKKALINGAM, Kamalesh MARIMUTHU SEKAR a Lucian MIHET-POPA, 2020. Locating charging stations for electric vehicles. *Transport Policy*. 98(16), 48-54. ISSN 0967070X. Dostupné z: doi:10.1016/j.tranpol.2018.07.009.
- [49] Thumb_Snap_E2.jpg. Rinspeed AG - Re-Think! Re-Invent! Re-Create! [online]. 2021 [cit. 2021-10-25]. Dostupné z: https://www.rinspeed.eu/en/Snap_48_concept-car.html.
- [50] Vehicles in use Europe. European Automobile Manufacturers Association, 2021.
- [51] VISHNUMURTHY, K.A., K.H. GIRISH, Mohammad Saad ALAM a Yasser RAFAT, 2021. A comprehensive review of battery technology for E-mobility. *Journal of the Indian Chemical Society*. IEEE, 2020-12-1, 98(10), 1-4. ISBN 978-1-7281-8867-6. ISSN 00194522. Dostupné z: doi:10.1016/j.jics.2021.100173.
- [52] VLK, František, 2004. *Alternativní pohony motorových vozidel*. Brno: František Vlk. ISBN 80-239-1602-5.
- [53] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [54] WANG, Bin, Min XU a Li YANG, 2014. Study on the economic and environmental benefits of different EV powertrain topologies. *Energy Conversion and Management* [online]. 86, 916–926. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10/gg8frt.
- [55] YAMAMOTO, Takeo, Takashi MATSUDA a Nobuhiko OKANO, 1993. Efficiency of Constant Velocity Universal Joints. In: *International Congress Exposition* [online]. s. 930906 [vid. 2023-01-19]. Dostupné z: doi:10.4271/930906.
- [56] ČSN EN 60034-2-1 ED.2 (350000) *Točivé elektrické stroje - Část 2-1: Standardní metody určování ztrát a účinnosti ze zkoušek (s výjimkou strojů pro trakční vozidla)*, 2015. 04/2015. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví.
- [57] Ricardo IGNITE 2018.1. www.software.ricardo.com, 2018.

Seznam publikací autora souvisejících s řešenou problematikou

- [A.1] PETR, Tomas; BROUSEK, Josef a VOZENILEK, Robert. DESIGN OF AUTONOMOUS-READY VEHICLE FOR EFFICIENT CARGO TRANSPORTATION. In: 49. MEDZINÁRODNÁ VEDECKÁ KONFERENCIA KATEDIER DOPRAVNÝCH, MANIPULAČNÝCH, STAVEBNÝCH A POĽNOHOSPODÁRSKYCH STROJOV. Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, 2023, s. 201-208. ISBN 978-80-228-3381-3.
- [A.2] PETR, Tomas a Josef BROUSEK, [b.r.]. MEASUREMENT OF ENERGY CONSUMPTION IN A SINGLE-SPEED GEARBOX. In: 9th International Conference on MECHANICS AND MATERIALS IN DESIGN: PROCEEDINGS M2D2022. Funchal/Portugal: INEGI-FEUP, s. 1122. ISBN 978-989-54-7563-6.
- [A.3] PETR, Tomas, Josef BROUSEK, Jakub JEZEK, Tomas ZVOLSKY a Robert VOZENILEK, 2022. Measuring the Efficiency of Reduction Gearboxes for Electric Utility Vehicles during Specific Driving Cycles. Strojníški vestnik - Journal of Mechanical Engineering [online]. 68(5), 303–313. ISSN 2536-3948, 0039-2480. Dostupné z: doi:10.5545/sv-jme.2021.7437
- [A.4] JEŽEK, Jakub, Josef BROUSEK, Tomáš PETR a Robert VOŽENÍLEK, 2020. TRANSMISSION DESIGN FOR AN AUTONOMOUS MODULAR PLATFORM. In: 7th International Conference Integrity-Reliability-Failure: PROCEEDINGS IRF2020. Funchal/Portugal: INEGI-FEUP, s. 4. ISBN 978-989-54-7561-2.
- [A.5] BŘOUŠEK, Josef, Jakub JEŽEK, Tomáš PETR, Robert VOŽENÍLEK, Pavel NĚMEČEK a Lukáš KRČMÁŘ, 2020. Concept of Autonomous Electric Modular Platform for Transport of Freight and Equipment. 9.
- [A.6] BŘOUŠEK, Josef a Tomáš PETR, 2019. SIMULATION STUDY OF DUAL MOTOR DRIVE SYSTEM EFFICIENCY. In: 45. mezinárodní vědecká konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, s. 8–16. 1. ISBN 978-80-261-0884-9.

