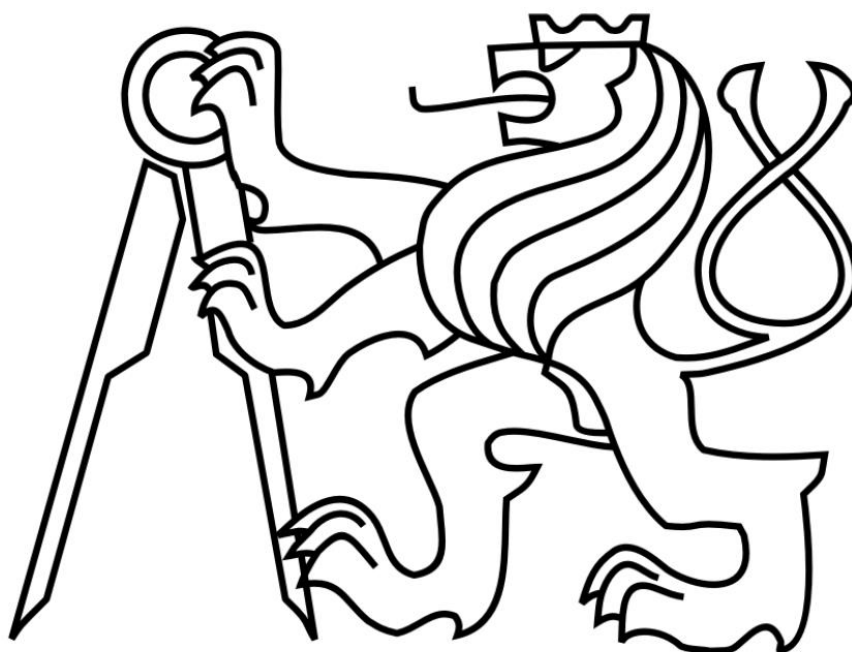


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



Bakalářská práce

Návrh chladicí soustavy motoru pro vůz Formule Student

Autor práce:

Patrik Bugár

Vedoucí práce:

Ing. Vít Doleček, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student: Patrik Bugár

program: Teoretický základ strojního inženýrství

obor: bez oboru

název česky: Návrh chladicí soustavy motoru pro vůz Formule Student

název anglicky: Design of cooling system in Formula Student car

Zásady pro vypracování:

1. Vytvořte stručnou rešerši chladicích systémů vhodných pro použití ve voze Formule Student
2. Z dostupných naměřených dat vyhodnoťte funkci stávající chladicí soustavy
3. Navrhněte upravenou chladicí soustavu pro vůz na příští sezonu zohledňující zjištěné nedostatky minulých řešení.

Rozsah průvodní zprávy: 20 stran

Rozsah grafických prací:

Seznam doporučené literatury:

[1] Macek, J.; Suk, B. *Spalovací motory I.*, Vydavatelství ČVUT.

[2] Nožička, J. *Základy termomechaniky*, Vydavatelství ČVUT.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Vít Doleček, Ph.D.

Konzultant bakalářské práce: Ing. Nikita Astraverkhau

Datum zadání bakalářské práce: 30. října 2015

Datum odevzdání bakalářské práce: 8. ledna 2016

Neodevzdá-li student bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.

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

Zadání bakalářské práce převzal dne: 30.10.2015

Bugl

Student

Vítek

Doc. Ing. Oldřich VÍTEK, Ph.D.

Vedoucí ústavu



Michael Valášek

Prof. Ing. Michael VALÁŠEK, DrSc.

Děkan fakulty

V Praze dne 26. října 2015

Anotácia

Autor:	Patrik Bugár
Názov BP:	Návrh chladicí soustavy motoru pro vůz Formule Student
Rozsah práce:	41 strán, 15 obrázkov
Školský rok vyhotovenia:	2015 / 2016
Škola:	ČVUT Fakulta Strojní
Ústav:	Ú12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedúci BP:	Ing. Vít Doleček, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Nikita Astraverkhau
Kľúčové slová:	Chladienie, kvapalinové chladienie, tepelný výmenník, Formula Student
Abstrakt:	Cieľom práce bolo navrhnuť chladiacu sústavu v súlade s pravidlami súťaže Formula Student a vymedziť nedostatky návrhov minulých riešení.

Annotation

Author:	Patrik Bugár
Title:	Design of cooling system in Formula Student car
Extent of work:	41 pages, 15 pictures
Academic year:	2015 / 2016
University:	CTU Prague
Department:	Ú12120 – Department of automobiles, internal combustion engines and railway vehicles
Supervisor:	Ing. Vít Doleček, Ph.D.
Consultant:	Ing. Nikita Astraverkhau
Key words:	Cooling, liquid cooling, heat exchanger, Formula Student
Abstract:	The main goal was design a cooling system of engine in compliance with Formula Student rules and remove deficiencies of cooling systems designed in last years.

Pod'akovanie

Týmto by som sa chcel poďakovať vedúcemu mojej bakalárskej práce Ing. Vítkovi Dolečkovi za vedenie práce, za jeho ochotu, ktorú preukázal a pomoc, ktorú podával. Vďaka nemu táto práca dosiahla lepšiu kvalitu.

Taktiež by som sa chcel poďakovať konzultantovi Ing. Nikitovi Astraverkhau za jeho ochotu a rady a v neposlednej rade tímu CTU CarTech za možnosť pracovať na tomto projekte.

Ďakujem tiež firme HVCC za poskytnuté informácie a výrobu tepelného výmenníka.

Vďaka patrí aj mojim rodičom, ktorý ma podporovali počas bakalárskeho štúdia.

Prehlásenie

Prehlasujem, že túto bakalársku prácu som vypracoval samostatne, iba za pomoci vedenia vedúceho a odborného konzultanta tejto práce. Všetky zdroje použité pri tvorbe sú uvedené v zozname.

Nemám závažný dôvod proti použitiu tohto školného diela v zmysle § 60 Zákona č. 121/2000 Sb., o práve autorskom, o právach súvisiacich s právom autorským a o zmene niektorých zákonov (autorský zákon).

V Prahe dňa 5.1.2016

.....
Patrik Bugár

Obsah

Úvod.....	9
1. Význam chladenia spaľovacích motorov	10
2. Základný prehľad chladiacich systémov.....	11
2.1. Delenie chladiacich systémov podľa používaného chladiaceho média.....	11
2.1.1. Kvapalinové chladenie	11
2.1.2. Vzduchové chladenie	12
2.2. Delenie chladiacich systémov podľa spôsobu chladenia.....	12
2.2.1. Samovoľné chladenie	12
2.2.2. Nútené chladenie	13
3. Chladenie vo vozidle formulového typu	13
3.1. Tepelný výmenník a jeho umiestnenie vo vozidle	14
3.2. Čerpadlo kvapaliny.....	16
3.3. Expanzná nádoba.....	16
3.4. Potrubie vedenia chladiacej kvapaliny	16
3.5. Termostat.....	17
3.6. Ventilátor.....	18
4. Meranie parametrov motora použitého vo vozidle	19
4.1. Motor použitý vo vozidle	19
4.2. Experimentálne zistenie objemového toku kvapaliny sériového kvapalinového čerpadla.....	21
4.3. Výpočet hmotnostného toku kvapaliny z nameraných hodnôt.....	22
4.4. Experimentálne zistenie tepelného toku motora.....	23
4.5. Vyhodnotenie výsledkov	25
5. Návrh a výroba jednotlivých komponentov chladiaceho systému	26
5.1. Tepelný výmenník.....	26
5.1. Čerpadlo kvapaliny.....	29
5.1. Expanzná nádoba.....	29
5.1. Potrubie vedenia chladiacej kvapaliny	31
5.1. Termostat.....	32
5.1. Ventilátor.....	32
6. Záver.....	33

Zoznam použitých skratiek

a	[m]	Šírka tepelného výmenníka
c_{H_2O}	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Merná tepelná kapacita vody
c_p	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Merná tepelná kapacita vzduchu
l	[m]	Dĺžka tepelného výmenníka
\dot{m}	[kg/s]	Hmotnostný tok kvapaliny
n	[ot./min]	Otáčky motora za minútu
p_{atm}	[Pa]	Atmosférický tlak
\dot{Q}	[kW]	Tepelný tok
R_{vzd}	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Plynová konštanta vzduchu
S	[m ²]	Činná plocha
T_{H_2O}	[K]	Teplota vody
T_{vzd}	[K]	Teplota vzduchu
V	[m ³]	Objem
\dot{V}	[l/s]	Objemový tok kvapaliny
v_{vzd}	[m/s ²]	Rýchlosť vzduchu
ΔT	[K]	Rozdiel teplôt látok
ΔV	[m ³]	Zmena objemu
ρ_{H_2O}	[kg/m ³]	Hustota vody
ρ_{vzd}	[kg.m ⁻³]	Hustota vzduchu

Úvod

Chladienie je jedna z najdôležitejších častí strojov alebo systémov. Vo vysokovýkonných strojoch je samovoľné odovzdávanie tepla do okolia nedostačujúce a preto sa používajú chladiace systémy s vysokými výkonmi. Funkciou chladiacich systémov je udržiavanie a regulovanie pracovnej teploty komponentov stroja.

V prípade spaľovacích motorov je chladienie tiež nevyhnutné. V spaľovacích motoroch dochádza k premene chemickej energie paliva, jeho spaľovaním, na energiu tepelnú. Časť tejto tepelnej energie sa využíva na premenu v mechanickú prácu, časť uniká z motora vo forme výfukových plynov a časť je práve odovzdávaná do okolia vo forme tepla. Energia vo forme tepla a vo forme výfukových plynov patrí medzi energiu stratovú. Vhodne navrhnutý chladiaci systém zabraňuje nadmernému prehrievaniu dielov motora, tvorbe nežiadanych zážihov a znižovaniu účinnosti motora.

V súčasnosti sa chladiace systémy stále vyvíjajú. Ich vývoj spočíva v chladiacich médiách ale značnou mierou vo výkonoch chladienia určitých častí chladiacich systémov, napríklad tepelných výmenníkov. Takže veľmi dôležité parametre sú výkon, rozmery a tvar. Na tieto 3 parametre sa dbá pri vývoji chladiacich systémov pre stroje, dopravné prostriedky a aj závodné vozidlá.

Formula Student je európska súťaž, pôvodom z Ameriky. V Amerike vznikla pod názvom Formula SAE v roku 1981. Pozostáva zo závodov medzi študentskými tímami, ktorých úloha je každoročne navrhnuť a vyrobiť závodné vozidlo podľa stanovených pravidiel. Vozidlo a jeho celý zdokumentovaný vývoj sa musí následne prezentovať pred skupinou odborne zdatných porotcov súťaže, pričom vozidlo súčasne musí absolvovať dynamické disciplíny, akými sú napríklad závody na technickej trati dĺžky 22km.

