

# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

**BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY** 

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## CHLADÍCÍ SYSTÉM FORMULE STUDENT

FORMULA STUDENT COOLING SYSTEM

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

Antonín Krmíček

VEDOUCÍ PRÁCE SUPERVISOR Ing. Kamil Šebela

**BRNO 2022** 



## Zadání bakalářské práce

Ústav:Ústav automobilního a dopravního inženýrstvíStudent:Antonín KrmíčekStudijní program:StrojírenstvíStudijní obor:Základy strojního inženýrstvíVedoucí práce:Ing. Kamil ŠebelaAkademický rok:2021/22

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

## Chladící systém Formule Student

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Popište chladící systém Formule Student s elektrickým pohonem. Navrhněte chladící okruh pro chlazení invertoru a motoru. Konstrukční návrh realizujte a posuďte jeho návrh při provozu vozu.

#### Cíle bakalářské práce:

Popsání požadavků na chladící okruh. Návrh chladícího okruhu. Sestavení chladícího okruhu a posouzení jeho funkčnosti.

#### Seznam doporučené literatury:

ĎAĎO, Stanislav, Ludvík BEJČEK a Antonín PLATIL. Měření průtoku a výšky hladiny. Praha: BEN - technická literatura, 2005. Senzory neelektrických veličin. ISBN 80-730-0156-X.

RANGANAYAKULU, C. a K.N. SEETHARAMU. Compact heat exchangers – analysis, design and optimization using FEM and CFD approach. John Wiley, 2018. ISBN 9781119424185.

Formula Student Germany All FSAE Teams. Formula Student Germany [online]. 2016 [cit.2020-09-15]. Dostupné z: http://www.formulastudent.de/fsc/.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

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

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá chladicím systémem Formule Student na elektrický pohon. Práce je rozdělena do tří částí. První část popisuje důvody a požadavky na chlazení, jaké jsou limity komponentů a způsoby jejich chlazení. Další část je věnována analýze chlazení monopostu Dragon e1, kterou jsou získány vstupy do návrhové části. Návrhová část obsahuje výpočty ztrát měniče a elektromotorů. Jsou navrženy parametry výměníků a sestaven chladicí okruh. Požadavkem je nepřekročení provozních teplot v průběhu závodních jízd monopostu. Získáním přesnějších vstupů do výpočtů je dosaženo optimálních parametrů navrhovaných komponentů.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Formule Student, Chladicí systém, Chlazení měniče, Chlazení elektromotoru, Výměník voda/vzduch

## ABSTRACT

This bachelor thesis deals with cooling system of Formula Student vehicle with electric drive. The Thesis is divided into three main parts. The first part describes reasons and requirements for cooling, the limits of components and methods of their cooling. The next part is focused on analysis of cooling of single-seater Dragon e1, which obtains the inputs to the design part. Design part contains calculations of losses in inverter and electric motors. The parameters of exchangers and assembly of the cooling circuit are determined. The request is that the operating temperatures are not exceeded during the races. By obtaining more accurate inputs to the calculations, the optimal parameters of the proposed components are achieved.

## **K**EYWORDS

Formula Student, Cooling system, Inverter cooling, Electric motor cooling, Water/air exchanger

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KRMÍČEK, Antonín. *Chladící systém Formule Student*. Brno, 2022. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Kamil Šebela. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137052.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Т

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamila Šebely a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Antonín Krmíček

## Poděkování

Rád bych poděkoval mému vedoucímu Ing. Kamilovi Šebelovi za vstřícný přístup a odborné rady při zpracování této práce.

7

Dále chci poděkovat členům týmu TU Brno Racing, za vytvoření zázemí pro tvorbu a předávání znalostí a za jejich ochotu při řešení problémů.

Zvláštní dík patří rodině za podporu po celou dobu studia.

V neposlední řadě chci poděkovat firmě Hanon Systems a jejich zaměstnancům za spolupráci během navrhování výměníku.

## OBSAH

γ

Ú	Úvod10			
1	For	mule Student	11	
	1.1	Historie	11	
	1.2	Soutěž	11	
	1.3	Tým TU Brno Racing	12	
2	Ροž	zadavky na chlazení formule student	13	
-	21	Flektromotory	13	
	2.1	1 7tráty v PMSM	13 14	
	2.1.	2 Tenlotní limity PMSM	14	
	2.1.	<ol> <li>Chlazení PMSM</li> </ol>	15	
	2.1.	Měniče elektrické energie	10 18	
	2.2	1 Konstrukce ICBT	10 10	
	2.2.	<ol> <li>7 Ztráty IGBT</li> </ol>	10	
	2.2.	2 Zenlotní limity IGBT	10	
	2.2.	1.5 Teplotin Innity IODT	···· 19 20	
	2.2.	Pravidla formula student	20 22	
	2.5	1 Chladicí kanalina	22 22	
	2.3.	2 Doznočnost o zemozoní únilu konolin	22 22	
	2.3.	2 Bezpechost a zamezem uniku kapann	22	
3	Pop	ois chlazení Dragon e1	24	
	3.1	Elektromotory	24	
	3.2	Měnič	24	
	3.3	Výměník voda/vzduch	25	
	3.4	Čerpadlo	26	
	3.5	Zapojení komponent v okruhu	27	
4	Mě	ření parametrů Dragon e1	28	
	4.1	Hydrodynamické charakteristiky chladicího okruhu	28	
	4.1.	1 Měření charakteristiky čerpadla	28	
	4.1.	2 Měření hydraulických ztrát komponentů	35	
	4.1.	3 Analýza hydraulických charakteristik chladicího okruhu	38	
	4.2	Termodynamické charakteristiky chladicího okruhu	39	
	4.2.	1 Popis a schéma měřicího řetězce	40	
	4.2.	2 Měřené veličiny a senzory použité pro jejich měření	41	
	4.2.	3 Postup měření	44	
	4.2.	4 Měření tepelných ztrát během akcelerací	45	
	4.2.	5 Měření na trati v Continentalu	49	
	4.2.	6 Měření akcelerací při neefektivním řízení motorů	53	
5	Náv	vrh vodního okruhu pro Dragon e2	55	
-	5.1	Výpočet tepelných ztrát v okruhu a určení provozních teplot	55	
	51	1 Výpočet zatížení a ztrát motoru během akcelerace	57	
	5.1	2 Výpočet ztrát a teplot na IGBT modulu	61	
	5.1	3 Určení ztrát na motorech	74	
	5.1.	<ul> <li>4 Výpočet tenlot vinutí motorů</li> </ul>	, <del>-</del> 75	
	5.1.			

5.2 Ana	alýza parametrů chladičů motoru a měniče	75	
5.2.1	Chladič měniče	75	
5.2.2	Chladicí pláště motorů	76	
5.3 Náv	rh výměníku voda/vzduch	77	
5.3.1	Výpočet rozměrů a průtoku vzduchu přes výměník	77	
5.3.2	Volba ventilátoru	77	
5.3.3	Predikce výkonu výměníku		
5.3.4	Měření na kalorimetru	79	
5.4 Náv	rh vodního okruhu		
5.4.1	Volba čerpadla		
5.4.2	Zapojení komponent do okruhu		
Závěr		86	
Použité informační zdroje Seznam použitých zkratek a symbolů			
			Seznam příloh

Т

## Úvod

٦

Ve snaze snížit dopady automobilového průmyslu na životní prostředí dochází ke změnám v oblasti pohonného ústrojí dopravních prostředků. Automobilky se začínají více soustřeďovat na alternativní varianty. Mezi nejvýznamnější směry patří elektrifikace, ať už úplná v podobě aut s elektrickým pohonem, nebo částečná za asistence spalovacího motoru. Trend lze sledovat například v počtu nově registrovaných vozidel. V porovnání roku 2019 a 2020 je nárust registrací hybridních vozidel v EU okolo 60 %, zatímco elektrických dokonce 170 % [1]. Tomuto vývoji se přizpůsobuje i soutěž Formule Student, která si klade za cíl rozšířit znalosti a schopnosti budoucích inženýrů. Na základě toho vznikla kategorie pro elektrická vozidla, do které se nově zapojil i tým TU Brno Racing.

S elektrickým pohonem přichází nové příležitosti a oblasti, na které je potřeba se zaměřit. Jednou z nich je i řešení tepelného managementu elektromotorů a dalších elektrických komponentů. Podobně jako u formule se spalovacím motorem také u elektrické formule je zapotřebí chladit kritické komponenty. O správný teplotní management se stará chladicí systém, který má za úkol odvádět teplo od výkonové elektroniky a elektromotorů. Přehřátí těchto komponentů by způsobilo snížení účinnosti a dále ztrátu jejich funkčnosti. Důvodem tvorby tepla je nedokonalost elektrických součástí, které nejsou schopny pracovat se stoprocentní účinností. Většina tepla vzniká průchodem elektrického proudu. Toto teplo prostupuje součástí a následně je předáno chladicí kapalině pomocí tepelných výměníků a odevzdáno do okolí výměníkem voda/vzduch.

K posouzení správné funkčnosti a vhodnosti konstrukčního řešení chladicího systému je potřeba provést měření charakteristik jednotlivých komponentů a měření celého systému. Na základě výsledků budou navrženy úpravy pro zlepšení a zefektivnění chladicího systému. Tím může být dosaženo úspory hmotnosti, spotřeby elektrické energie nebo snížení aerodynamického odporu. Tyto parametry mají zásadní vliv na snížení času na kolo a dosažení vyššího bodového zisku, který určuje výsledné pořadí na závodech.

## **1** FORMULE STUDENT

Projekt Formule SAE je mezinárodní konstruktérská soutěž. Byla založena za podpory americké asociace sdružující automobilové, letecké a dopravní inženýry (Society of automotive engineers). Za myšlenkou vzniku stojí profesor Ron Matthews a další kolegové, kteří uspořádali závodní soutěž určenou pro studenty vysokých škol. Cílem bylo zlepšení inženýrských dovedností a rozšíření praktických znalostí.

## 1.1 HISTORIE

První soutěž se konala v roce 1981 v Texasu, účastnilo se jí 6 univerzit a od té doby se pořádala každým rokem [2]. V roce 1998 se Formule SAE dostala poprvé do Evropy, s novým názvem Formule Student. Závod byl uspořádán ve Spojeném Království a zúčastnily se ho tři univerzity z Velké Británie a tři ze Spojených států. Odtud se rozšířila do dalších Evropských států [2].

V současné době se Formule Student účastní přes 800 univerzit a během roku se konají závody po celém světě [3]. Mezi nejvýznamnější patří Formule Student Germany, která je považována za neoficiální mistrovství světa.

## 1.2 SOUTĚŽ

Cílem soutěže je navrhnout, postavit a otestovat závodní vůz formulového typu, se kterým se následně závodí na speciálních okruzích. Soutěž je rozdělena do tří kategorií: spalovací, elektrickou a autonomní. Hodnocení je rozděleno na statické a dynamické disciplíny [4].

Statické disciplíny obsahují analýzu nákladů, prezentaci business plánu a obhajobu konstrukčního návrhu monopostu. Dynamické disciplíny tvoří akcelerace, skidpad, autokros, spotřeba energie a endurance (vytrvalostní závod). Jednotlivé disciplíny jsou obodovány dle grafu na *obr. 1.* Z grafu jednoznačně vyplývá, že nejdůležitější částí je endurance, za kterou mohou týmy získat nejvíce bodů. Úspěch v této disciplíně záleží na spolehlivosti monopostu, rychlosti a řidičských schopnostech jezdce. Současně je po odjetí endurance měřena spotřebovaná energie, z níž jsou vypočteny body do disciplíny efektivnost.



Obr. 1 Graf bodování jednotlivých disciplín [4]

77

## 1.3 TÝM TU BRNO RACING

Tým Strojní fakulty Vysokého učení technického v Brně byl založen v roce 2010 a po postavení první formule na spalovací pohon Dragon 1 se poprvé zúčastnil v roce 2011 závodů ve Velké Británii [5]. Za deset let fungování týmu bylo postaveno deset spalovacích monopostů, se kterými bylo odježděno mnoho závodů a dosaženo spousty úspěchů. Tyto výsledky dostaly tým až na 9. místo ve světovém žebříčku [3].

Minulý rok byl postaven první monopost čistě na elektrický pohon Dragon e1 (viz *obr. 2*). Tento monopost slouží jako experimentální, jelikož díky němu mohou být naměřena důležitá data pro vývoj následujícího monopostu. Současně se zúčastnil závodů v České republice, kde dosáhl ve své kategorii 2. místa [6].



Obr. 2 Elektrická formule Dragon el před fakultou elektrotechnickou [7]

## 2 POŽADAVKY NA CHLAZENÍ FORMULE STUDENT

Stejně jako u formule se spalovacím motorem, také v elektrické formuli se nachází komponenty, které během provozu produkují teplo. Vyprodukované teplo způsobuje zahřívání součástí. To může být buď žádoucí, například v případě pneumatik, které dosahují požadovaných vlastností za určitých teplot, nebo nežádoucí v elektrických součástech, u nichž vede vysoká teplota ke ztrátě funkčnosti.

K tomu, aby nedocházelo k přehřátí komponentů, musí být vyprodukované teplo odvedeno od součásti pryč do okolí. Při tomto procesu se využívá základních principů přenosu tepla, mezi které patří vedení, konvekce a záření. Na základě toho jsou buď konstruovány samotné součásti, nebo vytvořeny nové, které mají funkci odvodu tepla zajišťovat. Ukázka takových komponentů je na *obr. 3.* Pokud je dosaženo optimálních teplot provozu daných součástí, je možné využívat jejich potenciál na maximum.

Každá součást má specifické požadavky na způsob a na intenzitu chlazení. To je dáno především rozdílnými způsoby a množstvím produkce tepla, odlišnou konstrukcí nebo jinými teplotami provozu. Proto je tato kapitola věnována vybraným součástem a popisem jejich individuálních požadavků.



Obr. 3 Řešení chlazení teamu FST Project Novabase z technické univerzity v Lisabonu [8]

## 2.1 ELEKTROMOTORY

Pohon formule zajišťují elektromotory, ty zprostředkovávají přeměnu elektrické energie na mechanickou energii. Ve Formuli Student se nejčastěji využívají synchronní motory s permanentními magnety (PMSM). Oproti jiným typům motorů dosahují vyšší účinnosti a hustoty výkonu, tudíž mají menší rozměry a hmotnost [9]. Nevýhodou jsou vyšší pořizovací náklady a vyšší náročnost řízení motorů [9]. PMSM mají stator tvořen trojfázovým vinutím uloženým v jádře statoru. Rotor je složen z lamel, ve kterých jsou uloženy permanentní magnety (viz *obr. 4*).

7



Obr. 4 Synchronní motor s vnitřními permanentními magnety [10]

### 2.1.1 ZTRÁTY V PMSM

Т

Příkon elektromotoru není plně přeměněn do mechanického výkonu. Část energie je přeměněna na teplo. Podle způsobu tvorby tepla se ztráty v PMSM dělí na ztráty v železe, Jouleho ztráty a mechanické ztráty [11]. Schematicky je znázorněn tok výkonu na *obr. 5*.



### JOULEHO ZTRÁTY

Jouleho ztráty reprezentují Jouleho teplo, tj. teplo, které vzniká průchodem elektrického proudu vodičem. V elektromotoru je vodičem vinutí na statoru. Ztráty rostou s druhou mocninou proudu a většinou tvoří největší složku ztrát [12].

### ZTRÁTY V ŽELEZE

Ztráty v železe jsou součtem ztrát vířivých proudů a ztrát hysterezních ve feromagnetických materiálech. Ztráty vířivými proudy jsou způsobené změnami magnetického toku ve vodivých materiálech, ten způsobuje elektromotorické síly a generuje proud v normálovém směru ke směru magnetického toku. Hysterezní ztráty jsou způsobeny střídavým magnetickým polem, jež způsobuje zmagnetování a odmagnetování feromagnetické látky. Ztráty v magnetech a třmenu rotoru jsou nejnižší ze všech ztát, jelikož rotor je vzhledem k točivému magnetickému poli fixní, točí se synchronně. Avšak magnety jsou často špatně chlazeny, což může způsobit jejich přehřátí [13].

### MECHANICKÉ ZTRÁTY

Mechanické ztráty se dělí na ztráty třením v ložisku a na ventilační ztráty. Ztráty třením v ložisku lze určit z katalogu výrobce ložiska. Ventilační ztráty se dělí na ztráty potřebné pro pohon ventilátoru a ztráty, které vznikají vířením vzduchu ve vzduchové mezeře [14].

### 2.1.2 TEPLOTNÍ LIMITY PMSM

#### Vinutí

K zahřívání vinutí dochází jak v důsledku průchodu elektrického proudu, tak přenosem od statorových drážek. S rostoucí teplotou vodiče roste jeho odpor, a tím i Joulovy ztráty. S rostoucími ztrátami klesá účinnost motoru, a proto není vhodné provozovat motor ve vysokých teplotách. Omezením, které by mělo za následek ztrátu funkčnosti, je maximální dovolená teplota izolace vinutí. Ta závisí na třídě izolace, pro motory se používají NEMA izolační třídy [15]. Celkem existují čtyři třídy, které se liší maximální dovolenou teplotou, viz *tabulka 1*. Motory na vozech Dragon el a e2 spadají do třídy B.

Třída A	105 °C
Třída B	130 °C
Třída F	155 °C
Třída H	180 °C

Tabulka 1 NEMA	izolační	třídy
----------------	----------	-------

#### PERMANENTNÍ MAGNETY

Dalším prvkem PMSM, jehož teplota má zásadní vliv na funkci, jsou permanentní magnety. Z materiálů, které se používají, dosahují neodymové nejlepších magnetických vlastností. To znamená, že mají nejvyšší remanenci a koercivitu vzhledem k hustotě. Proto jsou nejpoužívanějším typem v PMSM. Jejich nevýhodou jsou nízké pracovní teploty a náchylnost ke korozi [14].

Charakteristika magnetu je dána hysterezní smyčkou. Vyjadřuje závislost magnetické indukce *B* na intenzitě magnetického pole *H*. Pro určení pracovních teplot je důležitý druhý kvadrant s hysterezními smyčkami v závislosti na teplotě [14]. Na *obr. 6* je magnet N38. S rostoucí teplotou mírně klesá jeho remanence, současně také výrazně klesá absolutní hodnota koercivní intenzity magnetického pole. V případě motoru s permanentními magnety může dojít k tomu, že magnetické pole vytvořené cívkami vinutí odmagnetuje magnet, a ten ztratí své magnetické vlastnosti. Bez magnetů nebude motor dále fungovat. Z grafu vyplývá, že tento stav může nastat již při relativně nízké teplotě pohybující se okolo 100 °C. Současně díky existenci Curieovy teploty může dojít k odmagnetování i bez působení magnetického pole. Ta je však u neodymových magnetů v rozmezí 300 °C až 360 °C [14], proto u PMSM dochází k prvnímu případu.



Obr. 6 Demagnetizační křivka neodymového magnetu N38 [16]

#### 2.1.3 CHLAZENÍ PMSM

PMSM díky své vysoké hustotě výkonu dosahují kompaktních rozměrů. To zvyšuje nároky na chlazení, jelikož teplosměnná plocha je menší. Z hlediska porovnání mají asynchronní motory velké rozměry, které jim umožnují dostatečné chlazení za pomoci žeber a ventilátorů. V případě PMSM by aktivní chlazení vzduchem nemuselo být dostatečné nebo efektivní, protože s navyšováním teplosměnné plochy pomocí žeber roste také příkon ventilátoru, který zajištuje potřebný průtok vzduchu přes žebra. Z tohoto důvodu se aktivní chlazení vzduchem u výkonných PMSM téměř nevyužívá.

Řešením je použití média s vyšší tepelnou kapacitou a součinitelem přestupu tepla. Tomu nejlépe vyhovují kapaliny. U PMSM se využívá chlazení za pomocí vody nebo oleje. Při použití vody je na jádro statoru nasunut chladicí plášť, v němž jsou kanálky, kterými proudí voda (viz *obr. 7*). V případě chlazení olejem je snaha dopravit olej co nejblíže ke zdroji tepla, kterým je vinutí. Při tradiční metodě jsou stator a rotor ponořeny do oleje. Vylepšenou metodou je izolování statoru membránou – olej tudíž nedojde ke kontaktu s rotorem. Také existuje snaha najít oblasti, kde jsou lokálně vysoké teploty, a těmi následně vést kanálky s chladicí kapalinou [17]. Již při návrhu elektromotoru je tedy nutno paralelně řešit chlazení. Způsob chlazení motorů je dán výrobcem motorů, který definuje požadavky pro provoz.



Obr. 7 Kryt PMSM s kanálky pro vodní chlazení [18]

V případě návrhu chladicího pláště je potřeba znát, jak bude daný motor provozován. Pro pohon formule bude pracovat v širokém spektru otáček a různých zatížení. Současně tyto stavy budou trvat krátkou dobu a budou se rychle měnit. Například doba, kdy bude motor zatížen maximálním výkonem, může být krátká. V takovém případě v důsledku tepelných kapacit nebude schopen chladicí systém tyto špičky pokrýt. Dojde k tomu, že se teplo uloží v železe a vinutí, což se projeví nárustem teploty ve vinutí a statoru. Pokud bude následovat provoz při nižším výkonu, toto akumulované teplo se stihne odvést chlazením a teplota se opět sníží na hodnoty vhodné pro dlouhodobý provoz.

Pro optimální výkon chladiče je potřeba znát histogramy četnosti, v jakých otáčkách a zatíženích je motor během jednotlivých disciplín provozován. Na základě mapy účinnosti lze vypočítat, jaké jsou v těchto stavech ztráty, a na základě toho volit požadovaný výkon chladiče. Příklad mapy účinnosti s provozními body je na *obr. 8.* Této problematice je věnována 5. kapitola.



Obr. 8 Mapa účinnosti PMSM s provozními body [19]

77

### **2.2 MĚNIČE ELEKTRICKÉ ENERGIE**

Měniče slouží k přeměně elektrické energie na jinou elektrickou energii. Této přeměny se využívá při pohonu elektromotorů z baterií. Zatímco baterie vytváří stejnosměrný proud (DC), k pohonu PMSM je potřeba proud střídavý (AC). Pro tuto přeměnu se používá trojfázový střídač. Ten se skládá z výkonové části a řídicí části. Výkonová část je nejvíce namáhaná v důsledku vysokých proudů, které přes ni prochází.

Základní prvky, které tvoří výkonovou část, jsou tranzistory, diody a kondenzátory. Základní elektrický obvod střídače je na *obr. 9.* Akumulátor je značen jako napěťový zdroj stejnosměrného proudu. Odpory a indukčnosti nahrazují vinutí elektromotoru. Kondenzátory označovány jako DC-Link filtrují a vyhlazují stejnosměrné napětí na přívodech DC, jelikož na nich dochází k velkým výkyvům okamžitého výkonu. Slouží tedy jako regulátor a stabilizátor mezi zdrojem a zátěží [20]. O AC výstup se starají tranzistory, ty jsou řízeny PWM signálem z kontroléru. Jedná se o polovodičové součástky, které se spínají s vysokou frekvencí v řádech kHz. Z toho důvodu je na nich disipováno velké množství energie. Součástí tranzistorů bývá i antiparalelní dioda.



Obr. 9 Schéma zapojení třífázového střídače [21]

Účinnost střídače nedosahuje 100 % a část energie se přemění na teplo. Největších ztrát ve střídačích je dosahováno na tranzistorech. Právě tyto komponenty jsou v důsledku ztrát nejvíce teplotně namáhány a pro udržení provozní teploty jsou potřeba chladiče.

Tranzistory se dělí do dvou kategorií na bipolární a unipolární. Pro řízení motorů se používají buď bipolární tranzistory s izolovaným hradlem (IGBT) nebo unipolární tranzistory izolované vrstvou oxidu (MOSFET) [22]. Z hlediska porovnání vlastností dosahují bipolární nižších ztrát v propustném stavu, zatímco unipolární mají nižší spínací ztráty. Obecně jsou tedy IGBT vhodnější pro aplikace s vyššími napětími a proudy, oproti tomu MOSFETy pro aplikace s vyššími spínacími frekvencemi [22]. Pro pohon eD1 a eD2 jsou využity IGBT, a proto jsou rozebrány podrobněji.

## 2.2.1 KONSTRUKCE IGBT

IGBT je uložen v modulu, kde je jeden nebo vícero IGBT čipů. Uvnitř modulu se tedy nachází IGBT čip, dioda, spojovací dráty, substrát, základní deska, připojovací a napájecí svorky a další součásti, viz *obr. 10* [23]. Modul se následně připevňuje k chladicí desce. Pro zlepšení přestupu tepla do chladiče se používají teplo-vodivé pasty. Toto uspořádání má zásadní vliv na odvod tepla od čipu, kdy od substrátu a základní desky je požadován co nejlepší prostup tepla.