Seznam ostatních publikací autora

- [B.1] PETR, Tomáš a BŘOUŠEK, Josef. THE VITAL ROLE OF MECHANICAL ENGINEERING IN AUTONOMOUS VEHICLE COMPONENT DESIGN. In: KOKA 2023, 54TH INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE CZECH AND SLOVAK UNIVERSITIES AND INSTITUTIONS FOCUSED ON RESEARCH AND TEACHING METHODS RELATED TO INTERNAL COMBUSTION ENGINES, ALTERNATIVE POWERTRAINS AND TRANSPORT. Brno: VUT Brno, 2023, s. 8. ISBN 978-80-214-6164-2.
- [B.2] BROUSEK, Josef, Tomas PETR, Leos BERAN, Tomas MYSLIVEC, Daniel KAJZR, Robert VOZENILEK, Martin DIBLIK a Lauri RISTOLAINEN, 2022. ROBOTIC ARM DESIGN, DEVELOPMENT AND CONTROL FOR PRINTING CEMENT MIXTURES. MM Science Journal [online]. 2022(1), 5550–5558. ISSN 18031269, 18050476. Dostupné z: [doi:10.17973/MMSJ.2022\\$03\\$2021182](https://doi.org/10.17973/MMSJ.2022$03$2021182)
- [B.3] BRABEC, Pavel, Robert VOŽENÍLEK, Aleš DITTRICH, Josef BŘOUŠEK, Tomáš PETR a Radek PROCHÁZKA, 2022. 48.mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů [online]. Osada Jizerka: Technická Univerzita v Liberci, s. 183. ISBN 978-80-7494-606-6.
- [B.4] BŘOUŠEK, Josef, Tomáš PETR, Radomír MENDŘICKÝ, 2022. Displacement Analysis of Large-Scale Robotic Arm for Printing Cement Mortar Using Photogrammetry, Machines, MDPI, 16 pages, ISSN: 2075-1702.
- [B.5] ZELENÝ, Petr, Jiří SUCHOMEL, Jindřich RÁFTL, Vladimír BALDA, Leoš BERAN, Vladislav BUREŠ, Josef BŘOUŠEK, Martin DIBLÍK, Lukáš HUBKA, Daniel KAJZR, Petr KELLER, Milan KOLÁŘ, Jan KOPRNICKÝ, Jiří KUBÍN, Radomír MENDŘICKÝ, Tomáš MYSLIVEC, Ondřej NOVÁK, Tomáš PETR, Robert VOŽENÍLEK, Václav ZÁDA, Eva BURGETOVÁ, Květoslav BELDA, 2022. 3D STAR, Liberec, Technická Univerzita v Liberci, 145 pages, ISBN: 978-80-7494-632-5.
- [B.6] VOJIR, Martin, Tomas MYSLIVEC, Tomas PETR, Josef BROUSEK, Leos BERAN, Martin DIBLIK, Petr KELLER, Daniel KAJZR a Robert VOZENILEK, 2021. A NEW WAY TO DESIGN SOFTWARE FOR INDUSTRIAL

AUTOMATION - 3D PRINTER CEMENT MIXTURES. MM Science Journal [online]. 2021(1), 4223–4229. ISSN 18031269, 18050476. Dostupné z: doi:10.17973/MMSJ.2021\$ _\$03\$ _\$2020063