Ciele mojej bakalárskej práce sú nasledovné:

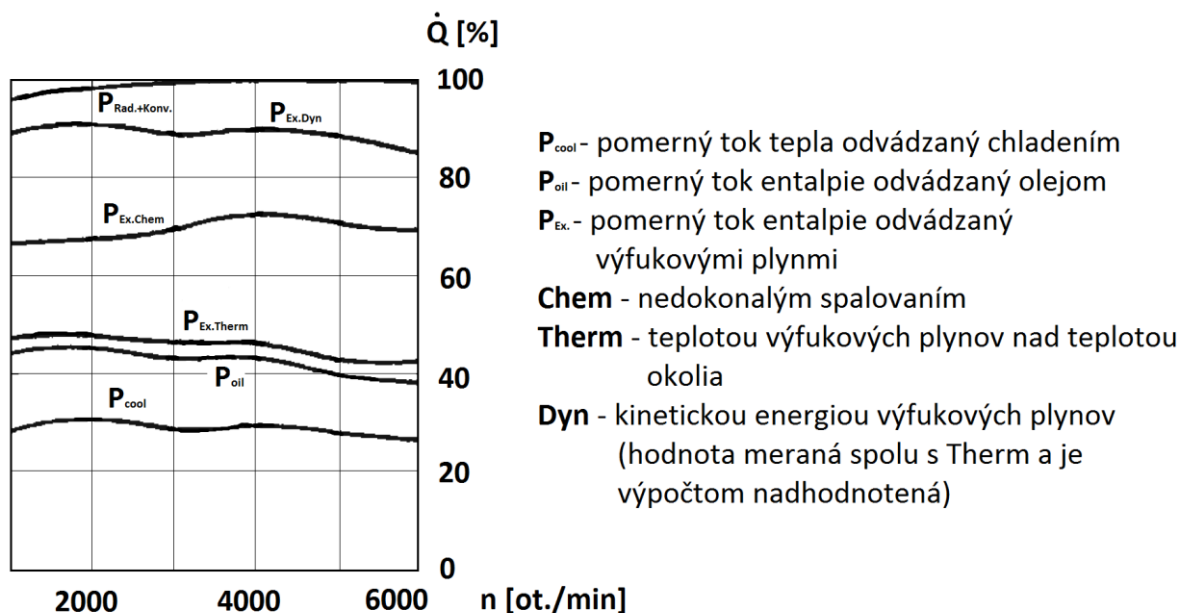
- Zoznámenie s problematikou
- Experimentálne určenie tepelného toku pre motor Yamaha použitý vo vozidle
- Návrh chladiacej sústavy pre závodné vozidlo Formula Student tímu CTU CarTech pod označením FS.07, v súlade s pravidlami súťaže Formula Student a s ohľadom na nedostatky minulých riešení chladiacej sústavy
- Realizácia výroby chladiacej sústavy s partnerskou pomocou firmy HVCC

1. Význam chladenia spaľovacích motorov

K pohonu spaľovacích motorov je potrebná energia. Táto energia sa získava spaľovaním paliva, napríklad benzínu, ktorého chemická energia sa procesom spaľovania premieňa na tepelnú energiu. Táto tepelná energia sa využíva v prípade piestových spaľovacích motorov ako mechanická práca, ktorá je premenená kľukovým mechanizmom.

Keďže komponenty spaľovacieho priestoru ako napríklad valec motora, piestna skupina a podobne, sú zaťažované okrem silových účinkov aj tepelne, musí sa ich teplota udržiavať v určitých medziach, ktoré sú dané materiálovými vlastnosťami týchto komponentov. Práve úlohou chladiacich médií je prijímať teplo od týchto tepelne zaťažovaných komponentov a odvádzať ho do okolia, aby sa predišlo nadmerným opotrebeniam častí motora v dôsledku zvýšenej pracovnej teploty. Takúto tepelnú energiu nazývame stratové.

Medzi stratové energie spaľovacích motorov patrí aj energia vo forme výfukových plynov. Spolu s tepelnou energiou odvádzanou chladiacou sústavou tvoria značnú časť tepelnej energie získavanej spaľovaním paliva. Tepelná bilancia spaľovacích motorov je závislá na otáčkach alebo taktiež na zaťažení motora. Na obrázku č. 1 je uvedená tepelná bilancia v závislosti na otáčkach spaľovacieho motora.



Obr. 1 - Tepelná bilancia zážihového spaľovacieho motora Porsche v závislosti na otáčkach [1]

V niektorých vozidlách sa ale stratová energia aj využíva. Jedným zo spôsobov využitia je napríklad vykurovanie kabíny vodiča tepelnou energiou odvádzanou do okolia alebo využitie energie výfukových plynov na pohon turbodúchadla motora.

Okrem opotrebenia častí motora vplýva pracovná teplota motora na viacero faktorov. Napríklad pri nesprávnej pracovnej teplote motora dochádza k nedokonalému horeniu, čo následne spôsobuje zvýšenú tvorbu emisií. Pri nadmernom chladení sa zas znižuje účinnosť motora, pretože sa tepelná energia odvádzá ešte pred premenou na mechanickú prácu. Môže taktiež dochádzať k zriedeniu oleja palivom v dôsledku väčších vôlí piestu nižšej teploty. Pri neoptimálnom chladení motora naopak dochádza k nerovnomernému rozloženiu teplôt komponentov a vznikajú v nich vnútorné pnutia. Preto treba pracovnú teplotu motora udržiavať a regulovať v určitých medziach vhodne navrhnutým chladiacim systémom.

2. Základný prehľad chladiacich systémov

Chladiace systémy sa delia podľa konštrukcie na viacero typov. Napríklad sa dajú rozdeliť podľa chladiaceho média používaného v chladiacom systéme alebo podľa spôsobu chladenia.

2.1. Delenie chladiacich systémov podľa používaného chladiaceho média

Chladiace médium tvorí značnú časť chladiaceho systému. V praxi sa používajú 2 hlavné typy chladenia: kvapalinové a vzduchové chladenie. Líšia sa vlastnosťami samotných chladiacich médií a aj konštrukčným riešením prispôsobeným k týmto vlastnostiam.

2.1.1. Kvapalinové chladenie

Patrí do skupiny nepriameho chladenia, pretože odvod tepla z tepelne zaťažovaných dielov je prostredníctvom chladiaceho média pridaného do chladiaceho systému, ktorý následne odovzdáva teplo do okolia pomocou tepelného výmenníka.

Chladiaca kvapalina môže byť voda alebo tzv. glykol. Medzi výhodné vlastnosti vody ako chladiacej kvapaliny patrí jej merná tepelná kapacita. V dôsledku vysokej mernej tepelnej kapacity totiž hmotnostný tok kvapaliny v systéme nemusí byť vysoký a tým sa kladú menšie nároky na výkon kvapalinového čerpadla. Medzi nevýhodné vlastnosti patrí napríklad bod mrazu vody, ktorý je už pri 0°C a bod varu už pri 100°C. Bod varu vody sa využíva

v krajných prípadoch na zvýšený odvod tepla z prehriateho miesta. Kvôli vysokej mernej tepelnej kapacite je snaha o prispôsobenie chladiaceho systému tak, aby sa motor čo najrýchlejšie zahrial na jeho pracovnú teplotu.

Zmes glykolu a vody je vhodnejšia chladiaca kvapalina ako samotná voda. Má nižší bod mrazu, takže sa dá použiť v chladiacich systémoch aj pri okolitej teplote nižšej ako bod mrazu samotnej vody. Má taktiež vyšší bod varu, čo sa môže využiť pre zvýšenie rozdielu teploty chladiacej kvapaliny a teploty okolitého vzduchu a tým zvýšiť výkon chladiaceho systému.

2.1.2. Vzduchové chladenie

Pri vzduchovom chladení sa ako chladiace médium používa okolitý vzduch, ktorý prúdi okolo valca motora, prijíma teplo a následne ho odovzdáva do okolia. Keďže tento systém neobsahuje žiadne ďalšie pridané chladiace médium, patrí do skupiny priameho chladenia. Tento chladiaci systém je takmer bezúdržbový a lacný. Ďalšou výhodou je rýchle ohriatie motora na pracovnú teplotu pomocou vhodného regulovania prietoku vzduchu.

Nevýhodou tohto typu riešenia je nízky výkon chladenia, keďže vzduch má asi 4-násobne menšiu mernú tepelnú kapacitu. Takže chladiaci výkon v porovnaní s kvapalinovým chladením je zvyčajne nižší. Keďže značným faktorom chladiaceho výkonu je práve teplozmenná plocha, diely vzduchom chladeného motora musia byť riešené tak, aby mali čo najväčšiu teplozmennú plochu. Kvôli veľkým teplozmenným plochám majú valce veľké rozmery a vysokú hmotnosť, čo sa môže prejaviť na predĺžení doby zahrievania dielov motora na pracovnú teplotu.

2.2. Delenie chladiacich systémov podľa spôsobu chladenia

Ďalším delením chladiacich systémov je podľa spôsobu chladenia. V prípade kvapalinového aj vzduchového chladenia, sa môže teplo odovzdávať do samovoľne prúdiaceho chladiaceho média okolo valcov motora vyvolávané napríklad pohybom vozidla alebo toto chladiace médium môže byť poháňané nútene, aby sa dosiahol vyšší hmotnostný tok chladiaceho média. Pri vyššom hmotnostnom toku sa totiž dá zvýšiť výkon chladenia.

2.2.1. Samovoľné chladenie

Ide o typ chladenia, kde chladiace médium prúdi samovoľne. Používa sa hlavne pri vzduchom chladených motoroch v motocykloch, kde malé počty valcov motora sú

dostatočne ochladzované prúdiacim vzduchom pri pohybe motocykla. Takéto chladenie sa nazýva tiež náporové chladenie.

Pri kvapalinovom chladení ide o samoobežné (termosifonové) prúdenie chladiacej kvapaliny. Princíp termosifonového prúdenia spočíva v rozdieloch hustoty kvapaliny s rozdielnou teplotou. Kvapalina s nižšou teplotou vstupuje do motoru, ohrieva sa a následne vystupuje hornou časťou motora do tepelného výmenníku, kde sa znova ochladzuje. V súčasnosti sa tento typ chladenia veľmi nepoužíva, iba v kombinácii s núteným obehom chladiacej kvapaliny.

2.2.2. Nútené chladenie

Pri nútenom chladení sa poháňa chladiace médium nútene. V prípade vzduchového chladenia sa vzduch poháňa ventilátorom, ktorý môže byť axiálny alebo radiálny a môže byť poháňaný elektricky alebo mechanicky z kľukového hriadeľa motoru. Pri kvapalinovom chladení je nútene poháňaná chladiaca kvapalina čerpadlom v chladiacom obehú a môže byť poháňaný aj ventilátor tepelného výmenníku. Pohon čerpadla chladiacej sústavy sa zvyčajne zaisťuje prevodom z kľukového hriadeľa motoru.

3. Chladenie vo vozidle formulového typu

Chladiace systémy závodných vozidiel Formula Student upravujú pravidlá v použití chladiacich médií a bezpečnostných prvkov. Pravidlami predpísané chladiace médium je destilovaná voda. Nesmie obsahovať žiadne iné aditíva na báze glykolu. Chladiace systémy musia byť zatesnené proti úniku chladiaceho média. Na odvetranie mazacieho a chladiaceho systému slúžia záchytné nádoby na vozidle, ktoré musia mať minimálny objem 0,9 litra a musia odolať teplote vriacej vody, unikajúcej z chladiaceho systému, bez akýchkoľvek deformácií. Záchytné nádoby musia byť poriadne pripevnené k rámu vozidla, taktiež musia mať odvetrací otvor priemeru minimálne 3 mm, pričom hadica na odvetranie nádoby musí viesť pod najnižší bod rámu vozidla.