Obr. 10 Upořádání prvků uvnitř modulu IGBT [24]

## 2.2.2 ZTRÁTY IGBT

Ztráty v IGBT se dělí do dvou kategorií na ztráty spínací a ztráty v propustném směru. Pokud se v IGBT nachází i dioda, její ztráty jsou zjištěny obdobným způsobem [25]. Ztráty vedením závisí na prahovém napětí, diferenciálním odporu, proudu protékajícím IGBT, teplotě a dalších parametrech [26]. Pro výpočet ztrát vedením lze použít matematické výpočtové metody nebo metody založené na fyzikálním modelu. Fyzikální metody využívají základní komponenty jako odpor, induktor, kapacitor. Sestavit fyzikální model je náročné a výpočet zdlouhavý [27]. Matematické metody využívají aproximace křivek z naměřených charakteristik IGBT, tato metoda je uplatněna při výpočtu ztrát v 5. kapitole. Ztráty spínáním jsou závislé na frekvenci spínání. Jsou určeny z průběhů napětí a proudu během sepnutí nebo vypnutí IGBT, hodnoty jsou uváděny v datovém listu [28].

## 2.2.3 TEPLOTNÍ LIMITY IGBT

Maximální dovolené teploty IGBT se nachází v technickém listu. Typicky se uvádí rozsah pracovních teplot IGBT čipu a diody. Pro většinu čipů dosahují maximální dovolené teploty pro dlouhodobý provoz 150 °C, k dostání jsou i čipy se zvýšenou odolností dosahující teplot 175 °C [29]. Pokud tyto teploty nejsou překročeny, nedojde k poškození IGBT v důsledku vysoké teploty čipu. Tyto teploty lze krátkodobě překročit do 200 °C a nemusí dojít ke zničení čipu, avšak pokud se tyto stavy budou cyklicky opakovat, bude docházet k teplotnímu cyklickému namáhání [29]. To může mít za následek degradaci teplo-vodivých materiálů, které spojují čip se substrátem, substrát se základní deskou nebo základní desku s chladičem [29]. Zhorší se přestup tepla k chladiči a sníží se účinnost chlazení, což bude mít za následek nárust teplot na čipu a jeho následné zničení.

#### 2.2.4 CHLAZENÍ IGBT

Cílem chlazení je zajistit, aby teplota IGBT čipu a diody nepřekročila během provozu danou hodnotu. Čip je umístěný uvnitř modulu, tudíž jeho teplotu nelze během provozu měřit. Naopak teplota povrchu základní desky je změřitelná a využívá se při výpočtu teplot čipu. K výpočtu slouží veličiny tepelný odpor mezi čipem a základní deskou  $R_{thJC}$  a tepelná impedance mezi čipem a základní deskou  $Z_{thJC}$ , které jsou určeny výrobcem a uvedeny v technickém listu IGBT.

Tepelný odpor analogicky vyjadřuje přestup tepla z čipu do základní desky a pomocí něj lze určit rozdíl teplot mezi čipem a základní deskou pro danou ztrátu na čipu. Využívá se k výpočtu teploty čipu během ustáleného stavu. Tepelná impedance slouží k výpočtu nárůstu teploty v případě pulzního zatěžování, a tudíž zohledňuje i tepelnou kapacitu čipu. Zobrazuje se v grafu v závislosti na době pulzu (viz *obr. 11*). Z grafu je patrné, že po 1 sekundě se  $Z_{thJC}$  nemění a odpovídá hodnotě  $R_{thJC}$ .



*Obr. 11* Graf tepelné impedance mezi čipem a základní deskou v závislosti na době pulzu [30]

Při návrhu chladiče je potřeba zjistit ztráty a určit teplotu na základní desce, aby nedošlo k poškození čipu nebo diody. Tepelný výkon a max. teplota základní desky IGBT tedy slouží jako vstupy pro výpočet chladiče. Tento přístup je použit ve výpočtech v 5. kapitole.

Chlazení IGBT lze rozdělit na chlazení vzduchem, kapalné chlazení, chlazení mikrokanálky, dvoufázové chlazení prouděním a chlazení za pomocí tryskání a stříkání a další [31]. Stejně jako u motorů pravidla Formule Student omezují použití jen vzduchu, vody nebo oleje [4].

## Τ

### **CHLAZENÍ VZDUCHEM**

Chlazení vzduchem je nejjednodušší a nejlevnější způsob chlazení. Chladič je vyroben z materiálu o vysokém součiniteli tepelné vodivosti a nízké tepelné kapacitě, např. z hliníku nebo mědi [31]. Dále je chladič opatřen různými tvary žebrování, které zvyšují teplosměnnou plochu (viz obr. 12). Pro zvýšení průtoku vzduchu přes chladič bývá osazen ventilátory. Nevýhodou je nízká účinnost, která limituje použití pro aplikace s malým poměrem tepelných ztrát ku kontaktní ploše součásti [31].



*Obr. 12* Chladič s IGBT moduly [32]

### CHLAZENÍ ZA POMOCI KAPALIN

Standartním způsobem chlazení je použití chladiče, kterým protéká kapalina. Jelikož mezi čipem a kapalinou je mnoho vrstev, které zhoršují prostup tepla, je snaha tyto vrstvy eliminovat [31]. Použitím přímého kapalinového chlazení se odstraní teplo-vodivá pasta a základní deska. Tomuto způsobu musí být přizpůsoben modul ve kterém je IGBT tak, aby bylo možno ho uchytit k chladiči a nedošlo k úniku kapaliny [31]. Porovnání je na obr. 13.



Obr. 13 Nepřímé a přímé kapalinové chlazení [31]

77

Mezi týmy Formule Student je používáno nepřímé chlazení za pomocí kapaliny. Příkladem toho může být tým z univerzity ve Wisconsinu, který používá 4 měniče pro pohon 4 elektromotorů [33]. Chlazení zajišťují dva hliníkové chladiče, kterými proudí kapalina (viz *obr. 14*).



Obr. 14 Chlazení 4 měničů za pomocí dvou vodních chladičů [33]

## 2.3 PRAVIDLA FORMULE STUDENT

Mezi další požadavky na chlazení formule patří pravidla soutěže. Monopost, který je nesplňuje, se nemůže závodů účastnit. Cílem pravidel je zajistit bezpečnost a férovost soutěže. Pro evropskou část Formule Student jsou určující pravidla vydávaná pro soutěž Formula Student Germany. Část pravidel zabývající se chlazením formule je popsána v odstavci T 7.2 [4].

### 2.3.1 CHLADICÍ KAPALINA

Komponenty trakčního systému mohou používat jako chladicí kapalinu pouze čistou vodu nebo olej [4]. Přidávání příměsí pro zlepšení vlastností vody je zakázáno. Důvodem je eliminace kontaminace tratě, pokud by došlo k vytečení. Toto pravidlo nabude upřesnění v roce 2022, kde se přidá i vzduch a přidá se definice chladicí kapaliny, kterou bude jakákoliv látka použitá k přenosu tepla konvencí.

### 2.3.2 BEZPEČNOST A ZAMEZENÍ ÚNIKU KAPALIN

Chladicí systém používající čistou vodu musí mít teplotně odolný, tuhý a pevně uchycený kryt, který splňuje pravidla pro protipožární přepážku [4]. Tím je zajištěna bezpečnost pilota

v případě, kdyby došlo k poškození některého z komponentů chladicího systému a vystříknutí chladicí kapaliny směrem k řidiči.

Chladicí systém musí být utěsněn, aby nedošlo k úniku nebo prosakování kapaliny mimo chladicí okruh [4]. Toto pravidlo je kontrolováno jak při Tilt testu, tak během celé endurance. Při Tilt testu je formule nakloněna pod úhlem 60° a je sledováno, zda nedojde k převrácení nebo k úniku jakékoliv kapaliny. V průběhu endurance komisaři sledují, zdali během jízdy nedochází ke kontaminaci tratě chladicí kapalinou nebo olejem. Pokud k této situaci dojde, formule je diskvalifikována z dané disciplíny.

Další část pravidel se týká záchytných nádob na kapaliny. Ty zachytávají přebytečnou kapalinu z chladicího okruhu, aby nedošlo ke kontaminaci tratě. Pro vodu platí, že záchytná nádoba musí mít minimální objem 10 % z celkového objemu kapaliny v okruhu, současně je minimální objem 100 ml.

Důležitým pravidlem pro volbu hadic, materiálů záchytných nádob a jejich uchycení je, že musí být dlouhodobě odolné vůči teplotám do 120 °C. Pokud dosahuje daná kapalina při provozu vyšších teplot, tak musí odolávat maximální provozním teplotám použité kapaliny.

## **3** POPIS CHLAZENÍ DRAGON E1

Na monopostu eD1 je koncept chlazení rozdělen na chlazení vodou a vzduchem. Vodní okruh zajišťuje chlazení motorů a měniče, zatímco chlazení vzduchem využívá baterie. Blíže jsou rozebrány jednotlivé komponenty vodního okruhu. Chlazení baterie není předmětem práce a není tedy analyzováno.

## 3.1 ELEKTROMOTORY

Pohon zajištují dva synchronní elektromotory s permanentními magnety (viz *obr. 15*). Točivý moment z motoru je přes jednostupňovou převodovku přenesen na poloosu a následně na kolo. Hnaná je zadní náprava. Maximální výkon motoru je 30 kW. Maximální točivý moment je 72 Nm, v rozsahu otáček 0 až 4000 min<sup>-1</sup>. Maximální otáčky motoru jsou 6000 min<sup>-1</sup>. Chladicí plášť je součástí motoru a je tvořen jedním šroubovicovým kanálkem. Aby nedošlo k poškození motoru v důsledku teplotního zatížení, je na vinutí umístěn teplotní senzor, jehož teplota nesmí přesáhnout 110 °C. Charakteristiky pláště jsou změřeny v následující kapitole.



Obr. 15 Elektromotory na monopostu Dragon e1

## 3.2 MĚNIČ

Řízení motorů má na starosti dvouosý měnič. Ten je složen z výkonové a řídicí desky. IGBT jsou jediné elektrické součástky, které je potřeba dodatečně chladit. Jsou umístěny na spodní části výkonové desky. Celkem se na desce nachází 12 IGBT. Chlazení těchto komponentů zajišťuje chladič na *obr. 16.* První sloupec šesti IGBT zajištuje pohon jednoho motoru, druhý sloupec druhého motoru. Mezi chladičem a jednotlivými IGBT se aplikuje teplo-vodivá pasta, která zlepšuje přestup tepla do chladiče. Ke dvěma modulům je připojeno odporové čidlo, které snímá teploty na základní desce modulu. Teplota čidel nesmí překročit 80 °C.

Geometrie chladicích kanálků je na *obr. 17.* Voda protéká z jednoho konce na druhý přes 16 kanálků. Šířka kanálku je 2 mm, výška 7 mm a délka 210 mm. Tloušťka žeber je 1 mm. Charakteristiky tohoto chladiče jako tlaková ztráta a odvedený výkon jsou změřeny v následující kapitole.



Obr. 16 Chladič měniče s upevněnými IGBT



Obr. 17 Vnitřní geometrie kanálků v chladiči IGBT

## 3.3 VÝMĚNÍK VODA/VZDUCH

Odvod tepla z chladicího okruhu do okolí zajišťuje výměník voda/vzduch. Je umístěn v pravém sidepodu. Na vstupu je vzduch naváděn naváděčem a na výstupu je umístěna sahara s ventilátorem (viz *obr. 18*).

Pro použitý chladič jsou naměřeny charakteristiky na kalorimetru a v aerodynamickém tunelu. V aerodynamickém tunelu byl naměřen průtok vzduchu přes výměník, ten byl v rozmezí

0,15 kg/s až 0,2 kg/s [34]. Dále je změřena tlaková ztráta chladiče, předpokládá se průtok vody přes výměník 18 l/min. Pro zvolenou kombinaci průtoků vzduchu a vody je z charakteristiky výměníku odečten odvedený výkon, který je 15 kW. Hodnoty jsou určeny pro rozdíl teplot médií (ETD) 70 °C, proto bude provedeno v následující kapitole měření pro upravené podmínky blízké provozu na voze s elektrickým pohonem.



Obr. 18 Výměník voda/vzduch s ventilátorem

## 3.4 ČERPADLO

Průtok vody v okruhu zajišťuje čerpadlo. Na voze eD1 je radiální, odstředivé, elektricky poháněné čerpadlo. Charakteristika čerpadla je na *obr. 19.* Je změřena pro olej, čerpadlo je řízeno kontrolérem na 12 V, zatímco na voze eD1 je použit 24 V, proto bude znovu změřena charakteristika pro vodu a za použití kontroléru, který je na voze eD1. Výsledky z měření jsou v následující kapitole. Z charakteristiky čerpadla je vybrána křivka s nejvyšší teplotu oleje, při které je viskozita nejblíže vodě. Maximální průtok je 17 l/min a maximální tlakový přínos 82 kPa. Odběr čerpadla je 80 W a se zvyšujícím se zatížením klesá až na 50 W.



Obr. 19 Graf charakteristiky čerpadla eD1 pro olej

## 3.5 ZAPOJENÍ KOMPONENT V OKRUHU

Schéma zapojení komponentů v okruhu je na *obr. 20.* Komponenty jsou zapojeny v sérii, tudíž je průtok přes všechny stejný. Studená voda z výměníku proudí nejdříve do chladiče měniče a poté postupně do jednotlivých motorů. Expanzní nádoba je opatřena ventilem, který v případě zvýšení tlaku v okruhu přepustí přebytečnou kapalinu z okruhu. Současně slouží k napouštění vody do okruhu. Komponenty jsou opatřeny hrdly na hadice a propojeny buď silikonovými, nebo gumovými hadicemi.



Obr. 20 Schéma chladicího okruhu na voze eD1

## 4 MĚŘENÍ PARAMETRŮ DRAGON E1

Před návrhem chladicího okruhu pro následující monopost Dragon e2, je potřeba znát charakteristiky a chování komponentů při zátěžných stavech, kterých je dosahováno během provozu vozidla. K tomuto účelu nejlépe vyhovuje použít předchozí monopost Dragon e1. Současně u většiny komponentů použitých na Dragon e1 není k dispozici dostatek dat, aby bylo možné analýzu provést. Proto bude provedeno měření jednotlivých komponentů použitých na Dragon e1 a následně měření chování chladicího systému jako celku. Tato data budou následně použita pro predikci chování chladicího systému na voze Dragon e2.

### 4.1 HYDRODYNAMICKÉ CHARAKTERISTIKY CHLADICÍHO OKRUHU

Pro analýzu vodního okruhu z hlediska hydrodynamiky bylo provedeno měření charakteristiky čerpadla. Cílem bylo zjistit, jakých průtoků vody v okruhu může být dosaženo v závislosti na odporu v potrubí. Současně kolik elektrické energie je potřeba dodat, aby bylo dosaženo požadovaného průtoku. Dalším měřením je měření hydraulických ztrát. Měření byla provedena jak pro celý okruh, tak i u jednotlivých komponentů. Na základě těchto měření bude rozhodnuto, zda je čerpadlo vhodné pro použití v okruhu, nebo je potřeba provést úpravy, které povedou ke zvýšení průtoku a snížení elektrické spotřeby.

### 4.1.1 MĚŘENÍ CHARAKTERISTIKY ČERPADLA

Charakteristika čerpadla je závislost průtoku na měrné energii čerpadla a otáčkách čerpadla. Obvykle se zobrazuje ve 2D grafu, kde na ose x je průtok, na ose y měrná energie a jednotlivé křivky jsou měřeny za konstantních otáček čerpadla. Pro lepší představu bývá měrná energie nahrazována dopravní výškou čerpadla. V uzavřených systémech – jako je vodní okruh – je naopak vhodné použít tlakový přínos. Tlakový přínos je rozdíl tlaků před čerpadlem a za čerpadlem. Tudíž měřené veličiny budou tlaky a objemový průtok vody.

Další parametr, který bude sledován, je příkon čerpadla. Jelikož se jedná o elektricky poháněné čerpadlo, jež je napájeno stejnosměrným proudem, příkon se dopočítá ze vzorce (3). Pohon oběžného kola je zajištěn BLDC motorem a o řízení motoru se stará kontrolér, který mění stejnosměrný proud na PWM signál. Z toho vyplývá, že celková účinnost čerpadla obsahuje účinnost kontroléru, BLDC elektromotoru a hydrodynamickou účinnost čerpadla.

Naměřené veličiny budou sloužit k vykreslení charakteristik čerpadla a grafu účinností. Budou potřebné pro stanovení pracovního bodu čerpadla a spotřeby energie. Dále se použijí jako vstupy do simulace chladicího systému v programu GT-Suite.

#### MĚŘENÉ VELIČINY A SENZORY POUŽITÉ PRO JEJICH MĚŘENÍ

#### <u>Průtok</u>

K měření průtoku byl použit vírový průtokoměr od Huba Control typ 210 (viz *obr. 21*). Ten se vyznačuje minimálním odporem a dobrými zástavbovými možnostmi [35]. Průtok snímá v rozsahu od 3,5 do 50 l/min. Výstupem z průtokoměru je napěťový analogový signál v rozsahu 0-10 V. Kvůli použitému datalogeru, byl použit dělič napětí, který upravil výstup na 0-5 V. Výsledný přepočet mezi výstupním napětím  $U_P$  a průtokem  $Q_P$  je roven (1).

$$Q_P = 10U_P$$

(1)

77



Obr. 21 Vírový průtokoměr Huba Control 3,5-50 l/min

### Tlak

Měření tlaku zajištovaly převodníky tlaku od KA sensors. Senzory měří v rozsahu 0-5 bar absolutního tlaku. Výstup ze senzorů je napěťový analogový v rozsahu 0,5 až 4,5 V. Každý senzor je samostatně kalibrován výrobcem a má změřenou odchylku od linearity. Kalibrované body jsou proloženy přímkou, odchylka od linearity je zanedbatelná a nebyla uvažována. Do okruhu byly senzory zakomponovány pomocí fitinku (viz *obr. 22*). Senzory byly umístěny kolmo ke směru proudu, tudíž měřily jen statickou složku tlaku.



Obr. 22 Implementace převodníku tlaku do okruhu

#### Otáčky oběžného kola

Otáčky oběžného kola byly měřeny indukčním senzorem Omron E2E. Ten byl implementován do spirály čerpadla a na oběžné kolo byl přidán kus ocelové podložky (viz *obr. 23*). Výstup ze senzoru je digitální, tudíž jeden pulz znamená jednu otáčku čerpadla.



Obr. 23 Implementace indukčního senzoru pro měření otáček oběžného kola

#### Elektrický proud pohánějící čerpadlo

Elektrický proud byl měřen Hallovým snímačem proudu. Rozsah senzoru je od -40 do 40 A. Výstup je analogový napěťový od 0 do 5 V. Senzor byl zkalibrován za pomocí multimetru v hodnotách proudu, při kterém probíhala měření (viz *obr. 24*).



Obr. 24 Graf kalibrace Hallového snímače proudu

#### VÝPOČTY OSTATNÍCH VELIČIN POUŽITÝCH PRO VYKRESLENÍ CHARAKTERISTIK

Tlakový přínos čerpadla  $\Delta p_{cer}$  je vypočítán jako rozdíl tlaku před a za čerpadlem  $p_{za}$  a  $p_{pred}$ , viz rovnice (2).

$$\Delta p_{\check{c}er} = p_{za} - p_{p\check{r}ed} \tag{2}$$

Příkon pumpy  $P_{cer}$  je vypočítán jako součin napájecího napětí pumpy  $U_{cer}$  a proudu  $I_{cer}$  (3). Jelikož je čerpadlo napájeno konstantním napětím 24 V, tato veličina nebyla měřena a uvažovala se jako neměnná.

$$P_{\check{c}er} = U_{\check{c}er}I_{\check{c}er} = 24I_{\check{c}er} \tag{3}$$

Hydraulický výkon čerpadla  $HP_{\check{c}er}$  je vypočítán z průtoku přes čerpadlo  $Q_{\check{c}er}$  a tlakového přínosu dle vzorce (4).

$$HP_{\check{c}er} = \frac{Q_{\check{c}er}\Delta p_{\check{c}er}}{60} \tag{4}$$

Účinnost čerpadla  $\eta_{čer}$  je podíl hydraulického výkonu a příkonu do čerpadla, viz vzorec (5).

$$\eta_{\check{c}er} = \frac{HP_{\check{c}er}}{P_{\check{c}er}} 100 \tag{5}$$

#### SCHÉMA MĚŘICÍHO OKRUHU A POSTUP MĚŘENÍ

Měření charakteristik bylo provedeno přímo na vozidle, jelikož do čerpadla byl implementován kontrolér BLDC motoru, který byl řízen PWM signálem z řídicí jednotky vozidla. Nastavení procent střídy signálu bylo realizováno za pomoci otočného voliče na volantu. Volič měl 6 poloh, tím pádem definoval množství charakteristik, jakých může být dosaženo. Proto byly zvoleny následující možnosti střídy – viz *tabulka 2*. Maximum 60 % bylo voleno s ohledem, aby nedošlo k poškození čerpadla, jelikož při této hodnotě již docházelo k silným zvukovým projevům čerpadla.

Tabulka 2 Přiřazení poloh voliče k zátěžným cyklům

Poloha voliče	0	1	2	3	4	5
Střída	0 %	20 %	30 %	40 %	50 %	60 %

Měřicí okruh byl sestaven z čerpadla, které pohánělo vodu v okruhu. Na výstupu z čerpadla byl umístěn fitink se senzorem, který měřil tlak za čerpadlem. Následoval škrticí ventil, který vytvářel zátěž pro čerpadlo. Za ventilem následovala delší hadice, aby docházelo k uklidnění proudění vstupujícího do průtokoměru. Z průtokoměru směřovala voda do zásobníku, který zajistil, aby do čerpadla byla nasávána voda bez vzduchových bublin. Na sací straně čerpadla byl umístěný senzor tlaku Tlak před čerpadlem. Okruh je na *obr. 25* a schéma na *obr. 26*.



Obr. 25 Měření charakteristiky čerpadla

Měření probíhalo za nastavení konstantního požadavku na otáčky. Na začátku byl škrticí ventil plně otevřen. Následně byl ventil postupně uzavírán. V poloze byl ponechán pár sekund pro ustálení měřených hodnot a následně znovu více přivřen – až do úplného uzavření. Pak následovalo další měření s vyššími hodnotami střídy, dokud nebyly naměřeny všechny polohy otočného voliče.



Obr. 26 Schéma měřicího okruhu při měření charakteristik čerpadla

Naměřené hodnoty byly ukládány datalogerem Omega L2. Ten vytvářel záznam po dobu měření v závislosti na čase (viz *obr. 27*). Měřené hodnoty byly zprůměrovány a zvolena jedna průměrná hodnota měřených veličin. Z ní byly následně vytvořeny charakteristiky čerpadla.



Obr. 27 Ukázka naměřených hodnot během měření char. čerpadla

### **CHARAKTERISTIKY ČERPADLA**

Charakteristiky jsou vyobrazeny v grafu (viz *obr.* 28), kde na x ose je průtok  $Q_{cer}$  a na y ose je tlakový přínos čerpadla  $\Delta p_{cer}$ , naměřené body pro stejnou hodnotu střídy jsou propojeny úsečkami. Charakteristiky odpovídají radiálnímu odstředivému čerpadlu. Čerpadlo dosáhne v maximu tlakového přínosu okolo 200 kPa. Při nízké střídě je dosaženo max. průtoků, které jsou ještě měřitelné. U vyšších stříd bylo potřeba okruh přiškrtit, aby bylo dosaženo průtoku pod 50 l/min, který byl měřitelný. Hodnoty pod 3,5 l/min není průtokoměr schopen změřit.



Obr. 28 Graf charakteristiky čerpadla (tlakový přínos)

7

Účinnost čerpadla  $\eta_{cer}$  je vynesena do grafu na *obr. 29* a je zobrazena v závislosti na průtoku čerpadla. Křivky konst. střídy tvoří obrácené paraboly, které jsou charakteristické pro odstředivá čerpadla. Z grafu plyne, že max. účinnost je okolo 50 %. Se zvyšující se hodnotou střídy se pohybuje vrchol křivek účinnosti do vyšších průtoků.



Obr. 29 Graf účinnosti čerpadla na průtoku

Graf otáček čerpadla znázorňuje, jak během škrcení, kdy klesá průtok, rostou otáčky čerpadla. To je dáno kontrolérem, který řídí čerpadlo PWM signálem a nemá zpětnou vazbu o otáčkách čerpadla. Proto jsou charakteristiky čerpadla znázorněny za konst. střídy, nikoli při konstantních otáčkách čerpadla. Graf je na *obr. 30*.