- [B.7] PETR, Tomas, Josef BROUSEK, Jakub JEZEK a Pavel BRABEC, 2020. DESIGN AND OPTIMIZATION OF THE STEERING KNUCKLE FOR AN UTILITY VEHICLE. In: 7th International Conference Integrity-Reliability-Failure: PROCEEDINGS IRF2020. Funchal/Portugal: INEGI-FEUP, s. 6. ISBN 978-989-54-7561-2.
- [B.8] KRČMÁŘ, Lukáš, Josef BŘOUŠEK a Tomáš PETR, 2019. Design of Rear Wheel Steering System of an Experimental Electric Vehicle. In: 2019 International Conference on Electrical Drives Power Electronics (EDPE) [online]. B.m.: IEEE, s. 207–210. ISBN 9781728103891. Dostupné z: 10.1109/EDPE.2019.8883899.
- [B.9] PETR, Tomáš, 2019. STATIC ANALYSIS OF THE DRIVE SHAFT OF MANUAL GEARBOX. In: M2D 2019 8th International Conference MECHANICS AND MATERIALS IN DESIGN: 8th International Conference on Mechanics and Materials in Design. Via Terracini, 30 – 40131 Bologna: Società Editrice Esculapio s.r.l., s. 2. ISBN 978-88-9385-155-8.
- [B.10] PETR, Tomáš, 2018. Proposal to Improve Powertrain Efficiency by Using a Multi-Stage Gearbox. In: IAETR [online]. s. 103–107. ISBN 978-93-86878-23-6. Dostupné z: doi:10/gf257s
- [B.11] SCHOLZ, Celestýn, Aleš DITTRICH, Josef POPELKA, Tomáš ZVOLSKÝ, Martin BUKVIC, Josef BŘOUŠEK a Tomáš PETR, 2017. ZKOUŠKA PZD.
- [B.12] SCHOLZ, Celestýn, Aleš DITTRICH, Josef POPELKA, Tomáš ZVOLSKÝ, Martin BUKVIC, Josef BŘOUŠEK a Tomáš PETR, 2017. ZKOUŠKA TWP (II).
- [B.13] PETR, Tomáš, 2017. Vliv změny momentu setrvačnosti převodovky na změnu výkonu vypočteného na kolech automobilu. In: Experimentální a výpočtové metody 2017. Ústí nad Labem: Katedra strojů a mechaniky Fakulty strojního inženýrství Univerzity J. E. Purkyně v Ústí nad Labem, s. 1–5. ISBN ISBN 978-80-7414-698-5.

Seznam funkčních vzorků autora

- [C.1] BERAN, Leoš, aj. Řídicí systém pro robotické rameno Printing Mantis, ŘS Printing Mantis, Technická univerzita v Liberci 2023.
id. kód: RIV/46747885:24220/23:00010909
- [C.2] PETR, Tomáš, aj. Robotické rameno Printing Mantis. Printing Mantis, Technická univerzita v Liberci 2023. id. kód: RIV/46747885:24220/23:00010955
- [C.3] PETRŮ, Michal, aj. Modulární platforma pro autonomní podvozky specializovaných elektrovozidel pro dopravu nákladu a zařízení – Generace 0. TUL_ANTeTUL_1, Technická univerzita v Liberci 2022.
id. kód: RIV/46747885:24220/22:00010911
- [C.4] VOŽENÍLEK, Robert, aj. Náprava modelu platformy elektrického vozidla. 16023, Technická univerzita v Liberci 2022.
id. kód: RIV/46747885:24210/22:00010904
- [C.5] VOŽENÍLEK, Robert, aj. Modulární platforma pro autonomní podvozky specializovaných elektrovozidel pro dopravu nákladu a zařízení – Generace 1. TUL_ANTeTUL_2, Technická univerzita v Liberci 2022.
id. kód: RIV/46747885:24220/22:00010914
- [C.6] JEŽEK, Jakub, aj. Elektrický hnací agregát modelu platformy elektrického vozidla. 16023, Technická univerzita v Liberci 2021.
id. kód: RIV/46747885:24210/21:00009656
- [C.7] JEŽEK, Jakub, aj. Jednostupňová převodovka pro autonomní vozidlo. 16023_08420_2020_GB_01, Technická univerzita v Liberci 2020.
id kód: RIV/46747885:24210/20:00008738
- [C.8] BERAN, Leoš, aj. Řídicí systém pro testbed DY-A-NA určený pro tisk cementových směsí. 16018__2020_FM_GB_01, Technická univerzita v Liberci 2020. id. kód: RIV/46747885:24210/20:00008401
- [C.9] BŘOUŠEK, Josef, aj. Testbed DY-A-NA určený pro tisk cementových směsí. 16018__2020_FM/FS_GB_01, Technická univerzita v Liberci 2020.
id. kód RIV/46747885:24210/20:00008429

Seznam užitečných vzorů a patentů autora

- [D.1] Beran L., Záda, V., Petr, T., Břoušek, J. Vyvažovací systém robotického ramene manipulátoru, 2020. PV2018-681. Uděleno 30.04.2020. Zapsáno 10.06.2020., id. kód: RIV/46747885:24220/20:00007433
- [D.2] Beran L., Záda, V., Petr, T., Břoušek, J. Vyvažovací systém robotického ramene manipulátoru, 2020. PV2018-681. Uděleno 30.04.2020. Zapsáno 10.06.2020., id. kód: RIV/46747885:24220/20:00007710