V súťaži Formula Student sa objavuje mnoho riešení chladiacich systémov. Väčšinou sú motory závodných áut na súťaži chladené kvapalinou, keďže sa jedná hlavne o vysokovýkonné motory. Tieto motory pochádzajú najmä z motocyklov ale samozrejme existujú tímy, ktoré si vyvíjajú vlastný závodný motor.

Konštrukčné návrhy kvapalinových chladiacich systémov vo vozoch Formula Student spočívajú v jednotlivých častiach systému napríklad tepelného výmenníku, čerpadla kvapaliny, expanzných nádobách, či už vo vedení chladiaceho média.

3.1. Tepelný výmenník a jeho umiestnenie vo vozidle

Jedna z najdôležitejších častí kvapalinového chladiaceho systému vozidiel Formula Student je tepelný výmenník. Nielenže je dôležitá jeho geometria, ale aj umiestnenie vo vozidle. Ako aj všetky ostatné diely, aj tepelný výmenník sa konštruktéri snažia umiestňovať čo najbližšie k ťažisku vozidla a čo najnižšie k vozovke. Samozrejme, najdôležitejším kritériom je funkčnosť tepelného výmenníka, t.j. dosiahnuť čo najvyšší hmotnostný tok vzduchu cez výmenník, a tým čo najvyšší výkon chladenia.

Vo vozidlách Formula Student sa objavujú rôzne riešenia umiestnenia tepelných výmenníkov. Na obrázku č. 2 je najobvyklejšia varianta, umiestnenie výmenníka na boku vozidla. Výhodou tohto riešenia je pozícia dostatočne blízko ťažiska vozidla a využitie prúdiaceho po boku tela vozidla cez tepelný výmenník. Nevýhodou sú dĺžky vedenia chladiaceho média do výmenníka, čo zvyšuje tlakovú stratu systému.



Obr. 2 - Umiestnenie tepelného výmenníka na boku vozidla [10]

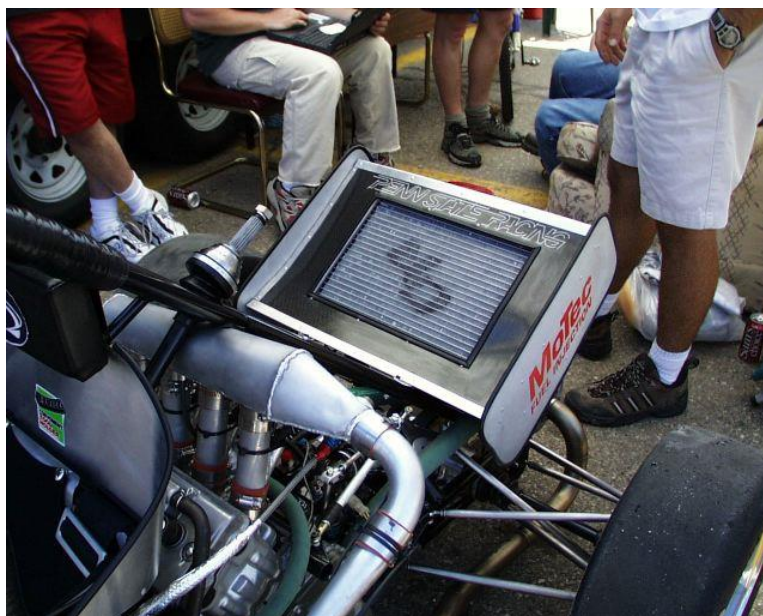
Ďalšou variantou umiestnenia tepelného výmenníka je umiestnenie v zadnej časti vozidla. Táto varianta čiastočne vymedzuje nevýhodu uloženia výmenníka na boku vozidla. Keďže výmenník je umiestnený bližšie k motoru, vedenia chladiaceho média sú kratšie a tlaková

strata systému je menšia. Nevýhodou tohoto systému je však vzdialenosť od ťažiska auta. Na obrázku č. 3 je umiestnenie chladiča v zadnej časti vozidla tímu Global Formula Racing.



Obr. 3 - Umiestnenie tepelného výmenníka v zadnej časti vozidla [11]

Tretou variantou je menej obvyklá varianta, t.j. umiestnenie chladiča v zadnej časti vozidla do zadného krídla vozidla. Hlavnou nevýhodou tejto varianty je výška tepelného výmenníka nad vozovkou a vzdialenosť od ťažiska vozidla. Na obrázku č. 4 je vozidlo tímu Penn State Racing.



Obr. 4 - Umiestnenie tepelného výmenníka v krídle vozidla [12]

3.2. Čerpadlo kvapaliny

Čerpadlo kvapaliny je ďalšia dôležitá časť systému núteného kvapalinového chladenia. Zaisťuje požadovaný hmotnostný tok chladiacej kvapaliny cez tepelný výmenník. Keďže pri závodných vysokovýkonných motoroch je potrebný vysoký chladiaci výkon, samovoľné (termosifonové) prúdenie kvapaliny nie je postačujúce. A preto sa hmotnostný tok chladiacej kvapaliny prúdiacej cez výmenník musí zvyšovať nútene.

Čerpadlo môže byť poháňané mechanicky z kľukového hriadeľa motoru a taktiež môže byť poháňané elektrickým motorom. Hlavným parametrom čerpadla kvapaliny je hmotnostný tok kvapaliny, ktorý zaisťuje. Tok kvapaliny je jedným z parametrov pri dimenzovaní chladiaceho systému, takže ho treba poznať.

3.3. Expanzná nádoba

Expanzná nádoba je súčasťou kvapalinového chladiaceho systému z dôvodu expandovania kvapaliny. Kvapalina pri expandovaní za zvýšenej teploty zväčšuje svoj objem, a preto musí byť v chladiacich systémoch objemová rezerva. Pri nedostatočnom objeme expanznej nádoby by došlo k úniku vody zo systému expandovaním kvapaliny. Expanzná nádoba slúži zvyčajne aj na nalievanie chladiacej kvapaliny do systému.

V chladiacich systémoch je možné, aby expanzná nádoba bola súčasťou tepelného výmenníku. Ale to iba v prípade, keď je tepelný výmenník najvyšším bodom chladiaceho systému. V opačnom prípade, musí byť expanzná nádoba zvlášť ako najvyššie umiestnený komponent chladiaceho systému.

V motocykloch sú tepelné výmenníky väčšinou umiestnené nad motorom a sú zároveň najvyšším bodom systému. Ale vo vozidlách Formula Student pri uložení tepelného výmenníka čo najnižšie k vozovke, expanzné nádoby musia byť zvlášť ako najvyšší bod chladiacich systémov.

3.4. Potrubie vedenia chladiacej kvapaliny

Potrubie vedenia chladiacej kvapaliny spájajú jednotlivé komponenty chladiaceho systému. V niektorých prípadoch umiestnenia tepelných výmenníkov voči čerpadlám kvapaliny je potrubie dlhé a má vysokú tlakovú stratu. Na vozidlách Formula Student sa objavujú 2 typy: gumové hadice alebo hliníkové rúry v kombinácii s gumovými hadicami. Gumové hadice sú výhodné z hľadiska tvarovania. Hliníkové rúry sa zvyčajne tvarujú

ohýbaním, prípadne zváraním viacerých kusov. Takže hliníkové rúry sú náročnejšie na výrobu pri použití do chladiacich systémov. Výhodou hliníkových rúr je však vysoká tepelná vodivosť, čo umožňuje odovzdávanie tepla do okolia kvapalinou, ešte pred jej vstupom do tepelného výmenníku. Ďalšou výhodou je taktiež nízka hmotnosť rúr a ich vysoká pevnosť, vďaka ktorým sú nároky na uchytenie dlhých rúr nižšie.

Pri návrhu potrubia vedenia chladiacej kvapaliny treba dbať na 2 parametre. Jednou z nich je váha. Keďže sa konštruktéri snažia navrhnuť závodné vozidlá s čo najmenšou hmotnosťou, chladiaci systém musí mať taktiež čo najmenšiu hmotnosť. Pre nízku hmotnosť sa používajú rúry s čo najmenšou hrúbkou stien. Malá hrúbka stien potrubia vedenia taktiež napomáha vyššiemu prestupu tepla a jeho následnému odovzdávaniu do okolia. Ďalším parametrom sú rozmery trubiek vedenia. Vnútorý priemer potrubia vplýva na prúdenie kvapaliny a to na jeho rýchlosť a typ prúdenia. Malé priemery potrubia spôsobujú vysoké tlakové straty vo vedení kvapaliny.

3.5. Termostat

Termostat je zariadenie a časť chladiacich sústav, ktorá napomáha rýchlemu zohriatiu motora na pracovnú teplotu a reguluje teplotu chladiacej kvapaliny v obehu. Jeho funkcia je regulovanie prietoku chladiacej kvapaliny cez tepelný výmenník.

Termostat je ventil, ktorý funguje na princípe tepelnej rozťažnosti látok. Zohriata chladiaca kvapalina odovzdáva teplo telu termostatu, v dôsledku zvýšenia teploty sa materiál roztiahne a tým otvorí tzv. veľký obeh chladiacej kvapaliny cez tepelný výmenník. V tepelnom výmenníku sa chladiaca kvapalina ochladí, tým sa ochladí aj telo termostatu, ktorý zmenší svoj funkčný rozmer a znova uzavre veľký chladiaci obeh. Týmto spôsobom sa zohreje motor až na pracovnú teplotu. Termostat následne reguluje teplotu chladiacej kvapaliny obmedzovaním jeho prietoku cez tepelný výmenník. Regulovaním prietoku chladiacej kvapaliny taktiež reguluje tepelný tok z chladiacej kvapaliny do okolia.



Obr. 5 - Termostat používaný v chladiacich systémoch [14]

Nevýhoda termostatu je, že obmedzuje prietok kvapaliny v chladiacom systéme aj pri jeho plnom otvorení, a tým zvyšuje tlakovú stratu. Takže väčšina tímov termostat nepoužíva.

3.6. Ventilátor

Ventilátor je dôležitá časť pre nútené kvapalinové chladenie. Vzduch pri stojacom vozidle neprúdi cez tepelný výmenník, a preto treba zaistiť jeho hmotnostný prietok neustále pri bežiacom motore nútene. Hmotnostný tok vzduchu cez tepelný výmenník je jedným z parametrov, ktorý značne vplýva na výkon chladenia systému.