Obr. 30 Graf otáček čerpadla

Rostoucí otáčky čerpadla během škrcení se projevují i na příkonu do čerpadla (viz *obr. 31*). S klesajícím průtokem se snižuje příkon potřebný pro pohon čerpadla, to však nemá dostatečný vliv na zvýšení účinnosti, jelikož hydraulický výkon klesá razantněji. Proto – jak je vidět na *obr. 29* – účinnost klesá s nižšími průtoky.



Obr. 31 Graf příkonu čerpadla v závislosti na průtoku

### 4.1.2 MĚŘENÍ HYDRAULICKÝCH ZTRÁT KOMPONENTŮ

Chladicí okruh je sestaven z komponentů, které jsou spojeny hadicemi. Vysoká tlaková ztráta vzniká tam, kde se významně mění geometrie. Naopak u hadic a propojovacích fitinků nedochází k významnějším ztrátám. Proto byly změřeny tlakové ztráty na motorech, chladiči měniče a výměníku voda/vzduch. Následně byly změřeny celkové tlakové ztráty v okruhu, rozdílem ztrát na komponentech a okruhu byly určeny ztráty v hadicích a přechodech.

### MĚŘENÍ HYDRAULICKÝCH ZTRÁT NA MOTORU A MĚNIČI

Ztráty byly měřeny na voze přímo v chladicím okruhu, pro schéma okruhu (viz *obr. 20*). Na vstup a výstup byl umístěn fitink s převodníkem tlaku a do okruhu byl přidán průtokoměr. Použité senzory byly stejné jako při měření charakteristik čerpadla. Průtok v okruhu byl měněn otočným voličem na volantu čili zvyšoval se příkon čerpadla, a tím rostl průtok v okruhu. Měřené body jsou tedy pro průtoky, kterých bylo dosaženo v chladicím okruhu. Tlaková ztráta  $\Delta p_{motor}$  ( $\Delta p_{menic}$ ) na motoru, resp. měniči byla vypočtena dle vzorce (6) a (7).

$\Delta p_{motor} = p_{p \check{r} e d M} - p_{z a M}$	(6)
$\Delta p_{menic} = p_{p \check{r}edm\check{e}ni\check{c}} - p_{zam\check{e}ni\check{c}}$	(7)

77

V grafu tlakových ztrát v závislosti na průtoku je přidán bod s nulovým průtokem a tomu odpovídající nulovou ztrátou, aby byla zajištěna přesnější aproximace. Data jsou proložena polynomem druhého stupně, jelikož hydraulické ztráty rostou s druhou mocninou průtoku (viz *obr. 32*). Z grafu plyne, že ztráta chladiče měniče je vyšší než chladicího pláště motoru.



Obr. 32 Graf hydraulických ztrát na motoru a měniči

### MĚŘENÍ HYDRAULICKÝCH ZTRÁT NA VÝMĚNÍKU VODA/VZDUCH

Měření na výměníku nebylo z hlediska zástavbových možností možné provést v zapojeném okruhu. Proto byl výměník odpojen z okruhu a vytvořen měřicí okruh stejný jako při měření charakteristik čerpadla, avšak škrticí ventil byl nahrazen výměníkem. Takový okruh umožnil naměřit ztráty i pro vyšší průtoky, jelikož čerpadlo nebylo zatíženo ztrátami na ostatních komponentech. Tlaková ztráta  $\Delta p_{vymenik}$  byla vypočtena dle vzorce (8). Do grafu je opět přidán bod s nulovým průtokem a rozdílem tlaků (viz *obr. 33*). Data jsou proložena polynomem druhého stupně. Ztráty jsou naměřeny až do maximálního rozsahu průtokoměru. Při nižších průtocích byly ztráty zatížené vysokou nejistotou měření, rozdíl tlaků byl nižší než přesnost senzoru, která je ±2,5 kPa, a nejsou tedy uvažovány.

$$\Delta p_{vymenik} = p_{p\check{r}edV} - p_{zaV}$$



Obr. 33 Graf hydraulických ztrát výměníku voda/vzduch

(8)
#### MĚŘENÍ CELKOVÝCH HYDRAULICKÝCH ZTRÁT V OKRUHU

Ztráty byly naměřeny přímo na vozidle na chladicím okruhu (viz schéma na *obr. 20*). Do okruhu byl přidán na vstup a výstup z čerpadla fitink s tlakovým senzorem. Ztráta způsobená přidáním fitinků a průtokoměru byla zanedbatelná. Opět byl měněn příkon do čerpadla a naměřeny jednotlivé hodnoty. Měřeny byly všechny veličiny jako při měření charakteristik čerpadla a dopočítány zbylé dle vzorců použitých u char. čerpadla. Z naměřených hodnot je vykreslen graf tlakové ztráty v závislosti na průtoku (viz *obr. 34*). Opět jsou body proloženy polynomem druhého stupně. Ostatní měřené hodnoty jako příkon, účinnost a další jsou použity při analýze hydraulických charakteristik chladicího okruhu.



Obr. 34 Graf hydraulických ztrát v chladicím okruhu

## VÝPOČET HYDRAULICKÝCH ZTRÁT V HADICÍCH A PŘECHODECH

Výpočet byl proveden na základě naměřených hodnot ztrát na komponentech a celkových ztrát. Naměřené hodnoty byly aproximovány polynomem druhého stupně, pro jednotlivé měření jsou rovnice těchto křivek vypsány v rovnici (9) až (12). Jelikož jsou všechny komponenty zapojeny v sérii, součet ztrát je roven rovnici (13), kde  $\Delta p_{h+p}$  jsou hydraulické ztráty v hadicích a přechodech mezi komponenty. Hydraulické ztráty na hadicích a přechodech jsou tedy rovny rovnici (14). Po dosazení rovnic zjištěných měřením jsou hydraulické ztráty na hadicích a přechodech rovny rovnici (15). Pro vykreslení rovnice byly voleny průtoky a k nim dopočteny hodnoty tlakové ztráty (viz *obr. 35*).

$$\Delta p_{motor} = 0.1778 \cdot Q_{motor}^2 + 1.0256 \cdot Q_{motor} \tag{9}$$

$$\Delta p_{menic} = 0,2426 \cdot Q_{menic}^2 + 0,9818 \cdot Q_{menic}$$
(10)

$$\Delta p_{vymenik} = 0.0163 \cdot Q_{vymenik}^2 + 0.1888 \cdot Q_{vymenik} \tag{11}$$

$$\Delta p_{suma} = 0,8377 \cdot Q_{suma}^2 + 1,3042 \cdot Q_{suma} \tag{12}$$

$$\Delta p_{suma} = 2 \cdot \Delta p_{motor} + \Delta p_{menic} + \Delta p_{vymenik} + \Delta p_{h+p}$$
(13)

$$\Delta p_{h+p} = \Delta p_{suma} - 2 \cdot \Delta p_{motor} - \Delta p_{menic} - \Delta p_{vymenik}$$
(14)

$$\Delta p_{h+p} = 0.2232 \cdot Q_{h+p}^2 - 1.9176 \cdot Q_{h+p} \tag{15}$$

Z vypočtených hodnot vyplývá, že od 0 do 9 l/min je tlaková ztráta záporná. To je dáno tím, že při těchto průtocích součet ztrát na komponentech byl vyšší než naměřená celková tlaková ztráta. Vzhledem k tomu, že záporná hodnota je nižší než přesnost tlakového senzoru, dá se předpokládat, že vznikla nejistotou měření. Při vyšších průtocích se už ztráty chovají dle očekávání, viz graf na *obr. 35*.



Obr. 35 Graf hydraulických ztrát v hadicích a přechodech

# 4.1.3 ANALÝZA HYDRAULICKÝCH CHARAKTERISTIK CHLADICÍHO OKRUHU

Pro určení pracovních bodů čerpadla byly sloučeny charakteristiky čerpadla a charakteristiky chladicího okruhu (viz *obr. 37*). Z grafu je patrné, že v chladicím okruhu může být dosaženo 5 různých průtoků v závislosti na střídě. Minimální průtok je 7,5 l/min, v maximu lze dosáhnout 14 l/min. Při maximálním průtoku příkon čerpadla byl 190 W, při nejnižší střídě byl příkon 26 W.

V grafu na *obr. 36* je znázorněno rozložení ztrát mezi jednotlivými komponenty. Nejvyšší tlakovou ztrátu má chladič měniče, který tvoří třetinu celkových ztát. Druhou největší ztrátu mají motory, ty v součtu tvoří přes 50 % celkových ztrát. Naopak výměník voda/vzduch má zanedbatelnou tlakovou ztrátu v porovnání s ostatními komponenty. Hadice a ztráty v přechodech mezi komponenty mají významnější vliv na tlakovou ztrátu až při vyšších průtocích. Při průtoku 15 l/min, pro který je rozdělení vytvořeno, dosahují 10 % z celkových ztrát. S klesající střídou tento poměr klesá a při 10 l/min tvoří jen 3 % z celkových ztrát.



Obr. 36 Graf rozložení hydraulických ztrát v okruhu



Obr. 37 Graf pracovních bodů čerpadla

Během měření celkových ztrát, byly měřeny i veličiny jako při měření char. čerpadla. Tato data jsou zobrazena v grafu na *obr. 37*, kde je vidět, že čerpadlo nepracovalo v optimálním spektru účinností. Bylo dosaženo účinnosti mezi 24 a 28 %, zatímco maximální účinnost čerpadla je 50 %. Dále je vidět, že některé naměřené pracovní body se neprotínají s křivkami zjištěnými během měření charakteristiky čerpadla. U 30 % střídy je křivka char. čerpadla mírně zdeformována a pravděpodobně došlo k chybě vlivem nejistoty měření.

## 4.2 TERMODYNAMICKÉ CHARAKTERISTIKY CHLADICÍHO OKRUHU

Pro analýzu tepelných ztrát motorů a měniče byla provedena měření za provozu monopostu. První měření bylo provedeno na stadionu CESA, kde se nachází 100 metrů rovný úsek. Na tomto úseku byly provedeny akcelerační jízdy a zjištěny ztráty v závislosti na zatížení monopostu. Další měření bylo provedeno na testovací ploše v Continentalu, kde byla postavena trať podobná endurance trati na závodech. Toto měření by mělo přesněji simulovat zatížení a ztráty, jakých bude dosaženo během závodních jízd. Třetí měření probíhalo za neefektivního řízení motorů, tím bylo dosaženo nejvyšších ztrát a teplot na komponentech, díky kterým bude zjištěno chování chladičů při vysokých zatíženích a teplotách.

# 4.2.1 POPIS A SCHÉMA MĚŘICÍHO ŘETĚZCE

Chladicí okruh byl sestaven stejně jako během závodního provozu. Navíc do okruhu byl přidán průtokoměr a příruby pro měření teplot (viz *obr. 38*). Data ze senzorů byla zaznamenána pomocí externího datalogeru Omega L2.



Obr. 38 Měřící řetězec během jízd monopostu

Schéma měřicího řetězce je na *obr. 39.* Vodní okruh je znázorněn modrými šipkami. Senzory jsou znázorněny se žlutým pozadím a jejich připojení do okruhu žlutými šipkami. Tok výkonu z baterie do motorů je znázorněn zelenými šipkami. Tepelné ztráty zobrazují červené šipky. Mechanický výstup je znázorněn růžově. Datové svazky s informacemi od senzorů směřují do datalogeru a jsou znázorněny hnědými šipkami.



Obr. 39 Schéma měřicího řetězce

# 4.2.2 MĚŘENÉ VELIČINY A SENZORY POUŽITÉ PRO JEJICH MĚŘENÍ

## PŘÍKON Z BATERIE

Příkon jdoucí z baterie  $P_{eD1}$  byl měřen jako součin proudu z baterie I<sub>BAT</sub> a napětí na baterii  $U_{BAT}$ , viz vzorec (16).

$$P_{eD1} = I_{BAT} U_{BAT} \tag{16}$$

Proud z baterie byl měřen Hallovým měřičem proudu od firmy LEM typ HTFS 200-P. Ten měří v rozsahu -300 až +300 A. Výstup ze senzoru je napěťový analogový. Do datalogeru byla data přivedena po sběrnici CAN.

Napětí bylo měřeno jako součet napětí na jednotlivých článcích baterie. Pomocí monitoru stavu baterie od Analog Devices typ LTC6813-1. Data z tohoto zařízení byla opět do datalogeru poslána po CAN sběrnici.

#### ZTRÁTY NA MOTORU A MĚNIČI

Celkové ztráty na motoru a měniči nebylo možné měřit, proto se měřily pouze ztráty, které prostoupily v chladiči měniče a chladicích pláštích motorů do chladicího okruhu. Chladicí výkon byl vypočten z rovnic (17) až (19), kde  $Z_{Měnič}$  jsou ztráty přijaté do vody v chladiči měniče, analogicky  $Z_{MotorL}$  jsou ztráty levého motoru,  $Z_{MotorP}$  jsou ztráty pravého motoru. Tyto ztráty jsou vypočteny na základě aktuálního průtoku vody okruhem  $Q_V$ , rozdílu teploty vody na vstupu a výstupu z chladičů ( $T_{13}$ ,  $T_{14}$  atd.) a měrné tepelné kapacity vody. Hodnota měrné tepelné kapacity vody byla použita 4180 J/kgK [36]. Součet těchto ztrát  $Z_{suma}$  je roven rovnici (20).

$$Z_{M\check{e}ni\check{c}} = \frac{Q_V}{60} (T_{13} - T_{14}) \cdot 4180 \tag{17}$$

$$Z_{MotorL} = \frac{Q_V}{60} (T_{23} - T_{13}) \cdot 4180 \tag{18}$$

$$Z_{MotorP} = \frac{Q_V}{60} (T_{28} - T_{23}) \cdot 4180 \tag{19}$$

$$Z_{Suma} = Z_{M\check{e}ni\check{c}} + Z_{MotorL} + Z_{MotorP}$$
<sup>(20)</sup>

Průtok byl měřen totožným senzorem jako při měření char. čerpadla. Jelikož jsou všechny komponenty zapojeny v sérii je průtok přes všechny stejný.

Teplota byla měřena NTC termistory. Na termistorech byl měřen úbytek napětí. Závislost mezi napětím a teplotou byla zjištěna kalibrací v kalibrační lázni Julabo. Do kalibrační lázně byly umístěny termistory v těsné blízkosti, aby rozdíl teplot mezi jednotlivými termistory byl co nejmenší (viz *obr. 40*).



Obr. 40 Kalibrační zařízení Julabo a termistory

V kalibrační lázni byla použita voda. Kalibrační lázeň není schopna chladit, proto na začátku měření byla teplota vody 17,8 °C. Následně bylo zapnuto čerpadlo pro zrovnoměrnění teploty v kalibrační lázni, to ohřálo vodu na 24 °C. Od teploty 30 °C se přidal ohřev a za pomocí termostatu v Julabu již bylo možné dosáhnout ustálené teploty. Cílová teplota se postupně zvyšovala po 5 °C až do teploty 95°C.



Obr. 41 Kalibrace termistoru T<sub>13</sub>

Během měření byla zapisována napětí pro jednotlivé termistory, dále pak teploty. Graf naměřených hodnot pro teplotu  $T_{13}$  je na *obr.* 41. V rozsahu teplot 20 až 40 °C, kde bude termistor použit, již není charakteristika lineární. To je způsobené děličem napětí, proto bylo voleno dostatečné množství bodů, aby nebyla významně snížena přesnost měření. Ostatní termistory mají podobnou charakteristiku jako  $T_{13}$ .

Termistory byly umístěné do okruhu pomocí šroubení (viz *obr. 42*). Termistor byl provlečen šroubem s průchozí dírou přímo do středu proudu vody, aby byla zajištěna rychlá reakce na změnu teploty, jelikož zpoždění je způsobeno pouze tepelnou kapacitou termistoru.



Obr. 42 Umístění termistorů do okruhu

Teplota okolního vzduchu  $T_{27}$  byla také měřena termistorem. Ten byl umístěn na rámu a zakryt, aby nebyl zahříván sluncem.

#### ŽÁDANÁ HODNOTA PROUDU JDOUCÍHO DO MOTORŮ

Žádaná hodnota proudu  $I_{\underline{z}MotL}$  ( $I_{\underline{z}MotP}$ ), která je vstupem do měniče a podle které jsou řízeny motory, je získána z potenciometrů umístěných na plynovém pedálu monopostu. Signál z potenciometrů je zpracován v pedálové jednotce a do datalogeru je poslána již kalibrovaná hodnota proudu po sběrnici CAN. Žádaná hodnota proudu nabývá hodnot od 0 A do 190 A, kdy 0 A znamená nestlačený plyn, 190 A plně stlačený plynový pedál. Během provozu byl max. proud omezován a rozsah může být nižší.

#### OTÁČKY MOTORŮ

Otáčky motoru  $n_{MotL}$  ( $n_{MotP}$ ) byly měřeny enkodérem od firmy SICK typ EES37, umístěným přímo v motoru. Ten sloužil jako zpětná vazba pro řízení motoru. Do datalogeru byla posílána hodnota otáček za minutu po sběrnici CAN.

Otáčky motoru byly použity pro výpočet přibližné rychlosti monopostu  $v_{eD1}$ . Výpočet byl proveden dle vzorce (21), kde  $i_{eD1}$  je převodový poměr mezi motorem a kolem a je roven 5,  $r_{eD1}$  je dynamický poměr kola a je roven 0,225 m,  $2\pi/60$  slouží k převodu otáček za minutu na rad/s, rovnice je vynásobená 3,6, aby výsledná rychlost byla v km/h. Hodnota otáček motoru je průměrována z levého a pravého kola, jelikož během zatáčení je rychlost otáčení vnějších a vnitřních kol rozdílná.

$$v_{eD1} = \frac{2\pi (n_{MotL} + n_{MotP})}{60 \cdot 2 \cdot i_{eD1}} \cdot r_{eD1} \cdot 3,6 = \frac{2\pi (n_{MotL} + n_{MotP})}{60 \cdot 2 \cdot 5} \cdot 0,225 \cdot 3,6$$
(21)

## TEPLOTA MOTORŮ

Teplota motorů  $T_{MotL}(T_{MotP})$  byla měřena teplotním čidlem PT1000 umístěným u vinutí motoru. Nakalibrovaná hodnota teploty byla posílána po CAN sběrnici.

## 4.2.3 POSTUP MĚŘENÍ

Měření bylo rozděleno na dvě části. V první části byl monopost provozován na 100metrovém rovném úseku. Na začátku úseku se monopost rozjel s maximální akcelerací, na konci úseku dojde k brždění a otočení monopostu o 180°. Následuje opět akcelerace a dojetí na počáteční místo, kde se monopost otočí a jízda je provedena opět stejným způsobem. Takto bylo provedeno několik jízd. Z jízd byl vybrán nejdelší úsek, kdy bylo dosahováno maximální žádané hodnoty proudu po dobu akcelerace.

Druhá část měření probíhala na testovací ploše v Continentalu. Pro simulaci podmínek zatížení, které dochází během závodů Formule Student byla postavena z kuželek trať. Bylo odjeto několik kol a z nich byl vybrán úsek s nejméně přerušeními.

## 4.2.4 MĚŘENÍ TEPELNÝCH ZTRÁT BĚHEM AKCELERACÍ

Během měření byla maximální žádaná hodnota proudu jdoucího do motoru 190 A. Jedná se o maximální hodnotu, s jakou byl monopost provozován. Maximální žádaná hodnota proudu spolu s aktuální hodnotou napětí určuje maximální výkon, který může být odebírán z baterie. Na začátku měření byla baterie nabita na 360 V. Během zatížení baterie dochází k poklesům napětí až na 300 V. Na konci měření se baterie zregenerovala na hodnotu 350 V.

Průběh příkonu z baterie je zobrazen na *obr. 43.* Z grafu je patrné, že byl vybrán měřený úsek s 19 akceleracemi za doby 210 sekund. Během měření bylo dosahováno maxima příkonu v rozmezí 57,2 až 65,7 kW. Výjimkou byla 17. akcelerace, kdy bylo dosaženo pouze 42 kW. Průměrný příkon z baterie po dobu měření byl 12,35 kW.



Obr. 43 Průběh příkonu z baterie během akcelerací

Na *obr. 44* je histogram četností žádané hodnoty proudu reprezentující polohu plynového pedálu. Z grafu vyplývá, že během provozu 58 % času byla žádaná hodnota v rozmezí 0 až 19 A. To je adekvátní stlačení plynového pedálu v rozsahu 0 až 10 %. Tyto hodnoty lze tedy považovat, za nezatížený stav monopostu, tedy dobu, kdy byl monopost brzděn nebo se otáčel na točně. Zbylých 42 % času vůz akceleroval. Z celkového času bylo přibližně 25 % času dosaženo maxima stlačení plynového pedálu, tedy vůz akceleroval s maximálním hnací silou, kterou umožnily motory.

Rychlost vozu během jízdy je na *obr. 44.* Během jízdy vůz dvakrát plně zastavil. Z histogramu je patrné, že se zvyšující se rychlostí četnost klesá, což odpovídá režimu akceleračních jízd. Průměrná rychlost byla 37,2 km/h. Maximální rychlost byla 85,4 km/h.

V průběhu měření byla střída vodního čerpadla 20 %. Příkon čerpadla byl přibližně 30 W, otáčky čerpadla se držely okolo hodnoty 4450 min<sup>-1</sup> a průtok vodním okruhem byl přibližně 7,8 l/min.

Teplota okolního vzduchu byla okolo 16 °C. Na počátku měření byla teplota vody v okruhu 23,8 °C. Na konci měření byla výstupní teplota z výměníku 30,5 °C. Teplota motorů na začátku byla 28 °C pro levý motor a 21 °C pro pravý motor, rozdíl teplot je dán špatnou kalibrací senzorů umístěných v motorech. Na konci měření byla teplota levého motoru 62 °C, pravého 55 °C, rozdíl teplot tedy zůstal zachován pouze jeden ze senzorů má posunutou kalibrační křivku.



Obr. 44 Histogram procentuální četnosti žádané hodnoty proudu a rychlosti vozidla

Před startem bylo puštěno čerpadlo, po zrovnoměrnění teplot na termistorech byly odečteny hodnoty, ty se lišily maximálně o 0,15 °C. Vypočtené výkony při nezatíženém stavu dosahovaly 67 W na chladiči IGBT, 62 W pravý motor, -47 W levý motor, 82 W celkové ztráty. Tyto hodnoty budou zohledněny v analýze výsledků.

#### PRŮBĚH MĚŘENÍ TEPELNÝCH ZTRÁT

Na *obr. 45* je zobrazen graf průběhu tepelných ztrát a příkonu z baterie v závislosti na čase. Jak již bylo zmíněno, tepelné ztráty jsou brány jako tepelný výkon, který byl odveden chladiči. Jsou rozděleny na ztráty odvedené chladičem měniče, chladicím pláštěm levého a pravého motoru a celkovými ztrátami, které jsou součtem těchto ztrát. Z průběhů ztrát je patrné, že jak docházelo k cyklickému zatěžování monopostu, docházelo také k cyklické disipaci tepla. Chladič měniče byl v okruhu zapojen jako první, a ztráty tudíž nejsou ovlivněny ostatními komponenty. Oproti tomu chladicí pláště motorů jsou zapojeny v sérii až za chladičem měniče. Současně IGBT moduly spolu s chladičem mají daleko nižší tepelnou kapacitu a reakce ztrát na zatížení je oproti motorům rychlejší. Proto dochází z počátku k záporným ztrátám, jelikož na vstupu je ohřátá kapalina z měniče a na výstupu se ještě neprojevily ztráty z motorů.

Tepelné ztráty na měniči v průběhu měření tvořily cyklické křivky s vrcholem v rozmezí 1000 až 1100 W. V údolí byly ztráty okolo 200 W. Zpoždění maxima ztrát na měniči vůči maximu příkonu bylo přibližně 1,2 sekundy. Maximální ztráty na měniči byly 1170 W. Průměrné ztráty měniče na měřeném úseku byly 485 W.

Т



Obr. 45 Graf vybraného úseku průběhu tepelných ztrát a příkonu z baterie

Ztráty na levém motoru dosahovaly vrcholu 300 až 550 W, údolí byla -700 W, což znamená, že chladicí plášť motoru byl zahříván kapalinou z měniče. Na rozdíl od ztrát na měniči nedosahují ztráty motoru takových špiček a dochází k většímu rozložení ztrát v čase (viz *obr. 45*). Zpoždění maxima ztrát je přibližně 5,5 sekundy. Maximální ztráty levého motoru byly 550 W. Průměr ztrát po dobu měření byl 20 W, to znamená, že jaké teplo bylo přivedeno z měniče do motoru, takové bylo i z motoru odvedeno. Zároveň část ztrát mohla být odvedena vzduchem okolo motoru. Neboli během měření levý motor významně nezahříval svůj chladicí plášť a ztráty motoru byly pouze akumulovány v tepelné kapacitě motoru, který navýšil svou teplotu o 30 °C.



Ztráty pravého motoru dosahují vrcholu 200 až 400 W, údolí byla přibližně -200 W. Tentokrát je chladicí plášť zahříván teplou kapalinou od levého motoru a měniče. Vrchol ztrát již není tak výrazný a dochází spíše ke stagnaci na maximální hodnotě. Zpoždění vrcholu příkonu vůči vrcholu ztrát je již delší než 8 sekund. Dále na *obr. 46* lze vidět výrazný růst vrcholů. Zatímco na počátku měřeného úseku je dosahováno maxima 200 W, ke konci je již

maximum okolo 400 W. To je způsobeno zvyšující se teplotou motoru, která během měření narostla o 30 °C. Maximální ztráty pravého motoru byly 440 W. Průměr ztrát po dobu měření byl 120 W.

Celkové ztráty vyjadřují součet ztrát na jednotlivých komponentech, současně říkají, kolik tepla bylo odevzdáno výměníkem voda/vzduch do okolí. Celkové ztráty mají také cyklický průběh vrcholy nabývají hodnot mezi 600 W až 1100 W. Údolní jsou v rozsahu 100 až 600 W. Z grafu na *obr.* 47 je vidět nárust ztrát v průběhu měření z počátku vrcholky dosahovaly nižších hodnot, zatímco s rostoucí dobou provozu rostly i ztráty. Tento průběh je způsoben zahříváním komponentů, kterým s rostoucí teplotou klesá účinnost. Maximum ztrát bylo 1200 W. Průměr ztrát po dobu měření byl 625 W.



Obr. 47 Graf průběhu celkový ztrát přijatých do chladicí kapaliny

## ANALÝZA VÝSLEDKŮ

Z naměřených hodnot vyplynulo, že průměrné ztráty, které jsou odvedeny chladicím okruhem, dosahují 625 W. Z toho 485 W odvedl chladič měniče, 20 W chladicí plášť levého motoru, 120 W chladicí plášť pravého motoru. Pokud do výsledků zahrneme přesnost měření, kdy na začátku měření bylo předpokládáno nulové zatížení, avšak nebyly nulové hodnoty naměřených ztrát a tyto rozdíly přičteme k výsledkům měření, dosáhneme hodnot, které zobrazuje *tabulka 3*. Průměrné ztráty v okruhu jsou 543 W, měniče 418 W, levého motoru 67 W, pravého motoru 58 W. Tyto výsledky lépe odpovídají realitě, jelikož ztráty levého a pravého motoru jsou přibližně stejné.

Také lze usoudit, že zatímco chladič IGBT odvádí dobře teplo, reaguje rychle na zatížení, je schopen uchladit i krátkodobější špičky zatížení, motory toto chování nevykazují. Motory mají díky značné hmotnosti větší tepelnou kapacitu, současně prostup tepla mezi vinutím a chladicím pláštěm je velmi nízký. Tato kombinace způsobuje, že reakce na zatížení je daleko pomalejší a většina tepla místo toho, aby byla odvedena chladicím okruhem, je akumulována v motoru. Tepelný výkon, který mohl být akumulován v motoru po dobu jízdy za předpokladu, že celá hmotnost motoru byla ohřáta o 30 °C, je až 800 W. S rostoucí teplotou motorů sice rostl výkon odvedený pláštěm motoru, současně však rostou i celkové ztráty motoru. Za dobu měření narostla teplota motorů z 30 na 60 °C, limitní je teplota 110°C. Je tedy otázkou, zda by kombinace velké tepelné kapacity motoru a nízkého chladicího výkonu pláště zajistila nedosažení kritických teplot na motoru po dobu závodních jízd.

Dále výsledky nastínily, jakých průměrných odběrů z baterie lze dosáhnout. I když se jednalo o akcelerační jízdy, které nejvíce zatěžují monopost ze všech disciplín, průměrný příkon během akcelerace byl 40 kW, během měřeného úseku jen 12,35 kW. Během závodů není potřeba významně chladit monopost během akceleračních jízd, jelikož se jezdí jen dvě za sebou. Avšak během jízdy na endurance trati je monopost zatěžován po dobu 25 min a zatížení monopostu je nižší než během akcelerací. Odtud se dá předpokládat, že pokud by vůz eD1 jel na endurance trati, tak jeho průměrný příkon nepřesáhne 12,35 kW, tím pádem ani ztráty nebudou vyšší, než byly naměřeny během akcelerací.

Průměrné naměřené hodnoty				
Příkon z baterie	12 350 W			
Chladicí výkon chladiče měniče	418 W			
Chladicí výkon levého motoru	67 W			
Chladicí výkon pravého motoru	58 W			
Výkon odvedený do okolí	543 W			
Rychlost vozu	37,2 km/h			
Špičkové naměřené hodnoty				
Příkon z baterie	65 700 W			
Chladicí výkon chladiče měniče	1170 W			
Výkon odvedený do okolí	1200 W			
Rychlost vozu	85,4 km/h			

Tabulka 3 Shrnutí naměřených hodnot během akceleračních jízd

## 4.2.5 MĚŘENÍ NA TRATI V CONTINENTALU

Na testovací ploše v Continentalu byla postavena trať z kuželek. Přesný profil trati nebyl zaznamenán, jelikož monopost neobsahoval GPS modul. Avšak trať byla postavena dle pravidel Formule Student. Šířka trati byla 3 m. Trať byla složena primárně z konstantních zatáček o poloměrech od 9 do 50 m, dále obsahovala rovinku a slalomovou sekci. Délka trati byla 550 m. Maximální délka trati, kterou povolují pravidla je 1,5 km, většinou je délka 1 km. Cílem měření bylo simulovat endurance jízdu na závodech. Délka endurance trati je 22 km. To odpovídá 40 kolům na trati v Continentalu. Během jízd docházelo k častému přerušení v důsledku technických problémů, ty způsobily i časté resetování datalogeru. Proto pro analýzu byl vybrán nejdelší úsek bez přerušení logování nebo zastavení monopostu. Měřený úsek trval 237 sekund, bylo odjeto 5 kol, což odpovídá ujeté vzdálenosti 2,75 km.

Maximální žádaná hodnota proudu po dobu jízdy byla 170 A. Baterie byla nabita na 340 V. Během měření na trati na nejdelší rovince byl dosahován maximální příkon, který v maximu dosáhl 58,8 kW. Průměrný výkon z baterie byl 11,42 kW.

Histogram procentuální četnosti žádané hodnoty proudu pro levý motor je na *obr.* 48. Pro pravý motor byla totožná. Histogram znázorňuje, že 50 % času nebyl sešlápnutý plyn, jednalo se o dobu během brzdění a průjezdem zatáčkami. S maximální hnací silou monopost akceleroval 17 % času.



Obr. 48 Histogramy žádané hodnoty proudu a rychlosti vozidla

Na pravé části na *obr. 48* je histogram procentuální četnosti rychlosti vozidla. Nejvyšší četnost je v rozmezí 30 až 40 km/h. Maximální rychlost se pohybovala okolo 80 km/h. Průměrná rychlost byla 41,3 km/h.

Během měřeného úseku byl průtok chladicí kapaliny v okruhu v rozmezí 9,4 až 9,8 l/min. Otáčky čerpadla se pohybovaly okolo 5500 min<sup>-1</sup>. Příkon čerpadla byl 60 W. Střída tedy byla na 30 %. Na začátku měření byla teplota chladicí kapaliny 24,8 °C, na konci 29,5 °C. Teplota okolního vzduchu pak 14 °C. Pravý motor měl na začátku měření 30 °C, levý 38 °C. Levý motor pravděpodobně měl 30 °C jen je senzor špatně nakalibrován. Na konci jízdy byly teploty levého motoru 62 °C, pravého motoru 56 °C. Nárust teploty levého motoru byl 24 °C, pravého 26 °C.

Před jízdou bylo opět zapnuto čerpadlo a v nezatíženém stavu odečteny hodnoty ztrát. Ztráty měniče se ustálily přibližně na nulové hodnotě. Ztráty levého motoru se ustálili na -30 W. Ztráty pravého motoru byly 80 W, avšak stále mírně klesaly. Celkové ztráty se ustalovaly na hodnotě 40 W. Jelikož byly motory zahřáty nad 30 °C a teplota chladicí kapaliny měla 24 °C pravděpodobně docházelo k mírnému dochlazování motorů. Naměřené hodnoty tedy nevyjadřují jen odchylky termistorů, z malé části byla chladicí kapalina ohřívána motory.

T

Na *obr. 49* je graf průběhu tepelných ztrát a příkonu z baterie v závislosti na čase. Zobrazen je úsek, kdy monopost odjel třetí kolo. Z grafu je patrné, že dochází k výrazným výkyvům ztrát v závislosti na příkonu z baterie. Motory opět dosahují záporných hodnot ztrát, což je dáno sériovým zapojením komponentů.



Obr. 49 Graf průběhů ztrát a příkonu z baterie během 3. kola na trati v Continentalu

V měřeném úseku pěti kol byly maximální hodnoty ztrát na měniči 900 W. Průměrné ztráty dosahovali 400 W. V průběhu měření nedocházelo k nárustu ztrát a vrcholy dosahovaly podobných maxim po celou dobu měření.

Průměrná hodnota ztrát levého motoru po dobu měření je 77 W. Zatímco průměrná hodnota ztrát během prvního kola se blížila nule, v průběhu pátého kola byla průměrná hodnota 150 W. U pravého motoru je průběh podobný, také dochází k nárustu ztrát. První kolo byly průměrné ztráty 110 W a poslední kolo již dosahovaly 270 W. Nárust je dán zvyšující se teplotou motorů, kdy rozdíl teploty chladicí kapaliny vůči teplotě motoru roste, současně teplo z vinutí prostupuje motorem se zpožděním v důsledku tepelných kapacit motoru.

Celkové ztráty v okruhu, respektive tepelný výkon odvedený chladičem do okolí byl v průměru 660 W. Ztráty během měření rostly, jelikož rostly ztráty motorů. Maximum ztrát bylo v posledním kole 1200 W. Průměrné ztráty v 1. kole byly 490 W a v posledním 820 W.

#### ANALÝZA VÝSLEDKŮ

Naměřené hodnoty ztrát, příkonu a rychlosti viz *tabulka 4*. K naměřeným hodnotám ztrát byly opět přičteny hodnoty v nezatíženém stavu. Díku tomu bylo dosaženo korigovaných hodnot. Z hlediska příkonu z baterie bylo dle předpokladu dosaženo nižších hodnot než při akceleračním provozu. Rozdíl průměrných hodnot je však malý a pokud by nebyl příkon omezen během měření na trati, bylo by pravděpodobně dosaženo stejných příkonů. Chladicí výkon chladiče měniče dosahoval stejných výkonů jako při akceleračních jízdách. Výrazně narostl chladicí výkon u motorů, což bude pravděpodobně dáno vyšší teplotou motorů na počátku měření.

Z obou měření vyplynulo, že teplo z měniče je dobře odváděno a v průběhu měření se udržuje na stejné hodnotě v závislosti na míře zatížení. Po celou dobu měření nebylo dosaženo kritických teplot na modulu IGBT. U motorů dochází ke kumulaci tepla v motoru, což způsobuje jeho zahřívání. S rostoucí teplotou motoru roste také účinnost chlazení a je odváděno více tepla. Během měření se nestihl motor ohřát ke kritickým hodnotám teploty, a tedy nebylo možné zjistit, jestli při maximálních teplotách motoru bude odvedeno množství tepla potřebné pro již nerostoucí teplotu motorů. Průměrná rychlost u obou měření byla okolo 40 km/h, na závodních tratích je v průměru dosahováno až 60 km/h v závislosti na profilu trati. S rychlostí vozu souvisí průměrný výkon během jízdy. Dá se tedy očekávat, že během závodů bude dosaženo vyšších průměrných výkonů než na trati v Continentalu. S vyššími výkony budou růst i ztráty na jednotlivých komponentech. Při návrhu chlazení pro eD2 bude potřeba toto zohlednit.

Průměrné naměřené hodnoty				
Příkon z baterie	11 420 W			
Chladicí výkon chladiče měniče	400 W			
Chladicí výkon levého motoru	107 W			
Chladicí výkon pravého motoru	110 W			
Výkon odvedený do okolí	620 W			
Rychlost vozu	41,3 km/h			
Špičkové naměřené hodnot	у			
Příkon z baterie	58 800 W			
Chladicí výkon chladiče měniče	900 W			
Výkon odvedený do okolí	1200 W			
Rychlost vozu	80 km/h			
Průměrné hodnoty v 1. kol	e			
Chladicí výkon levého motoru	-30 W			
Chladicí výkon pravého motoru	30 W			
Výkon odvedený do okolí	450 W			
Průměrné hodnoty v posledním kole				
Chladicí výkon levého motoru	180 W			
Chladicí výkon pravého motoru	190 W			
Výkon odvedený do okolí	780 W			

Tabulka 4 Naměřené ztráty a výkony během jízd na trati

# 4.2.6 MĚŘENÍ AKCELERACÍ PŘI NEEFEKTIVNÍM ŘÍZENÍ MOTORŮ

Z jízd, které byly odjety během testování, byl vybrán nejvíce teplotně zatěžující stav, jakého bylo dosaženo. Ten byl dosažen v rané fázi, kdy nebylo optimálně nastavené řízení motorů. Docházelo k vysokým teplotním ztrátám a k nízkým výkonům. Účinnost byla tedy nízká. Tento stav nebude sloužit k naměření chování ztrát na motorech a měniči, jelikož už bylo možné motory řídit efektivně (viz výše naměřená data). Se správným nastavením řízení by bylo potřeba provozovat monopost delší dobu, než by bylo dosaženo vysokých teplot, avšak to se nepodařilo. Proto bylo využito nízké efektivity, kdy docházelo k rychlému zahřátí komponentů a díky tomu bylo možné analyzovat schopnosti chladičů a chladicích plášťů při vysokých teplotách na komponentech bez dlouhých jízd.

Z měření bylo zjištěno, že chladič IGBT při teplotě na vstupu 42 °C a průtoku 14 l/min může odvést až 1350 W tepelného výkonu, průměrně okolo 1000 W. A při tomto stavu stále nebude dosaženo kritické teploty na základní desce IGBT, která je 80 °C. Současně bylo zjištěno, že pokud bude snížen průtok na 10 l/min, rozdíl odvedeného tepla oproti 14 l/min bude zanedbatelný. Chladicí plášť motoru odvedl v průměru 450 W tepla, při podmínkách stejných jako na IGBT chladiči, kdy teplota na vinutí motoru dosahovala 100 °C. Při měření bylo dosaženo odvodu tepla v maximu 2500 W, v průměru 1900 W. Při průměrných ztrátách 1700 W docházelo k postupnému ochlazování vody na vstupu do měniče a při 1900 W naopak k mírnému nárustu. Z toho plyne, že výměník voda/vzduch při rozdílu teplot médií 24 °C a průtoku vody 14 l/min odvede přibližně 1800 W. Hodnoty souhrnně znázorňuje *tabulka 5*.

Chladič IGBT	
Teplota na vstupu do chladiče	42 °C
Průtok chladicí kapaliny	14 l/min
Teplota základní desky IGBT	<80 °C
Maximální odvedený výkon	1350 W
Průměrný odvedený výkon	1000 W
Chladicí plášť motorů	
Teplota na vstupu do chladiče	43 °C
Průtok chladicí kapaliny	14 l/min
Teplota vinutí motoru	100 °C
Průměrný odvedený výkon	450 W
Výměník voda/vzduch	
Teplota na výstupu z chladiče	42 °C
Teplota okolního vzduchu	18 °C
Rozdíl teplot médií	24 °C
Průtok chladicí kapaliny	14 l/min
Maximální odvedený výkon	2500 W
Průměrný odvedený výkon	1900 W

Tabulka 5 Měření při neefektivním řízení motorů

V grafu na *obr. 50* je zobrazena závislost odvedeného výkonu chladicím pláštěm motoru na rozdílu teplot mezi vinutím a chladicí kapalinou. Naměřené body jsou použity z měření v Continentalu a během neefektivního řízení motorů a jsou proloženy lineární funkcí. Z grafu je patrné, že s rostoucím rozdílem teplot roste i odvedený výkon. Maximální teplota na vinutí je 110 °C a v okruhu může být dosaženo teploty vody 40 °C, to dělá teplotní rozdíl 70 °C, při kterém chladicí plášť odvede 525 W. Pokud při teplotě motoru 110 °C a zatížení monopostu odpovídajícímu závodním jízdám budou tepelné ztráty motoru vyšší, nebude chladicí plášť dosaženo ztrát až 800 W za předpokladu, že byla celá hmota motoru ohřáta o 30 °C po dobu měření. Pro zjištění, zda může být motor uchlazen dlouhodobě, by musela být provedena další měření.



Obr. 50 Graf závislosti rozdílu teploty chladicí kapaliny a vinutí na odvedeném výkonu

# 5 NÁVRH VODNÍHO OKRUHU PRO DRAGON E2

Návrh vodního okruhu je rozdělen do tří částí. Nejdříve jsou vypočteny tepelné ztráty na jednotlivých komponentech. Na základě těchto ztrát jsou dopočteny teploty a určeny parametry chladičů, aby bylo požadovaných teplot dosaženo. Další část je věnována návrhu výměníku voda/vzduch, na který jsou kladeny nároky dle předešlých výpočtů ztrát na komponentech. Poslední část se zabývá hydrodynamickými charakteristikami okruhu, jakou je volba čerpadla nebo způsob zapojení komponentů do okruhu.

# 5.1 VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT V OKRUHU A URČENÍ PROVOZNÍCH TEPLOT

Tepelné ztráty na motorech i měniči jsou silně závislé na intenzitě zatěžování, proto jsou vypočteny za různých zátěžných stavů. Celkem je vybráno 5 stavů (viz *tabulka 6*). První stav je jízda endurance, kdy průměrná rychlost dosahuje 40 km/h. Jelikož endurance trať má 22 km a kapacita baterie je omezená, je tomuto stavu dopočten příkon, který může být průměrně odebírán z baterie. Výpočet doby endurance jízdy  $t_{endu}$  je určen vzorcem (22), kde  $s_{endu}$  je délka trati a  $v_p$  průměrná rychlost. Průměrný příkon z baterie  $P_{eD2p}$  je vypočten vzorcem (23), kde  $C_{BAT}$  je kapacita baterie a je rovna 8,3 kWh. Výkon vozidla bude nižší v důsledku ztrát na komponentech, tudíž i průměrná rychlost pro daný příkon bude nižší, tento poznatek není uvažován, jelikož by to vedlo k iterativnímu výpočtu, který by byl časově náročný, proto je zvolena konzervativnější hodnota a uvažuje se s příkonem beze ztrát. Dále jsou dopočteny průměrné otáčky motoru – viz vzorec (24). Otáčky jsou dány převodovým poměrem <sub>ieD2</sub>, který je roven 12, poloměrem pneumatiky  $r_{eD2}$ , který je 0,194 m a rychlostí vozidla.

$$t_{endu} = 60 \cdot \frac{s_{endu}}{v_p} \tag{22}$$

$$P_{eD2p} = \frac{C_{BAT}}{\frac{t_{endu}}{60}} \cdot 1000 = \frac{8,3 \cdot 60}{t_{endu}} \cdot 1000$$
(23)

$$n_M = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot i_{eD2} \cdot \frac{\frac{v_p}{3,6}}{r_{eD2}} = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot 12 \cdot \frac{\frac{v_p}{3,6}}{0,194} = 164 \cdot v_p$$
(24)

$$P_{IGBTp} = \frac{P_{eD2p}}{2} \tag{25}$$

Druhý stav je endurance, ale při průměrné rychlosti 60 km/h. Parametry jsou dopočítány analogicky jako při 40 km/h. Tyto dva stavy určují rozsah, jakých průměrných ztrát bude dosaženo během endurance jízdy, kdy ENDU40 reprezentuje pomalejší typy tratě a ENDU60 rychlejší tratě. Třetím zátěžným stavem je simulace jízdy eD2 v Continentalu, průměrné parametry rychlosti a příkonu jsou totožné s naměřenými hodnotami pro eD1. Parametry pro zátěžný stav akcelerace označen jako ACCP jsou průměrné hodnoty, které budou dosaženy během akcelerační jízdy a jsou vypočteny na základě momentové křivky elektromotoru (viz kapitola 5.1.1 Výpočet zatížení a ztrát motoru během akcelerace). Posledním zátěžným stavem je stav, kdy bude dosaženo maximálních ztrát na motoru i měniči, označen je ACCM. Předpokládá se, že maximálních ztrát bude dosaženo při maximálních otáčkách, které jsou 20000 min<sup>-1</sup> a maximálním odběru z baterie, který je 80 Kw.

Příkon jdoucí do IGBT modulu  $P_{IGBT_p}$  je roven polovině příkonu z baterie – viz vzorec (25), ztráty vedení nejsou uvažovány. Příkon jdoucí do motorů  $P_{MOT}$  viz vzorec (26), je vypočten jako příkon do IGBT modulu mínus vypočtené ztráty na IGBT modulu  $Z_{IGBTm}$ , které jsou vypočteny v kapitole 5.1.2 Výpočet ztrát a teplot na IGBT modulu.

Napětí na baterii je voleno během endurance 517 V, což je nominální napětí baterie. Během akcelerace se uvažuje plně nabitá baterie, napětí je tudíž 600 V. Aby mohly být porovnány výsledky ztrát na Ed2 vůči Ed1, v Continentalu je hodnota napětí na baterii přepočtena pro stav 40% nabití jako byla během měření. Pro baterii na Ed2 to přibližně odpovídá 482 V. Maximální výstupní napětí  $U_{max}$  je dáno efektivní hodnotou napětí, která je dána otáčkami motoru a napěťovou konstantou motoru  $K_v$ , která je 0,031 V·min<sup>-1</sup>, viz vzorec (27).

$$P_{MOT} = P_{IGBTp} - Z_{IGBTm} \tag{26}$$

$$U_{max} = \sqrt{2} \cdot U_{ef} = \sqrt{2} \cdot K_v \cdot n_M = \sqrt{2} \cdot 0,031 \cdot n_M \tag{27}$$

$$m = \frac{U_{max}}{U_{DC}}$$
(28)

$$I_{ef} = \frac{P_{IGBTp}}{U_{DC}}$$
(29)

$$I_{max} = \sqrt{2} \cdot I_{ef} \tag{30}$$

Poměr mezi vstupním napětím  $U_{DC}$  a výstupním  $U_{max}$  je index modulace m – viz vzorec (28) [25]. Účiník  $cos(\varphi)$  dosahuje hodnot mezi 0,8 až 0,95 [25]. Pro všechny druhy zatížení je volen 0,9, výjimkou je ACCM, kde je volena nejkonzervativnější hodnota 0,8. Efektivní hodnota proudu  $I_{ef}$  je vypočtena dle vzorce (29). Maximální výstupní proud  $I_{max}$ , dle vzorce (30).

Název zatížení		ENDU40	ENDU60	CONTI	ACCP	ACCM
	<i>v<sub>p</sub></i> [km/h]	40	60	41	66	122
	$n_M [\mathrm{min}^{-1}]$	6560	9840	6724	10824	20000
	$P_{Ed2p}$ [W]	15100	22600	11420	61400	80000
	$P_{IGBTp}$ [W]	7550	11300	5710	30700	40000
Charakteristika zatížení	$P_{MOT}[W]$	7333	10966	5549	28480	38394
	$U_{DC}$ [V]	517	517	482	600	600
	$U_{max}$ [V]	288	432	296	475	877
	<i>m</i> [-]	0,6	0,8	0,6	0,8	1,5
	$cos(\varphi)$ [-]	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8
	$I_{ef}[A]$	15	22	12	51	67
	Imax [A]	20,7	30,9	16,8	72,4	94,3

Tabulka 6 Vybrané zátěžné stavy pro výpočet tepelných ztrát

## 5.1.1 VÝPOČET ZATÍŽENÍ A ZTRÁT MOTORU BĚHEM AKCELERACE

Výpočet vychází z předpokladu, že během akcelerace bude točivý moment motoru odpovídat maximální momentové křivce dle technického listu motoru a bude aktivní režim odbuzování. Momentová charakteristika je na *obr. 51*. Současně se předpokládá, že moment bude přenesen do hnací síly se 100% účinností.