Regulovaním hmotnostného prietoku vzduchu cez tepelný výmenník, ventilátor taktiež napomáha ustáleniu pracovnej teploty motora. Na vozidlách Formula Student sa obvykle ventilátory umiestnené na tepelných výmenníkoch používajú. Vhodným použitím ventilátoru zo sortimentu výrobcov sa značne dá zvýšiť hmotnostný prietok vzduchu cez tepelný výmenník, a tým dosiahnuť vysoké výkony chladiacich systémov. Najpoužívanejšími ventilátormi vo vozidlách Formula Student sú ventilátory od firmy SPAL Automotive. Ventilátor od firmy SPAL Automotive je uvedený na obrázku č. 6. Samozrejme, niektoré tímy si ventilátory vyvíjajú sami.



Obr. 6 - Ventilátor od firmy SPAL Automotive [9]

4. Meranie parametrov motora použitého vo vozidle

4.1. Motor použitý vo vozidle

Pohon vozidla Formula Student tímu CTU CarTech zaisťuje motor z motocykla značky Yamaha pod označením YZF-R6 z modelového roku 2007. Je veľmi spoľahlivý a dodáva dostatočný výkon, ktorý konkuruje ostatným motorom použitých v závodných vozidlách Formula Student. Ďalšie typy motorov často používaných vo vozidlách Formula Student sú napríklad štvorvalcové Honda CBR600, Kawasaki ZX-6R, dvojvalcové Aprilia MXV550 alebo jednovalcové Husqvarna FE 501 a BMW G 450 X. Závodu Formula Student sa tiež zúčastňujú tímy, ktoré si vyvinuli vlastný motor.

Výrobcom dodané parametre motora sú:

- Typ motora: zážihový, štvortaktný
- Počet valcov: 4
- Zdvihový objem: 599 cm³
- Typ rozvodu: DOHC
- Vrtanie x Zdvih: 67,0 x 42,5 mm
- Kompresný pomer: 12,8:1
- Maximálny výkon: 93,4 kW pri 14 500 ot./min
- Maximálny krútiaci moment: 59,4 Nm pri 11 500 ot./min

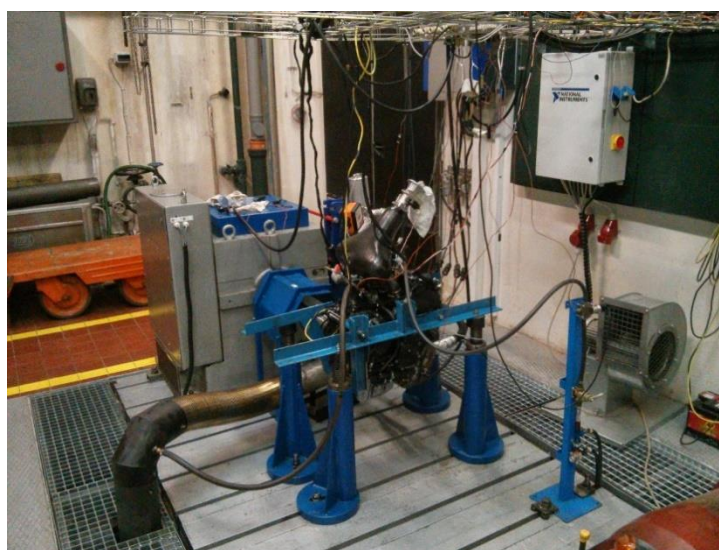


Obr. 7 - Motor Yamaha YZF-R6 z roku 2007 v reze [13]

V pravidlách súťaže je určené, že motory vo vozidlách musia nasávať vzduch cez tzv. restriktor, čo je potrubie s priemerom veľkosti 20 mm. Keďže vymenované sériové motory majú niekedy aj viac kusov sacích potrubí väčších priemerov ako 20 mm, restriktor obmedzuje prietok vzduchu sacím potrubím, a tým sa zníži aj výkon motora. To znamená, že výrobcom udávané hodnoty výkonu a krútiaceho momentu neplatia pre motor so zúženým sacím potrubím daným pravidlami a s upraveným výfukovým potrubím. Taktiež, otáčky motora vozidla CTU CarTech museli byť obmedzené na 13500 ot./min, práve z dôvodu dosiahnutia kritického prietoku vzduchu sacím potrubím pri týchto otáčkach.

Pre zistenie parametrov motora so zúženým sacím potrubím a pre presný návrh chladiaceho systému pre motor Yamaha YZF-R6 je treba zistiť niektoré vstupné parametre. Keďže je k dispozícii dynamometer pre experimentálne meranie parametrov motora, pripravili sme motor na meranie. Po zapojení všetkých hadíc vedenia chladiacej kvapaliny, benzínu a odvetrávaného potrubia pre výfukové spaliny, bol motor pripravený na meranie. Vďaka bývalým členom tímu CTU CarTech bolo spojenie motora s dynamometrom a jeho upevnenie realizované a funkčné. Meracie zariadenia boli pravidelne kontrolované a skalibrované.

V chladiacom obehú motora na dynamometri bol sériovo zapojený doskový tepelný výmenník kvapalina-kvapalina, ktorý bol taktiež zapojený do chladiaceho obehú budovy vybavenej chladiacou vežou. V chladiacom obehú motora bol zapojený aj servomotorom ovládaný trojcestný ventil, ktorý reguloval prietok chladiacej kvapaliny cez doskový tepelný výmenník. Riadiaca veličina servomotora bola teplota kvapaliny vo vstupnom potrubí chladiacej kvapaliny do motora, ktorá bola nastavená na 85°C. Funkciou tohto servomotora bolo regulovanie teploty chladiacej kvapaliny v chladiacom obehú motora.



Obr. 8 - Motor nainštalovaný na dynamometer

4.2. Experimentálne zistenie objemového toku kvapaliny sériového kvapalinového čerpadla

Jedným parametrom pre návrh chladiaceho systému je hmotnostný prietok kvapaliny cez tepelný výmenník. Keďže je v chladiacom obehú motora použité sériové čerpadlo kvapaliny a výrobca neudáva v žiadnej literatúre jeho parametre, bolo ich treba experimentálne namerať. Objemový prietokomer značky KOBOLD typu DWD K04/0910, uvedený na obrázku č. 9, bol nainštalovaný sériovo do chladiaceho obehú vo výstupnom potrubí vedenia chladiacej kvapaliny motora. V tomto potrubí sme mali aj snímač teploty kvapaliny, pretože teplotu kvapaliny sme potrebovali pri následnom výpočte hmotnostného toku. Keďže chladiaca kvapalina vo vozidle je voda, daná pravidlami, aj pri meraní sa ako chladiaca kvapalina použila voda. Prietokomer bol digitálny s presnosťou 1,5% v celom meracom rozsahu od 10 do 100 l/min a bol určený do teploty kvapaliny 120°C.



Obr. 9 - Prietokomer značky KOBOLD nainštalovaný sériovo do chladiaceho obehú [8]

Po prebehnutí merania sme namerali hodnoty objemových tokov kvapaliny v chladiacom obehu uvedených v tabuľke č. 1, v závislosti na otáčkach motora.

Otáčky motora [ot./min]	Nameraný objemový tok kvapaliny [l/min]	Prevedený nameraný objemový tok kvapaliny [m ³ /s]
4000	13,5923	0,0002265
4500	15,6367	0,0002606
5000	19,8589	0,0003310
5500	23,6923	0,0003949
6000	27,1467	0,0004524
6500	32,0215	0,0005337
7000	32,8598	0,0005477
7500	38,6898	0,0006448
8000	42,1406	0,0007023
8500	44,6875	0,0007448
9000	47,9273	0,0007988
9500	53,1698	0,0008862
10000	57,0194	0,0009503
10500	58,5163	0,0009753
11000	61,6581	0,0010276
11500	65,1637	0,0010861
12000	68,3025	0,0011384
12500	72,3347	0,0012056
13000	76,0589	0,0012676
13500	78,3233	0,0013054

Tab. 1 - Namerané a vypočítané objemové toky kvapaliny v chladiacom obehu motora

4.3. Výpočet hmotnostného toku kvapaliny z nameraných hodnôt

Pre výpočet tepelného toku motora do chladiacej kvapaliny sme potrebovali vypočítať hmotnostný tok kvapaliny v chladiacom obehu motora. Na výpočet hmotnostného toku kvapaliny sme použili vzťah:

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho_{H_2O} , \quad (1)$$

kde \dot{m} je hmotnostný tok [kg.s⁻¹]

\dot{V} je objemový tok [m³.s⁻¹]

ρ_{H_2O} je hustota vody pri teplote 90°C [kg.m⁻³] ($\rho_{H_2O} = 965,3 \text{ kg.m}^{-3}$)

podľa prílohy č. 1)

Vypočítané hodnoty môžete vidieť v tabuľke č. 2.

Otáčky motora [ot./min]	Vypočítaný hmotnostný tok kvapaliny z nameraných hodnôt [kg/s]
4000	0,2187
4500	0,2516
5000	0,3195
5500	0,3812
6000	0,4367
6500	0,5152
7000	0,5287
7500	0,6225
8000	0,6780
8500	0,7189
9000	0,7711
9500	0,8554
10000	0,9173
10500	0,9414
11000	0,9920
11500	1,0484
12000	1,0989
12500	1,1637
13000	1,2237
13500	1,2601

Tab. 2 - Vypočítaný hmotnostný tok kvapaliny chladiaceho obehu v závislosti na otáčkach motora

Z nameraných a vypočítaných hodnôt sme zistili, že maximálny hmotnostný tok kvapaliny pri otáčkach motora 13 500 ot./min je 1,2601 kg/s.

4.4. Experimentálne zistenie tepelného toku motora

Pre presný návrh chladiaceho systému bolo potrebné poznať tepelný tok motora do chladiacej kvapaliny. Pri inštalácii motora na dynamometer sme umiestnili teplotné snímače do chladiaceho obehu kvapaliny. Jeden teplotný snímač bol zapojený do vstupného potrubia kvapaliny do motora a druhý teplotný snímač bol zapojený do výstupného potrubia kvapaliny motora. Vďaka rozdielu nameraných hodnôt teploty kvapaliny a nameraných hodnôt hmotnostného toku kvapaliny, môžeme vypočítať tepelný tok do chladiacej kvapaliny podľa vzťahu:

$$\dot{Q} = c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \dot{m} \cdot \Delta T, \quad (2)$$

kde \dot{Q} je tepelný tok motora do chladiacej kvapaliny [kW]

c_{H_2O} je merná tepelná kapacita vody pri 90°C [kJ.kg⁻¹.K⁻¹]

($c_{H_2O}=4,2019$ kJ.kg⁻¹.K⁻¹ podľa prílohy č. 1)

\dot{m} je hmotnostný tok kvapaliny [kg.s⁻¹] (namerané hodnoty v tab. 2)

ΔT je rozdiel nameraných teplôt kvapaliny v potrubí pred vstupom a za výstupom z motora [K]

Vypočítané hodnoty tepelného toku do chladiacej kvapaliny v závislosti na otáčkach motora môžete vidieť v tabuľke č. 3.