Obr. 51 Graf momentové charakteristiky motoru eD2

Z charakteristiky jsou vybrány 4 body, které jsou červeně označeny na *obr. 51*, jejich hodnoty znázorňuje *tabulka 7*. Z točivého momentu motoru a otáček kol je zjištěn výkon motoru  $P_{1M}$ , viz vzorec (31). Výkon vozidla  $P_{eD2}$  je dvojnásobkem výkonu motoru, viz vzorec (32). Z výpočtu vychází, že pro 2 body je maximální výkon vyšší než dovolený příkon z baterie – viz *tabulka 7*. Příkon z baterie je omezen na 80 kW, maximální ztráty motoru jsou dle datového listu 2200 W, pro zjednodušení stejná hodnota ztrát bude i na IGBT modulu, odtud se dá odvodit, že maximální výkon bude dosahovat přibližně 71,2 kW. Na základě tohoto předpokladu jsou přepočteny hodnoty točivého momentu  $M_{eD2Max}$ .

Točivý moment na kole  $M_{eD2K}$  je vypočten dle vzorce (33), kde  $M_{eD2Max}$  je přepočtený točivý moment motoru a  $i_{eD2}$  je převodový poměr, který je roven 12. Hnací síla od jednoho motoru  $H_{1M}$  je podílem točivého momentu na kole a poloměru pneumatiky  $r_{eD2}$  – viz vzorec (34). Hnací síla vozidla je dvojnásobkem hnací síly motoru, jelikož eD2 bude poháněn dvěma motory – viz vzorec (35). Rychlost vozidla  $v_a$  je vypočtena dle vzorce (36). Aerodynamický odpor  $F_d$  je vypočten dle vzorce (37), kde součinitel aerodynamického odporu  $C_d$  je roven 1,32, příčný průřez vozidla  $S_{eD2}$  je 1,04 m<sup>2</sup>, hustota vzduchu  $\rho_{vz}$  je 1,165 kg/m<sup>3</sup> [37]. Výsledná síla  $H_v$ , která působí na vozidlo, je vypočtena jako rozdíl hnací síly a odporové aerodynamické síly – viz vzorec (38). Odpor způsobený třením mechanických částí není uvažován.

Celková hmotnost vozidla  $m_c$  je vypočtena jako suma předpokládané hmotnosti vozidla bez řidiče  $m_{eD2}$  a hmotnost řidiče i s vybavením  $m_{\tilde{r}}$  – viz vzorec (39). Předpokládaná hmotnost vozidla bez řidiče je 175 kg a řidič i s vybavením má 70 kg. Zrychlení vozidla je vypočteno jako výsledná hnací síla děleno celková hmotnost vozidla – viz vzorec (40). Rotační setrvačné hmoty nejsou uvažovány.

$$P_{1M} = M_{eD2M} \cdot n_M \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \tag{31}$$

$$P_{eD2} = 2 \cdot P_{1M} \tag{32}$$

$$M_{eD2K} = i_{eD2} \cdot M_{eD2Max} \tag{33}$$

$$H_{1M} = \frac{M_{eD2K}}{r_{eD2}} \tag{34}$$

$$H_{eD2} = 2 \cdot H_{1M} \tag{35}$$

$$v_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3.6 \cdot r_{eD2} \cdot n_M}{60 \cdot i_{eD2}} = \frac{n_M}{164}$$
(36)

$$F_d = \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot S_{eD2} \cdot \rho_{vz} \cdot \left(\frac{v_a}{3,6}\right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,32 \cdot 1,04 \cdot 1,165 \cdot \left(\frac{v_a}{3,6}\right)^2$$
(37)

$$H_{\nu} = H_{eD2} - F_d \tag{38}$$

$$m_c = m_{eD2} + m_{\check{r}} = 175 + 70 = 245 \, kg \tag{39}$$

$$a_{eD2} = \frac{H_v}{m_c} \tag{40}$$

Dále je určena doba jízdy  $\Delta t_{kp}$ , kdy se vozidlo dostane z počátečního bodu křivky k následujícímu bodu. Mezi jednotlivými body je průběh zrychlení konst., tudíž průběh rychlosti je lineární a  $\Delta t_{kp}$  může být vypočtena dle vzorce (41),  $v_{kon}$  a  $v_{poč}$  jsou koncové a počáteční rychlosti. Současně  $\Delta t_{kp}$  je rozdíl počáteční  $t_{poč}$  a koncové rychlosti  $t_{kon}$ . Ujetá vzdálenost mezi body  $\Delta s_{kp}$  je vypočtena dle vzorce (42),  $s_{kon}$  a  $s_{poč}$  jsou hodnoty ujeté vzdálenosti mezi body. Celková doba jízdy k jednotlivým bodům je suma jednotlivých dob mezi body – viz vzorec (43), analogicky pak pro dráhu (44).

$$\Delta t_{kp} = \frac{\frac{v_{kon}}{3,6} - \frac{v_{poč}}{3,6}}{a_{eD2}} = t_{kon} - t_{poč}$$
(41)

$$\Delta s_{kp} = \frac{1}{2} \cdot a_{eD2} \cdot (t_{kon}^2 - t_{po\check{c}}^2) + v_{po\check{c}} \cdot (t_{kon} - t_{po\check{c}}) = s_{kon} - s_{po\check{c}}$$
(42)

$$t_c = \sum \Delta t_{kp} \tag{43}$$

$$s_c = \sum \Delta s_{kp} \tag{44}$$

Pro jednotlivé točivé momenty motoru a otáčky motoru jsou určeny účinnosti motoru dle mapy účinností v technickém listu motoru. Jelikož při nižších otáčkách je znatelně nižší i účinnost, je odečten 5. bod v polovině doby mezi 1. a 2. bodem. Tento bod odpovídá času 0,73 s. Otáčky motoru v tomto bodě jsou 5800 min<sup>-1</sup>, výkon 35,35 kW, točivý moment

29,1 Nm. Z výsledků je dále odečten bod, kdy je dosaženo 75 m, což je délka akcelerace. Tento bod odpovídá 109 km/h, tj. 17876 min<sup>-1</sup> motoru, výkon motoru je 35,6 kW, čas 3,1 sek. Odečtené hodnoty účinností znázorňuje *tabulka* 8.

Z účinností  $\eta_M$  jsou vypočteny ztráty motoru  $Z_{eD2M}$  dle vzorce (45). Vypočtené hodnoty viz *tabulka* 8. Z hodnot ztrát a dob je vypočtena průměrná hodnota ztrát během akcelerace  $Z_{eD2ACCP}$  – viz vzorec (46). Obdobně také průměrný výkon  $P_{eD2ACCP}$  vzorec (47).

$$Z_{eD2M} = (1 - \eta_M) \cdot \frac{P_{eD2max}}{2}$$

$$Z_{eD2ACCP} = \frac{\frac{1414}{2} \cdot 0.73 + \frac{1414 + 2121}{2} \cdot 0.73}{3.1} + \frac{2121 + 1424}{2} \cdot 0.62 + \frac{1424 + 1068}{2} \cdot 1.02}{3.1} = 1347 W$$

$$(46)$$

$$\frac{70699}{70699} = 70699 + 71200$$

$$P_{eD2ACCP} = \frac{\frac{70099}{2} \cdot 1,46 + \frac{70099 + 71200}{2} \cdot 0,62 + 71200 \cdot 1,02}{3,1} = 54265 W$$
(47)

Pořadí bodů	1.	2.	3.	4.
	Počáteční	Konstantní	Bod	Koncový
Název bodu	bod	moment	odbuzování	bod
$M_{eD2M}$ [Nm]	29,1	29,1	26,9	18,2
$n_M$ [min <sup>-1</sup> ]	0	11600	15000	20000
$P_{1M}$ [W]	0	35349	42255	38118
$P_{eD2}$ [W]	0	70699	84509	76236
P <sub>eD2max</sub> [Nm]	0	70699	71200	71200
M <sub>eD2Max</sub> [Nm]	29,1	29,1	22,7	17,0
$M_{eD2K}$ [Nm]	349,2	349	272,0	204,0
$H_{IM}$ [N]	1800	1800	1402	1051
$H_{eD2}$ [N]	3600	3600	2804	2103
$F_d$ [N]	0	309	516	918
$H_{\nu}[\mathbf{N}]$	3600	3291	2288	1185
$m_{eD2}$ [kg]	175	175	175	175
mř [kg]	70	70	70	70
<i>m</i> <sub>c</sub> [kg]	245	245	245	245
$a_{eD2}  [{ m m/s}^2]$	14,7	13,4	9,3	4,8
<i>v<sub>a</sub></i> [km/h]	0	70,7	91,5	122,0
$\Delta t_{kp}$ [s]	0	1,46	0,62	1,75
$\Delta s_{kp}$ [m]	0	14,4	22,3	69,5
$t_c$ [s]	0	1,46	2,08	3,83
$s_c$ [m]	0	14,4	36,7	106,2

Tabulka 7 Vypočtené hodnoty průběhů během akcelerace

Číslo bodu	1.	5.	2.	3.	6.	4.
		Polovina				
	Počáteční	času 2.	Konstantní	Bod	Dosažení	Koncový
Název bodu	bod	bodu	moment	odbuzování	75 m	bod
$n_M [\mathrm{min}^{-1}]$	0	5800	11600	15000	17876	20000
PeD2max [W]	0	35350	70699	71200	71200	71200
$M_{eD2Max}$ [Nm]	29,1	29,1	29,1	22,7	19,0	17,0
$v_a$ [km/h]	0	35,4	70,7	91,5	109,0	122,0
$t_c$ [S]	0	0,73	1,46	2,08	3,10	3,83
$\eta_M$ [-]	0	0,92	0,94	0,96	0,97	0,96
$Z_{eD2M}$ [W]	0	1414	2121	1424	1068	1424

<i>Tabulka 8</i> Hodnoty	v účinností a	ztrát motoru	v jednotliv	ých bodech
--------------------------	---------------	--------------	-------------	------------

Průměrná rychlost během akcelerace je vypočtena dle vzorce (48). Výsledné hodnoty rychlosti, a výkonu jsou doplněny do *tabulka 6*. Příkon do měniče je vypočten jako výkon motorů plus ztráty motorů plus očekávané ztráty IGBT modulu, které jsou 2200 W, celkový příkon do IGBT modulu je tedy 30 700 W (viz *tabulka 6*). Na *obr. 52* jsou zobrazeny jednotlivé průběhy veličin. Je vidět pokles ztrát motoru během doby 3 sekund. Ten je způsoben charakteristikou účinnosti, kdy za těchto podmínek je dosahována maximální účinnost.

$$v_{eD2ACCP} = \frac{\frac{70,7}{2} \cdot 1,46 + \frac{70,7 + 91,5}{2} \cdot 0,62 + \frac{91,5 + 109}{2} \cdot 1,02}{3.1} = 65,9 \ km/h \tag{48}$$



Obr. 52 Graf průběhů vypočtených veličin během akcelerační jízdy

# 5.1.2 VÝPOČET ZTRÁT A TEPLOT NA IGBT MODULU

Ztráty IGBT modulu se dělí na ztráty v IGBT čipu a ztráty na reverzní diodě. Jednotlivé ztráty se dále dělí na ztráty spínací a ztráty v propustném směru. Spínací ztráty IGBT jsou rozděleny na ztráty způsobené sepnutím a ztráty během vypnutí tranzistoru [25]. Spínací ztráty diody označované jako reverzní ztráty jsou způsobeny reverzní dobou zotavení diody, schéma je na *obr. 53.* Výpočet těchto ztrát je proveden za různých zatížení, které mohou nastat během jízdy. Současně ztráty jsou závislé na teplotě IGBT a diody, proto jsou ztráty vypočteny pro různé teploty. Z vypočtených hodnot ztrát jsou dopočítány teploty na IGBT a diodě v závislosti na chlazení. Dle těchto teplot jsou přepočítány hodnoty ztrát.



Obr. 53 Schéma rozdělení ztrát na IGBT modulu

## ZTRÁTY V PROPUSTNÉM SMĚRU IGBT A DIODY

Ztráty v propustném směru IGBT  $P_{PS(IGBT)}$  jsou vypočteny dle vzorce (49), ztráty v propustném směru diody dle vzorce (50) [25], kde *m* je modulační index,  $cos(\varphi)$  je účiník,  $I_{max}$  je maximální hodnota proudu a koeficienty  $U_{CE0}$ ,  $U_{DE0}$ ,  $R_0$ ,  $R_{D0}$  určují tvar výstupní charakteristiky IGBT, resp. diody.

$$P_{PS(IGBT)} = \left(\frac{1}{2 \cdot \pi} + \frac{m \cdot \cos(\varphi)}{8}\right) \cdot U_{CE0} \cdot I_{max} + \left(\frac{1}{8} + \frac{m \cdot \cos(\varphi)}{3 \cdot \pi}\right) \cdot R_0 \cdot I_{max}^2$$
(49)

$$P_{PS(Dioda)} = \left(\frac{1}{2 \cdot \pi} - \frac{m \cdot \cos(\varphi)}{8}\right) \cdot U_{D0} \cdot I_{max} + \left(\frac{1}{8} - \frac{m \cdot \cos(\varphi)}{3 \cdot \pi}\right) \cdot R_{D0} \cdot I_{max}^2$$
(50)

Při výpočtu jsou uvažována různá zatížení. Tato zatížení shrnuje *tabulka 6*. Výstupní charakteristiky jsou v datovém listu určeny pro teploty čipu 25, 125 a 175 °C, proto je výpočet proveden pro každou hodnotu teploty čipu zvlášť.

Koeficienty určující tvar výstupní charakteristiky jsou určeny následovně. Výstupní charakteristika je nahrazena tečnou v bodě I<sub>ef</sub> rovnou hodnotám z *tabulka* 6. Koeficienty  $R_0$  a  $R_{D0}$  jsou směrnice tečen ke křivce výstupní charakteristiky v bodě I<sub>ef</sub>. Koeficienty U<sub>CE0</sub> a  $U_{D0}$  určují protnutí tečny s osou  $U_{CE0}$ . Směrnice tečen jsou učeny dle vzorce (51), kde  $U_{CE2}$  je zvolený

bod na tečně, jemuž odpovídá  $I_{c2}$  to je proud na kolektoru.  $U_{CE1}$  je volen roven  $U_{CE0}$ , tím pádem ve všech případech je  $I_{c1}$  nulový.

$$R_0 = \frac{U_{CE2} - U_{CE1}}{I_{C2} - I_{C1}} = \frac{U_{CE2} - U_{CE0}}{I_{C2}}$$
(51)

$$R_{D0} = \frac{U_{F2} - U_{F1}}{I_{F2} - I_{F1}} = \frac{U_{F2} - U_{F0}}{I_{F2}}$$
(52)

Na *obr. 54* je ukázka jakým způsobem jsou tečny určeny. Za pomocí grafického digitalizéru je nalezena hodnota proudu  $I_{ef}$ , která odpovídá zátěžnímu stavu ACCM a je rovna 67 A. Následně je bodem, kde protne proud křivku, graficky vedena tečna. Z tečny jsou pomocí grafického digitalizéru odečteny hodnoty  $I_{C2}$ ,  $U_{CE0}$  a  $U_{CE2}$ . Obdobným způsobem jsou určeny hodnoty pro různé efektivní proudy a různé teploty. Pro diodu jsou koeficienty určeny analogicky, proud kolektorem je nahrazen dopředným proudem  $I_F$  a dopředným napětím  $U_F$ , viz vzorec (52).



Obr. 54 Ukázka určení koeficientů z výstupní charakteristiky IGBT

*Tabulka 9* zobrazuje hodnoty odečtené z grafu pro zatížení ENDU40 v případě ztrát v propustném směru IGBT. Vypočtena je hodnota ztrát pro jedno IGBT *P*<sub>PS(IGBT)</sub>. Hodnota ztrát modulu je šestinásobkem, jelikož je v modulu 6 IGBT. Celkové ztráty v propustném směru IGBT pro měnič jsou dvojnásobné, jelikož jsou v měniči dva moduly. Ztráty v propustném směru diody pro zatížení ENDU40 shrnuje *tabulka 10*.

	ENDU40	ENDU40	ENDU40
Teplota IGBT [°C]	175	125	25
$U_{ce0}$ [V]	0,49	0,62	0,84
$U_{ce2}$ [V]	1,29	1,29	1,38
$U_{ce1}$ [V]	0,49	0,62	0,84
$I_{c2}$ [A]	50	50	50
$I_{c1}$ [A]	0	0	0
$R_0 \left[ \Omega  ight]$	0,0160	0,0134	0,0108
$P_{PS(IGBT)}[W]$	3,5	3,9	4,7
PPS(IGBTmodul) [W]	20,8	23,1	28,0
P <sub>PS(IGBTměnič)</sub> [W]	41,5	46,3	56,0

Tabulka 9 Ztráty v propustném směru IGBT pro zatížení ENDU40

Tabulka 10 Ztráty v propustném směru diody pro zatížení ENDU40

	ENDU40	ENDU40	ENDU40
Teplota Diody [°C]	175	125	25
$U_{D0}\left[ \mathrm{V} ight]$	0,62	0,73	0,86
$U_{f2}$ [V]	1,22	1,26	1,43
$U_{fl}$ [V]	0,62	0,73	0,86
$I_{f2}$ [A]	50	50	50
$I_{fl}$ [A]	0	0	0
$R_{D0} \left[ \Omega  ight]$	0,0120	0,0106	0,0114
$P_{PS(Dioda)}[W]$	1,6	1,8	2,1
P <sub>PS(Diodamodul)</sub> [W]	9,6	10,7	12,4
P <sub>PS(Diodaměnič)</sub> [W]	19,3	21,4	24,8

Na *obr. 55* je graf ztrát v propustném směru IGBT pro celý měnič, hodnoty jsou zobrazeny pro různé zatížení. Hodnoty odpovídají dle zatížení, při nejvyšším zatížení jsou i nejvyšší ztráty. Také lze pozorovat, že se vzrůstající teplotou IGBT ztráty mírně klesají. Maxima je dosaženo 456,7 W pro zatížení ACCM při teplotě 25 °C.

Hodnoty ztrát v propustném směru diody jsou na *obr. 56.* U zatížení ACCM je vidět výrazný pokles ztrát, ten je způsoben vysokým modulačním indexem, jelikož se motor nachází v oblasti odbuzování a napětí na motoru je vyšší než na vstupu z baterie. S rostoucí teplotou opět mírně klesají ztráty. Oproti ztrátám na IGBT jsou ztráty na diodě přibližně čtvrtinové. Maximální ztráty jsou 79,3 W při zatížení ACCP a teplotě 25°C.



Obr. 55 Graf závislosti ztrát v propustném směru IGBT na zatížení a teplotě



Obr. 56 Graf závislosti ztrát v propustném směru diody na zatížení a teplotě

# VÝPOČET SPÍNACÍCH ZTRÁT IGBT A DIODY

Spínací ztráty jsou vypočteny podle vzorce (53) pro IGBT a podle vzorce (54) pro diodu [25], kde  $f_{SP}$  je spínací frekvence tranzistoru a má hodnotu 20 000 Hz. Hodnoty  $I_{ef}$  a  $U_{DC}$  jsou dosazovány dle zátěžných stavů. Ztrátové energie sepnutí  $E_{ON(NOM)}$ , vypnutí  $E_{OFF(NOM)}$ , zpětné obnovy  $E_{rec(NOM)}$  jsou určeny z křivek spínacích ztrát v datovém listu. Hodnoty z grafů jsou odečteny pomocí grafického digitalizéru pro teploty 125 °C a 175 °C, pro nominální proud  $I_{NOM}$  roven 50 A a nominální napětí  $U_{NOM}$  rovno 600 V. Pro teplotu 25 °C jsou hodnoty určeny z tabulky v datovém listu pro nominální napětí 600 V a proud 150 A. Nominální napětí je pro všechny stavy stejné, jelikož pro jiné hodnoty nejsou informace v datovém listu.

Т

Ztráty pro nominální hodnoty jsou určeny pro odpor na hradle  $R_G$  roven 3,5  $\Omega$ . Ve skutečnosti bude odpor na hradle 5  $\Omega$  pro sepnutí a 2,5  $\Omega$  pro vypnutí, pro přepočet na tyto hodnoty je použit graf závislosti spínacích ztrát na odporu na hradle (viz *obr. 57*). V levém grafu jsou vyznačeny tečny v hodnotě 5  $\Omega$  pro spínací a 2,5  $\Omega$  pro vypínací energie IGBT, pro energii zpětné obnovy diody je  $R_G$  rovno 2,5  $\Omega$  tj. odpor při vypnutí (viz pravý graf na *obr. 57*). Hodnoty směrnic jsou určeny jako při měření ztrát v propustném směru. Pro 25 °C u IGBT se předpokládá směrnice stejná jako pro 125 °C a 175 °C.  $E_{off}$  je konst. pro hodnoty do 10  $\Omega$ , proto je směrnice nulová. U diody je s klesající teplotou menší směrnice, proto je pro 25 °C volena hodnota směrnice 0,2.



Obr. 57 Graf spínacích ztrát na IGBT a diodě v závislosti na odporu hradla

$$P_{SP(IGBT)} = \left(E_{ON(NOM)} + E_{OFF(NOM)}\right) \cdot f_{SP} \cdot \frac{\sqrt{2}}{\pi} \cdot \frac{I_{ef}}{I_{NOM}} \cdot \frac{U_{DC}}{U_{NOM}}$$
(53)

$$P_{SP(Dioda)} = \left(E_{rec(NOM)}\right) \cdot f_{SP} \cdot \frac{\sqrt{2}}{\pi} \cdot \frac{I_{ef}}{I_{NOM}} \cdot \frac{U_{DC}}{U_{NOM}}$$
(54)

Výsledné hodnoty spínacích ztrát jsou zobrazeny v grafu na *obr. 58.* Ztráty jsou opět vypočteny pro jeden IGBT a následně vynásobeny počtem IGBT a modulů. Z grafu plyne, že s rostoucím zatížením rostou i ztráty na IGBT. Také s rostoucí teplotou IGBT rostou ztráty, rozdíl oproti 25 °C a 175 °C je přibližně dvojnásobný. Maximum spínacích ztrát je dosaženo při 175 °C při zatížení ACCM a nabývá hodnoty 3169 W.



Obr. 58 Graf závislosti spínacích ztrát IGBT na teplotě a zátěžném stavu

Na *obr. 59* je graf závislosti spínacích ztrát diody pro celý měnič. Opět platí, že s rostoucím zatížením a teplotou rostou ztráty. Maxima dosahovaných ztrát jsou nižší než pro IGBT. Nejvyšší hodnoty 796 W je dosaženo při ACCM při teplotě diody 175 °C.



Obr. 59 Graf závislosti spínacích ztrát diody na teplotě a zátěžném stavu

## URČENÍ TEPLOT NA IGBT A DIODĚ.

Teploty IGBT a diody jsou určeny na základě tepelných ztrát a prostupu tepla z čipu IGBT a diody do vody. Pro určení prostupu tepla je využito analogie, kdy tepelná vodivost a přestup tepla jsou nahrazeny termálním odporem. Reálné rozložení komponentů v modulu není obsaženo v technickém listu. Avšak technický list obsahuje hodnoty termálních odporů pro přestup tepla z čipu na obal a z obalu do chladiče při použití teplo-vodivé pasty. Na základě těchto údajů je modelován modul s chladičem následujícím způsobem. Rozložení komponentů v modulu a napojení na chladič je na *obr. 61.* Modul je složen z 6 IGBT a 6 diod, které jsou umístěny na substrátu a desce známých odporů, současně i odpor mezi deskou modulu a povrchem chladiče je v technickém listu. Odpor chladiče je vypočítán na základě tepelné vodivosti chladiče a přestupu tepla z chladiče do vody.



Obr. 61 Model IGBT modulu s chladičem

Schéma zapojení analogických odporů je na *obr. 63.* Odpor mezi IGBT čipem a obalem R<sub>Ič-Io</sub> zastupuje tepelnou vodivost substrátu a základní desky IGBT, jeho hodnota je 0,293 °C/W.  $R_{Io-p.ch.}$  je odpor mezi obalem a povrchem chladiče, jeho hodnota 0,129 °C/W je určena z technického listu a platí za předpokladu použití pasty s měrnou tepelnou vodivostí 1 W/mK. Pro diodu jsou odpory analogicky  $R_{D-Do}$  je roven 0,454 °C/W a  $R_{Do-p.ch.}$  je 0,14 °C/W. Jelikož jsou hodnoty odporu určeny pro diodu a IGBT zvlášť, jsou odpory ve schématu zapojeny paralelně. Odpor chladiče je rozdělen na jednotlivé části, podle toho kudy je teplo odvedeno. Tepelný tok odvedený vrchní stěnou chladiče je  $P_{v.s.ch.}$ , tok odvedený žebry je rozdělen na tok odvedený horní půlkou žebra  $P_{h.p.ž.}$  a tok odvedený dolní půlkou žebra  $P_{d.p.ž.}$  (viz *obr. 62*).



Obr. 60 Rozměry chladiče modulu

Т

Rozměry chladiče jsou určeny na základě technologie výroby. Minimální šířka kanálku pro frézování do hloubky 11 mm je s ohledem na použití 3 mm frézy rovna 3,1 mm. Minimální tloušťka stěny je 1 mm. Aby celková šířka byla stejná jako šířka modulu, je tloušťka stěny 1,01 mm. Chladič má stejnou délku jako modul a tj. 107,5 mm. Rozměry jsou na *obr. 60*.







Obr. 63 Schéma tepelného toku přes analogické termální odpory

#### Určení termálního odporu chladiče

Výpočet vedení tepla ve stěnách chladiče vychází z Fourierova zákona pro stacionární vedení tepla rovinnou stěnou [38]. Pro teplený tok  $\dot{Q}$  platí vzorec (55), kde  $\lambda$  je součinitel tepelné vodivost materiálu, S je plocha stěny kolmá ke směru toku, teploty  $T_{w2}$  a  $T_{w1}$  jsou teploty vnitřní a vnější části stěny a  $\delta$  je tloušťka stěny. Pro použití analogie s odpory je vzorec přepsán do tvaru, ve kterém je rozdíl teplot  $\Delta T$  děleno termálním odporem R roven tepelném toku – viz vzorec (56). Výpočet přestupu tepla z chladiče do vody je založen na určení koeficientu přestupu tepla za pomocí teorie podobnosti při nucené konvenci [38]. Koeficient přestupu tepla je následně nahrazen analogickým odporem.

$$\dot{Q} = \lambda \cdot S \cdot \frac{T_{w2} - T_{w1}}{\delta} \tag{55}$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} \tag{56}$$

Termální odpor chladiče je určen pro různé průtoky  $Q_p$  (viz *obr. 64*). Chladič je rozdělen na několik částí, horní deska o tloušťce 2 mm je zastoupena odporem mezi povrchem chladiče a vrchní stěnou chladiče  $R_{p.ch.-v.s.ch.}$ . Horní polovina žebra je zastoupena odporem mezi vrchní stěnou chladiče a horní polovinou žebra  $R_{v.s.ch.-h.p.z.}$ , přičemž je uvažováno přestupu tepla do vody v první čtvrtině, tj. 2,75 mm. Tedy i odpor je uvažován do výšky žebra 2,75 mm. Odpor dolní poloviny žebra  $R_{h.p.z.-d.p.z.}$  je dán jako odpor mezi výškou žebra 2,75 mm a 8,25 mm. Opět se předpokládá přestup tepla v polovině dolní části žebra. Přestup tepla z vnitřních stěn chladiče do vody je nahrazen odpory  $R_{v.s.ch.-voda}$ ,  $R_{h.p.ch.-voda}$ .

Příčný průřez kanálku  $S_K$  je dán vzorcem (57), kde  $\check{s}_K$  je šířka kanálku a  $V_K$  je výška kanálku. Rychlost proudění kanálkem  $v_K$  je vypočtena dle vzorce (58), kde  $N_K$  je počet kanálků. Předpokládá se rovnoměrné rozložení průtoku mezi jednotlivé kanálky. Dále je určena teplotová vodivost  $a_{TV}$  dle vzorce (59) [39], kde  $\lambda_{h2o40}$  je součinitel tepelné vodivosti vody při 40 °C,  $\rho_{h2o40}$  je hustota vody při 40 °C,  $c_{h2o40}$  je měrná tepelná kapacita vody při 40 °C. Hodnoty jsou vypsány ve vzorci a určeny dle zdroje [36]. Prandtlovo číslo Pr je dáno vzorcem (60) [39], kde  $v_{h2o40}$  je kinematická viskozita vody při 40 °C [36].

$$S_K = \check{\mathbf{s}}_K \cdot V_K = 0,0031 \cdot 0,011 = 3,41 \cdot 10^{-5} m^2$$
(57)

$$\nu_{K} = \frac{Q_{p}}{N_{K} \cdot 60 \cdot 1000 \cdot S_{K}} = \frac{Q_{p}}{9 \cdot 60 \cdot 1000 \cdot S_{K}}$$
(58)

$$a_{TV} = \frac{\lambda_{h2o40}}{\rho_{h2o40} \cdot c_{h2o40}} = \frac{0.633}{992.2 \cdot 4175} = 1.528 \cdot 10^{-7} \ m^2/s \tag{59}$$

$$Pr = \frac{v_{h2040}}{a_{TV}} = \frac{0.658 \cdot 10^{-6}}{1.528 \cdot 10^{-7}} = 4.31 \tag{60}$$

Pro výpočet Nusseltova čísla jsou čtvercové kanálky nahrazeny kruhovými. Hydraulický průměr  $D_H$  pro čtvercový kanál je vypočten dle vzorce (61) [38]. Současně je hydraulický průměr roven charakteristickému rozměru L<sub>CH</sub> v Reynoldsově rovnici. Reynoldsovo číslo je vypočteno dle vzorce (62) [38]. Pro všechny průtoky je proudění turbulentní. Nusseltovo číslo pro turbulentní proudění je určeno z Dittus-Boelterovy rovnice pro kanál kruhového průřezu – viz vzorec (63) [38]. Předpokládá se hladký povrch po frézování kanálků a nízký rozdíl teplot vody a stěny chladiče. Součinitel přestupu tepla ze stěny chladiče do vody  $\alpha_{s.ch.-h2o}$  je vypočten dle vzorce (64) [38]. Teplosměnné plochy jsou určeny na základě rozměrů chladiče. Teplosměnná plocha horní poloviny žebra  $TS_{h.p.ž.}$  je určena vzorcem (66), a je rovna teplosměnné ploše dolní poloviny žebra  $TS_{d.p.z.}$ . Termální odpory jsou určeny dle vzorců (67) a (68).

$$D_H = \frac{4 \cdot \check{s}_K \cdot V_K}{2 \cdot (\check{s}_K + V_K)} = 4,84 \cdot 10^{-3} \ m = \ L_{CH}$$
(61)

$$Re = \frac{v_K \cdot L_{CH}}{v_{h2040}} \tag{62}$$

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \tag{63}$$

$$\alpha_{s.ch.-h2o} = \frac{Nu \cdot \lambda_{h2o40}}{L_{CH}} \tag{64}$$

$$TS_{\nu.s.ch.} = N_K \cdot \check{s}_K \cdot l_{ch} = 9 \cdot 0,0031 \cdot 0,1075 = 3,0 \cdot 10^{-3} m^2$$
(65)

$$TS_{h.p.\check{z}.} = 2 \cdot N_K \cdot \frac{\nu_K}{2} \cdot l_{ch} = 2 \cdot 9 \cdot \frac{0,011}{2} \cdot 0,1075 = 10,64 \cdot 10^{-3} m^2$$
(66)

$$R_{v.s.ch.-voda} = \frac{1}{\alpha_{s.ch.-h2o} \cdot TS_{v.s.ch.}}$$
(67)

$$R_{h.p.\check{z}.-voda} = \frac{1}{\alpha_{s.ch.-h2o} \cdot TS_{h.p.\check{z}.}} = R_{d.p.\check{z}.-voda}$$
(68)

Odpory vedením přes stěny chladiče jsou určeny rovnicemi (69), (70) a (71), kde  $t_{S1}$ ,  $t_{s2}$  a  $t_{S3}$  jsou jednotlivé tloušťky vrstev chladiče,  $S_{CH}$  je plocha chladiče ve styku s modulem,  $S_{\tilde{z}}$  plocha příčného průřezu přes všechna žebra,  $\lambda_{6082}$  je měrná tepelná vodivost hliníku EN AW 6082 [40], ze kterého bude chladič vyroben.

$$R_{p.ch.-v.s.ch.} = \frac{t_{s1}}{\lambda_{6082} \cdot S_{CH}} = \frac{0,002}{216 \cdot 4,09 \cdot 10^{-3}} = 22,67 \cdot 10^{-4} \, ^{\circ}C/W \tag{69}$$

$$R_{v.s.ch.-h.p.\check{z}.} = \frac{t_{s2}}{\lambda_{6082} \cdot S_{\check{z}}} = \frac{0,00275}{216 \cdot 1,09 \cdot 10^{-3}} = 11,73 \cdot 10^{-3} \,^{\circ}C/W \tag{70}$$

$$R_{h.p.\check{z}.-d.p.\check{z}.} = \frac{t_{s3}}{\lambda_{6082} \cdot S_{\check{z}}} = \frac{0,0055}{216 \cdot 1,09 \cdot 10^{-3}} = 23,45 \cdot 10^{-3} \,^{\circ}C/W \tag{71}$$

Výsledný odpor chladiče je určen jako součet dílčích odporů nebo převrácených hodnot odporů, podle toho, zda se jedná o paralelní spojení nebo sériové. Odpor dolní části žebra  $R_{d\tilde{z}}$  je vypočten dle vzorce (72). Odpor celého žebra  $R_{\tilde{z}}$  dle vzorce (73). Výsledný odpor chladiče  $R_{CH}$  je vypočten dle vzorce (74).

$$R_{d\check{z}} = R_{h.p.\check{z}.-d.p.\check{z}.} + R_{d.p.\check{z}.-voda}$$
(72)

$$R_{\check{z}} = \frac{R_{d\check{z}} \cdot R_{h.p.\check{z}.-voda}}{R_{d\check{z}} + R_{h.p.\check{z}.-voda}} + R_{v.s.ch.-h.p.\check{z}.}$$
(73)

$$R_{CH} = \frac{R_{\check{z}} \cdot R_{v.s.ch.-voda}}{R_{\check{z}} + R_{v.s.ch.-voda}} + R_{p.ch.-v.s.ch.}$$
(74)

Průběh hodnot termálního odporu v závislosti na průtoku je na *obr. 64.* Vypočtené hodnoty jsou proloženy mocninnou funkcí. S rostoucím průtokem klesá odpor chladiče. Nejvyšší pokles odporu je při nižších průtocích, u vyšších průtoků mezi 30 l/min a 50 l/min je již pokles nízký.



Obr. 64 Graf závislosti odporu chladiče na průtoku vody

# Výpočet teplot IGBT a diody

Teploty IGBT a diody jsou určeny ze ztrát na jednotlivých komponentech a jejich termálních odporů spolu s termálním odporem chladiče. Chladič odvádí teplo z jednoho modulu, proto jsou určeny celkové ztráty modulu  $P_{C(IGBTmodul)}$  dle vzorce (75). Teplota vody  $T_{voda}$  se předpokládá 40 °C. Rozdíl teplot na vodě a povrchu chladiče je vypočten dle vzorce (76), kde  $R_{CH50}$  je termální odpor chladiče při průtoku 50 l/min a je roven 0,01192 °C/W. Teplota na povrchu chladiče je tedy součet rozdílu teplot a teploty vody – viz vzorec (77). Termální odpor mezi čipem IGBT, resp. diodou a povrchem chladiče je vypočten dle vzorce (78) a (79), kde hodnoty dílčích odporů jsou určeny z technického listu. Teplota IGBT čipu  $T_{IGBT}$  a diody  $T_{Dioda}$  je vypočtena dle vzorce (80) a (81).

$$P_{C(IGBTmodul)} = 6 \cdot \left( P_{PS(IGBT)} + P_{PS(Dioda)} + P_{SP(IGBT)} + P_{SP(Dioda)} \right)$$
(75)

$$\Delta T_{p.ch.-voda} = P_{C(IGBTmodul)} \cdot R_{CH50} \tag{76}$$

$$T_{p.ch.} = T_{vody} + \Delta T_{p.ch.-voda} \tag{77}$$

$$R_{I\check{c}-p.ch.} = R_{I\check{c}-Io} + R_{Io-p.ch.} = 0,293 + 0,129 = 0,422 \ ^{\circ}C/W$$
(78)

$$R_{D-p.ch.} = R_{D-Do} + R_{Do-p.ch.} = 0.454 + 0.14 = 0.594 \,^{\circ}C/W \tag{79}$$

$$T_{IGBT} = T_{p.ch.} + \left(P_{PS(IGBT)} + P_{SP(IGBT)}\right) \cdot R_{I\check{c}-p.ch.}$$

$$\tag{80}$$

$$T_{Dioda} = T_{p.ch.} + \left(P_{PS(Dioda)} + P_{SP(Dioda)}\right) \cdot R_{D-p.ch.}$$

$$\tag{81}$$

Vypočítané hodnoty pro zatížení ACCP znázorňuje *tabulka 11*. Teplota IGBT, pro kterou jsou určeny ztráty, je 175 °C, zatímco teplota IGBT se započtením chlazení je nižší: 153,7 °C. Pro teplotu 125 °C je teplota IGBT se započtením chlazení 139,5 °C čili vyšší. Odtud plyne, že výsledná teplota IGBT se bude pohybovat v rozmezí 153,7 °C a 139,4 °C. Podobně lze určit teplotu diody, která bude v rozmezí 81,6 °C a 64,6 °C.

$f_{SP} = 20 \text{ kHz}$	ACCP	ACCP	ACCP
Teplota IGBT/diody pro kterou jsou určeny ztráty [°C]	175	125	25
$P_{PS(IGBT)}$ [W]	21,3	21,7	22,5
$P_{PS(Dioda)}$ [W]	5,4	5,9	6,6
$P_{SP(IGBT)}$ [W]	201,0	173,7	111,9
$P_{SP(Dioda)}$ [W]	50,7	35,6	15,9
$P_{C(IGBTmodul)}[W]$	1671	1422	941
$T_{vody} [^{\circ}C]$	40	40	40
$R_{CH50}$ [°C/W]	0,01192	0,01192	0,01192
$\varDelta T_{p.ch.\text{-}voda}$ [°C]	19,9	16,9	11,2
<i>Т<sub>р.сh.</sub></i> [°С]	59,9	56,9	51,2
$R_{l\check{c}\text{-}p.ch.}$ [°C/W]	0,422	0,422	0,422
$R_{D\text{-}p.ch.}$ [°C/W]	0,594	0,594	0,594
$T_{IGBT}$ [°C]	153,7	139,4	108,0
T <sub>Dioda</sub> [°C]	93,3	81,6	64,6

Tabulka 11 Určení teplot na IGBT a diodě pro ACCP
Při zatížení ACCM je vypočtená hodnota teploty na IGBT pro ztráty při 175 °C rovna 193,7 °C, z čehož plyne, že pro daný zátěžný stav nebude IGBT dostatečně chlazeno, a dojde k překročení dovolené teploty. Současně hodnoty jsou určeny pro průtok 50 l/min, což je maximální předpokládaný. Chladič s žebry bude pravděpodobně mít vysokou tlakovou ztrátu, a dají se tedy očekávat nižší průtoky okolo 20 l/min. V grafu na *obr. 65* je vidět rozložení jednotlivých typů ztrát. Nejvyšší ztráty jsou spínací na IGBT přes 72 % z celkových. Současně spínací ztráty tvoří 90 % z celkových ztrát. Pro dosažení nižších teplot je žádané snížit spínací ztráty, jelikož snížení jejich hodnoty se nejvíce projeví na výsledné teplotě. Největší vliv na spínací ztráty, za předpokladu, že není žádané omezit příkon, má spínací frekvence. Proto bude spínací frekvence snížena na hodnotu, při které nedojde k překročení teplot na IGBT při



Obr. 65 Graf procentuálního rozložení typu ztrát

Spínací frekvence, při které nebude překročena teplota 175 °C na IGBT je 15,5 kHz při průtoku 20 l/min. Pro tuto spínací frekvenci jsou určeny teploty na IGBT a diodě a dle teplot na IGBT a diodě jsou určeny ztráty měniče pro jednotlivé zátěžné stavy. Na základě výsledků teplot v první iteraci je odhadnuta teplota na IGBT a diodě. Následně jsou pro tuto odhadovanou teplotu určeny ztráty. Ty vychází z předpokladu, že mezi bodem, kde je vyšší teplota, pro kterou jsou určeny ztráty a bodem s nižší teplotou je průběh lineární (viz *obr. 66*). Pro tyto ztráty jsou následně vypočítány teploty povrchu chladiče, IGBT a diody. Výsledná hodnota teploty IGBT a diody je nahrazena odhadovanou teplotou a výpočet je proveden znovu, dokud odhadovaná teplota není v toleranci ±0,1 °C. Takto je provedeno několik iterací a výsledné hodnoty teplot a ztrát znázorňuje *tabulka 12.*  $P_{C(IGBT)}$  jsou celkové ztráty na IGBT tzn. spínací i v propustném směru, analogicky pro diody  $P_{C(Dioda)}$ .  $P_{C(IGBTmodul)}$  jsou celkové ztráty modulu a  $Z_{IGBTm}$  jsou celkové ztráty, které v měniči vyprodukovaly 2 moduly.

<i>f<sub>SP</sub></i> =15,5 kHz	ENDU40	ENDU60	CONTI	ACCP	ACCM
$P_{C(IGBT)}[W]$	30,2	47,6	22,4	156,1	238,4
$P_{C(Dioda)}[W]$	6,0	8,1	4,4	26,0	29,4
P <sub>C(IGBTmodul)</sub> [W]	217,2	334,2	160,8	1093,1	1606,6
Z <sub>IGBTm</sub> [W]	434	668	322	2186	3213
$T_{vody}$ [°C]	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0
$T_{p.ch.}$ [°C]	43,7	45,7	42,7	58,5	67,2
$T_{IGBT}$ [°C]	56,4	65,7	52,2	124,4	167,8
T <sub>Dioda</sub> [°C]	47,2	50,5	45,3	74,0	84,7

Tabulka 12 Výsledné ztráty a teploty v měniči pro průtok 20 l/min a spínací frekvenci 15,5 kHz



Obr. 66 Graf závislosti ztrát na teplotě IGBT a diody

## 5.1.3 URČENÍ ZTRÁT NA MOTORECH

Т

Na základě výpočtů ztrát měniče je dopočítán příkon motoru pro jednotlivé zátěžné stavy (viz *tabulka 6.* Z otáček motoru a příkonu je určen maximální točivý moment a z grafu účinnosti motoru jsou odečteny hodnoty účinností. Výsledné hodnoty ztrát pro jednotlivá zatížení jsou v grafu na *obr. 67.* Během akcelerace jsou průměrné ztráty přibližně 1350 W. Při uvažování akcelerace na CESA stadionu, kdy monopost eD1 akceleroval přibližně 40 % času, ztráty pro eD2 odpovídají 540 W.



Obr. 67 Graf ztrát na motoru pro různá zatížení

### 5.1.4 VÝPOČET TEPLOT VINUTÍ MOTORŮ

Technický list neobsahuje hodnoty tepelných odporů a pro přesnou predikci teplot na vinutí není dostatek dat. Pro přibližný odhad teplot na vinutí je využito naměřených dat pro eD1, kde je naměřena závislost odvedeného výkonu chladičem na rozdílu teplot mezi vinutím a vodou (viz *obr. 50*). Z vypočtených průměrných ztrát na motorech je z grafu odečtena hodnota teplotního rozdílu. K teplotnímu rozdílu je přičtena hodnota teploty vody, která je 40 °C. U zátěžného stavu ACCP je použita hodnota ztrát 540 W odpovídající opakovaným akceleracím na CESA. ACCM je vypočtena jako součet průměrné teploty během akcelerace na CESA a nárustu teploty vinutí v důsledku zatížení ACCP. Nárust teploty  $\Delta T_M$  je vypočten dle vzorce (82), kde ztráty a doba odpovídají ACCP, hmotnost vinutí  $m_{MOT}$  je 1 kg a měrná tepelná kapacita mědi  $c_{měd}$  je 383 J/kgK [41]. V grafu na *obr. 68* jsou zobrazeny výsledné hodnoty teplot pro jednotlivá zatížení. V žádném z případů není překročen limit motoru, který je 130 °C.

$$\Delta T_{M} = \frac{Z_{eD2M}t_{c}}{m_{MOT}c_{med'}} = \frac{1347 \cdot 3,1}{1 \cdot 383} = 11 \,^{\circ}C$$
(82)
  
Teplota motorů pro jednotlivé zatížení



Obr. 68 Graf teplot motorů v závislosti na zatížení

## 5.2 ANALÝZA PARAMETRŮ CHLADIČŮ MOTORU A MĚNIČE

## 5.2.1 CHLADIČ MĚNIČE

Z měření, která byla provedena s monopostem eD1 vychází, že tepelná kapacita IGBT a chladiče IGBT je nízká a odezva chlazení na zatížení rychlá. Při použití chladiče podobného konceptu jako na eD1 lze predikovat, že bude dosaženo prohřátí komponent a vyčerpání tepelných kapacit. Z toho vyplývá, že tepelný odpor chladiče musí mít hodnotu takovou, aby nedošlo k překročení teplot na IGBT při zátěžném stavu ACCM. Z výpočtů pak vyplývá, že tepelný odpor musí být menší nebo roven 0,0169 °C/W. Pro analyticky vypočtený chladič je toho dosaženo při průtoku 20 l/min. U reálného chladiče se stejnou geometrií, lze očekávat horší parametry v důsledku nerovnoměrného průtoku přes žebra a dalších vlivů, které byly zanedbány nebo zjednodušeny během analytického výpočtu.

Pro přesnější predikci parametrů chladiče byly provedeny 3D CFD simulace, kde byly jako vstupy byly použity hodnoty z analytického výpočtu, průtok vody byl zadán 20 l/min, na povrch chladiče aplikována Dirichletova podmínka konst. teploty 67 °C a teplota vody na vstupu byla 40 °C. Následně byla provedena optimalizace geometrie s cílem dosažení termálního odporu 0,0169 °C/W. Po dosažení požadovaného výkonu byla optimalizována tlaková ztráta. Výsledná hodnota tlakové ztráty je použita při simulaci okruhu v GT-Suite. Výpočty v CFD nejsou předmětem této práce, a proto nejsou rozebrány podrobněji.

Výsledné tepelné ztráty měniče shrnuje *tabulka 12*, chladič měniče tedy bude muset odvést v maximu 3200 W tepelných ztrát. Z výsledků ztrát pro dlouhodobější provoz vyplývá, že během zatížení ENDU60 musí výměník voda/vzduch odvést přibližně 700 W tepla z měniče. Během akceleračních jízd na CESE vychází hodnota ztrát 870 W. Hodnota je určena z průměrných hodnot výkonů a dají se očekávat vyšší průměrné ztráty v důsledku nelineárního nárustu ztrát v závislosti na zatížení. Pro výpočet výměníku bude použita hodnota 800 W.

#### 5.2.2 CHLADICÍ PLÁŠTĚ MOTORŮ

Z měření provedených na voze eD1 bylo zjištěno, že motory mají vysokou tepelnou kapacitu, která neumožnovala naměření ztrát při krátkodobém zatížení. Současně odpor mezi vinutím a pláštěm je vysoký a docházelo k stále rostoucím teplotám vinutí. Motory použité v eD2 budou pravděpodobně vykazovat podobné charakteristiky. Hmotnost motorů eD2 je 3,5krát menší oproti eD1, takže tepelná kapacita motorů bude nižší. Motory eD2 mají taky menší průměr statoru, takže i tepelný odpor by měl klesnout. Chladicí plášť tedy nebude navržen pro maximální ztráty, jelikož teplo bude absorbováno tepelnými kapacitami a odvedeno během nižšího zatížení. Průměrné ztráty motoru během ENDU60 jsou 440 W. Pokud bude vůz akcelerovat na CESE a 60 % času bude brzdit nebo se otáčet, tak ztráty budou okolo 540 W. Hodnoty nejsou příliš přesné, jelikož jsou zjištěny z vypočtené mapy účinnosti motoru od výrobce. Současně jsou zjištěny pro teplotu na vinutí 100 °C. Za reálného provozu se dá očekávat, že motory nebudou optimálně řízeny a ztráty budou vyšší. Požadovaný výkon chladiče motoru je tedy 700 W a stejný výkon bude muset odvést i výměník voda/vzduch.

V technickém listu je dán maximální teplotní rozdíl na vodě, který je 5 °C. Pro maximální ztrátu z toho plyne, že minimální průtok musí být 6,3 l/min, pro průměrnou ztrátu 2 l/min. S rostoucím průtokem se snižuje tepelný odpor chladiče a klesá teplota na vinutí, za předpokladu, že dojde k prohřátí motoru a vyčerpání tepelných kapacit. S nižší teplotou na vinutí je dosaženo nižších ztrát a vyšších výkonů. Proto je navržen průtok přes motor 10 l/min. Návrh kanálků pláště a optimalizace byla opět provedena pomocí CFD výpočtů, které nejsou předmětem této práce.

## 5.3 NÁVRH VÝMĚNÍKU VODA/VZDUCH

Návrh výměníku je rozdělen na čtyři části. Nejdříve jsou vypočteny přibližné rozměry výměníku. Výpočet předpokládá dosažení stejných teplot vzduchu na výstupu z výměníku jako na vstupu na vodě. Je zvolen ventilátor dle požadovaného průtoku přes výměník. Na základě výpočtu jsou provedeny přesnější predikce v softwaru používaném v Hanon Systems a určeny parametry a geometrie výměníku. Dále jsou výměníky změřeny na kalorimetru a zjištěny reálné charakteristiky.