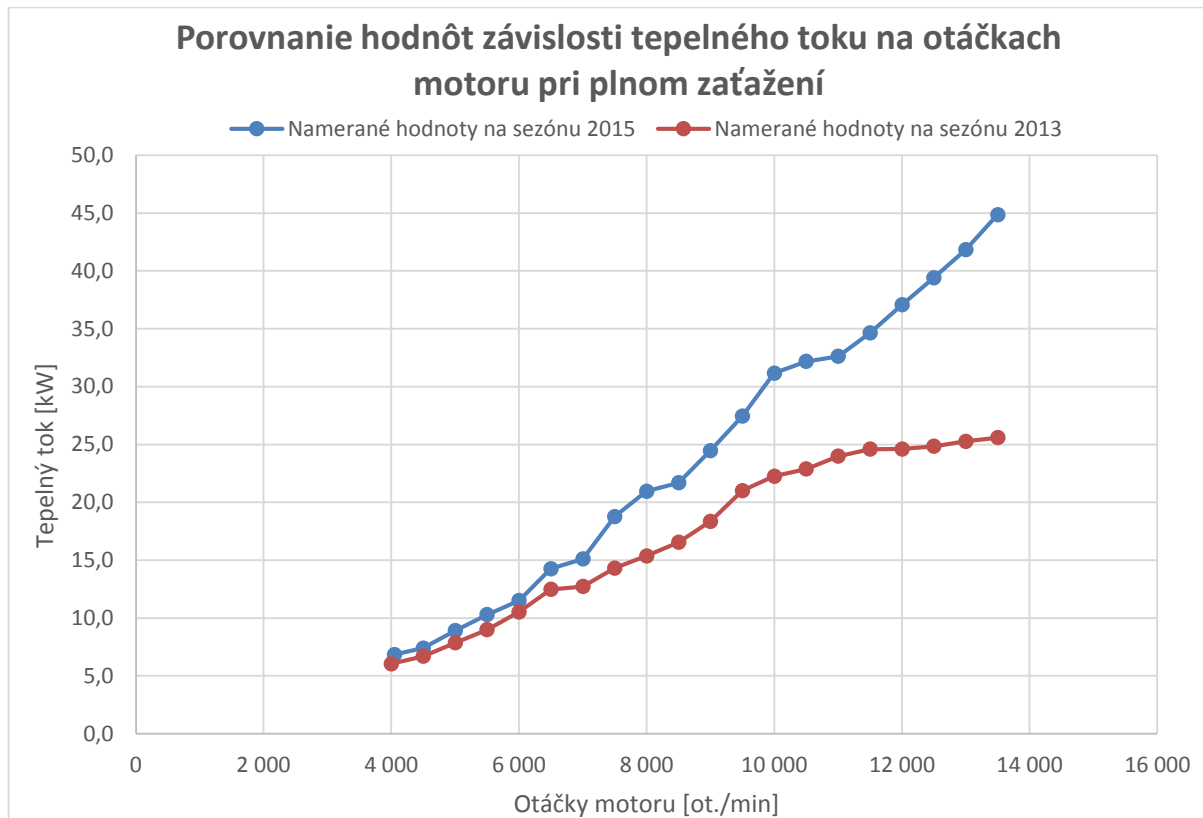
Otáčky motora [ot./min]	Tepelný tok do chladiacej kvapaliny [kW]
4000	6,8434
4500	7,3922
5000	8,9061
5500	10,2867
6000	11,5088
6500	14,2588
7000	15,1003
7500	18,7666
8000	20,9548
8500	21,6911
9000	24,4619
9500	27,4569
10000	31,1574
10500	32,1678
11000	32,6156
11500	34,6424
12000	37,0733
12500	39,4071
13000	41,8234
13500	44,8562

Tab. 3 - Vypočítaný tepelný tok do chladiacej kvapaliny v závislosti na otáčkach motora

Pri meraní hodnôt potrebných pre určenie maximálneho tepelného toku sme motor naplno zaťažili, keďže vo vozidle CTU CarTech je motor takmer po celý závod tiež pod plným zaťažením. V chladiacom obehú sme taktiež mali zapojený sériový výmenník kvapalina-kvapalina, ktorý slúžil na chladenie oleja v motore chladiacou kvapalinou. Konfigurácia s výmenníkom na chladenie oleja počas merania bola rovnaká ako je vo vozidle počas závodu Formula Student. V prílohe č. 2. je uvedená tabuľka všetkých nameraných hodnôt, vrátane teplôt chladiacej kvapaliny a ich rozdielu.

4.5. Vyhodnotenie výsledkov

Maximálna hodnota tepelného toku naplno zaťaženého motora do chladiacej kvapaliny nám vyšla 44,8562 kW. Porovnanie nameraných hodnôt závislosti tepelného toku a otáčok motora na plnom zaťažení môžete vidieť v grafe č. 1.



Graf 1 – Porovnanie nameraných hodnôt závislosti tepelného toku na otáčkach naplno zaťaženého motora

Počas merania mohla nastať výmena tepla medzi chladiacim systémom a okolitým vzduchom. Priemernú teplotu okolitého vzduchu počas merania môžete vidieť v prílohe č. 2. Počas závodov vozidla táto výmena tepla medzi chladiacim systémom a okolím taktiež nastáva.

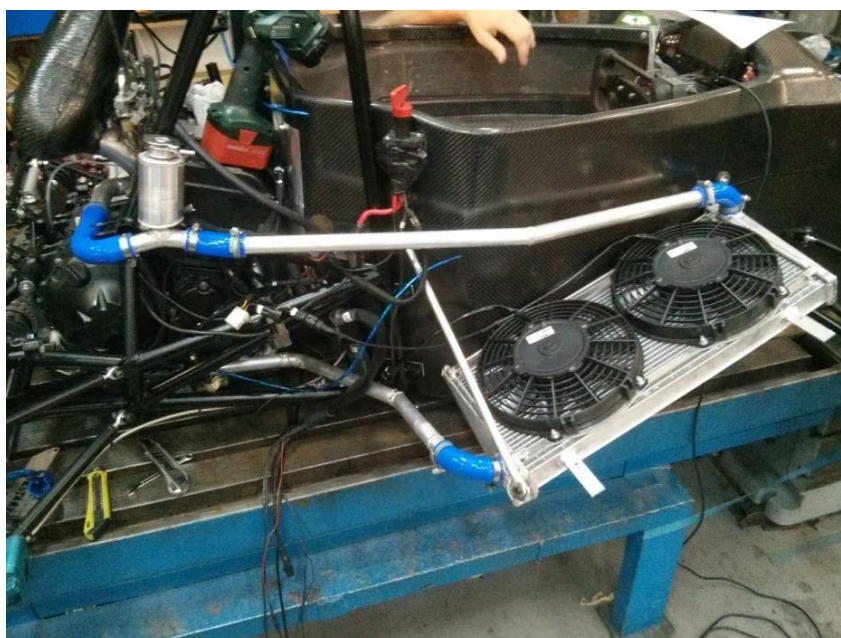
Návrhy chladenia vozidiel CTU CarTech sa v minulých sezónach tiež realizovali na základe experimentálne zistených hodnôt tepelného toku. Chyba ale mohla nastať pri meraní teplôt kvapaliny vo vstupnom a vo výstupnom potrubí motora. Nevhodné umiestnenie teplotných snímačov mohlo spôsobiť nepresnosti v meraní teploty kvapaliny.

My sme snímače teploty umiestnili priamo do prírub vstupného a výstupného potrubia kvapaliny. Tým sme obmedzili možnosť ochladenia kvapaliny okolím vo výstupnom potrubí, pred nasnímaním jej teploty. V porovnaní s tepelným tokom nameraným v minulých sezónach je náš výsledok merania tepelného toku o 40% vyšší ako pri meraní na sezónu 2013.

5. Návrh a výroba jednotlivých komponentov chladiaceho systému

Návrh chladiaceho systému pre motor použitý vo vozidle vyžadovalo určenie maximálneho tepelného toku motora do chladiacej kvapaliny. Pri navrhovaní chladiaceho systému sme vychádzali z predpokladu, že teplo odvedené do chladiacej kvapaliny sa musí odvieť do okolia. Zvolili sme variantu uloženia tepelného výmenníka na boku vozidla.

Výroba chladiaceho systému prebehla v dielni CTU CarTech a výroba tepelného výmenníka vo firme HVCC po skonzultovaní a odsúhlasení ich podpory pre tím. Na obrázku č. 10 môžete vidieť kompletný chladiaci systém vozidla CTU CarTech s označením FS.07.



Obr. 10 - Kompletný chladiaci systém na voze CTU CarTech FS.07

5.1. Tepelný výmenník

Pre výpočet činnej plochy tepelného výmenníka sme potrebovali ďalšie vstupné parametre. Jedným z nich bola hustota vzduchu a jeho teplota, pretože sme potrebovali určiť maximálny teplotný rozdiel okolitého vzduchu a vody v chladiacom obeh.

Teplotný rozdiel okolitého vzduchu a vody v chladiacom obeh sme stanovili podľa teploty vzduchu na závodoch Formula Student a nameranej teploty chladiacej kvapaliny v chladiacom obeh. Následne sme vypočítali teplotný rozdiel podľa vzťahu:

$$\Delta T = T_{H_2O} - T_{vzd} \quad (3)$$

kde ΔT je maximálny teplotný rozdiel [K]

T_{H_2O} je teplota vody v chladiacom obehú motora [K] (volím $T_{H_2O} = 363,15$ K)

T_{vzd} je teplota okolitého vzduchu [K] (volím $T_{vzd} = 303,15$ K)

Maximálny teplotný rozdiel nám vyšiel 60 K.

Ďalším parametrom bola hustota vzduchu pri atmosférickom tlaku a teplote 303,15 K.

Vypočítali sme ho podľa vzťahu:

$$\rho_{vzd} = \frac{p_{atm}}{R_{vzd} \cdot T_{vzd}} \quad (4)$$

kde ρ_{vzd} je hustota vzduchu pri tlaku p_{atm} a teplote T_{vzd} [$kg \cdot m^{-3}$]

p_{atm} je atmosférický tlak [Pa] ($p_{atm} = 101325$ Pa)

R_{vzd} je plynová konštanta vzduchu [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$] ($R_{vzd} = 287,1$ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)

T_{vzd} je teplota okolitého vzduchu [K] (volím $T_{vzd} = 303,15$ K)

Hustota vzduchu pri atmosférickom tlaku a volenej teplote 303,15 K nám vyšla $1,164$ $kg \cdot m^{-3}$.

Pre výpočet činnéj plochy tepelného výmenníka sme potrebovali taktiež stanoviť rýchlosť vzduchu cez tepelný výmenník. Vychádzali sme z predpokladu, že sa rýchlosť vzduchu bude rovnať rýchlosti vozidla. Priemernú rýchlosť vozidla počas závodu sme na základe nameraných hodnôt z predchádzajúcich sezón stanovili na 5 $m \cdot s^{-1}$. Do výpočtu sme taktiež zahrnuli státie vozidla pri prípravách na závody.

Po získaní všetkých potrebných hodnôt sme vypočítali činnú plochu tepelného výmenníka podľa vzťahu:

$$S = \frac{\dot{Q}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_{vzd} \cdot v_{vzd}} \quad (5)$$

kde S je činná plocha tepelného výmenníka [m^2]

\dot{Q} je maximálny nameraný tepelný tok do chladiacej kvapaliny [kW]
(namerané hodnoty uvedené v tabuľke č. 3)

c_p je merná tepelná kapacita vzduchu pri $30^\circ C$ [$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

($c_p = 1,127$ $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ podľa prílohy č. 1)

ΔT je maximálny teplotný rozdiel [K] (vypočítaný vzťahom (3))

ρ_{vzd} je hustota vzduchu pri tlaku p_{atm} a teplote T_{vzd} [$kg \cdot m^{-3}$] (vypočítaný vzťahom (4))

v_{vzd} je rýchlosť vzduchu prúdiaceho cez tepelný výmenník [$m \cdot s^{-1}$] (stanovený na $v_{vzd} = 5 m \cdot s^{-1}$)

Činná plocha tepelného výmenníka nám vyšla $0,114 m^2$. Z hľadiska upevnenia výmenníka na bočnú časť vozidla, sme mali obmedzenie dané šírkou priestoru. To znamenalo, že sme šírku výmenníka volili, po skonzultovaní s firmou HVCC, na 248 mm. Dĺžku výmenníka sme následne vypočítali podľa vzťahu:

$$l = \frac{S}{a}, \quad (6)$$

kde l je dĺžka tepelného výmenníka [m]

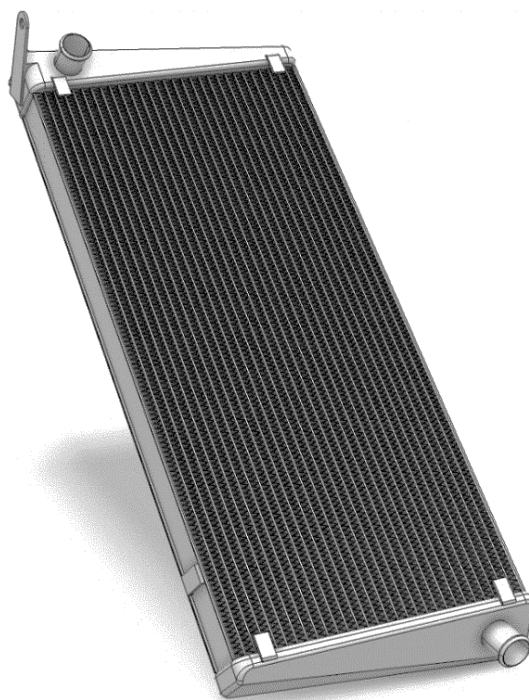
S je činná plocha tepelného výmenníka [m^2] (vypočítaný vzťahom (5))

a je volená šírka tepelného výmenníka [m] (volená šírka $a = 0,248 m$)

Výsledná dĺžka tepelného výmenníka nám vyšla 0,46 m. Túto dĺžku sme doladili na základe potreby umiestnenia 2 kusov ventilátorov na výmenník. Výsledná dĺžka bola stanovená na základe rozmerov ventilátora uvedených v prílohe č. 4 na 0,5 m.

Hrúbku voštiny tepelného výmenníka sme stanovili na základe odporučení firmy HVCC výberom zo sortimentu polotovarov voštín. Výsledná hrúbka voštiny tepelného výmenníka bola stanovená na 36 mm. Vstupnú a výstupnú komoru tepelného výmenníka sme navrhovali podľa usmerňovania prúdu vody a samozrejme tak aby bola výroba jednoduchá, lacná a komory mali čo najmenšiu hmotnosť. Výsledná hmotnosť samotného tepelného výmenníka bez kvapaliny je 2,26 kg.

Po stanovení rozmerov tepelného výmenníka sme navrhli jeho výslednú geometriu v programe Catia V6 a následne po konzultáciách, sme poslali parametre firme HVCC na výrobu. Firma HVCC po výrobe tepelného výmenníka overila aj jeho tesnosť. Na obrázku č. 11 je uvedený 3D model tepelného výmenníka v programe Catia V6.



Obr. 11 - 3D model tepelného výmenníka

Upevnenie tepelného výmenníka na bok vozidla sme zvolili pomocou jednej skrutky M8 a posuvného držiaku. Z dôvodu tepelnej rozťažnosti tepelného výmenníka nemohol byť výmenník upevnený napevno v dvoch bodoch. Posuvné upevnenie umožňuje predĺženie výmenníka v dôsledku zvýšenia teploty materiálu výmenníka, bez zvýšeného namáhania jeho upevnenia. Tepelný výmenník bol taktiež upevnený výstuhou pre zvýšenie tuhosti upevnenia, ktorý môžete vidieť na obrázku č. 10.

Materiál tepelného výmenníka bol zvolený hliník, kvôli výhodnému súčiniteľu vedenia tepla a taktiež pre jeho malú hmotnosť. Výroba pozostávala z výroby vstupnej a výstupnej komory zvaraním a následným spájkovaním s voštinou tepelného výmenníka. Dodatočne sa taktiež pridali na tepelný výmenník 4 kusy držiakov na upevnenie ventilátorov.

5.2. Čerpadlo kvapaliny

Ako čerpadlo kvapaliny sme použili sériové čerpadlo motora Yamaha YZF-R6, ktorého objemový tok sme mali nameraný. Nameraný objemový tok čerpadla je uvedený v tabuľke č. 1. Na obrázku č. 12 môžete vidieť použité sériové čerpadlo chladiacej kvapaliny motora Yamaha YZF-R6.



Obr. 12 - Čerpadlo chladiacej kvapaliny motora Yamaha YZF-R6 [16]

5.3. Expanzná nádoba

Expanzná nádoba sa vyrobila po návrhu v dielni CTU CarTech zvaraním. Materiál expanznej nádoby bol taktiež zvolený hliník kvôli nízkej hmotnosti.

Pri návrhu chladiaceho systému sme zvolil uzavretý systém. Dôvodom bola menšia strata kvapaliny vyparovaním a taktiež možnosť prevádzkovať systém za zvýšeného tlaku. Výhoda zvýšenia tlaku v systéme je vo zvýšení teploty bodu varu vody. Napríklad pri zvýšení tlaku vody v systéme na 200 kPa zvýši bod varu na približne 120°C.

Minimálny objem expanznej nádoby sme určili z expandovania celkového objemu vody v chladiacom obehu pri zmene teploty. Objemové expandovanie sme vypočítali podľa vzťahu:

$$\Delta V = \frac{\rho_{H_2O20} \cdot V_{20}}{\rho_{H_2O100}} - V_{20}, \quad (7)$$

kde ΔV je zmena objemu vody expandovaním za zmeny teploty [m³]
 ρ_{H_2O20} je hustota vody v chladiacom obehu pri teplote 20°C [kg/m³] (podľa prílohy č.1 $\rho_{H_2O20} = 998,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
 V_{20} je objem vody v chladiacom obehu pri teplote 20°C [m³] ($V_1 = 0,0035 \text{ m}^3$)
 ρ_{H_2O100} je hustota vody v chladiacom obehu pri teplote 100°C [kg/m³] (podľa prílohy č. 1 $\rho_{H_2O100} = 958,4 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

Vypočítaná zmena objemu vody v chladiacom obehu objemu 0,0035 m³ medzi teplotami 20°C a 100°C nám vyšla 0,000145 m³. To znamená, že minimálny objem expanznej nádoby musí byť 0,145 litra, inak dôjde k úniku vody cez kúpený tlakový bezpečnostný ventil

umiestnený v uzávere nádoby. Bezpečnostný ventil sa otvorí pri tlaku 1,4 bar. Hadicu tlakového ventilu sme viedli do záchytnej nádoby chladiacej sústavy v súlade s pravidlami súťaže Formula Student.

Po výpočte minimálneho objemu expanznej nádoby sme zvolili jeho geometriu tak, že objem bol 0,283 litra. To znamenalo, že hladina vody v chladiacom systéme siahala asi po jednu tretinu výšky expanznej nádoby. Jeho upevnenie sme navrhli privareným držiakom uchyteným na rám skrutkou a maticou M5, ako môžete vidieť na obrázku č. 13. Na obrázku môžete vidieť taktiež výstupnú prírubu vody z motora.

Polohu expanznej nádoby na vozidle určovali kritériá podobné ako pri tepelných výmenníkoch, t.j. umiestnenie čo najbližšie k ťažisku a najnižšie k vozovke. No, ale keďže expanzná nádoba v našom prípade slúži aj na dopĺňanie chladiacej kvapaliny, musí byť najvyšším bodom chladiaceho systému, aby sa pri nalievaní chladiacej kvapaliny odzdušňoval systém. Zvolená poloha je viditeľná tiež na obrázku č. 13.



Obr. 13 - Expanzná nádoba upevnená na rám vozidla

5.4. Potrubie vedenia chladiacej kvapaliny

Ako potrubie vedenia chladiacej kvapaliny sme zvolili hliníkové rúry, ktoré sa následne zvarili v dielni podľa návrhu. Pre spojenie hliníkových rúr sme použili silikónové tvarované hadice, zaistené sponami. Pre dosiahnutie nižšej hmotnosti chladiaceho systému sme zvolili potrubie s vnútorným priemerom 25 mm s hrúbkou steny 1 mm.

5.5. Termostat

Keďže na zahrievanie motorov závodných vozidiel je vyhradený dostatočný čas na závodoch Formula Student, a tým nie je požiadavka na rýchle zahriatie motora na pracovnú teplotu, termostat sme v chladiacom okruhu nepoužili. Taktiež sme ho nepoužili z dôvodu zvýšenia tlakovej straty pri prúde vody v chladiacom obeh.

5.6. Ventilátor

Ventilátor tepelného výmenníka sme zvolili z katalógov výrobcu SPAL Automotive. Výrobca uvádza ku každému typu ventilátora potrebné parametre, podľa ktorých je výber omnoho jednoduchší. Jedným z najdôležitejších požadovaných vlastností pri výbere bola váha, objemový prietok vzduchu cez ventilátor a príkon ventilátora. Samozrejme, rozmery a možnosti uchytenia ventilátorov boli tiež rozhodujúcim faktorom. Už pri navrhovaní geometrie tepelného výmenníka sme prispôbovali návrhy podľa rozmerov použitého ventilátora. V prílohe č. 5 je uvedená charakteristika vybraného sacieho ventilátora označenia VA07-AP7/C31A udávaná výrobcom. Na obrázku č. 14 môžete vidieť upevnenie ventilátorov na tepelnom výmenníku pomocou hliníkového rámu, 8 ks skrutiek a matíc M4.

Výhoda použitia 2 ks ventilátorov spočíva v jednoduchom regulovaní hmotnostného prietoku vzduchu cez výmenník zapnutím iba potrebného počtu ventilátorov. Ďalšia možnosť regulácie hmotnostného prietoku vzduchu cez výmenník by bola reguláciou otáčok ventilátorov.



Obr. 14 - Ventilátory upevnené na tepelnom výmenníku

6. Záver

V závere tejto práce som uviedol splnené ciele, vyhodnotenie funkčnosti nami navrhnutého chladiaceho systému z nameraných dát a ďalšie možné riešenia chladiacej sústavy vozu Formula Student.

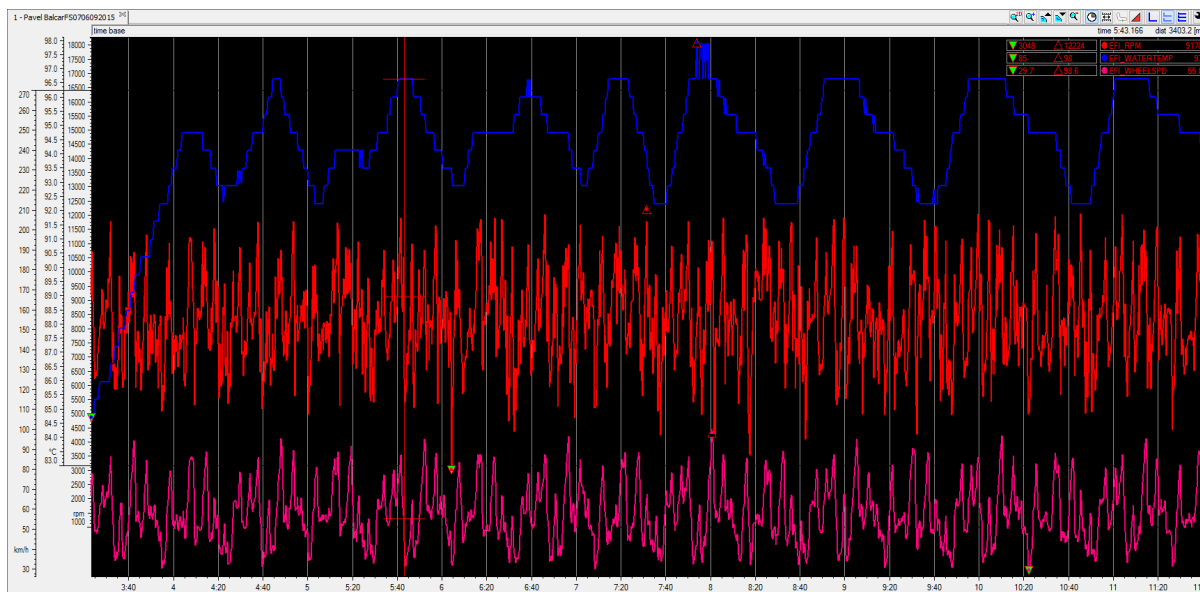
Splnené ciele bakalárskej práce sú:

- Vytvorená rešerš chladiacich systémov vhodných pre použitie v závodných vozidlách Formula Student
- Vypočítaný tepelný tok motora Yamaha použitého vo vozidle z experimentálne nameraných parametrov
- Navrhnutá funkčná chladiaca sústava z nameraných parametrov bez nedostatkov predchádzajúcich chladiacich sústav vozidiel Formula Student
- Vyrobená chladiaca sústava a odskúšaná tesnosť tepelného výmenníku vyrobenej firmou HVCC

Funkčnosť chladiacej sústavy dokazujú dáta uvedené obrázku č. 15, namerané v závodnom režime v závislosti na čase počas celého priebehu závodu Endurance, ktoré sme získali z palubného počítača vozidla značky AIM. Priebeh teploty vody v chladiacom systéme je vyznačený modrou farbou, priebeh otáčok motora červenou farbou a priebeh rýchlosti vozidla je vyznačený ružovou farbou.

Na obrázku č. 15 môžete tiež sledovať kolísanie teploty chladiacej kvapaliny medzi určitými hodnotami. Tieto hodnoty sú nastavené v palubnom počítači vozidla, ktorý týmito hodnotami riadi zapínanie a vypínanie ventilátorov tepelného výmenníka. Je zrejmé, že po zapnutí ventilátorov pri teplote kvapaliny 95°C, sa chladiaca kvapalina ochladí, dosiahne spodnú medznú hodnotu a ventilátory sa vypnú.

Z nameraných dát je taktiež viditeľná nevyhnutnosť núteného chladenia, keďže rýchlosť vozidla značne nevlýva na ochladzovanie kvapaliny. Je to pravdepodobne spôsobené nedostatočným samovoľným prúdením vzduchu cez výmenník. Zo značnej miery toto prúdenie vzduchu nepriaznivo ovplyvňuje aerodynamika vozidla a aerodynamika jeho predného krídla, čo vyplýva z aerodynamických CFD simulácií vozidla.



Obr. 15 - Exportované dáta z palubného počítača vozidla zo závodu Formula Student

Z týchto meraní posudzujem, že nami navrhnutý chladiaci systém je dostatočný na chladenie motora Yamaha použitého vo vozidle pri závodnom režime na závodoch Formula Student. Exportované dáta sú taktiež uvedené v prílohe č. 3.

Ďalšie možné vhodné riešenia pre návrh chladiaceho systému by spočívali v dôkladnejšom výpočte a vývoji tepelného výmenníka, prípadne použitia viac-chodého tepelného výmenníka. My sme pri návrhu tepelného výmenníka boli obmedzený časovými možnosťami a malým množstvom informácií od výrobcu tepelných výmenníkov.

Z dôvodu pomerne veľkej amplitúdy kmitania teploty chladiacej kvapaliny by bolo vhodné sa zamerať na vývoj dôkladnejšieho ovládania ventilátorov s cieľom ustáliť teplotu chladiacej kvapaliny v chladiacej sústave. Taktiež by to napomohlo zníženiu skokového zaťažovania elektrickej sústavy vozidla.

Vývoj by taktiež mohol napredovať v použití iných materiálov komponentov chladiacej sústavy a v zlepšení aerodynamiky vozidla usmernením prúdu vzduchu cez tepelný výmenník, s cieľom dosiahnuť lepšie parametre. My sme pri návrhu dbali na jednoduchosť a nízke náklady, preto sú niektoré riešenia ovplyvnené týmito zásadami. Veľmi dôležitá zásada pri návrhu bola hmotnosť celkovej funkčnej chladiacej sústavy, ako aj pri návrhu jednotlivých systémov závodných vozidiel.

Bibliografické odkazy:

- [1] MACEK, J. Spalovací motory I. Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [2] NOŽIČKA, J. Základy Termomechaniky. Nakladatelství ČVUT, 2001. ISBN 978-80-01-04022-5.
- [3] NOŽIČKA, J. Mechanika tekutin. Nakladatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02865-8.
- [4] KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. Praha: STNL/ALFA, 1983. DT 621.43.001.24.
- [5] HROMÁDKO, J. Spalovací motory. GRADA, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [6] HEYWOOD, J. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill, Inc., 1988. ISBN 0-07-028637-X
- [7] <http://www.fsaeonline.com/content/2015-16%20FSAE%20Rules%20revision%2091714%20kz.pdf>
- [8] <http://koboldusa.com/products/paddle-type-flowmeter-and-switches/dwd-paddle-bellows-flowmeter-and-switches>
- [9] http://www.spalautomotive.com/eng/products/axial_12.aspx
- [10] <http://www.miataturbo.net/race-prep-75/itt-we-will-discuss-swirl-pots-galore-67325/page2/>
- [11] <http://www.global-formula-racing.com/index.php/news/current-season>
- [12] <http://ken-cunefare.gatech.edu/GTMS01/source/37.html>
- [13] <http://www.topspeed.com/motorcycles/motorcycle-reviews/yamaha/2008-yamaha-yzf-r6-ar43366.html>
- [14] http://tuning-individual.cz/eshop/images/term_mitsu_eclipse.jpg
- [15] http://www.yamaha-motor.com/assets/service/manuals/2007/lit-11626-20-43_r6_1310.pdf
- [16] <http://images.motorcycleparts2u.com/xmoto-photos-1112/mp2u040025-2007-yamaha-yzf-r6-water-pump-3.jpg>

Zoznam príloh:

Príloha č. 1	Fyzikálne vlastnosti vody a suchého vzduchu
Príloha č. 2	Tabuľka nameraných hodnôt pri meraní tepelného toku motora
Príloha č. 3	Exportované dáta z palubného počítača vozidla
Príloha č. 4	Výkres ventilátora SPAL VA07-AP7/C-31A
Príloha č. 5	Charakteristika ventilátora SPAL VA07-AP7/C-31A

Priloha č. 1

Fyzikální vlastnosti vody

t [°C]	c_p [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	ρ [kg m ⁻³]	λ [W m ⁻¹ K ⁻¹]	$\eta \cdot 10^6$ [Ns m ⁻²]	$\nu \cdot 10^8$ [m ² s ⁻¹]	Pr	γ [K ⁻¹]
0	4,2257	999,9	0,558	1793,6	179,4	13,57	-
5	4,2065	1000,0	0,567	1534,7	153,5	11,35	0,000015
10	4,1947	999,7	0,577	1296,4	129,7	9,42	0,000090
15	4,1868	999,1	0,587	1135,6	113,7	8,10	0,000154
20	4,1817	998,2	0,597	993,4	99,6	6,97	0,000208
25	4,1784	997,1	0,606	880,6	88,4	6,08	0,000256
30	4,1763	995,7	0,615	792,4	79,6	5,38	0,000302
35	4,1755	994,1	0,624	719,8	72,4	4,81	0,000344
40	4,1755	992,3	0,633	658,0	66,3	4,34	0,000386
45	4,1763	990,2	0,639	605,1	61,1	3,94	0,000422
50	4,1776	988,1	0,647	555,0	56,2	3,58	0,000457
55	4,1793	985,7	0,652	509,9	51,8	3,27	0,000490
60	4,1816	983,2	0,658	471,7	48,0	2,99	0,000522
65	4,1839	980,6	0,663	435,4	44,4	2,74	0,000554
70	4,1868	977,8	0,667	404,0	41,3	2,53	0,000584
75	4,1901	974,9	0,651	376,6	38,6	2,35	0,000614
80	4,1939	971,8	0,673	352,0	36,2	2,19	0,000642
85	4,1977	968,7	0,676	328,1	33,9	2,04	0,000670
90	4,2019	965,3	0,678	308,9	32,0	1,91	0,000697
95	4,2060	961,9	0,680	292,2	30,4	1,80	0,000723
100	4,2107	958,4	0,681	277,5	29,0	1,72	0,000749

Fyzikální vlastnosti suchého vzduchu
při tlaku p = 98,1 [kPa]

t [°C]	ρ [kg m ⁻³]	c_p [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]	$\lambda \cdot 10^2$ [Wm ⁻¹ K ⁻¹]	$\alpha \cdot 10^5$ [m ² s ⁻¹]	$\eta \cdot 10^6$ [Ns m ⁻²]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² s ⁻¹]	Pr
-180	3,685	1,047	0,756	0,196	6,672	1,76	0,900
-150	2,817	1,038	1,163	0,403	8,728	3,10	0,770
-100	1,984	1,021	1,616	0,800	11,77	5,94	0,742
-50	1,534	1,013	2,035	1,314	14,61	9,54	0,726
-20	1,365	1,009	2,256	1,650	16,18	11,93	0,724
0	1,252	1,009	2,372	1,875	17,16	13,70	0,723
+10	1,206	1,009	2,454	2,011	17,75	14,70	0,722
20	1,164	1,013	2,524	2,128	18,24	15,70	0,722
30	1,127	1,013	2,582	2,261	18,73	16,61	0,722
40	1,092	1,013	2,652	2,403	19,22	17,60	0,722
50	1,056	1,017	2,721	2,539	19,61	18,60	0,722
60	1,025	1,017	2,803	2,680	20,10	19,60	0,722
70	0,996	1,017	2,861	2,828	20,40	20,45	0,722
80	0,968	1,021	2,931	2,958	20,99	21,70	0,722
90	0,942	1,021	3,000	3,125	21,57	22,90	0,722
100	0,916	1,021	3,070	3,278	21,77	23,78	0,722
120	0,870	1,026	3,198	3,583	22,75	26,20	0,722
140	0,827	1,026	3,326	3,917	23,53	28,45	0,722
160	0,789	1,030	3,442	4,236	24,12	30,60	0,722
180	0,755	1,034	3,570	4,583	25,01	33,17	0,722
200	0,723	1,034	3,698	4,944	25,89	35,82	0,722
250	0,653	1,042	3,977	5,889	27,95	42,80	0,722
300	0,596	1,047	4,291	6,889	29,71	49,90	0,722
350	0,549	1,055	4,570	7,889	31,48	57,50	0,722
400	0,508	1,059	4,849	9,000	32,95	64,90	0,722
500	0,450	1,072	5,396	11,11	36,90	80,40	0,722
600	0,400	1,088	5,815	13,64	39,23	98,10	0,723
800	0,325	1,114	6,870	18,89	44,52	137,00	0,725
1000	0,268	1,139	7,618	24,97	49,52	185,00	0,727
1200	0,238	1,164	8,455	31,39	53,94	232,50	0,730
1400	0,204	1,189	9,304	38,33	57,76	282,50	0,736
1600	0,182	1,218	10,120	45,83	61,58	338,00	0,740
1800	0,165	1,243	10,930	53,33	65,51	397,00	0,744

Príloha č. 2

Meranie tepelného toku motora na sezónu 2015

Otáčky motora [ot./min]	V [l/s]	V [m3/s]	m [kg/s]	T _{ok} vzduchu [°C]	T _{in} vody [K]	T _{out} vody [K]	ΔT [K]	Tepelný tok [kW]
4 000	0,2265	0,0002265	0,2187	24,5209	82,8669	90,3146	7,4477	6,8434
4 500	0,2606	0,0002606	0,2516	24,3923	82,7789	89,7721	6,9932	7,3922
5 000	0,3310	0,0003310	0,3195	24,2889	82,8327	89,4667	6,6340	8,9061
5 500	0,3949	0,0003949	0,3812	24,1262	82,7435	89,1661	6,4226	10,2867
6 000	0,4524	0,0004524	0,4367	24,0246	82,4759	88,7472	6,2713	11,5088
6 500	0,5337	0,0005337	0,5152	23,9067	82,6077	89,1946	6,5869	14,2588
7 000	0,5477	0,0005477	0,5287	23,9521	83,0186	89,8163	6,7977	15,1003
7 500	0,6448	0,0006448	0,6225	23,8656	82,9948	90,1700	7,1752	18,7666
8 000	0,7023	0,0007023	0,6780	24,3354	83,2772	90,6329	7,3557	20,9548
8 500	0,7448	0,0007448	0,7189	24,5359	83,2687	90,4489	7,1802	21,6911
9 000	0,7988	0,0007988	0,7711	24,3724	84,0796	91,6296	7,5501	24,4619
9 500	0,8862	0,0008862	0,8554	24,2510	83,9923	91,6312	7,6389	27,4569
10 000	0,9503	0,0009503	0,9173	24,5482	84,0446	92,1277	8,0832	31,1574
10 500	0,9753	0,0009753	0,9414	24,7831	84,1656	92,2974	8,1318	32,1678
11 000	1,0276	0,0010276	0,9920	24,8282	84,2512	92,0761	7,8249	32,6156
11 500	1,0861	0,0010861	1,0484	24,8298	84,3523	92,2163	7,8640	34,6424
12 000	1,1384	0,0011384	1,0989	24,7619	84,4001	92,4292	8,0291	37,0733
12 500	1,2056	0,0012056	1,1637	24,7565	84,4802	92,5390	8,0588	39,4071
13 000	1,2676	0,0012676	1,2237	25,1046	84,5922	92,7264	8,1342	41,8234
13 500	1,3054	0,0013054	1,2601	25,2479	84,1811	92,6528	8,4718	44,8562

Hustota vody [kg/m ³] pri 90°C	C vody [kJ/kg.K] pri 90°C
965,3	4,2019

Priemerná T _{ok} vzduchu [°C]
24,4716

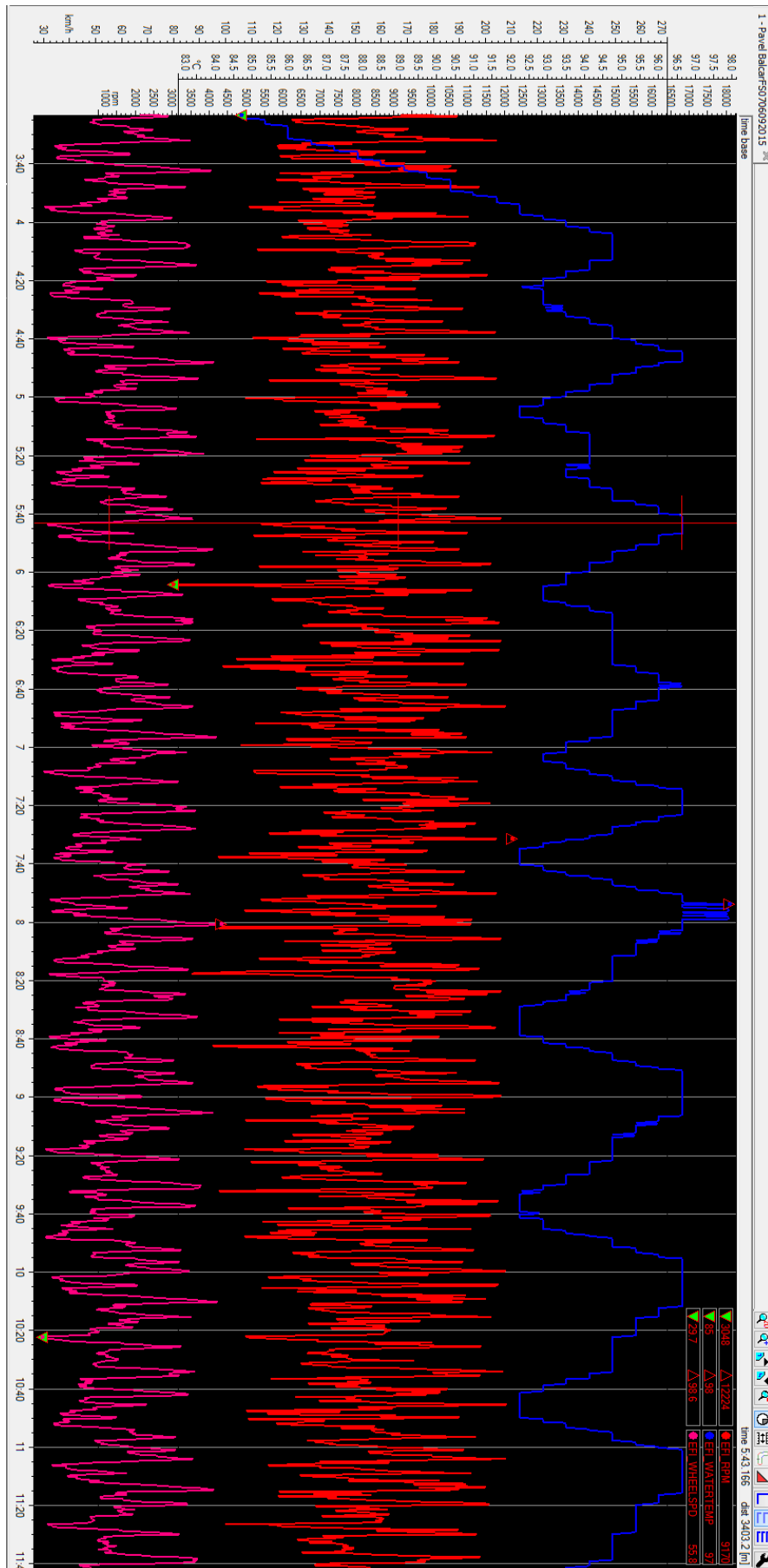
Meranie tepelného toku motora na sezónu 2013

Otáčky motora [ot./min]	V [l/s]	V [m3/s]	m [kg/s]	T _{ok} vzduchu [°C]	T _{in} vody [K]	T _{out} vody [K]	ΔT [K]	Tepelný tok [kW]
4 000	0,2265	0,0002265	0,2202	31,0308	74,9760	81,5208	6,5448	6,0428
4 500	0,2606	0,0002606	0,2533	30,9557	74,9370	81,2411	6,3041	6,6959
5 000	0,3310	0,0003310	0,3216	30,9052	74,9567	80,7778	5,8211	7,8524
5 500	0,3949	0,0003949	0,3837	30,8763	75,0657	80,6489	5,5832	8,9853
6 000	0,4524	0,0004524	0,4397	30,8222	75,2313	80,9369	5,7056	10,5211
6 500	0,5337	0,0005337	0,5186	30,7831	75,4229	81,1559	5,7330	12,4701
7 000	0,5477	0,0005477	0,5322	30,7592	75,4905	81,1917	5,7012	12,7256
7 500	0,6448	0,0006448	0,6266	30,7832	75,4727	80,9167	5,4441	14,3075
8 000	0,7023	0,0007023	0,6825	30,7855	75,5110	80,8791	5,3681	15,3661
8 500	0,7448	0,0007448	0,7238	30,7901	75,4991	80,9499	5,4508	16,5457
9 000	0,7988	0,0007988	0,7763	30,8090	75,6389	81,2758	5,6369	18,3514
9 500	0,8862	0,0008862	0,8612	30,8202	75,7300	81,5487	5,8187	21,0153
10 000	0,9503	0,0009503	0,9235	30,8363	75,8217	81,5665	5,7448	22,2506
10 500	0,9753	0,0009753	0,9478	30,8567	75,8247	81,5799	5,7552	22,8760
11 000	1,0276	0,0010276	0,9987	30,8751	75,7404	81,4653	5,7249	23,9774
11 500	1,0861	0,0010861	1,0554	30,9192	75,6957	81,2530	5,5573	24,5988
12 000	1,1384	0,0011384	1,1063	30,9325	75,6935	80,9958	5,3022	24,6003
12 500	1,2056	0,0012056	1,1716	30,9366	75,6518	80,7084	5,0566	24,8458
13 000	1,2676	0,0012676	1,2319	31,0110	75,6714	80,5637	4,8923	25,2756
13 500	1,3054	0,0013054	1,2686	31,3078	75,6687	80,4774	4,8086	25,5832

Hustota vody [kg/m ³] pri 80°C	C vody [kJ/kg.K] pri 80°C
971,8	4,1939

Priemerná T _{ok} vzduchu [°C]
30,8898

Príloha č. 3



Príloha č. 4