### 5.3.1 VÝPOČET ROZMĚRŮ A PRŮTOKU VZDUCHU PŘES VÝMĚNÍK

Požadovaný odvedený výkon výměníku  $P_{V0}$  je vypočten dle vzorce (83), kdy je počítáno se ztrátami na motoru 700 W, a ztrátami na měniči 800 W. Při první iteraci návrhu rozměrů výměníku je uvažováno i vodní chlazení baterie, které navýší požadavky o 600 W, označeno jako  $P_{Bat}$ . Jelikož je počítáno s ohřevem vzduchu na teplotu vody, je uvažována rezerva 300 W. Hodnota požadovaného odvedeného výkonu  $P_{V1}$  je tedy 3100 W – viz vzorec (84). Na monopostu eD2 budou použity 2 výměníky, jeden levý, druhý pravý o stejných rozměrech, tudíž požadavek výkonu  $P_{V1L}$  na jeden výměník je poloviční – viz vzorec (85).

$$P_{V0} = 2 \cdot Z_{eD2M} + Z_{IGBTm} = 2 \cdot 700 + 800 = 2200 \, W \tag{83}$$

$$P_{V1} = P_{V0} + P_{Bat} + 300W = 3100 W \tag{84}$$

$$P_{V1L} = P_{V1P} = \frac{P_{V1}}{2} = 1550 \, W \tag{85}$$

Činná plocha chladiče je vypočtena na základě rovnosti tepelného výkonu přivedeného vodou a tepelného výkonu odvedeného vzduchem. Pro činnou plochu chladiče platí vzorec (86), kde  $c_{vz30}$  je měrná tepelná kapacita vzduchu při 30 °C, hodnota je 1013 J/kgK [37]. *ETD* je teplotní rozdíl médií čili vody a vzduchu a je volen 15 °C. Hustota vzduchu  $\rho_{vz30}$  je při 30 °C 1,164 kg/m<sup>3</sup> [37]. Rychlost proudícího vzduchu  $v_{vz1}$  je volena 2,5 m/s. Činná plocha chladiče je 0,035 m<sup>2</sup>, pro rozměry čtvercového chladiče vychází délka a šířka 187 mm. Z činné plochy a rychlosti vzduchu je dopočten objemový průtok přes výměník  $Q_{v1}$  (87).

$$S_{V1} = \frac{P_{V1L}}{c_{vz30} \cdot ETD \cdot \rho_{vz30} \cdot v_{vzd1}} = \frac{1550}{1010 \cdot 15 \cdot 1,164 \cdot 2,5} = 0,035 \ m^2 \tag{86}$$

$$Q_{V1} = S_{V1} \cdot v_{\nu z1} = 315 \ m^3/h \tag{87}$$

#### 5.3.2 VOLBA VENTILÁTORU

Volba ventilátoru vychází z požadavků výměníku, charakteristika výměníku je použita z výměníků použitých v předchozích letech. Při použití vlnovce s hustotou 70 fpd (počet žeber na 10 cm délky vlnovce), který má nejvyšší vliv na tlakovou ztrátu na vzduchu, je tlaková ztráta výměníku 100 Pa při rychlosti vzduchu přes výměník 2,5 m/s. Při volbě není uvažován nápor vzduchu na výměník. Na základě toho jsou požadavky pro ventilátor dosáhnout tlakového přínosu 100 Pa při průtoku 315 m<sup>3</sup>/h.

Při výběru jsou uvažovány ventilátory od společnosti SPAL využívané v minulých sezónách. Požadavkům vyhovují ventilátory s průměrem vrtule 167 mm. Nejvíce vyhovuje parametrům ventilátor VA22-BP7, který při průtoku 315 m<sup>3</sup>/hod má tlakový přínos 105 Pa. V případě navýšení ztrát v důsledku použití sahary nebo naváděčů není schopen tento ventilátor dosáhnout požadovaného průtoku, proto není dále uvažován. Alternativou je použití ventilátoru VA22-BP11 jehož tlakový přínos je 140 Pa. Třetí variantou je VA68, který dosahuje nejlepších parametrů a nejnižší spotřeby, avšak v poměru výkon/cena je nejhorší variantou, proto byl zvolen ventilátor VA22-BP11. Na *obr. 69* je charakteristika ventilátorů VA22 i s předpokládaným pracovním bodem ventilátoru.



Obr. 69 Graf charakteristik ventilátorů a pracovní body

## 5.3.3 PREDIKCE VÝKONU VÝMĚNÍKU

Vstupy pro predikci jsou rozměry výměníku a průtoky dle výpočtu. Průtok vody je volen 12,5 l/min. Hustota vlnovce 70 a 95 fpd. Vnitřní průměr hrdel na vodu 11 mm a 13 mm. Predikované hodnoty znázorňuje *tabulka 13*. Z výsledků vyplývá, že při 70 fpd je tlaková ztráta na vzduchu *APD* nižší než předpokládaná. Požadované tlakové ztráty je dosaženo až při hustotě vlnovce 95 fpd. Avšak ani s 95 fpd není dosaženo požadovaného odvedeného výkonu. Pro druhou iteraci predikcí bude uvažována tlaková ztráta pro 70 fpd a na základě ztráty přepočtena rychlost vzduchu přes výměník, tím se zvýší průtok i odvedený výkon. Rozdíl tlakové ztráty na vodě *CPD* pro hrdlo 11 mm je oproti 13 mm téměř dvojnásobný, proto je volen vnitřní průměr hrdla 13 mm.

V druhé iteraci jsou upraveny rozměry výměníku s ohledem na zástavbu, činná plocha je mírně zvětšena na 0,037 m<sup>2</sup>. Současně druhá iterace již nepočítá s chlazením baterie a požadavek na odvedený výkon pro jeden výměník je 1100 W. S ohledem na nižší predikovanou ztrátu 1. iterace je průtok vzduchu zvýšen na 405 m<sup>3</sup>/h, tomu odpovídající rychlost je 3 m/s. V druhé iteraci se zvýšil výkon výměníku na 1376 W, hodnota je tedy již postačující. Pro hustotu 70 fpd narostla tlaková ztráta na 78 Pa, pro tuto hodnotu ztráty a průtoku je dosaženo pracovního bodu ventilátoru – viz *obr. 69*.

Т

Hustota	Průměr hrdla [mm]	Predikované hodnoty			
vlnovce [fpd]		Výkon [W]	CPD [kPa]	APD [Pa]	
70	11	1157	14,8	60,9	
70	13	1157	8,2	60,9	
95	11	1235	14,8	100,0	
95	13	1235	8,2	100,0	

Tabulka 13 Predikované char. výměníku 1. iterace

#### 5.3.4 MĚŘENÍ NA KALORIMETRU

Predikované hodnoty se můžou oproti změřeným lišit o 10 %, proto byl výměník postaven a byly změřeny jeho parametry na kalorimetru. Na kalorimetru byla změřena matice bodů pro různé průtoky chladiva a vzduchu. Celkem byly provedeny tři měření pro rozdíly teplot médií *ETD* 10, 15 a 20 °C. Rozdíl teplot 10 °C simuluje závod v Maďarsku, kde může teplota vzduchu dosahovat až 35 °C. Naopak rozdíl teplot 20 °C je typický pro závod v Nizozemsku.



Obr. 70 Graf charakteristik ventilátoru a výměníku

Na *obr. 70* je naměřená hodnota ztrát na výměníku spolu s charakteristikou ventilátoru. Hodnoty objemového průtoku jsou přepočteny na hmotnostní průtok, pro který bylo provedeno měření výměníku. Oproti predikcím se objemový průtok přes chladič zvýšil z 405 m<sup>3</sup>/h na 420 m<sup>3</sup>/h. Za jízdy se očekává při nižších rychlostech vozu menší průtok v důsledku ztrát ve vedení a nedokonalého navedení vzduchu na ventilátor. Při vyšších rychlostech lze očekávat vyšší průtok v důsledku náporu větru, který může navýšit průtok až o 35 % [34].

Hydraulické ztráty výměníku jsou zobrazeny na *obr. 71.* Při průtoku 12,5 l/min byla predikována tlaková ztráta 8,2 kPa, zatímco reálně bylo naměřeno 6,3 kPa. Hodnoty ztrát budou následně využity při výpočtu průtoků v chladicím okruhu.



Obr. 71 Hydraulické ztráty výměníku

Pro dosažený průtok vzduchu 3 m/s je zobrazena závislost průtoku chladiva na odvedeném výkonu na *obr.* 72. Z grafu je patrné, že s rostoucím průtokem chladiva neroste významně odvedený výkon. Jelikož významně rostou tlakové ztráty, které zvyšují požadavky na čerpadlo, je doporučeno dosáhnout nižších průtoků do 12 l/min při kterých je odvod tepla na vodě efektivnější.



Obr. 72 Graf závislosti odvedeného výkonu na průtoku chladiva pro 3 m/s a ETD 15 °C

Závislost průtoku vzduchu na odvedeném výkonu je na *obr. 73*. Hodnoty jsou zobrazeny pro průtok chladiva 12,6 l/min a *ETD* 15 °C. Z grafu je patrné, že pokud klesne průtok vzduchu pod 2 m/s nebude dosaženo požadovaného odvodu tepla z chladiva. Pro předpokládanou hodnotu průtoku vzduchu je odvedený výkon 1420 W, zatímco predikované hodnoty byly 1376 W.

Т



Obr. 73 Graf odvedeného výkonu v závislosti na průtoku vzduchu

Důležitou hodnotou pro dosažení požadovaných parametrů je teplotní rozdíl medií. Závislost odvedeného výkonu na *ETD* je na *obr*. 74. Pro změřené hodnoty je závislost téměř lineární. Pro pokles *ETD* na polovinu platí přibližně i pokles výkonu na polovinu. Při *ETD* 10 °C již není dosaženo požadovaného odvodu tepla, v tomto případě dojde k nárustu teploty na vstupu do chladiče o 1 °C na 46 °C, což zvýší *ETD* a následně bude dosaženo požadovaného výkonu. Nevýhodou je nárust vstupní teploty do chladičů. Při provozu, ve kterém bude teplota vzduchu dosahovat 35 °C, bude potřeba zvýšit průtok vody, aby bylo dosaženo žádaných výkonů.



Obr. 74 Graf odvedeného výkonu na ETD

## 5.4 NÁVRH VODNÍHO OKRUHU

#### 5.4.1 VOLBA ČERPADLA

T

Pro zvolení čerpadla byla provedena rešerše výrobců čerpadel. Podobné charakteristiky jako čerpadlo na eD1 dosahovala čerpadla od výrobce Vovyo pump a Sobek motorsport. Od každého výrobce jsou vybrána dvě čerpadla a ta jsou porovnána mezi sebou. Charakteristiky všech čerpadel jsou zobrazeny v grafu na obr. 75. Čerpadlo VOVYO2 nedosahuje takových charakteristik jako čerpadlo na eD1, současně jeho hmotnost je dvojnásobná, proto toto čerpadlo není dále uvažováno. Čerpadlo VOVYO1 převyšuje charakteristikami eD1, avšak jeho hmotnost dosahuje 2,4 kg, pokud by nebylo možné dosáhnout požadovaných průtoků s čerpadlem eD1, čerpadlo VOVYO1 by mohlo být použito. Čerpadlo SOBEK2 má nejbližší charakteristiky k čerpadlu eD1, zároveň je o 175 gramů lehčí. Nevýhodou je mírně vyšší příkon čerpadla 215 W oproti 200 W. Poslední čerpadlo SOBEK1 má stejnou charakteristiku pro nižší průtoky jako eD1, s vyššími průtoky dopravní výška významně klesá, výhodou je ještě nižší hmotnost o 225 gramů. S ohledem na možnosti nejlépe vychází čerpadla od Sobek motorsport, pokud bude v okruhu průtok přes čerpadlo do 20 l/min je vhodnější SOBEK1, pokud bude průtok vyšší je vhodnější SOBEK2. K čerpání vody v okruhu na voze eD2 bude použito stejné čerpadlo jako na eD1, které dosahuje vysoké dopravní výšky v širokém spektru průtoků oproti SOBEK1 a zároveň je účinnější než SOBEK2. Vyšší hmotnost je vykompenzována cenou, kdy čerpadlo eD1 je získáno díky spolupráci s Hanon Systems.



Obr. 75 Graf porovnání čerpadel od různých výrobců

## 5.4.2 ZAPOJENÍ KOMPONENT DO OKRUHU

Pro zjištění optimálního zapojení komponent do okruhu je využito 1D simulace v programu GT-Suite. Při výpočtu jsou použity naměřené charakteristiky čerpadla. Tlakové ztráty na

chladičích jsou dosazeny na základě výsledků z CFD simulace, tlakové ztráty výměníku jsou použity z měření na kalorimetru. Jsou uvažovány tři konfigurace zapojení komponent sériové, paralelní a kombinované.

#### **MODELOVÁNÍ KOMPONENT**

Výpočet probíhá na principu nahrazení naměřených dat modelem daného komponentu. Čerpadlo je nahrazeno šablonou Pump a je zvolen typ Electric Pump Spec. Object. Do šablony jsou nahrána data z měření tato data jsou následně převedena do bezrozměrných veličin jako je koeficient průtoku, tlaku a výkonu. Jelikož na všechna naměřená data nebylo možné určit koeficienty, jsou některé změřené body odebrány. Výsledný model čerpadla má určeny charakteristiky pro konstantní otáčky čerpadla a předpokládá, že při nastavení střídy jsou otáčky konstantní. Při nastavení střídy se charakteristika v simulaci bude pohybovat dle křivek na *obr*. 76, zatímco při reálném provozu bude potřeba nastavit vyšší zátěžný cyklus, aby bylo dosaženo dané křivky. Hodnoty se simulací a realitou budou totožné jen pro nejnižší změřené průtoky (viz *obr*. 76).

Chladiče jsou modelovány šablonou HeatAddition, do které jsou vloženy hydraulické charakteristiky přes Pressure Drop ref. obj. Do šablony jsou nahrána data z výpočtů CFD simulace a ta jsou následně převedena na koeficient tlakové ztráty. Podobným způsobem je modelován výměník voda/vzduch využito je šablony PressureLossConn, do které nelze přidat tepelné charakteristiky. Jelikož byl výpočet proveden bez teplotního řešiče, nemá volba šablony vliv na výsledek. Hadice jsou modelovány pomocí PipeTable, kde byla zadána předpokládaná geometrie a tlaková ztráta je vypočtena z drsnosti povrchu, kdy hodnota drsnosti byla volena pro smooth\_rubber. Rozbočovače jsou modelovány přes FlowSplitGeneral. Expanzní nádoba je modelována pomocí Overflow Tank.



Obr. 76 Charakteristika modelu čerpadla oproti naměřeným datům

Jsou modelovány tři varianty zapojení komponent do kruhu. V první variantě jsou motory a měnič paralelně, následně jsou větvě spojeny a rozděleny na 2 paralelní větve do výměníků

(viz příloha P1). Druhá varianta je sériové zapojení chladičů a paralelní zapojení výměníků (viz příloha P1). Ve třetí variantě jsou paralelně zapojeny motory, měnič je v sérii a výměníky jsou opět zapojeny paralelně (viz *obr. 77*). Čerpadlo je ve všech případech nastaveno na maximální střídu.



Obr. 77 GT model zapojení komponentů v okruhu pro 3. variantu

#### POROVNÁNÍ ZAPOJENÍ KOMPONENT V OKRUHU

V první variantě je dosaženo vysokého průtoku přes čerpadlo 53 l/min, čerpadlo tedy bude pracovat s nejvyšší účinností. Průtok přes motory je dvojnásobný oproti požadované hodnotě. Oproti tomu průtok přes měnič je poloviční vůči požadované hodnotě a dosahuje pouze 8 l/min. Pro navýšení průtoku je potřeba větve přes motory přiškrtit, tím se ale sníží celkový průtok přes čerpadlo na 31 l/min. Přes měnič tedy bude dosaženo průtoku 20 l/min, avšak přes motory se průtok sníží na 5,5 l/min. Přes výměníky je dostatečný průtok. První varianta je tedy v obou případech nevyhovující k dosažení požadovaných parametrů.

V druhé variantě zapojení je dosaženo požadovaných průtoků na všech chladičích, přes motory je dvojnásobný. Nižší průtok přes čerpadlo způsobí, že bude pracovat s nižší účinností, avšak příkon bude stejný jako v první variantě se škrcením. Nevýhodou této varianty je, že do chladičů bude vstupovat již ohřátá voda z předchozích chladičů.

Třetí varianta vyhovuje průtokům přes motory i měnič s mírnou rezervou. Průtok přes čerpadlo je 22 l/min, účinnost je tedy horší, příkon srovnatelný s druhou variantou. Výhodou oproti druhé variantě je, že do obou motorů již vstupuje ochlazená voda z výměníků.



Obr. 78 Graf porovnání zapojení komponentů do okruhu

Výsledné hodnoty pro jednotlivé varianty jsou na *obr*. 78. Celkově tedy vyhovuje nejlépe třetí varianta, která sice obsahuje kompromisy z hlediska účinnosti čerpadla nebo s chladnou vstupní vodou, avšak v žádném z případů není dosaženo nedostatečných podmínek pro provoz.

## ZÁVĚR

Cílem práce bylo stanovit požadavky na chladicí okruh a na základě zjištěných požadavků navrhnout chladicí okruh pro chlazení motorů a měniče závodního monopostu Formule Student. Na začátku práce byly rozebrány příčiny tvorby tepla v elektrických součástech a popsány teplotní limity omezující jejich funkčnost. Blíže byla analyzována rizika chlazení a druhy chladicích metod.

Pro přesnější predikci a návrh chlazení monopostu eD2 byla provedena měření, jejichž cílem bylo sesbírat vstupní data pro výpočty a simulace. Byla změřena charakteristika čerpadla, která byla následně využita při simulaci průtoků v okruhu. Také byly analyzovány chladiče motorů a měniče. Z naměřených hodnot vyplynulo, že chladič měniče má rychlou odezvu na zatížení a dokáže uchladit i krátkodobé zátěžové špičky. Oproti tomu vysoká tepelná kapacita a termální odpor motoru způsobují, že odezva chladicího systému na zatížení je nízká. Ztráty se začaly projevovat až po ujetí jednoho kola. To způsobuje, že teplo v motoru je špatně odváděno a zvyšuje se teplota vinutí motoru. Z měření bylo také zjištěno, jakých zátěžných stavů může být s monopostem dosaženo.

V návrhu bylo nejdříve definováno pět druhů zatížení rozdělených dle disciplín a tratí. Na základě zatížení byly vypočteny ztráty motorů a měniče. Pro měnič byl analyticky vypočten chladič, pro nějž pak byly vypočteny teploty IGBT a diody. Z výpočtů vyplynulo, že spínací ztráty jsou vysoké, a tudíž řízení motorů je neefektivní. Na základě toho bylo navrženo snížení spínací frekvence, pro kterou byly následně hodnoty ztrát a teplot přepočítány. Pro chladič byla definována maximální hodnota termálního odporu, která následně sloužila jako cíl pro CFD simulace. U chladicího pláště se předpokládala stejná charakteristika jako u motoru eD1, tudíž teploty a odvedený výkon byly určeny na základě měření eD1.

K odvodu tepla z okruhu byly použity dva výměníky. Byly vypočteny prvotní rozměry a hodnoty průtoků výměníkem, které následně sloužily jako vstupy do přesnějších predikcí provedených ve spolupráci s průmyslovým partnerem. Bylo provedeno několik iterací, dokud nebylo dosaženo požadovaného výkonu a tlakových ztrát. Dle výsledných rozměrů byl postaven testovací kus, na kterém byly validovány parametry. Oproti výpočtu dosahoval výměník mírně vyšších výkonů a nižších tlakových ztrát.

Oběh vody v okruhu byl zajištěn čerpadlem. Byla provedena rešerše dostupných alternativ oproti stávajícímu. Opět bylo voleno stejné čerpadlo, jelikož dosahuje vysoké dopravní výšky v širokém spektru průtoků. Pro toto čerpadlo byla provedena simulace zapojení komponentů v okruhu programem GT-Suite. Na základě výsledků byla vybrána třetí varianta s paralelním zapojením motorů s výměníky a sériovým zapojením chladiče měniče.

Validaci výpočtů a simulací nebylo možné provést v důsledku zpoždění výroby monopostu. Při validaci bude důležité měřit zatížení monopostu, které nejvíce určuje množství ztrát. Pro naměřené zatížení bude potřeba přepočítat hodnoty ztrát, ty bude možné následně použít pro porovnání s naměřenými hodnotami.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] THE EUROPEAN AUTOMOBILE MANUFACTURERS' ASSOCIATION. *Fuel types* of new cars: electric 10.5%, hybrid 11.9%, petrol 47.5% market share full-year 2020 [online]. 4. 2. 2021 [cit. 2021-12-27]. Dostupné z: https://www.acea.auto/fuel-pc/fuel-types-of-new-cars-electric-10-5-hybrid-11-9-petrol-47-5-market-share-full-year-2020/
- [2] Formula SAE. FSAEOnline: Formula SAE [online]. SAE international [cit. 2021-12-27]. Dostupné z: https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72
- [3] *Formula Student World Ranking Lists* [online]. Formula Student Germany [cit. 2021-12-27]. Dostupné z: https://fs-world.org/
- [4] Rules and Important Documents. *Formula Student Germany* [online]. Formula Student Germany [cit. 2021-12-27]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fsg/rules/
- [5] *TU Brno Racing* [online]. Brno: TU Brno Racing [cit. 2021-12-27]. Dostupné z: https://tubrnoracing.cz/
- [6] Formula Student Czech Republic. *Formula Student Czech Republic* [online]. Formula Student Czech Republic [cit. 2021-12-27]. Dostupné z: https://www.fsczech.cz/
- [7] Dragon e1. In: *Soukromý disk týmu TU Brno Racing: Fotoarchiv* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2022 [cit. 2022-04-10].
- [8] MIGUEL DE AGUIAR FONTES, Pedro. Cooling of the electric propulsor of a Formula Student vehicle [online]. Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Portugal, 2016 [cit. 2021-12-27]. Dostupné z: https://fenix.tecnico.ulisboa.pt/downloadFile/1689244997257131/Extended%20abstract. pdf. Extended abstract. Universidade de Lisboa.
- [9] ZARMA, Tahir Aja, Ahmadu Adamu GALADIMA a Maruf A. AMINU. Review of Motors for Electrical Vehicles. *Journal of Scientific Research and Reports* [online]. 2019, 1-6 [cit. 2022-04-10]. ISSN 2320-0227. Dostupné z: doi:10.9734/jsrr/2019/v24i630170
- [10] LEVKIN, Dmitry. Permanent magnet synchronous motor. In: Engineering solutions [online]. Rusko: Engineering Solutions, 2022 [cit. 2022-04-10]. Dostupné z: https://en.engineering-solutions.ru/motorcontrol/pmsm/
- [11] Technology & Case Studies: Basic Motor Information [online]. In: . Nidec corporation [cit. 2022-04-28]. Dostupné z: https://www.nidec.com/en/technology/motor/basic/00001/
- [12] YAN, Guishan, Zhenlin JIN, Mingkun YANG a Bing YAO. The Thermal Balance Temperature Field of the Electro-Hydraulic Servo Pump Control System. *Energies* [online]. 2021, **14**(5) [cit. 2022-04-28]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en14051364

- [13] Rotor losses in PM synchronous machine [online]. In: . Conference: International Symposium on Electric Vehicles (ISEV), July 2017, s. 12 [cit. 2022-04-28]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/319538168\_Rotor\_losses\_in\_PM\_synchronous \_machine
- [14] F. GIERAS, Jacek. PERMANENT MAGNET MOTOR TECHNOLOGY: DESIGN AND APPLICATIONS. Third edition. Rockford, Illinois, USA: CRC Press, 2010. ISBN 978-1-4200-6440-7.
- [15] NEMA insulation classes for motors: Too hot to handle?. Drives and Automation [online]. United Kingdom: Drives and Automation, 2017 [cit. 2022-04-28]. Dostupné z: http://www.drivesandautomation.co.uk/useful-information/nema-insulation-classes/
- [16] Demagnetized Curves of Neodymium Magnets. In: *TCM Magnetics* [online]. 2020 [cit. 2022-04-28]. Dostupné z: https://www.r4ymagnetics.com/Demagnetized-Curves-of-Neodymium-Magnets.htm
- [17] GUO, Fulai a Chengning ZHANG. Oil-Cooling Method of the Permanent Magnet Synchronous Motor for Electric Vehicle. *Energies* [online]. 2019, **12**(15) [cit. 2022-04-28]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en12152984
- [18] Diabatix. In: *Innovative Mechanically Pumped loop for Active Antennae* [online]. Spain [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: https://impacta-mpl.com/consortium/diabatix/
- [19] HUYNH, Thanh a Min-Fu HSIEH. Performance Analysis of Permanent Magnet Motors for Electric Vehicles (EV) Traction Considering Driving Cycles. *Energies* [online].
   2018, 11(6) [cit. 2022-04-29]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en11061385
- [20] ZEB, Kamran, Saif Ul ISLAM, Waqar UDDIN, Kaleem ULLAH, Rafiq ASGHAR, T. D.C. BUSARELLO a Hee Je KIM. DC-link Voltage Regulation of Single-Phase Grid-Tied PV System using Fuzzy-PI Controller. 2019 15th International Conference on Emerging Technologies (ICET) [online]. IEEE, 2019, 2019, 1-6 [cit. 2022-04-29]. ISBN 978-1-7281-5403-9. Dostupné z: doi:10.1109/ICET48972.2019.8994542
- [21] ERFIDAN, T., S. URGUN a B. HEKIMOGLU. Low cost microcontroller based implementation of modulation techniques for three-phase inverter applications. *MELECON 2008 - The 14th IEEE Mediterranean Electrotechnical Conference* [online]. IEEE, 2008, 2008, 541-546 [cit. 2022-04-29]. ISBN 978-1-4244-1632-5. Dostupné z: doi:10.1109/MELCON.2008.4618491
- [22] SCHWEBER, Bill. Basics of MOSFETs and IGBTs for Motor Control [online]. Mouser Electronics [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: https://cz.mouser.com/applications/industrialmotor-control-mosfets/
- [23] TANG, Yong, Bo WANG a YongHong CHEN. Research on Structure Principle and Manufacturing Process of High Power IGBT. 2020 3rd International Conference on Advanced Electronic Materials, Computers and Software Engineering (AEMCSE) [online]. IEEE, 2020, 2020, 905-908 [cit. 2022-04-29]. ISBN 978-1-7281-8143-1. Dostupné z: doi:10.1109/AEMCSE50948.2020.00196

- [24] VORONA, Matt. Improving Vacuum Solder Reflow for Challenging Power Module Packaging: Typical power module construction. In: *EE Power* [online]. EETech Media, March 27, 2020 [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: https://eepower.com/technicalarticles/improving-vacuum-solder-reflow-for-challenging-power-module-packaging/#
- [25] Calculating Power Losses in an IGBT Module: Application Note. In: DynexsemI [online]. Dynex | Power through Innovation, February 2021 [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: https://www.dynexsemi.com/Portals/0/assets/downloads/DNX\_AN6156.pdf
- [26] NOVÁK, Jaroslav. Moderní výkonové polovodičové prvky a jejich aplikační možnosti: Ztráty a chlazení výkonových polovodičových součástek, konstrukce výkonového měniče. *Elektro* [online]. Praha: FCC PUBLIC, 2003, 06/2003, 2003(6.) [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/modernivykonove-polovodicove-prvky-a-jejich-aplikacni-moznosti--14473
- [27] WEI, Kaixin, Chengning ZHANG, Xuelian GONG a Tieyu KANG. The IGBT Losses Analysis and Calculation of Inverter for Two-seat Electric Aircraft Application. *Energy Procedia* [online]. 2017, **105**, 2623-2628 [cit. 2022-04-29]. ISSN 18766102. Dostupné z: doi:10.1016/j.egypro.2017.03.756
- [28] ON SEMICONDUCTOR. Thermal Calculations for IGBTs [online]. Denver, Colorado, USA: Literature Distribution Center for ON Semiconductor [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: https://www.onsemi.cn/pub/Collateral/AND9140-D.PDF
- [29] MORRIS, Garron. K., Mark G. PHILLIPS, Lixiang WEI a Richard A. LUKASZEWSKI. Operating IGBTs above rated junction temperature limits: Impacts to reliability and electrical performance. 2016 Annual Reliability and Maintainability Symposium (RAMS) [online]. IEEE, 2016, 2016, 1-7 [cit. 2022-04-29]. ISBN 978-1-5090-0249-8. Dostupné z: doi:10.1109/RAMS.2016.7448019
- [30] FS150R12N2T7 EconoPACK<sup>™</sup>2 module: EconoPACK<sup>™</sup>2 module with TRENCHSTOP<sup>™</sup>IGBT7 and Emitter Controlled 7 diode and NTC. In: *Infineon* [online]. 81726 Munich, Germany: Infineon Technologies, 2021, 2021-08-02 [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: https://www.infineon.com/dgdl/Infineon-FS150R12N2T7-DataSheet-v01\_00-EN.pdf?fileId=5546d4627aa5d4f5017b0ae29ea2712b
- [31] QIAN, Cheng, Amir Mirza GHEITAGHY, Jiajie FAN, Hongyu TANG, Bo SUN, Huaiyu YE a Guoqi ZHANG. Thermal Management on IGBT Power Electronic Devices and Modules. *IEEE Access* [online]. 2018, 6, 12868-12884 [cit. 2022-04-29]. ISSN 2169-3536. Dostupné z: doi:10.1109/ACCESS.2018.2793300
- [32] PW-B8I0150N17LS: B8I IGBT POWER STACK 4 x 1/2B2I OPEN FRAME. In: POWERALIA [online]. BARCELONA SPAIN [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: https://www.poweralia.com/stacks-igbt\_stacks-pw\_b8i0150n17ls
- [33] Formula SAE Electric Quad Inverter: 120 kW Quad Inverter developed by the UW-Madison Formula SAE Electric Team. In: *Hackster.io: an Avnet Community* [online]. October 25, 2018 [cit. 2022-04-29]. Dostupné z: https://www.hackster.io/eformula/formula-sae-electric-quad-inverter-593f40

- [34] ŠEBELA, Kamil. Chladící systém Formule Student. Brno, 2019. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116445. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Michal Janoušek.
- [35] ĎAĎO, Stanislav, Ludvík BEJČEK a Antonín PLATIL. Měření průtoku a výšky hladiny. Praha: BEN - technická literatura, 2005, 448 s. Senzory neelektrických veličin. ISBN 80-730-0156-X.
- [36] RAŽNJEVIĆ, Kuzman. *Termodynamické tabuľky*. Přeložil Ernest KABÁT. Bratislava: Alfa, 1984, 307 s. Edícia energetickej literatúry.
- [37] CHYSKÝ, Jaroslav a Karel HEMZAL. Větrání a klimatizace. 3., zcela přeprac. vyd. Brno: BOLIT-B Press, 1993, 490 s. Technický průvodce: Česká matice technická: Česká matice technická. ISBN 80-901-5740-8.
- [38] RANGANAYAKULU, C. a Kankanhalli N. SEETHARAMU. *Compact Heat Exchangers: Analysis, Design a Optimization using FEM a CFD Approach*. United States: Wiley-ASME Press, 2018, 544 s. ISBN 9781119424185.
- [39] ÇENGEL, Yunus A., Michael A. BOLES a Mehmet KANOĞLU. *Thermodynamics: an engineering approach*. Ninth edition. New York: McGraw-Hill Education, 2019. ISBN 978-1-259-82267-4.
- [40] Technické informace: Vlastnosti hliníku. Alumeco group [online]. alumeco [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: https://www.alumeco.cz/technick%C3%A9informace/%C3%BAdaje-o-hlin%C3%ADku/vlastnosti-hlin%C3%ADku
- [41] MIKULČÁK, Jiří, Bohdan KLIMEŠ, Jaromír ŠIROKÝ, Václav ŠŮLA a František ZEMÁNEK. Matematické, fyzikální a chemické tabulky pro střední školy. 5. vydání. Praha: Prometheus, 2020. Pomocné knihy pro žáky (Prometheus). ISBN 978-80-7196-481-0.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

AC	[—]	Střídavý proud
Ż	[W]	Tepelný tok rovinnou stěnou
ACCM	[—]	Zátěžný stav akcelerace maximální zatížení
ACCP	[—]	Zátěžný stav akcelerace průměrné hodnoty
$a_{eD2}$	$[m/s^2]$	Zrychlení eD2
APD	[Pa]	Tlaková ztráta na vzduchu
atv	$[m^2/s]$	Teplotová vodivost
В	[T]	Magnetická indukce
CAN	[—]	Datová sběrnice
$C_{BAT}$	[kWh]	Kapacita baterie eD2
$C_d$	[-]	Součinitel aerodynamického odporu
CESA	[—]	Centrum sportovních aktivit
CFD	[-]	Computational fluid dynamics
Cměď	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita mědi
CONTI	[—]	Zátěžný stav odpovídající zatížení na trati v Continentalu
$cos(\varphi)$	[—]	účiník
CPD	[kPa]	Tlaková ztráta na vodě
C <sub>VZ</sub> 30	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita vzduchu při 30 °C
DC	[—]	Stejnosměrný proud
$D_H$	[m]	Hydraulický průměr
eD1	[—]	Monopost Dragon e1
eD2	[—]	Monopost Dragon e2
ENDU40	[—]	Zátěžný stav endurance při průměrné rychlosti 40 km/h
ENDU60	[—]	Zátěžný stav endurance při průměrné rychlosti 60 km/h
Eoff(NOM)	[J]	Ztrátová energie během vypnutí IGBT pro nominální hodnoty
Eon(NOM)	[J]	Ztrátová energie během sepnutí IGBT pro nominální hodnoty
Erec(NOM)	[J]	Ztrátová energie zpětné obnovy diody pro nominální hodnoty
ETD	[°C]	Teplotní rozdíl médií ve výměníku
EU	[-]	Evropská unie
$F_d$	[N]	Aerodynamický odpor
fpd	[-]	Počet žeber vlnovce na 10 cm délky vlnovce
fsp	[Hz]	Spínací frekvence IGBT

Т

Н	[A/m]	Intenzita magnetického pole
$H_{1M}$	[N]	Hnací síla od jednoho motoru
$H_{eD2}$	[N]	Hnací síla monopostu eD2
HPčer	[W]	Hydraulický výkon čerpadla
$H_{v}$	[N]	Výsledná hnací síla vozidla
Ch2o40	[J/kgK]	Měrná tepelná kapacita vody při 40 °C
IBAT	[A]	Proud z baterie
$I_{c1}$	[A]	Proud kolektoru
$I_{c2}$	[A]	Proud kolektoru
I <sub>čer</sub>	[A]	Napájecí proud čerpadla
i <sub>eD1</sub>	[—]	Převodový poměr převodovky eD1
i <sub>eD2</sub>	[-]	Převodový poměr eD2
Ief	[A]	Efektivní hodnota proudu
$I_{F1}$	[A]	Dopředný proud diody
$I_{F2}$	[A]	Dopředný proud diody
IGBT	[—]	Bipolární tranzistor s izolovaným hradlem
I <sub>max</sub>	[A]	Maximální hodnota proudu
INOM	[A]	Nominální proud
<b>I</b> žMotL	[A]	Žádaná hodnota proudu jdoucího do levého motoru
<b>I</b> <sub>žMotP</sub>	[A]	Žádaná hodnota proudu jdoucího do pravého motoru
$K_{\nu}$	[V/min]	Napěťová konstanta motoru
LCH	[m]	Charakteristický rozměr v Reynoldsově rovici
l <sub>CH</sub>	[m]	Délka chladiče
т	[—]	Modulační index
$m_c$	[kg]	Celková hmotnost eD2 s řidičem
$m_{eD2}$	[kg]	Hmotnost eD2 bez řidiče
$M_{eD2K}$	[Nm]	Točivý moment na kole eD2
M <sub>eD2M</sub>	[Nm]	Točivý moment motoru eD2
MeD2max	[Nm]	Přepočtený točivý moment motoru eD2
тмот	[kg]	Hmotnost vinutí motoru eD2
MOSFET	[-]	Unipolární tranzistor izolovaný vrstvou oxidu
<i>m</i> ř	[kg]	Hmotnost řidiče
<i>N</i> čer	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky čerpadla

NEMA	[-]	National Electrical Manufacturers Association
$N_K$	[—]	Počet kanálků
$n_M$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky motoru
<i>n<sub>MotL</sub></i>	$[\min^{-1}]$	Otáčky levého motoru
<i>N<sub>Mot</sub>P</i>	$[\min^{-1}]$	Otáčky pravého motoru
NTC	[—]	Negative temperature coefficient
Nu	[—]	Nusseltovo číslo
$P_{1M}$	[W]	Výkon jednoho motoru
$P_{BAT}$	[W]	Požadovaný odvedený výkon z baterie
$P_{C(Dioda)}$	[W]	Celkové ztráty diody při spínací frekvenci 15,5 kHz
$P_{C(IGBT)}$	[W]	Celkové ztráty IGBT při spínací frekvenci 15,5 kHz
$P_{C(IGBTmodul)}$	[W]	Celkové ztráty modulu
Pčer	[W]	Příkon čerpadla
$P_{d.p.\check{z}.}$	[W]	Tepelný tok dolní polovinou žebra
$P_{eD1}$	[W]	Příkon jdoucí z baterie
$P_{eD2}$	[W]	Výkon eD2
P <sub>eD2ACCP</sub>	[W]	Průměrný výkon běhen ACCP
P <sub>eD2max</sub>	[W]	Výkon eD2 po započtení omezení pravidly
$P_{eD2p}$	[W]	Průměrný příkon z baterie
$P_{h.p.\check{z}}$	[W]	Tepelný tok horní polovinou žebra
<b>P</b> <sub>IGBTp</sub>	[W]	Průměrný příkon IGBT modulu
Рмот	[W]	Příkon do obou motorů
PMSM	[-]	Synchronní motor s permanentními magnety
$p_{p\check{r}ed}$	[kPa]	Tlak před čerpadlem
$p_{p\check{r}edM}$	[kPa]	Tlak před motorem
<b>p</b> předměnič	[kPa]	Tlak před chladičem měniče
$p_{p\check{r}edV}$	[kPa]	Tlak vody před výměníkem
$P_{PS(Dioda)}$	[W]	Ztráty v propustném směru diody
$P_{PS(Diodaměnič)}$	[W]	Ztráty v propustném směru diody pro celý měnič
$P_{PS(Diodamodul)}$	[ <b>W</b> ]	Ztráty v propustném směru diody pro celý modul
P <sub>PS(IGBT)</sub>	[W]	Ztráty v propustném směru IGBT
<b>P</b> <sub>PS(IGBTměnič)</sub>	[W]	Ztráty v propustném směru IGBT pro celý měnič
$P_{PS(IGBTmodul)}$	[W]	Ztráty v propustném směru IGBT pro celý modul

Pr	[—]	Prandltovo číslo
$P_{v.s.ch.}$	[W]	Tepelný tok vrchní stěnou chladiče
$P_{V0}$	[W]	Požadovaný odvedený výkon výměníky
$P_{V1}$	[W]	Požadovaný odvedený výkon výměníky se započtením chlazení baterie
$P_{V1L}$	[W]	Požadovaný odvedený výkon levým výměníkem
$P_{V1P}$	[W]	Požadovaný odvedený výkon pravým výměníkem
PWM	[—]	Pulzně šířková modulace
$p_{za}$	[kPa]	Tlak za čerpadlem
pzaM	[kPa]	Tlak za motorem
<i>p</i> zaměnič	[kPa]	Tlak za chladičem měniče
$p_{zaV}$	[kPa]	Tlak vody za výměníkem
$Q_{h+p}$	[l/min]	Objemový průtok vody přes hadice a přechody
$Q_{menic}$	[l/min]	Objemový průtok vody přes měnič
$Q_{motor}$	[l/min]	Objemový průtok vody přes motor
$Q_p$	[l/min]	Objemový průtok vody přes průtokoměr
$Q_p$	[l/min]	Průtok modelovaným chladičem
$Q_{suma}$	[l/min]	Objemový průtok vody přes okruh
$Q_V$	[l/min]	Aktuální objemový průtok přes komponenty
$Q_{Vl}$	[m <sup>3</sup> /h]	Objemový průtok vzduchu přes výměník
$Q_{vymenik}$	[l/min]	Objemový průtok vody přes výměník
R	[°C/W]	Analogický termální odpor
$R_0$	[Ω]	Koeficient směrnice tečny výstupní charakteristiky IGBT
$R_{Dp.ch.}$	[°C/W]	Termální odpor mezi diodou a povrchem chladiče
R <sub>d.p.žvoda</sub>	[°C/W]	Termální odpor mezi dolní polovinou žebra a vodou
$R_{D0}$	[Ω]	Koeficient směrnice tečny dopředné charakteristiky diody
R <sub>D-Do</sub>	[°C/W]	Termální odpor mezi diodou a základní deskou
R <sub>Do-p.ch</sub> .	[°C/W]	Termální odpor mezi základní deskou a povrchem chladiče pro diodu
<i>Rdž</i>	[°C/W]	Termální odpor dolní části žebra
Re	[—]	Reynoldsovo číslo
r <sub>eD1</sub>	[m]	Dynamický poloměr kola eD1
r <sub>eD2</sub>	[m]	Poloměr pneumatiky eD2
$R_G$	[Ω]	Odpor na hradle IGBT
$R_{h.p.\check{z}d.p.\check{z}}$	[°C/W]	Termální odpor mezi horní polovinou žebra a dolní polovinou žebra

R <sub>h.p.žvoda</sub>	$[^{\circ}C/W]$	Termální odpor mezi horní polovinou žebra a vodou
RCH	[°C/W]	Termální odpor chladiče
<b>R</b> <i>CH50</i>	[°C/W]	Termální odpor chladiče při průtoku 50 l/min
R <sub>Ičp.ch</sub> .	[°C/W]	Termální odpor mezi IGBT čipem a povrchem chladiče
R <sub>Ič-Io</sub>	[°C/W]	Termální odpor mezi IGBT čipem a základní deskou
RIO-p.ch.	[°C/W]	Termální odpor mezi základní deskou a povrchem chladiče
$R_{p.chv.s.ch.}$	$[^{\circ}C/W]$	Termální odpor mezi povrchem chladiče a vrchní stěnou chladiče
<b>R</b> <sub>thJC</sub>	[K/W]	Tepelný odpor mezi čipem a obalem
$R_{v.s.chh.p.\check{z}.}$	[°C/W]	Termální odpor mezi vrchní stěnou chladiče a horní polovinou žebra
$R_{v.s.chvoda}$	$[^{\circ}C/W]$	Termální odpor mezi vrchní stěnou chladiče a vodou
Rž	[°C/W]	Termální odpor celého žebra
S	[m <sup>2</sup> ]	Plocha rovinné stěny
SAE	[—]	Society of Automotive Engineers
S <sub>C</sub>	[m]	Celková ujetá vzdálenost během akcelerace
$S_{eD2}$	[m <sup>2</sup> ]	Příčný průřez eD2
Sendu	[km]	Dráha endurance jízdy
$S_K$	[m <sup>2</sup> ]	Příčný průřez kanálku
Skon	[m]	Ujetá vzdálenost v koncovém bodě
Spoč	[m]	Ujetá vzdálenost v počátečním bodě
$S_{VI}$	[m <sup>2</sup> ]	Činná plocha chladiče
$\check{S}_K$	[m]	Šířka kanálku
<i>T</i> <sub>13</sub>	[°C]	Teplota vody na výstupu z měniče
$T_{14}$	[°C]	Teplota vody na vstupu do měniče
$T_{23}$	[°C]	Teplota vody na vstupu do levého motoru
<i>T</i> <sub>27</sub>	[°C]	Teplota okolního vzduchu
$T_{28}$	[°C]	Teplota vody na vstupu do pravého motoru
$t_c$	[s]	Celkový čas akcelarace
$T_{Dioda}$	[°C]	Teplota diody
<i>t</i> endu	[min]	Doba endurance jízdy
T <sub>IGBT</sub>	[°C]	Teplota IGBT
t <sub>kon</sub>	[s]	Čas v koncovém bodě
T <sub>MotL</sub>	[°C]	Teplota vinutí levého motoru
T <sub>Mot</sub> P	[°C]	Teplota vinutí pravého motoru

$T_{p.ch.}$	[°C]	Teplota povrchu chladiče
t <sub>poč</sub>	[s]	Čas v počátečním bodě
tsi	[m]	Tloušťka vrchní stěny chladiče
t <sub>S2</sub>	[m]	Výška horní poloviny žebra
ts3	[m]	Výška dolní poloviny žebra
$TS_{d.p.\check{z}.}$	[m <sup>2</sup> ]	Teplosměnná plocha dolní poloviny žebra
$TS_{h.p.\check{z}.}$	[m <sup>2</sup> ]	Teplosměnná plocha horní poloviny žebra
$TS_{v.s.ch.}$	[m <sup>2</sup> ]	Teplosměnná plocha vrchní stěny chladiče
$T_{voda}$	[°C]	Teplota vody na vstupu do chladiče
$T_{w1}$	[°C]	Teplota vnější části stěny
$T_{w2}$	[°C]	Teplota vnitřní části stěny
$U_{BAT}$	[V]	Napětí na baterii
$U_{CE0}$	[V]	Koeficient výstupní charakteristiky IGBT
$U_{CE1}$	[V]	Napětí mezi kolektorem a emitorem
$U_{CE2}$	[V]	Napětí mezi kolektorem a emitorem
Učer	[V]	Napájecí napětí čerpadla
$U_{DC}$	[V]	Vstupní napětí do měniče
$U_{DE0}$	[V]	Koeficient dopředné charakteristiky diody
$U_{e\!f}$	[V]	Efektivní hodnota napětí
$U_{F1}$	[V]	Dopředné napětí diody
$U_{F2}$	[V]	Dopředné napětí diody
Umax	[V]	Maximální výstupní napětí z měniče
$U_{NOM}$	[V]	Nominální napětí
$U_p$	[V]	Výstupní napětí průtokoměru
Va	[km/h]	Aktuální rychlost vozidla
VeD1	[km/h]	Aktuální rychlost vozidla eD1
VeD2ACCP	[km/h]	Průměrná rychlost během ACCP
$V_K$	[m]	Výška kanálku
VK	[m/s]	Střední průřezová rychlost vody v kanálku
Vkon	[km/h]	Rychlost v koncovém bodě
$v_p$	[km/h]	Průměrná rychlost běhen zatížení
Vpoč	[km/h]	Rychlost v počátečním bodě
V <sub>vz1</sub>	[m/s]	Střední průřezová rychlost vzduchu přes výměník

Zed2ACCP	[W]	Průměrné ztráty během zatížení ACCP
Z <sub>eD2M</sub>	[W]	Ztráty motoru eD2
ZIGBTm	[W]	Ztráty měniče
ZMěnič	[W]	Chladicí výkon chladiče měniče
ZMotorL	[W]	Chladicí výkon levého pláště motoru
ZMotorP	[W]	Chladicí výkon pravého pláště motoru
Zsuma	[W]	Součet chladicích výkonů jednotlivých komponent
ZthJC	[K/W]	Tepelná impedance mezi čipem a obalem
$\alpha_{s.chh2o}$	$[W/m^2K]$	Součinitel přestupu tepla ze stěny chladiče do vody
$\delta$	[m]	Tloušťka rovinné stěny
$\Delta p_{\check{c}er}$	[kPa]	Tlakový přínos čerpadla
$\varDelta p_{h+p}$	[kPa]	Tlaková ztráta hadic a přechodů mezi komponenty
$\Delta p_{menic}$	[kPa]	Tlaková ztráta chladiče měniče
$\Delta p_{motor}$	[kPa]	Tlaková ztráta chladicího pláště motoru
$\varDelta p_{suma}$	[kPa]	Tlaková ztráta v celém okruhu
$\varDelta p_{vymenik}$	[kPa]	Tlaková ztráta na vodě výměníku voda/vzduch
$\Delta s_{kp}$	[m]	Ujetá vzdálenost mezi koncovým a počátečním bodem
$\Delta T$	[°C]	Rozdíl teplot
$\Delta t_{kp}$	[s]	Doba jízdy z počátečního bodu do koncového
$\Delta T_M$	[°C]	Nárust teploty motoru při zatížení ACCP
$\Delta T_{p.chvoda}$	[°C]	Teplotní rozdíl povrchu chladiče a vody
$\eta_{\check{c}er}$	[%]	Účinnost čerpadla
$\eta_M$	[%]	Účinnost motoru
λ	[W/mK]	Součinitel tepelné vodivosti
$\lambda_{h2o40}$	[W/mK]	Součinitel tepelné vodivosti vody při 40 °C
$ ho_{h2o40}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota vody při 40 °C
$ ho_{vz}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota vzduchu
$ ho_{vz30}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota vzduchu při 30 °C
<i>Uh2o40</i>	[m <sup>2</sup> /s]	Kinematická viskozita vody při 40 °C

# SEZNAM PŘÍLOH

P1 Schémata zapojení komponentů v okruhu pro variantu 1. a 2.

#### P1 SCHÉMATA ZAPOJENÍ KOMPONENTŮ V OKRUHU PRO VARIANTY 1. A 2.

Varianta 1.:

