



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# CHLADICÍ OKRUH PRO FORMULOVÝ MOTOR

WATER COOLING SYSTEM FOR FORMULA ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. ONDŘEJ BASTL

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Ondřej Bastl

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

### **Chladicí okruh pro formulový motor**

v anglickém jazyce:

### **Water Cooling System for Formula Engine**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte návrh chladicího okruhu pro vůz kategorie Formula Student.

Cíle diplomové práce:

- 1) Proveďte rozbor chladicích systémů vhodných pro formulové vozy dané kategorie
- 2) Proveďte návrh chladicího systému pro zadaný motor a prostorové uspořádání formule
- 3) Proveďte zhodnocení Vašeho návrhu a uveďte možnosti jeho dalšího zlepšení

Seznam odborné literatury:

- [1] Kolektiv VÚNM a ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1díl. Státní nakladatelství technické literatury, n.p., Druhé vydání, Praha, 1962. L123-B3-IV-41/2490  
[2] KRATOCHVIL, C., ONDRAČEK, E. Mechanika těles - Počítače a MKP. Vysoké učení technické v Brně, 1987.

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 15.11.2012



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan



## Abstrakt

Diplomová práce je zaměřena na návrh chladicího systému motoru vozu formulového typu. Cílem je seznámit se s chladicími systémy vozů Formula Student/SAE a pravidly soutěže. Na základě známého motoru zjistit počáteční podmínky pro návrh chladicí soustavy. Dále navrhnout všechny části chladicího systému a ověřit cenovou dostupnost.

## Klíčová slova

Formula Student/SAE, chladicí systém, chladič, ventilátor, CFD, Husaberg

## Abstract

Diploma thesis is focused on design engine cooling system for formula vehicle type. The aim is introduce with cooling systems of Formula Student/SAE car and competition rules. Based on the famous engine determine the initial conditions for the cooling system. In addition to design all parts of the cooling system and check affordability.

## Keywords

Formula Student/SAE, cooling system, cooler, fan, CFD, Husaberg



## **Bibliografická citace**

BASTL, O. *Chladicí okruh pro formulový motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 91 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D..



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. David Svída, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 22. května 2013

.....

Ondřej Bastl



## Poděkování

Děkuji svým rodičům za maximální možnou podporu po celou dobu studia. Děkuji i svému vedoucímu práce Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za technické zázemí, odborné rady a připomínky.

Poděkování patří Ing. Martinu Hudcovi a doc. Ing. Vladimíru Habanovi, Ph.D. z Oboru fluidního inženýrství Energetického ústavu za spolupráci a zapůjčený průtokoměr a společnosti HVCC za rady při návrhu chladiče, jeho výrobu a měření.



## Obsah

Úvod .....	10
1 Rozbor chlazení pístových spalovacích motorů .....	11
1.1 Přímé chlazení spalovacích motorů .....	11
1.1.1 Náporové chlazení .....	12
1.1.2 Nucené chlazení .....	12
1.2 Nepřímé chlazení spalovacích motorů .....	13
1.2.1 Termosifonové (gravitační) chlazení .....	13
1.2.2 Chlazení s nucenou cirkulací chladicí kapaliny oběhovým čerpadlem.....	13
1.2.3 Kombinované nepřímé chlazení .....	14
1.2.4 Části nepřímého chlazení .....	14
2 Pravidla soutěže Formula Student .....	17
2.1 Chladicí systém motoru .....	17
2.2 Záchytný systém .....	17
3 Chlazení motoru vozů formulového typu .....	18
3.1 Konstrukční řešení chladicích systému používaných u Formula Student .....	19
3.1.1 Umístění chladičů .....	19
3.1.2 Čerpadla chladicí kapaliny .....	22
3.1.3 Expanzní nádobka .....	22
3.1.4 Ventilátor .....	22
4 Parametry motoru .....	23
4.1 Základní parametry motoru Husaberg FE 570 .....	23
4.2 Měřené parametry motoru .....	24
4.2.1 Výkon a točivý moment motoru .....	24
4.2.2 Měření průtoku chladicího systému .....	28
5 Návrh chladicího systému vozu Dragon 2 .....	32
5.1 Teorie přestupu tepla .....	34
5.1.1 Vedení (kondukce) .....	34
5.1.2 Proudění (konvekce) .....	34
5.1.3 Záření (radiace) .....	34
5.2 Chladič .....	35
5.2.1 Návrh základního rozměru činné plochy .....	35
5.2.2 Návrh výrobních rozměrů chladiče .....	37
5.3 Ventilátor .....	41
5.3.1 Expanzní nádobka .....	42





5.4	Potrubí .....	44
5.5	Záchytná nádoba.....	45
6	Návrh chladicího systému vozu Dragon 3 .....	47
6.1	Chladič.....	47
6.1.1	Návrh základního rozměru činné plochy .....	47
6.1.2	Návrh výrobních rozměrů chladiče .....	48
6.1.3	Testování chladiče na kalorimetru .....	51
6.2	Ventilátor .....	54
6.3	Expanzní nádobka.....	55
6.3.1	Víčko s přetlakovým a podtlakovým ventilem .....	55
6.3.2	Nastavitelný přetlakový ventilu .....	55
6.4	Potrubí .....	58
6.5	Záchytná nádoba.....	58
6.6	Termostat .....	60
6.6.1	Rozdělení termostatů a jejich vlastnosti.....	60
6.6.2	Koncepční návrh termostatu a skříně vozu Dragon 3 .....	61
7	CFD analýza hmotnostních průtoků kanálů termostatu.....	63
7.1	Teorie proudění.....	63
7.1.1	Laminární proudění .....	63
7.1.2	Turbulentní proudění.....	63
7.1.3	Reynoldsovo číslo .....	63
7.2	Fyzikální zákony proudění .....	64
7.2.1	Rovnice kontinuity .....	64
7.2.2	Eulerova rovnice hydrodynamiky .....	64
7.2.3	Bernoulliho rovnice.....	64
7.3	Definice počátečních podmínek .....	65
7.4	Výpočet.....	65
7.5	Výsledky CFD analýzy.....	66
7.6	Vyhodnocení výsledků .....	71
8	Ekonomická rozvaha chladicích okruhů.....	74
	Závěr.....	75
	Použité informační zdroje .....	77
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	79
	Seznam příloh.....	80



## Úvod

Vynálezem spalovacího motoru počínaje a dnešními moderními stroji konče, potřebuje každý spalovací motor část energie paliva odvést jako přebytečné teplo. Můžeme jej dále využít nebo ho nazvat odpadním. Samovolný přestup tepla byl nedostatečný, hlavně při zvyšování výkonů motoru, kdy docházelo k místnímu přehřátí pracovních částí. Bylo nutné teplo nuceně odvést z pracovních částí motoru pomocí médií, jako je vzduch či voda, do okolí. Výhodou byla i možnost regulace, a tím zachování požadované teploty. Systém, který nuceně odvádí teplo, se trefně nazývá chladicí. V dnešní době jsou chladicí média také vzduch a kapalina, pouze jejich regulace se stále vyvíjí a modifikuje. Používají se vhodnější materiály, zvyšuje se výkon chlazení a zmenšují rozměry.

Chladicí systémy jsou důležité i pro budoucnost. Chladit lze kromě spalovacích motorů i elektromotory, baterie a další příslušenství. Zkrátka vše, přes co procházejí velké výkony a tvoří se hodně odpadního tepla, které nelze uchládit samovolně.

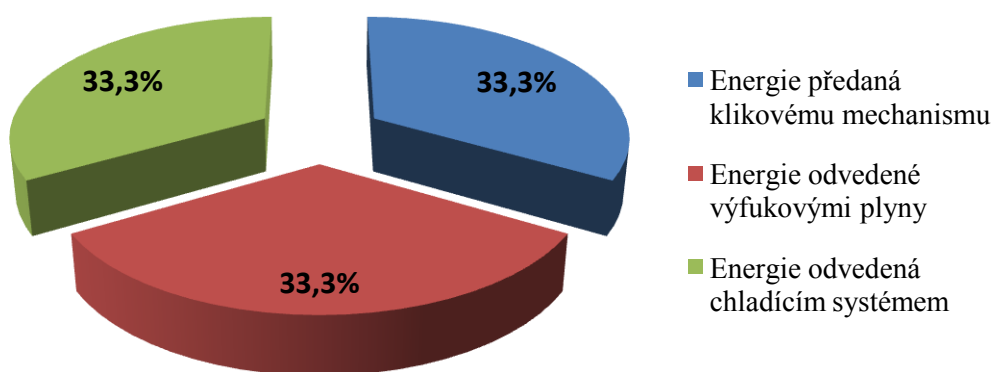
Náplní diplomové práce je seznámit se s chladicím systémem, principem funkce a návrhem soustavy. Zaměřit se na chlazení vozu formulového typu třídy Formula Student/SAE. Seznámit se s pravidly soutěže Formula Student. Dle pravidel a dostupné literatury navrhnout kompletní systémy chlazení pro daný motor a realizovat jejich výrobu pro vozy Dragon 2 a Dragon 3 týmu TU Brno Racing, sestaveného studenty pod záštitou Vysokého Učení Technického v Brně. Součástí je i koncepční návrh skříně termostatu s CFD analýzou umístění vtoku vůči výtokům s cílem nalézt vhodnou koncepci.

Formula Student je evropská soutěž, která vznikla jako odnož Formula SAE, nejstarší studentské soutěže vzniklé v Americe roku 1981. Soutěž probíhá mezi týmy studentů evropských vysokých škol s technickým zaměřením, kdy úkolem je vytvořit fiktivní automobilovou společnost. Ta od základu navrhne a realizuje vlastní závodní vůz formulového typu pro víkendového jezdce dle pravidel soutěže. Při návrhu je dbáno na ovladatelnost, výkonnost, bezpečnost, spolehlivost a ekonomickou stránku, kdy každé s těchto kritérií je v soutěži vyžadováno a hodnoceno. Porotcům se prokazuje funkčnost fiktivní automobilové společnosti při návrhu, prodeji i provozu závodního vozu, kdy vyhrává tým, který se nejvíce přiblíží realitě.



# 1 Rozbor chlazení pístových spalovacích motorů

Při funkci spalovacího motoru dochází spalováním k přeměně vnitřní energie paliva na energii tepelnou. Tepelná energie je dále převáděna na mechanickou práci pomocí klikového mechanismu, avšak přibližně z jedné třetiny. Druhá třetina odchází ze spalovacího prostoru výfukovými plyny a poslední třetina tepelné energie je odvedena chladicím systémem motoru.



Obr. 1 Energetická bilance spalovacího motoru [%]

Chladicí systém motoru má za úkol odvést přebytečné teplo z pracovních částí motoru, jako jsou stěny spalovacího prostoru, píst, stěny válce, hlava motoru a kliková skříň, do okolního prostředí. Dalším účelem je udržovat provozní teplotu motoru za jakýchkoliv podmínek. Například při zahřívání motoru přenášet teplo z částí s vysokou teplotou na části s teplotou nízkou. Provozní teplota má totiž zásadní vliv na emise a opotřebení motoru. Udržení provozní teploty je závislé na vlastní konstrukci chlazení.

Chlazení dělíme dle přenosu tepla z pracovních částí motoru do okolí na přímé a nepřímé.

## 1.1 Přímé chlazení spalovacích motorů

U tohoto typu chlazení je teplo přenášeno přímo z pracovních částí motoru do okolního prostředí, pouze pomocí vlastních materiálů motorových částí. Zvýšení odvodu tepla pak lze zajistit zvětšením vnějších odváděcích ploch žebrováním. Tento typ chlazení se často nazývá, podle obtékajícího média, vzduchovým chlazením. Charakteristickým znakem přímo chlazených motorů je vyšší provozní teplota, což má za následek použití teple odolných, dražších materiálů.

Výhodou těchto systémů je jednoduchost a nízká hmotnost celé konstrukce. Nevýhodou je pak nerovnoměrné rozložení teplot samotných částí systému a rozdílné pracovní teploty závislé na vnějších podmínkách jako je teplota okolí, rychlost proudícího vzduchu, vlhkost, atd. Přímé chlazení můžeme rozdělit dle způsobu získání proudění kolem vnějších stran pracovních částí motoru na náporové a nucené. [3]



### 1.1.1 Náporové chlazení

Využívá samotný pohyb vozidla k chlazení motoru. Vzduch tedy náporově proudí kolem motorových částí a odebírá jim přebytečné teplo. Problém nastává v případě, kdy vozidlo stojí nebo se pohybuje velmi pomalu při velkém zatížení (jízda do kopce). Teplo není dostatečně odváděno a dochází k přehřívání motoru, což má za následek zvýšené opotřebení pracovních částí. Naopak jízda vysokou rychlostí s malým zatížením motor podchlazuje (jízda z kopce).

Tento typ chlazení se používá především u nízko objemových motorů motocyklů. Nejvyšší možný objemový výkon u motocyklových motorů s náporovým chlazením je 74 kW/l. U tohoto provedení musí být délka žeber svoji maximální přípustnou velikost 50 mm a vzdálenost mezi sebou nejvíce 8 mm. Další možností je kombinace způsobů chlazení náporového vzduchem a nuceného kapalinou, v tomto případě olejem. Používá se u vysoko objemových motocyklových motorů. Například chlazení výfukového ventilu vlastním objemovým čerpadlem oleje. [3]

### 1.1.2 Nucené chlazení

Využívá opět proudění vzduchu kolem vnějších částí motoru, avšak pomocí vlastního zdroje, ventilátoru. Není závislé na rychlosti vozidla jako náporové chlazení.

Výhodou je možnost regulace obtékaného vzduchu a tím pracovní teploty motoru. Nevýhodou pak nutnost pohonu ventilátoru samotným spalovacím motorem nebo vlastním zdrojem energie, elektromotorem. V obou případech ventilátor přímo či nepřímo odebírá část točivého momentu motoru pro svůj provoz.

Ventilátory dle výstupu vzduchu z nich dělíme na axiální a radiální.

Ventilátory můžeme pohánět mnoha způsoby:

#### a) Škrcením průtoku vzduchu

Jedná se o nejjednodušší způsob regulace. Vzduch protékající ventilátorem je regulován clonami tak, aby udržoval požadovanou teplotu. Regulace je možná na vstupu či výstupu proudícího vzduchu k ventilátoru nebo na výstupu vzduchu z motorového prostoru. Toto řešení je neekonomické. Ventilátor je stále poháněn tak, aby byl schopen uchládit maximální ohřev motoru, a tedy odebírá motoru zbytečné množství energie.

#### b) Změnou otáček ventilátoru

Tento způsob regulace je nejpoužívanější. Ventilátor je připojen k motoru pomocí různých typů spojek, jako jsou elektromagnetické, hydraulické, viskózní či práškové. Regulace je pak zajištěna jejich různými režimy sepnutí. Dle použití spojky lze regulovat skokově nebo plynule. Způsob regulace je vhodnější než u škrcení průtoku vzduchu. Při použití plynule regulovatelné spojky je chlazení dostačující pro udržení požadované provozní teploty. Se zvýšenou regulací roste náročnost na její obsluhu a tedy i složitost samotné konstrukce.

#### c) Natáčením lopatek ventilátoru

Natáčení lopatek ventilátoru je nejekonomičtější způsob regulace. Systém je konstrukčně složitý a velmi náchylný na poruchy. Regulace je plynulá a náročnost na její obsluhu je srovnatelná s ovládáním spojek při regulaci změnou otáček ventilátoru. [3]



## 1.2 Nepřímé chlazení spalovacích motorů

U chlazení tohoto typu je teplo odvedené z pracovního prostoru do okolí akumulováno a předáváno pomocí teplotnosného média. Médium je chladicí kapalina, jako destilovaná voda nebo směs destilované vody a látek zamezujících zamrznání či korozi systému. Dnes se ve směsi převážně používají látky na bázi etylenglykolu. V některých případech, převážně u motocyklových motorů, lze použít jako chladicí médium motorový olej. Nepřímé chlazení umožňuje použití běžných materiálů díky nižší provozní teplotě. Ta zlepšuje plnicí účinnost válců. Nepřímé chlazení umožňuje větší objemový výkon než chlazení přímé.

Největší výhodou je konstantní teplota všech částí motoru a možnost vytápění prostoru pro řidiče a cestující. Také je vhodné použít chladicí kapalinu pro predehřev paliva či použití kombinovaného ohřevu a chlazení motorového oleje. Chladicí médium také tlumí přenos hluku. Nevýhodou je nutnost utěsnění chladicího okruhu a možnost zamrznutí.

Dle způsobu oběhu chladicí kapaliny dělíme nepřímé chlazení na termosifonové (gravitační), s nucenou cirkulací chladicí kapaliny oběhovým čerpadlem a jejich kombinace. Zřídka pak odpařovací chlazení. [3]

### 1.2.1 Termosifonové (gravitační) chlazení

Jak již z názvu plyne oběh chladicí kapaliny je zajištěn jejími fyzikálními vlastnostmi. Rozdílné měrné hmotnosti zahřáté a studené chladicí kapaliny způsobují neustálý pohyb jejich molekul. Nejdůležitější částí tohoto systému je chladič, který musí mít značný teplotní spád až 30°C. V důsledku toho je vysoký, protože se zvyšující se výškou chladiče roste rychlost cirkulace. Vozy s chlazením tohoto typu měli vysoké přídě v důsledku umístění chladiče. Nedílnou součástí chlazení byl ventilátor připojený na klikový hřídel, který zvyšoval teplotní spád chladiče proudícím vzduchem odebírajícím teplo z jeho povrchu. Průtočné průměry musely být velké, což znamenalo velký objem kapaliny v okruhu a tím i pomalý nástup na provozní teplotu.

Tento typ chlazení se používal převážně u prvních typů automobilů a ve čtyřicátých letech minulého století jej vystřídalo chlazení s nuceným oběhem chladicí kapaliny. [3]

### 1.2.2 Chlazení s nucenou cirkulací chladicí kapaliny oběhovým čerpadlem

Tento typ chladicího systému je velmi podobný termosifonovému chlazení. Navíc zde figuruje velmi důležitý prvek a to oběhové čerpadlo. Čerpadlo je poháněno od klikového hřídele motoru. Na chladiči je v tomto případě tepelný spád 6 až 12°C. Systém je tedy mnohem účinnější, má menší průtočné průměry a vlastní část (chladič), nižší hmotnost a rychlejší nástup na provozní teplotu. V nuceného oběhu lze použít termostat, který rozděluje systém chlazení na malý a velký okruh. Malý okruh slouží pro zahřívání a zahrnuje pouze čerpadlo, blok motoru, hlavu válců a termostat, ve velkém okruhu je pak přidán chladič s ventilátorem. Termostat vhodně přepíná mezi okruhy tak, aby udržel optimální provozní teplotu. Ventilátor na chladiči je většinou osazen elektromotorem, který je spínán teplotním spínačem na chladiči. Spolu s termostatem slouží jako regulace provozní teploty. Nevýhodou je studená vstupující kapalina do oblasti válců a již ohřátá proudí do hlavy válců. Válce jsou tedy podchlazovány a hlava přehřívána. [1]



### 1.2.3 Kombinované nepřímé chlazení

Vhodnou kombinací systému termosifonového a s nuceným oběhem lze dosáhnout vhodné provozní teploty velmi jednoduše. Nucené chlazení lze uplatnit především u vrchní části bloku a hlavy motoru, spodní část bloku s klikovou skříní lze chladit pouze termosifonově. Další možností je malý okruh chlazení rozdělit na dva, kdy hlavou a vrchní částí bloku protéká 70% kapaliny a spodní částí bloku zbylých 30%. Termosifonového chlazení se pak využívá při vypnutí motoru. Čerpadlo je konstrukčně stavěno tak, aby jím chladicí kapalina proudila i v případě vypnutí jeho pohonu (motoru). Kapalina při chladnutí termosifonově koluje v okruhu. Tím se zamezuje náhlého zvýšení teploty v oblasti více namáhaných částí a předchází se destrukci motoru či části chlazení vlivem velkého nárůstu tlaku.

„U vozidlových motorů jsou používány pouze uzavřené chladicí systémy. Zvýšení tlaku o 0,01 MPa zvyšuje teplotu varu o 2,1°C. Při přetlaku 0,1 MPa tak vzroste teplota varu na 120°C. Současně s omezením vzniku parních bublin dochází i ke zvýšení chladicího výkonu soustavy protože teplotní spád na chladiči vzrůstá.“ Uzavření systému je provedeno zátkou chladiče nebo expanzní nádobky. Zátka zahrnuje podtlakový a přetlakový ventil umožňující nasátí či vypuštění chladicí kapaliny ze systému do expanzní nádobky (vyrovnávací nádržky) vlivem teplotní roztažnosti kapaliny. Zátka dnešních systémů otevírají přibližně při přetlaku 0,15 MPa a při podtlaku 0,01 MPa, což má za následek zvyšování provozní teploty a signalizaci překročení teploty až při 120°C. [3]

### 1.2.4 Části nepřímého chlazení

Jak jsem se již výše zmínil, chladicí systém se skládá z mnoha komponent. Každá má svůj význam, výhody a nevýhody. Proto pojednám samostatně o každé z nich.

#### a) Oběhové čerpadlo chladicí kapaliny

Čerpadlo slouží pro vytvoření proudění v chladicím systému, které je potřebné k ochlazení stěn pracovních částí motoru. Používají se převážně čerpadla jednostupňová odstředivá vyznačující se především dobrou účinností i v případě velkých vůlí mezi rotorem a statorem. Vůle jsou třeba, jak jsem se již výše zmínil, k dochlazení motoru jeho vypnutí termosifonovým efektem. Čerpadlo může být umístěno samostatně nebo se stát součástí bloku motoru. U dnešních motorů je spojeno rozebíratelně s blokem. V bloku motoru je vytvořena část statoru s kanály. Druhá část je víko obsahující náboj pro uložení hřídele s nalisovaným rotorem na jedné straně a řemenicí na straně druhé. Náboj obsahuje ložiskové pouzdro s trvalou náplní maziva, které je utěsněno proti pronikání kapaliny ucpávkou. Víko je pak přišroubováno k bloku a utěsněno. Materiál použitý pro víko a stator je většinou totožný s blokem motoru. Rotor byl dříve vyráběn z litiny nebo hliníkové slitiny. Dnes se vyrábí s plastických hmot z důsledku větší geometrické přesnosti a drsnosti povrchu. Pohon je pak zajištěn od klikového hřídele rozvodovým řetězem, řemenem nebo drážkovým řemenem pohánějícím pomocná zařízení motoru. [3]





### b) Ventilátor

Ventilátor slouží u dnešních vozidel především jako poslední stupeň regulace teploty chladicí kapaliny. Je umístěn před či za chladičem a zajišťuje dostatečný průtok vzduchu chladičem. V případě, že se vozidlo pohybuje příliš pomalu a proudící vzduch nestíhá odebírat teplo chladiči nebo při vysokých teplotách okolí, kdy nestačí protékající vzduch ochladit chladič na požadovanou teplotu. Pohon ventilátoru může být obdobný jak u přímého nuceného chlazení, kdy je ventilátor připojen ke klikovému hřídeli spojkou. Zde se však nejedná o jediný chladicí prvek, ale pouze o stupeň regulace. Proto lze vhodně použít pohon ventilátoru elektromotorem nebo u větších strojů hydromotorem.

Protékající vzduch přes chladič pomocí ventilátoru může být regulován proměnnými otáčkami ventilátoru nebo množstvím spuštěných ventilátorů.

Ventilátor bývá vyroben z hliníkových slitin nebo plastických hmot. [3]

### c) Chladič

Je velmi důležitý prvek chladicího systému. Skládá se z chladicí mříže, vstupní a výstupní komory opatřené vstupními a výstupními hrdly pro nasazení pryžových hadic chladicího systému. Většinou je nositelem spínačů ventilátoru a v některých případech nalévacího hrdla se zátkou. Nejdůležitější částí je pak chladicí mříž, která se snaží chladicí kapalinu dostat co nejbližší k proudícímu vzduchu proto, aby mohla předat přebytečné teplo. Chladicí mříže existují v mnoha provedení, kdy se výrobci snažili minimalizovat odpor vzduchu a zvýšit chladicí účinnost. Chladiče můžeme rozdělit podle polohy vstupní a výstupní komory na horizontální a vertikální. Dále je dělíme dle směru proudění chladicí mříží na „I chladič“ a „U chladič“. „I chladič“ má umístěnou vstupní a výstupní komoru na opačných stranách chladicí mříže. „U chladič“ má vstupní komoru spojenou s výstupní a oddělenou přepážkou. Chladicí kapalina pak proudí přes chladicí mříž dvakrát a tím se zvyšuje chladicí účinnost, ale i tlakový spád.

Do chladiče je možné integrovat i další výměníky tepla jako je chladič motorového oleje či převodového oleje automatické převodovky.

Chladicí mříž je vyrobena z hliníku nebo slitin mědi u starších vozidel. Vstupní a výstupní komory spolu s hrdly jsou v dnešní době vytvořeny z plastů nebo hliníku či slitin mědi. [3]

### d) Expanzní nádobka

Je nádobka vyrovnávací teplotní roztažnost kapaliny. Dříve se používal jako expanzní prostor volný prostor v horní komoře spolu s nalévacím hrdlem a zátkou. Nevýhodou byla velká zástavová výška chladiče vyplývající z nutnosti umístění horní komory do nejvyššího bodu chlazení. Další způsob je osadit chladič hrdlem se zátkou a odtokovou hadicí do expanzní nádobky. Nádobka je z plastu a její objem musí tvořit 25 až 30 % objemu chladicího systému. V dnešní době je použito přetlakových systémů, kdy expanzní nádobka je zařazena do systému a osazena zátkou. Jedná se o podobný způsob použití volného prostoru v horní komoře chladiče s tím rozdílem, že systém je tlakován vlastní roztažností kapalina a únik jí je umožněn až na hodnotě kolem 0,2 MPa. Také stačí umístit do nejvyššího bodu chlazení pouze expanzní nádobku nikoli chladič. [3]



### e) Termostat

Termostat je hlavní regulační prvek chladicího systému. Je to automatický ventil přepínající mezi malým a velkým chladicím okruhem. Bývá umístěn na výstupu chladicí kapaliny z motoru. Termostaty můžeme dělit podle teplotně roztažné náplně použité pro jeho otevření na kapalinové a s tuhou náplní. Termostat otevírá plynule, což se odvíjí od jeho náplně. Pro složitější chladicí systémy je možno použít termostat dvoustupňový, anebo více termostatů jednostupňových. Kapalná náplň bývá směsí lihu a destilované vody a tuhá náplň je obvykle parafín a ceresin.

Termostat je nastaven tak, aby jeho otevírací teplota byla přibližně 75°C. Plného otevření dosáhne kolem 85°C. Údaj o úplném otevření bývá vyražen na samotném těle termostatu. Teploty se liší podle výrobce daného chladicího systému. Změnou termostatu s jinou charakteristikou otevření tak lze přizpůsobit vozidlo rozdílnému podnebí. Výrobci často dodávají jiné termostaty do teplých a studených podnebí. Další možností je použití elektronicky řízeného termostatu pomocí řídicí jednotky. Ta na základě vyhřívání řídicího elementu dokáže regulovat jeho otevření. Termostat je také opatřen malým otvorem omezující proudění kapaliny. Otvor je vybaven malým volně se pohybujícím nýt看 nutným pro odvodu systému. [3]





## 2 Pravidla soutěže Formula Student

### 2.1 Chladicí systém motoru

Kapalinou chlazené motory musí ke chlazení používat pouze destilovanou vodu. Nemrznoucí směsi na bázi glykolu, jakékoliv mazání objemového čerpadla či jiná aditiva chladicí kapaliny jsou zakázány.

### 2.2 Záchytný systém

Chladicí či mazací systém musí být preventivně utěsněn proti úniku.

Odvětrání chladicího či mazacího systému musí být vedeno do záchytné nádoby o minimálním objemu deset procent náplně chladicího či mazacího systému. Minimální objem záchytné nádoby je stanoven na 0,9 litru (1 U.S. Quart).

Záchytná nádoba musí odolávat vroucí destilované vodě bez jakýchkoliv známek deformace. Musí být umístěna za protipožární přepážkou oddělující řidiče a motor pod úroveň ramen řidiče a pevně připevněna. Nepoužívat stahovací pásku na kabely či lepicí páskou.

Každá záchytná láhev musí mít odvětrání o minimálním průměru 3 mm (1/8 inch) a musí vést pod nejnižší část rámu.



Obr. 2 Oficiální logo soutěže Formula Student [6]



Obr. 3 Oficiální logo soutěže Formula SAE [7]



### 3 Chlazení motoru vozů formulového typu

U vozů formulového typu se s výhodou používá náporového vzduchu při vysokých rychlostech vozu přivedeného na chladič. Pro udržení stálé teploty se využívá nepřímého chlazení. Chladič je umístěn do míst, kde jím může náporový vzduch snadno procházet a odebírat požadované teplo. Každá překážka či natočení chladiče jinak, než kolmo ke směru proudění, způsobí snižování účinnosti chladiče. U osobních automobilů je chladič umístěn v přední části vozu za ochranou mřížkou nárazníku. Z hlediska nízkých provozních rychlostí vozů a využití co nejvíce čelní plochy, se chladič umísťuje kolmo ke směru jízdy. Je tak vystaven přímému náporu proudícího vzduchu. Problém může být s odvodem vzduchu, který se dostává do motorového prostoru. Je třeba vzduch nasměrovat pod automobil či na jeho boky. Jiná možnost je konstrukčně velmi komplikovaná. U formulových vozů je umístění chladiče do přední části dnes téměř nemožné. Vzhledem k aerodynamice vozu je přední část zúžena do špičky a následně se rozšiřuje kvůli zástavbě důležitých částí, jako je pohonná jednotka a veškeré zařízení spojené s provozem vozu. Takový tvar umožňuje pozvolné nabíhání vzduchu na karoserii, snižuje odpor vzduchu a správným tvarováním umožní vyvinout přítlak vozu k vozovce. Chladič je i zde nutno umístit kolmo ke směru proudění vzduchu. Zde však neplatí kolmo ke směru jízdy. Proudění u vysokorychlostních formulových vozů prochází postranými kapsami (sidepody), nejvhodnějším místem pro umístění chladičů, nejen odpředu dozadu, ale-i odspodu nahoru, díky vhodně tvarované karoserii. Proto bývá chladič skloněn pod určitým úhlem k vozovce. Sidepody slouží nejen k přívodu vzduchu na chladič, ale-i k zadním brzdám vozu. Zadní část je pro umístění chladičů nevhodná kvůli absenci náporového proudění a pro příliš ohřátý vzduch putující kolem motoru.

Formule Student je zvláštní typ formulového vozu. Je zde nutné spojit vlastnosti chlazení formulových vozů a běžných automobilů. Tvar je velmi podobný formulovým vozům. To s sebou nese vyloučení umístění chladičů na před' a nevhodná možnost umístění na zád' vozu. Nejlépe tedy pro chlazení vycházejí sidepody. Naopak nízké rychlosti jízdy a tedy proudícího vzduchu ukazují na nevhodnost klonění chladičů k vozovce. Zde se využívá umístění kolmo ke směru jízdy používané u běžných automobilů.



### 3.1 Konstrukční řešení chladicích systému používaných u Formula Student

Vozy Formule Student většinou používají motory z motocyklů například Yamaha R6, Aprilia SXV 550, Husaberg FE570. Vlastní vývoj konstrukce motoru je natolik složitý, že týmy používají většinou motory malosériové nebo sériové výroby. Absence vlastního vývoje motoru a použití motocyklových motorů nutí konstrukční týmy přizpůsobit některé části motoru provozu, na který nabyly navrženy. Vzhledem k typu tratě se snižuje rychlost vozu volbou jiného uspořádání převodů, upravují se části sání, výfuku a také chlazení, které není v nízkých rychlostech dostatečně účinné.

U těchto vozů je mnoho možností, jak navrhnout chladicí systémy. Každý díl chladicí soustavy se vyskytuje hned v několika provedeních, a tedy je možné vytvořit nespočet konstrukčních variant. O použité variantě rozhoduje vhodnost, dostupnost a cena dané kombinace.

#### 3.1.1 Umístění chladičů

Z hlediska konstrukčního existuje mnoho způsobů umístění chladičů. Každá možnost má své výhody i nevýhody. Zpracoval jsem přehled konstrukčních řešení umístění chladičů. Jak jsem se již dříve zmínil, umístění chladiče na předí vozu je téměř nemožné, proto není překvapením vyloučení této možnosti. Ostatní části vozu jsou pro experimenty přístupné a konkurenční konstruktéři se nebáli rozvinout fantazii.

Jako inspiraci jsem využil umístění chladičů v ostatních závodních disciplínách formulových vozů. Například královské disciplíně Formule 1 nebo dalších formulových soutěžích F2, F3, F3 inter, FR 3.5. Samozřejmě je i inspirace ze strany konkurence.



Obr. 4 Ukázka chlazení vozu Formule 1[8]





### a) Jeden chladič na boku vozu

Je hojně využívané konstrukční řešení vyhledávané pro jednoduchost a zároveň nejnižší hmotnost. Chladič je umístěn napravo nebo nalevo od řidiče více vpřed či vzad. Využívá se především postraních kapes (sidepodů) pro usměrnění proudu vzduchu na chladič. Některé konstrukční týmy Formule Student, díky absenci sidepodů, umísťují chladič vedle vozu, bez jakéhokoliv chránění. To s sebou nese velký a nerovnoměrný odpor vzdušný. Zhoršují si tak aerodynamiku vozu, kde může dojít ke stáčení i při přímé jízdě. Pro dostatečné chlazení při nízkých rychlostech daných tratí Formule Student, je třeba použít chladič o velkých rozměrech. Tím se značně zvětšuje šířka vozu a tedy aerodynamicky nevhodně čelní plocha.

Největší výhodou tohoto řešení je volný druhý sidepod vhodný pro umístění chladiče nasávaného vzduchu (intercooleru) u přeplňovaných motorů Formule Student nebo umístění výfukového potrubí pro lepší rozložení váhy na přední a zadní nápravu u čtyřválcových motorů. Zároveň se zajistí vyvážení mezi pravou a levou stranou vozu. Provedení s jedním chladičem můžete vidět u týmu z Aston University na obrázku č. 5.



Obr. 5 Chladič na pravé straně vozu týmu Aston University [9]

### b) Dva chladiče na bocích vozu

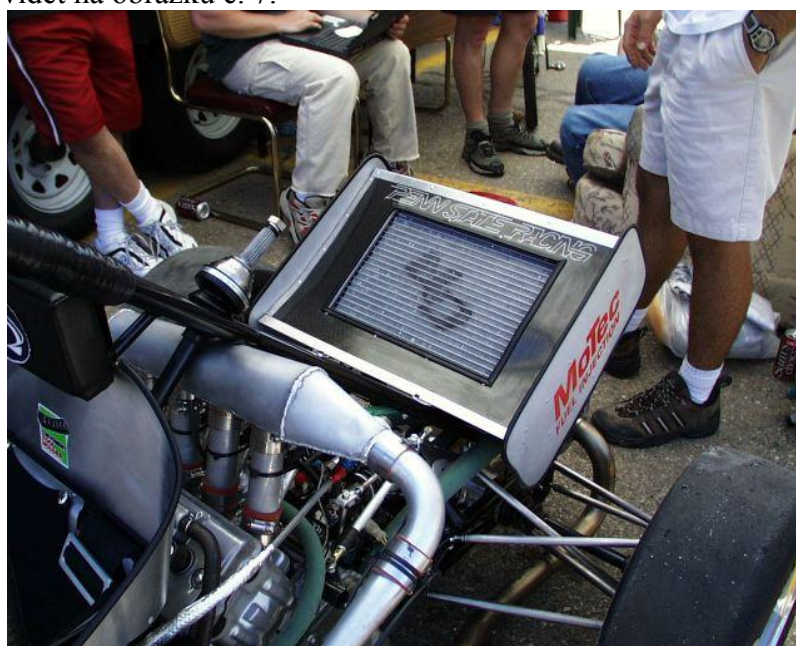
Složitost tohoto konstrukčního řešení odrazuje od jeho použití. V systému jsou umístěny dva chladiče po stranách vozu opět přibližně v úrovni řidiče. Hmotnost narostla o držáky chladičů a nečinné vstupní a výstupní komory. Uspořádání znesnadňuje umístění intercooleru v sidepodech. Chladiče zde zabírají mnoho místa a vzduch v intercooleru by nebyl dostatečně ochlazován. Spojovacích hadic je dvakrát více a tím se zvýší i objem vody v systému. Výhodou jsou chladiče umístěny symetricky po bocích vozu. Nedochází k žádnému rušení aerodynamiky. Vhodné je opět umístění do sidepodů, kde lze veškerý nasátý vzduch nasměrovat a využít k odebrání tepla z povrchu chladičů.



Obr. 6 Dva chladiče po bocích vozu [10]

### c) Ojedinělá řešení umístění chladičů

Chladič je možné umístit téměř na jakékoliv místo, jako je podlaha vozu, zád', ale-i zadní křídélko, jak je vidět na obrázku č. 7.



Obr. 7 Umístění chladiče v zadním křídélku vozu [11]





### 3.1.2 Čerpadla chladicí kapaliny

Čerpadla jsou nedílnou součástí každého chladicího okruhu moderních motorů. Většina používaných motocyklových motorů je má zabudované přímo v bloku motoru. Parametry jsou navrženy na daný motocykl, a proto je třeba změnit části chlazení jako chladiče nebo samotné čerpadlo. Čerpadla můžeme dělit na mechanická a elektrická.

#### a) Mechanická čerpadla

Obvykle se ponechávají standardní čerpadla použitá v sériové výrobě. Výrobce často neudává parametry použitých čerpadel, jelikož jsou navržena přímo na daný typ motoru a nedají se zaměnit. Parametry je třeba změřit. Návrh s původním mechanickým čerpadlem s sebou nese změnu ostatních částí chladicí soustavy, hlavně chladičů.

#### b) Elektrická čerpadla

Elektrická čerpadla díky své odlišnosti pohonu mají své výhody i nevýhody. Největší výhodou je nezávislost pohonu na chlazeném motoru, proto je možno motor udržet při téměř konstantní provozní teplotě. Pohon čerpadla může být i nevýhodou. Čerpadlo zatěžuje elektrickou soustavu vozu. Je na pováženu, zda odběr výkonu motoru dobíjecí sítí pro pohon čerpadla, nepřevyšuje kladné vlastnosti tohoto systému.

### 3.1.3 Expanzní nádobka

Chladicí systémy motocyklových motorů používaných při návrhu Formule Student, mají povětšinou expanzní nádobky tvarované dle místa umístění na motocyklu nebo expanzní nádobku nahrazuje chladič opatřen hrdlem a víčkem s ventily. Pro vůz Formule Student je vhodnější zvolit některou z hliníkových expanzních nádobek na trhu. Tyto expanzní nádobky jsou univerzální především tvarem, materiálem a možností uchycení. Jejich použití je směřováno ke konstrukci jedinečných závodních speciálů. Univerzálnost nádobek je dokazována také širokou nabídkou nastavení otevíracích tlaků víček s podtlakovým a přetlakovým ventilem a různými průměry vstupních a výstupních přírub pro hadice.

### 3.1.4 Ventilátor

Ventilátory se používají převážně elektricky poháněné od dodavatelů sportovních dílů. Jejich největší výhodou je nízká hmotnost a vysoký výkon.

Použít lze sací i výtlačné ventilátory. U Formule Student je hlavní kritérium volby samotné místo pro ventilátor a možnost uchycení. Tlačný ventilátor má ze své podstaty větší chladicí účinnost, jelikož tlačí na chladič čerstvý chladný vzduch. Nevýhodou je jeho pozice ve vypnutém stavu, kdy rozráží proudění vzduchu směřující na chladič. Přesný opak jsou výhody a nevýhody sacích ventilátorů.

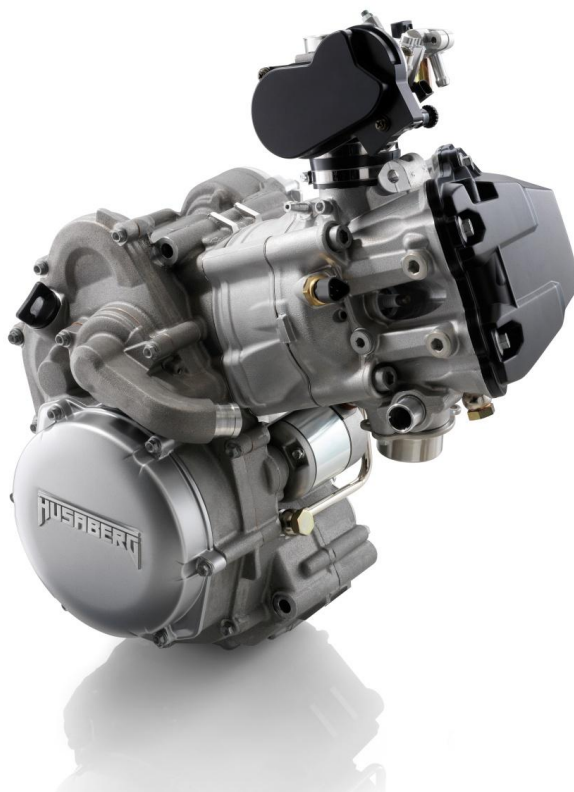


## 4 Parametry motoru

Parametry motoru jsou nezbytné při návrhu chladicího systému. Základní parametry motoru jsou udávány pro motor navržený dle továrního vývoje a výroby společnosti Husaberg. Měřené parametry odpovídají sériovému motoru s návrhem sání a výfuku, dle restrikcí v pravidlech, mými týmovými kolegy.

### 4.1 Základní parametry motoru Husaberg FE 570

Typ motoru:	Čtyřdobý, zážehový
Počet válců:	1
Zdvihový objem:	565,5 cm <sup>3</sup>
Typ rozvodu:	OHC
Vrtání:	100 mm
Zdvih:	72 mm
Kompresní poměr:	12,2:1
Maximální výkon:	46 kW při 8500 min <sup>-1</sup>
Maximální točivý moment:	58 Nm při 7000 min <sup>-1</sup>
Chlazení:	Nepřímé, s nuceným oběhem chladicí kapaliny objemovým čerpadlem



Obr. 8 Motor Husaberg FE 570 modelový rok 2012 [12]



## 4.2 Měřené parametry motoru

Pro návrh chladicího systému je třeba znát aktuální hodnoty výkonu motoru a průtoku kapaliny v chladicím systému. Zjištění obou veličin vyžadovalo experimentální měření.

### 4.2.1 Výkon a točivý moment motoru

Výkon udávaný výrobcem neodpovídá našemu konstrukčnímu uspořádání sacího a výfukového systému. Proto bylo třeba výkon změřit pro dané uspořádání.

Výkon motoru byl měřen na motorovém dynamometru značky Super Flow typ SF-902 za spolupráce týmových kolegů a pana Ing. Davida Svídy, Ph.D. Příprava motoru na dynamometr byla značně zjednodušena, jelikož kolegové z týmu vyvíjející vůz Dragon 1 používali stejné přípravky k uchycení motoru. Díky zkušenostem předchozích kolegů jsme přistoupili ke změně spojení motoru s dynamometrem. Byl použit pružný člen (pružná pryžová spojka) pro tlumení nerovnoměrnosti chodu motoru. Pro zvětšenou vzdálenost mezi motorem a dynamometrem, způsobenou použitím pružné spojky, bylo třeba vyrobit delší tyče uchycující základní desku držáku motoru.

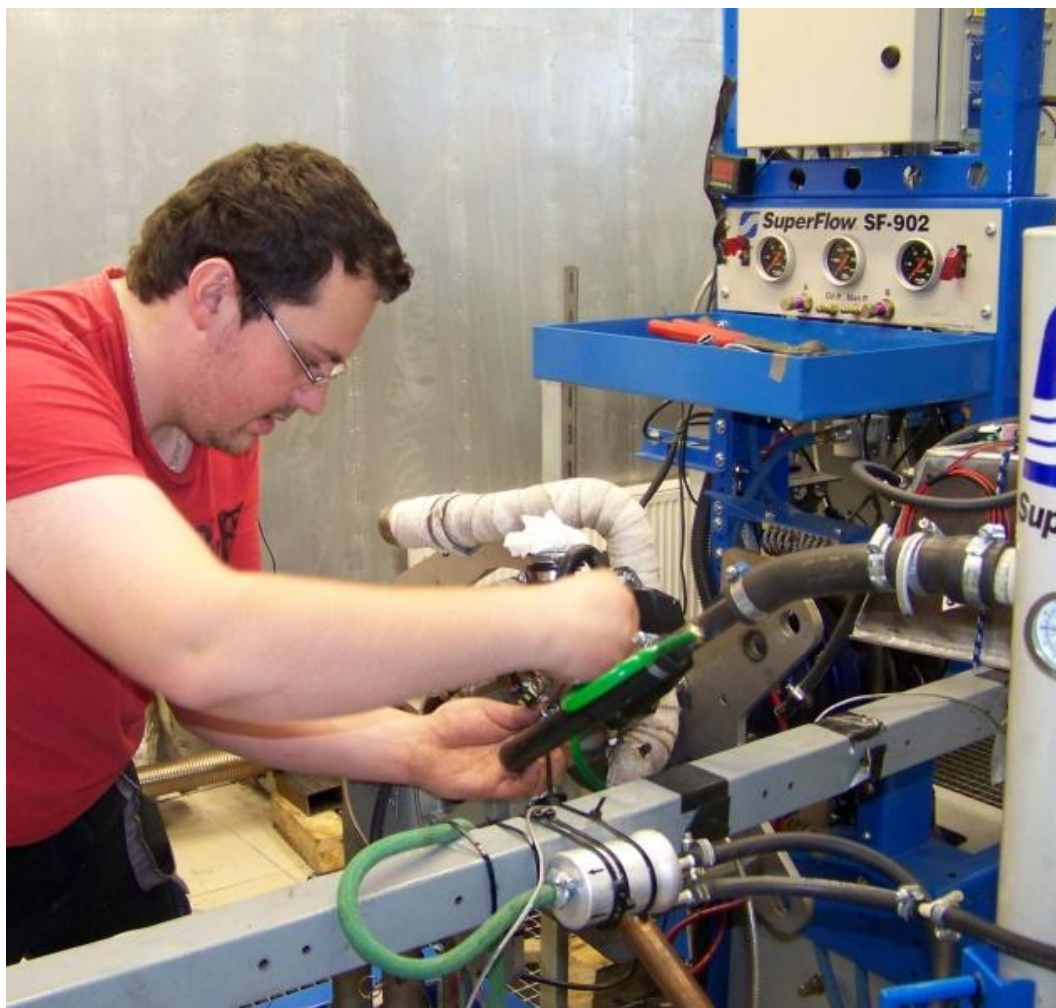


Obr. 9 Připevnění motoru se základovou deskou k dynamometru





Uložení těla motoru bylo kompletní a přistoupilo se k zapojování hadic chladicího a palivového systému, sacího a výfukového potrubí, elektroniky motoru a měřící elektroniky. Dynamometr má vlastní systém chlazení motoru. Skládá se z chladicí věže a přípojných hadic. Chladicí věž nahrazuje všechny zbylé součásti chlazení, které má běžný chladicí okruh. Primárně se chová jako malý okruh motoru. Při ohřátí kapaliny na vyšší teplotu než nastavenou, termostatický ventil automaticky připouští čerstvou vodu ze zásobníku a ochladí chladicí okruh. Systém chlazení je atmosférický. Přebytečná voda v okruhu odtéká do zásobníku přepadem v chladicí věži.



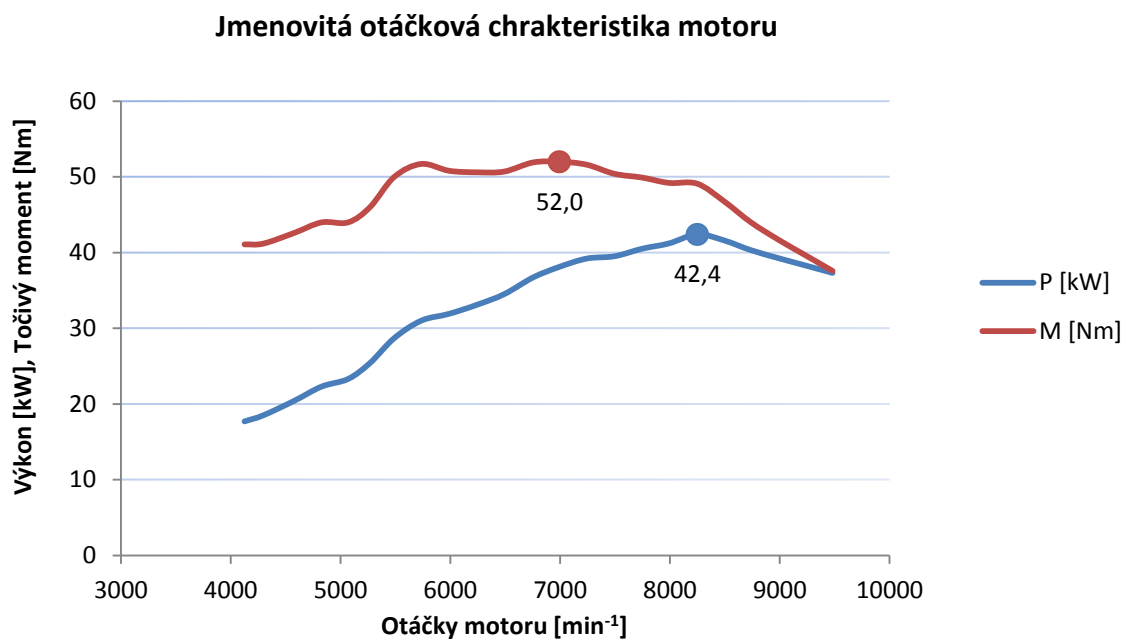
*Obr. 10 Připojení chladicího systému motoru na chladicí věž.*

Po připojení veškerého příslušenství byl dynamometr nachystán na měření. Chladicí okruh se naplnil chladicí kapalinou a napustil se benzín do palivového systému. Proběhla kontrola těsnosti a kontrola uchycení všech částí. Samozřejmostí byla kontrola příslušenství dynamometru a jeho spuštění. Následoval zkušební start motoru a po zahřátí na provozní teplotu proběhlo měření.



*Obr. 11 Kompletní uchycení motoru Husaberg na motorový dynamometr*

Pro měření byla řídicí jednotka dynamometru nastavena na snímání dat při otáčkách v uzlech po  $250 \text{ min}^{-1}$ . Naměřené veličiny jsou zaznamenány na paměťové médium a lze je i exportovat. Z naměřených hodnot lze sestavit jmenovitou otáčkovou charakteristiku motoru, která je zobrazena na grafu č. 1. Hodnoty průběhu měření naleznete v příloze č. 1. Dynamometr při nastaveném rozsahu 60 kW a 100 Nm, měří s přesností 0,05 [kW] a 0,1 [Nm].



Graf 1. *Jmenovitá otáčková charakteristika motoru Husaberg FE 570 včetně maximálních hodnot výkonu a točivého momentu motoru.*

Maximální hodnoty výkonu a točivého momentu jsou zobrazeny v tabulce č. 1 a odpovídají barevně označeným bodům v grafu č. 1.

Tab 1. Maximální hodnoty výkonu a točivého momentu motoru Husaberg FE 570.

	Otáčky motoru [min <sup>-1</sup> ]	Točivý moment motoru [Nm]	Výkon motoru [kW]
<b>Maximální hodnota točivého momentu motoru</b>	<b>7000</b>	<b>52,0</b>	38,1
<b>Maximální hodnota výkonu motoru</b>	<b>8250</b>	49,1	<b>42,4</b>



#### 4.2.2 Měření průtoku chladicího systému

Hmotnostní průtok chladicím systémem je jedna ze základních veličin pro návrh chladiče. Výrobce v žádné literatuře hodnotu průtoku neudává. Chlazení je navrženo pro motocyklový motor a výrobce nepředpokládá změnu užití motoru pro jiné dopravní prostředky.

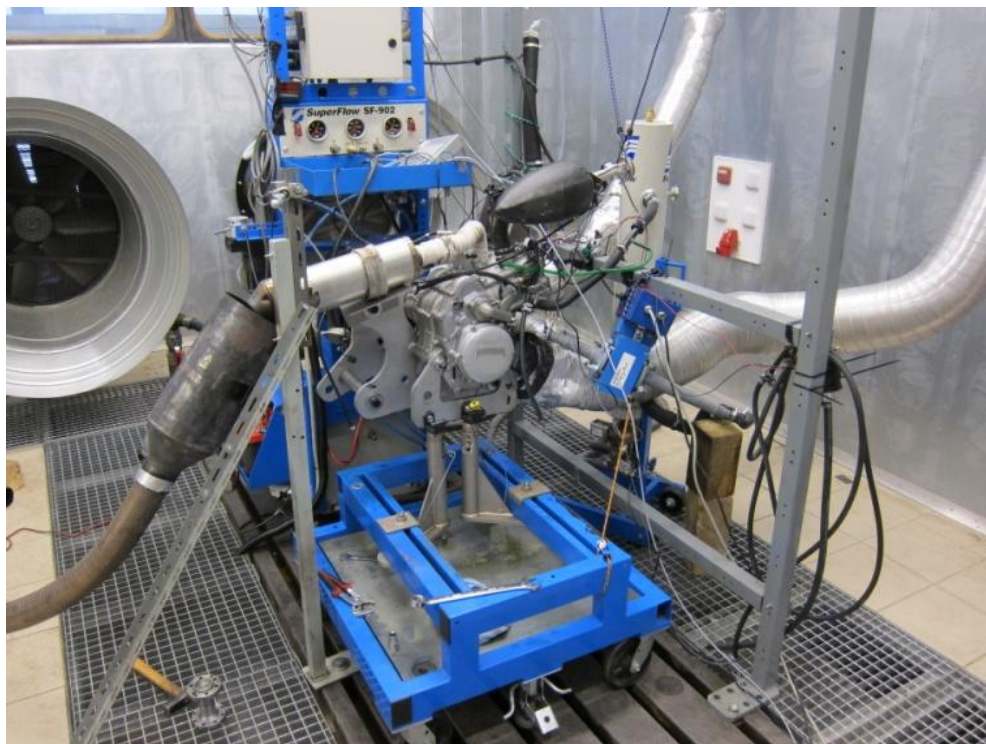
Při přípravě a měření objemového průtoku jsem spolupracoval s Ing. Martinem Hudcem a doc. Ing. Vladimírem Habanem, Ph.D. z Oboru fluidního inženýrství Energetického ústavu. Díky jejich spolupráci jsem získal zapůjčený a nastavený elektromagnetický průtokoměr značky Sigma typ TSC 142/92 - 1215 s rozsahem teplot až do 100°C. Průtokoměr generoval elektrický proud v závislosti na velikosti objemového průtoku. Pro zobrazení hodnot byl použit voltmetr měřící elektrické napětí na rezistoru o známém elektrickém odporu.



Obr. 12 Elektromagnetický průtokoměr Sigma TSC 142/92 – 1215

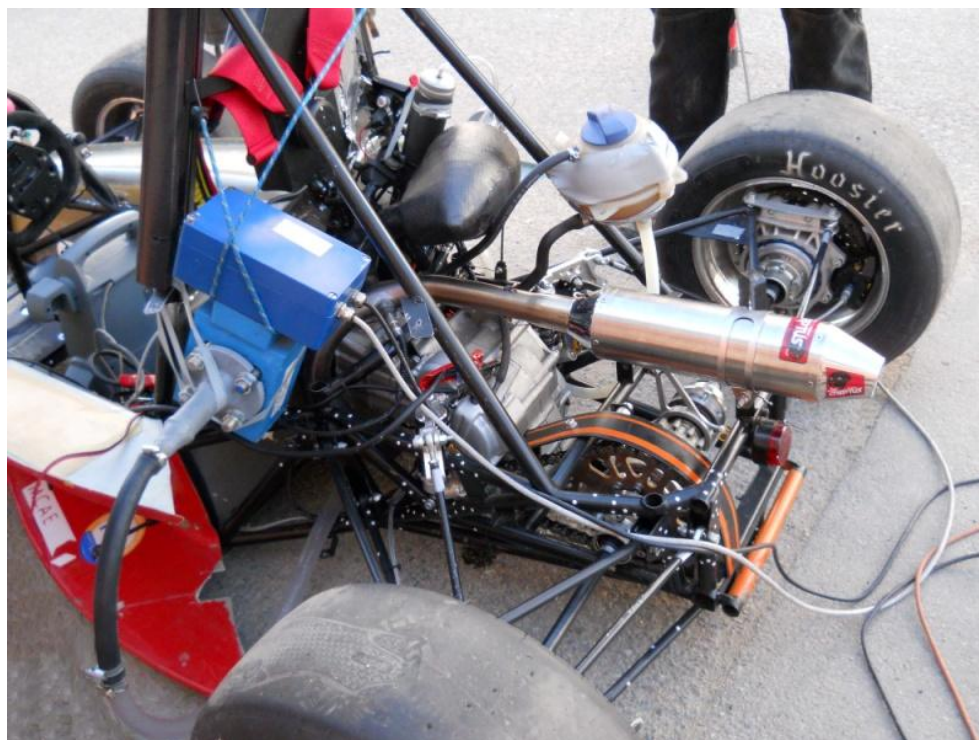
První měření mělo proběhnout na motorovém dynamometru společně s měřením výkonu. Technika spojení motoru s dynamometrem selhala a měření bylo třeba opakovat přímo na našem týmovém vozu Dragon 1.





*Obr. 13 Zapojený objemový průtokoměr do chladicího okruhu dynamometru*

Průtokoměr byl zapojen do okruhu na nejchladnější části vratné větve chlazení mezi chladič a motor. Při měření byly nastavovány otáčky motoru po kroku tisíc otáček za minutu od volnoběhu až do maximálních otáček motoru. Tabulku naměřených hodnot naleznete v příloze č. 2.



*Obr. 14 Průtokoměr zapojen do okruhu vozu Dragon 1.*



Tab 2. Nastavení průtokoměru a měřící aparatury

	Min	Max
<b>Proudový měřicí rozsah průtokoměru [A]</b>	0	0,02
<b>Objemový průtok [l.s-1]</b>	0	4
<b>Odpor rezistoru [<math>\Omega</math>]</b>	240	

### Výpočet hmotnostního průtoku chladicího systému

Pro výpočet bylo nutné přepočítat objemový průtok na hmotnostní. Měření probíhalo při provozní teplotě motoru. V příloze č. 2 naleznete tabulky znázorňující naměřené hodnoty napětí na průtokoměru, hodnoty objemového průtoku a hmotnostního průtoku vypočteného dle vztahu:

$$Q_m = \frac{Q_o}{\rho_{80}}, \quad (1)$$

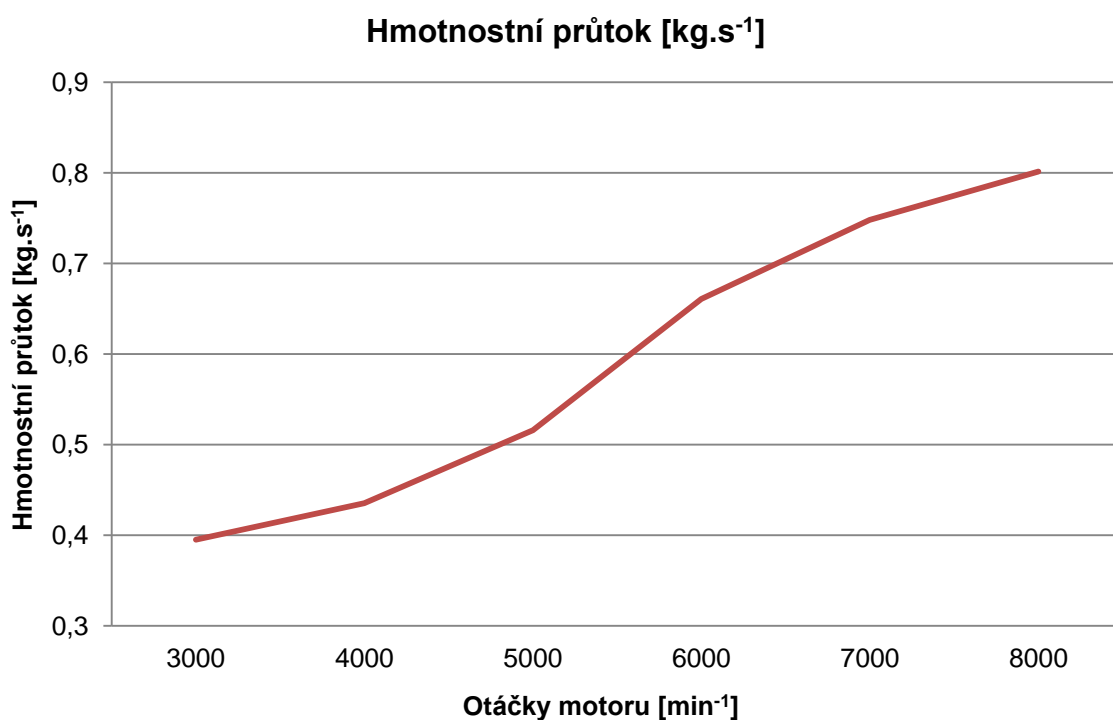
kde  $Q_m$  hmotnostní průtok [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ],  
 $Q_o$  objemový průtok [ $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ ],  
 $\rho_{80}$  hustota vody při provozní teplotě motoru  $80^\circ\text{C}$  ( $\rho_{80} = 971,8 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$  dle přílohy č. 3) [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ].

Průměrně vypočtené hodnoty hmotnostních průtoků můžete vidět v tabulce č. 3. Z vypočtených hodnot lze vykreslit závislost hmotnostního průtoku na otáčkách motoru, která je vidět na grafu č. 2.

Tab 3. Průměrné naměřené hodnoty hmotnostního průtoku v závislosti na otáčkách motoru

<b>Otáčky motoru [<math>\text{min}^{-1}</math>]</b>	3000	4000	5000	6000	7000	<b>8000</b>
<b>Hmotnostní průtok [<math>\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}</math>]</b>	0,40	0,44	0,52	0,66	0,75	<b>0,80</b>

Průtokoměr měří s přesností 0,6% z měřeného rozsahu. Hodnoty mohou mít odchylku  $0,03 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Přesnost voltmetru o nastaveném rozsahu 2 V je 0,8%. Hodnoty mohou mít odchylku 0,016 V.



Graf 2. Průměrných hodnot hmotnostních průtoků v závislosti na otáčkách

Z vypočtených hodnot i grafu je patrné, že naměřené hodnoty končí na otáčkách 8000 min<sup>-1</sup>. Maximální výkon je však naměřen při vyšších otáčkách 8250 min<sup>-1</sup>. Problém bylo ustálení chodu motoru při jeho vysokých otáčkách. Dle průběhu křivky lze předpokládat, že hodnoty hmotnostního průtoku budou vyšší, nikoliv nižší. Proto mohu zavést zjednodušující předpoklad, že hmotnostní průtok 0,8 kg.s<sup>-1</sup> odpovídá otáčkám 8250 min<sup>-1</sup>, kdy byl naměřen maximální výkon motoru 42,4 kW.



## 5 Návrh chladicího systému vozu Dragon 2

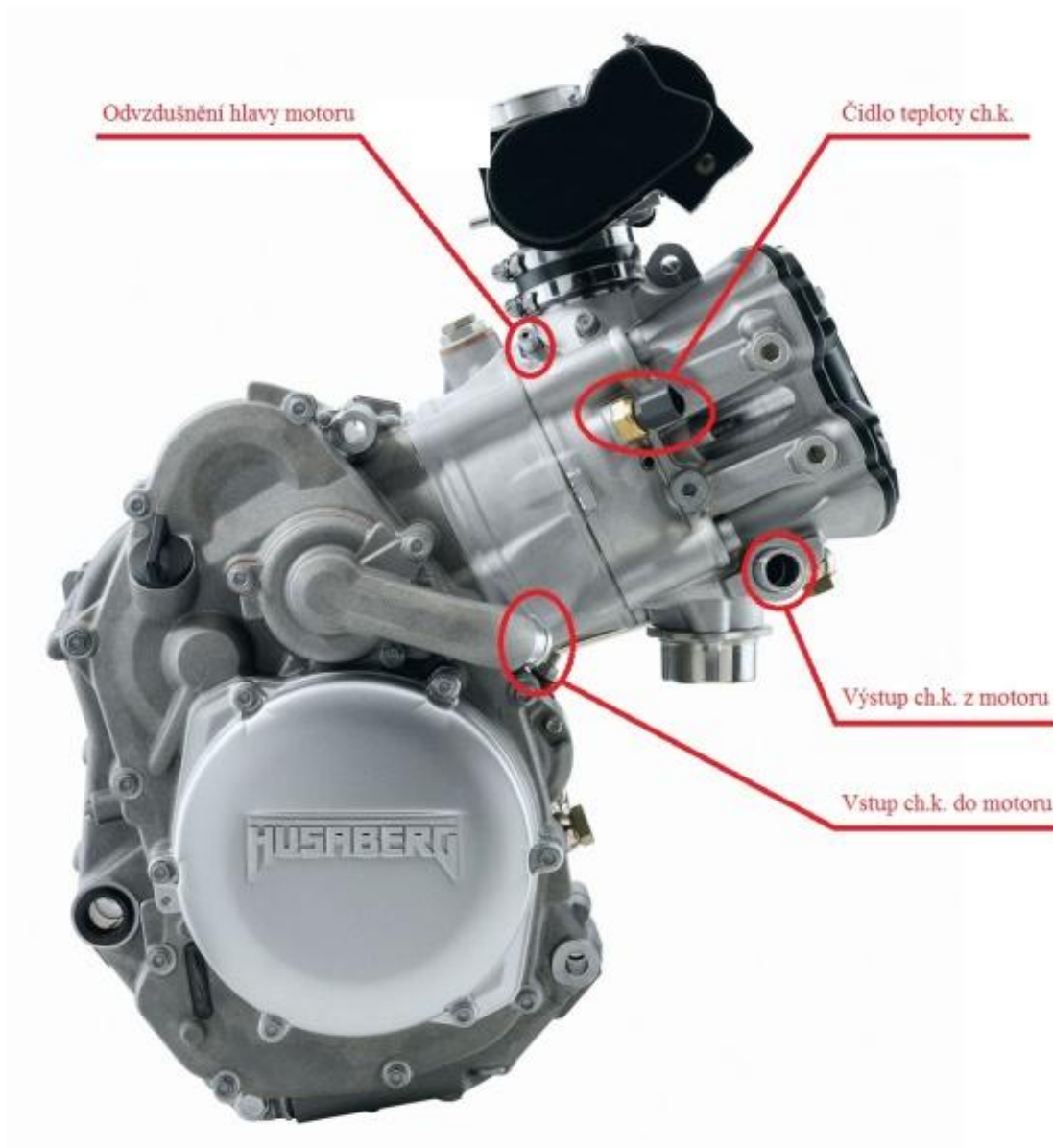
Volba vychází z chlazení použitého na motoru Husaberg FE570 zvoleného pro týmový formulový vůz. Motor je optimalizován na tento typ chlazení, a proto je vhodné jej zachovat. U motoru je použito nepřímé chlazení s nucenou cirkulací chladicí kapaliny objemovým čerpadlem.



*Obr. 15 Chladicí systému motocyklu Husaberg FE 570*

Z chladicího systému zachovám čerpadlo chladicí kapaliny a veškeré kanály vytvořené výrobcem přímo v těle motoru. V bloku válce motoru je vstup ochlazené chladicí kapaliny vedoucí přímo k objemovému čerpadlu o průměru 23 mm. Z hlavy motoru pak ústí výstup zahřáté chladicí kapaliny průměru 18 mm a odvzdušnění motoru s přírubou o průměru 8 mm. Součástí systému je i čidlo teploty chladicí kapaliny. Vše je vidět na obrázku č. 16.





Obr. 16 Zachovaná část chladicího systému motoru [13]

Ostatní části jako jsou chladič, potrubí, expanzní nádobka, ventilátor a případně termostatický ventil nebyli vyhovující pro použití u vozu Formule Student. Charakteristické rysy motoru automobilu a motocyklu se významně liší a je třeba komponenty navrhnout dle potřeb daného typu stroje. U všech navrhovaných částí systému se dbá na jednoduchost, opravitelnost, zaměnitelnost komponent a především na nízkou hmotnost a dobré mechanické vlastnosti materiálů.



## 5.1 Teorie přestupu tepla

Teorii přestupu tepla v sobě zahrnuje věda zvaná Termodynamika. Termodynamika se zabývá vzájemnou výměnou energií soustavy s okolím. Výměna energie může znamenat buď konání práce, anebo vznik tepla. Do základních mechanismů přenosu tepla patří vedení, přestup a záření. [4]

### 5.1.1 Vedení (kondukcce)

Atomová či molekulární činnost (pohyb) částic, kdy částice s vyšší energií se pohybují k částicím s nižší energií čímž je umožněn přenos energie. Vyšší teplota je přímo úměrná vyšší energii částice. Teplotní gradient má vždy směr klesající teploty což je i směr přestupu tepla. [4]

### 5.1.2 Proudění (konvekce)

Složeno ze dvou základních mechanismů. První mechanismus je náhodný pohyb molekul zvaný kondukcce a druhý je makroskopický kolektivní pohyb molekul v kapalině s názvem advekce. Složením těchto mechanismů vznikne kolektivní pohyb molekul (proud) s náhodně se pohybujícími molekulami. [4]

### 5.1.3 Záření (radiace)

Každý povrch o konečné teplotě emituje energii. Záření nepotřebuje hmotné látky ke svému přenosu. Proces záření probíhá i ve vakuu. [4]



## 5.2 Chladič

Chladič díky nižším provozním rychlostem vozu je třeba navrhnout o větším chladicím výkonu. Výkon chladiče lze především zvýšit činnou chladicí plochou. Chladič se skládá z chladicí mříže, vstupní a výstupní komory, držáků ventilátoru a držáků chladiče. Ohřátá kapalina putuje od výstupu z motoru do vstupní komory chladiče, zde se dostává na chladicí mříž a dělí se do chladicích kanálků, které spojují vstupní a výstupní komoru. Zde se teplo předává konvekcí do stěn chladicích kanálků. Přes stěny kanálků je vedením odváděno teplo na vlnovce spojující chladicí kanály a zajišťující zvýšení chladicí plochy. Vlnovce předávají teplo dále opět vedením proudícímu vzduchu. Z výstupní komory teče ochlazená chladicí kapalina zpět do motoru. Materiál chladicí mříže je vždy hliník a spojení chladicích kanálků a vlnovce v jednu mříž je realizováno pájením. Vstupní a výstupní komora mohou být vyrobeny z plastu či hliníku.

### 5.2.1 Návrh základního rozměru činné plochy

Pro návrh základního rozměru činné plochy chladiče je třeba znát výkon motoru, hmotnostní průtok a údaje o chladicím médiu (destilovaná voda). Měření výkonu motoru a hmotnostního průtoku je popsáno v kapitole 4.2. Zbylé údaje pochází z tabulek přílohy č. 3.

#### a) Teplo předané chladicí kapalině

$$Q_{H_2O} = P_{em} \cdot q , \quad (2)$$

$$Q_{H_2O} = 33,92 \text{ kW} ,$$

kde  $P_{em} [kW]$  maximální výkon motoru

$q [-]$  empirický součinitel (pro zážehové motory nabývá hodnot 0,8÷1,4, volím  $q = 0,8$ ).

#### b) Teplotní spád kapaliny na chladiči

$$\Delta T = \frac{Q_{H_2O}}{c_{p,H_2O} \cdot m_{H_2O}} , \quad (3)$$

$$\Delta T = 10,11 \text{ K} ,$$

kde  $c_{p,H_2O} [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$  měrná tepelná kapacita vody za konstantního tlaku (pro provozní teplotu 80°C,  $c_{p,H_2O} = 4193,9 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  příloha č. 3)

$m_{H_2O} [kg \cdot s^{-1}]$  hmotnostní průtok kapaliny (při maximálním výkonu motoru  $P_{em}$  kapitola 4.2.1,  $m_{H_2O} = 0,8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ).



### c) Hustota vzduchu

$$\rho_{vzd} = \frac{p_a}{r_{vzd} \cdot T_{vzd}}, \quad (4)$$

$$\rho_{vzd} = 1,164 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

kde  $p_a [Pa]$  atmosférický tlak vzduchu  
 $r_{vzd} [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$  hmotnostní plynová konstanta vzduchu  
 $T_{vzd} [K]$  teplota vzduchu (273,15+30°C).

### d) Maximální teplotní změna médií (chladicí kapalina, vzduch)

$$\Delta T_{max} = T_{H2O,max} - T_{vzd}, \quad (5)$$

$$\Delta T_{max} = 70K$$

kde  $T_{H2O,max} [K]$  maximální teplota chladicí kapaliny (273,15+100°C).

### e) Činná plocha chladiče

$$S_{ch,1} = \frac{Q_{vzd,max}}{c_{p,vzd} \cdot \Delta T_{max} \cdot \rho_{vzd} \cdot v_{vzd,1}}, \quad (6)$$

$$S_{ch,1} = 0,082 \text{ m}^2,$$

kde  $Q_{vzd,max} [kW]$  maximální teplo předané proudícímu vzduchu (odpovídá teplu předanému chladicí kapalině  $Q_{vzd,max} = Q_{H2O}$ )

$c_{p,vzd} [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$  měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku (o teplotě 30°C,  $c_{p,vzd} = 1013 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  příloha č. 3)

$v_{vzd,1} [m \cdot s^{-1}]$  rychlost proudícího vzduchu (voleno dle průměrné rychlosti zahrnující i stání vozu čekajícího na závod,  $v_{vzd,1} = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ )

Činná plocha chladiče je primárně určena k předání tepla z kapaliny do proudícího vzduchu. Sekundární předání tepla probíhá i u ostatních částí chladicího systému. Velikost sekundárního tepla předaného vzduchu jinak, než přes činnou plochu, je bráno jako výkonová rezerva chladicího systému. Velikost tepla odvedeného s chladicí kapalinou do proudícího vzduchu se mění s teplotní změnou mezi vzduchem a chladicí kapalinou. Díky tomu se mění i hustoty médií. Při zmenšení rozdílu teplot médií by bylo třeba zvětšit chladicí plochu a naopak. Snahou výpočtu bylo navrhnout chlazení na maximální výkon motoru, tedy na maximální velikost předaného tepla. U zbylé části průběhu výkonu motoru je výkon chlazení předimenzován.



### 5.2.2 Návrh výrobních rozměrů chladiče

Rozměry chladiče vycházejí z velikosti činné plochy chladiče. Výpočtový pojem činná plocha chladiče zastupuje skutečná část chladiče zvaná chladičí mříž. Proto rozměr vypočtený u činné plochy chladiče použijeme při návrhu chladičí mříže motoru. Chladič se skládá z více částí, a proto výsledný rozměr chladiče bude větší než jen chladičí mříž odpovídající činné ploše.

Pro zúžení trupu vozu Dragon 2, vhodněji situovanou činnou plochu chladiče a lepší vyvážení vozu se rozhodlo použít chladiče dva po stranách rámu. Chladiče budou kryty kapotáží a osazeny každý svým ventilátorem. Chladiče budou stejné pro zjednodušení návrhu i výroby. Uspořádání chladičů bude paralelní, symetrické podle podélné roviny vozu. Smyslem je rovnoměrně rozdělit činnou plochu na dvě poloviční činné plochy. Dále se budu zabývat návrhem jednoho chladiče z páru.

#### Činná plocha jednoho chladiče

$$S_{ch1,1/2} = \frac{S_{ch,1}}{2} ,$$

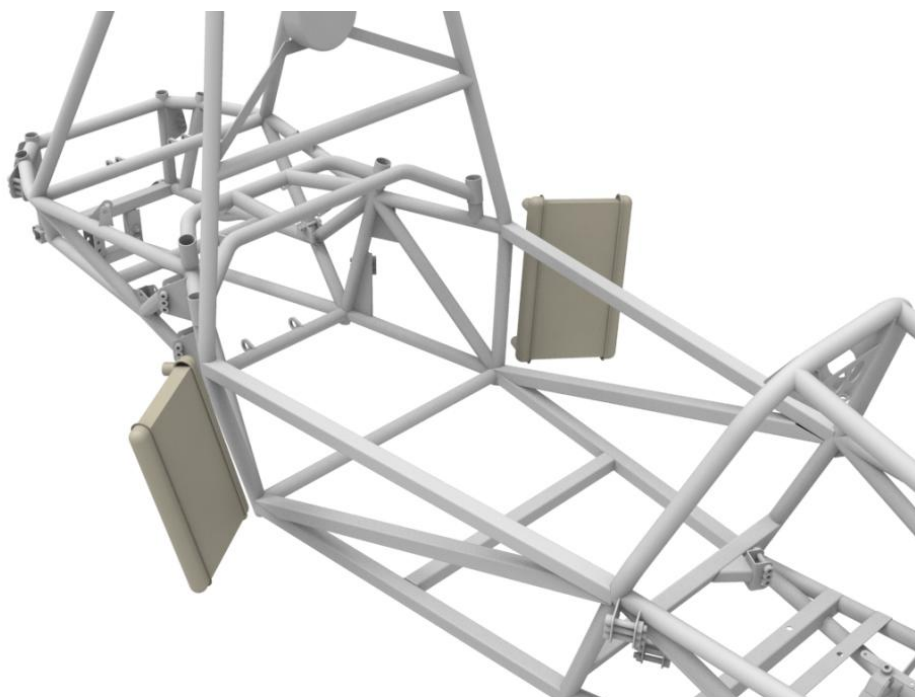
$$S_{ch1,1/2} = 0,041m^2.$$

Tab 4. Tabulka možných rozměrů jednoho chladiče

Strana čtverce činné plochy	Výška chladiče	Šířka chladiče	Vypočtená činná plocha
[m]	[m]	[m]	[m <sup>2</sup> ]
0,202	0,200	0,200	0,040
	0,250	0,160	0,040
	<b>0,290</b>	<b>0,140</b>	<b>0,041</b>

Z vypočtené činné plochy jednoho chladiče vychází strana čtverce činné plochy 0,202 metru. Chladičí mříž o čtvercovém profilu by znamenala obdélníkový tvar chladiče včetně vstupní a výstupní komory. Nezbytností pro zúžení by bylo umístění chladičích komor nahoře a dole chladičí mříže vůči vozovce. Je to jediný možný způsob, jak použít čtvercový tvar chladičí mříže. Uspořádání s sebou nese použití chladiče typu „I“, kdy jeden ze vstupu či výstupu chladičí kapaliny bude umístěn na vnější straně vozu.

Obdélníkový tvar chladičí mříže vyžaduje komory umístěné po stranách. Chladičí mříž musí být natolik zúžena, aby po přidání komor byl chladič stále obdélníkový ve stejném smyslu jako chladičí mříž. Došlo by k nevhodnému rozšíření vozu, proti kterému jsem volil systém se dvěma chladiči. Zvýrazněný rozměr 290 x 140 mm (viz. tabulka č. 4) pak vychází jako vhodný.

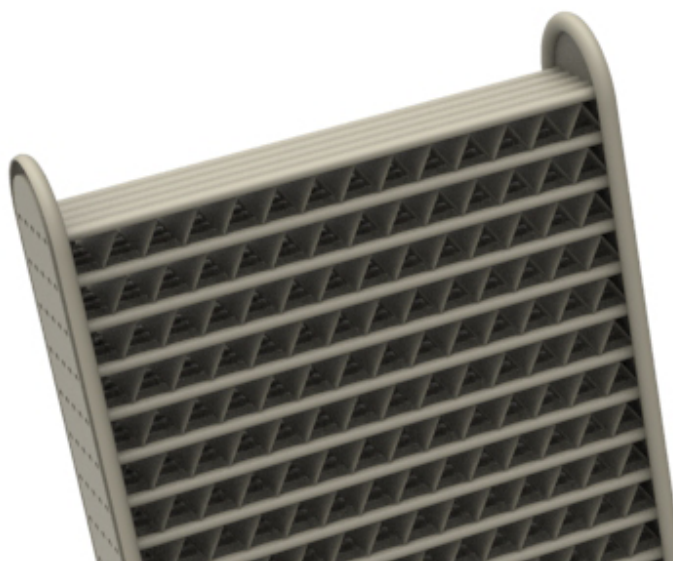


Obr. 17 Základní návrh umístění chladičů Dragon 2

#### a) Chladicí mříž

Chladicí mříž je tvořena chladicími kanálky a vlnovcem. Kanálky mohou být tvořeny z trubiček oválného nebo kruhového průřezu. Kanálek oválného průřezu má větší průtočný průřez a má menší odpor vzdušný. Tvar se tak blíží tvaru profilu křídla letadla. Kanálek může být i čtvercového průřezu. Problém je výrobní složitost čtvercového průřezu. K těmto kanálkům jsou naletovány vlnovce pro zvětšení činné plochy. Chladicí kanálky je třeba spojit se vstupní a výstupní komorou. K tomuto účelu slouží plechová tvarovka s připravenými dírami pro chladicí kanálky. Spojení se provádí letováním, použitý materiál je hliník.

Jako vhodné pro malosériovou výrobu chladičů jsem při konstrukci použil kanálky oválného průřezu, spojené vlnovcem k plechové tvarovce.



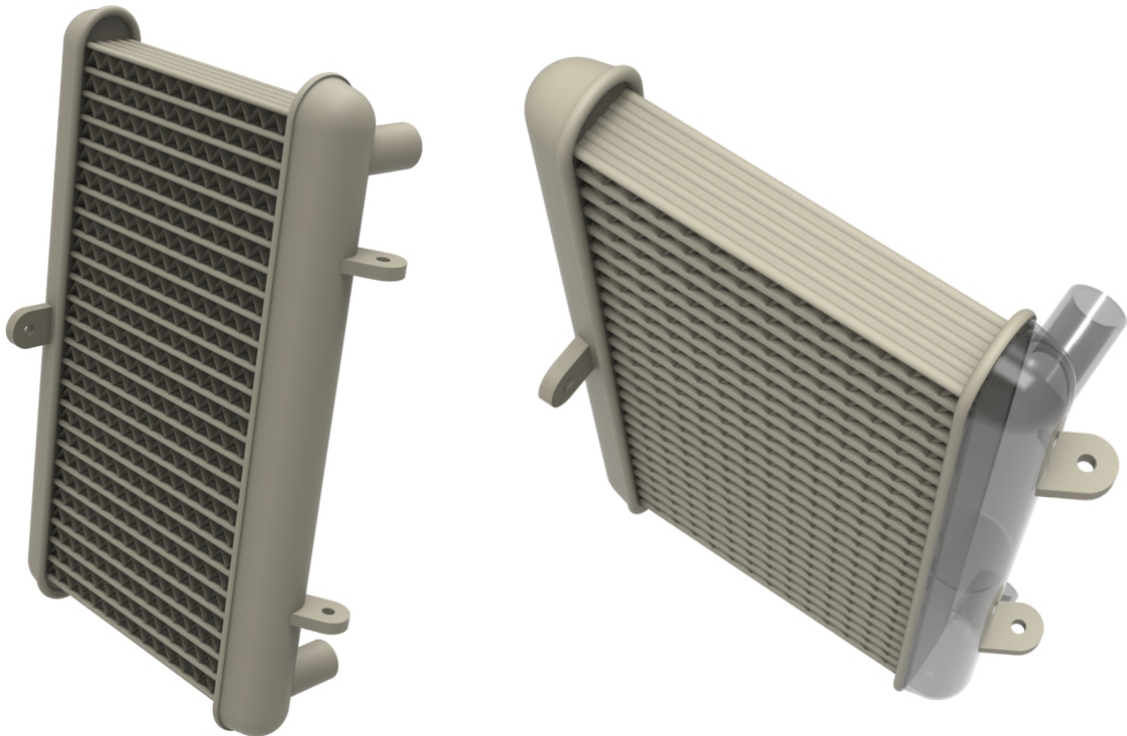
Obr. 18 Chladicí mříž chladiče vozu Dragon 2





### b) Vstupní a výstupní komora, držáky chladiče

Vstupní a výstupní komory jsou důležité pro přivedení ohřáté a odvedení ochlazené chladicí kapaliny. Jejich konstrukce rozděluje chladiče na typ „I a U“ značící směr proudění kapaliny přes chladicí mříž. Zvolený chladič typu „U“ má komoru vstupní a výstupní na stejné straně chladicí mříže. Na straně druhé je komora přepouštěcí. Zvolil jsem typ „U“ chladiče pro vhodné umístění vstupu a výstupu u rámu vozu. Další důvod je zvýšení chladicí účinnosti. Nevýhodou jsou pak velké tlakové ztráty.



Obr. 19 Chladič vozu Dragon 2 s přepážkou přepouštěcí komory

Jako materiál volím hliník pro jeho nízkou hmotnost. Výhoda je svažitelnost znamenající jednoduchou opravitelnost a možnost přivaření držáků chladiče k rámu a ventilátoru. Další výhoda plyne z jednoduchosti výroby při malosériové výrobě chladiče. Plastové komory, které se také používají, jsou z hlediska složitosti výroby nevhodné.

Síla stěny komory je 2÷3 mm, držáky chladiče jsou tloušťky 5 mm. Uchycení k rámu je dvěma držáky ze vstupní a výstupní komory pomocí šroubu M6. Třetí držák je spojen tyčkou, opatřenou dírami 6 mm na koncích, s držákem na vozu. Spojení s rámem je vidět na obrázku č. 20. Rozměr chladiče včetně komor je 320 x 190 mm.



*Obr. 20 Uchycení jednoho z chladičů k rámu vozu Dragon 2*

Návrh chladiče jsem konzultoval s firmou HVCC (Visteon), kde nám přislíbili bezplatnou výrobu dle našich požadavků. Po dokončení návrhu byl předán model ve formátu STEP firmě HVCC pro její uskutečnění. Tímto bych chtěl poděkovat společnosti HVCC za možnou konzultaci a bezplatné vyrobení chladičů.

Po vyrobení byly chladiče namontovány do vozu Dragon 2 a testy chlazení proběhly úspěšně až na mnou navržené uchycení tyčkou. Při provozu vozu docházelo k přenosu vibrací přes tyčku na chladič, kdy přes velké boční vyložení chladiče došlo k prasknutí držáku na chladiči. Po vytečení chladicí kapaliny se k chladiči nechal přivařit držák nazpět a pevné uložení přes tyčku se změnilo na pružné pomocí přípojných hadic a jisticího lanka.

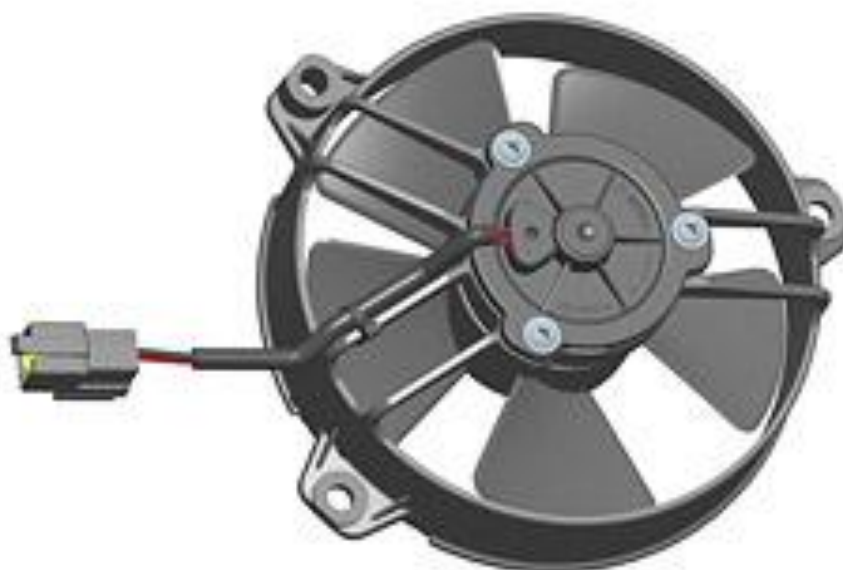




### 5.3 Ventilátor

Ventilátor je u vozu Formule Student velmi důležitá součást chladicího systému. Průměrná rychlost na trati je  $60 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ . Se závody je spojeno i měření hluku na přejímkách, pomalé jízdy na testu brzd nebo přejíždění a čekání v závodním poli. Pro téměř stojící vůz není jiná možnost jak udržet provozní teplotu v mezích.

Volba ventilátoru byla omezena velikostí chladicí mříže. Maximální velikost rotoru ventilátoru musí být menší než kratší strana chladicí mříže a velikost nosné části statoru ventilátoru menší než chladič i s komorami. Stator tak půjde bezpečně uchytit ke chladiči. Po průzkumu trhu jsem zvolil výkonný a lehký tlačný ventilátor od firmy Spal VA31-A101-46S.



Obr. 21 Ventilátor od firmy Spal VA31-A101-46S [14]

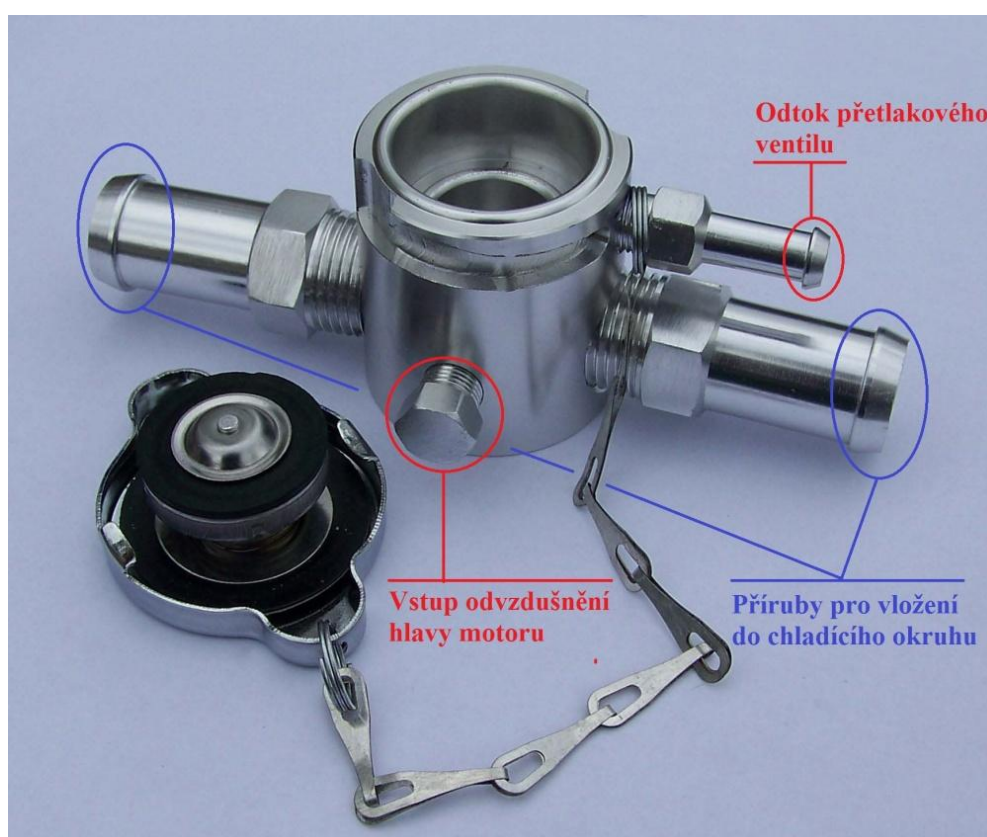
Největší klady ventilátoru jsou nízká hmotnost  $0,41 \text{ kg}$  a vysoký výkon  $520 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$  při nízkém odběru proudu  $4,3 \text{ A}$  z elektrické soustavy vozu. Ventilátor je spínán řídicí jednotkou motoru na předem nastavené teplotě chladicí kapaliny (nyní  $80^\circ\text{C}$ ). Teplotu získává s teplotního čidla umístěného na hlavě motoru (viz. obrázek č. 16). Tabulku, průběh charakteristiky ventilátoru či výkres, sloužící pro model základního tvaru ventilátoru a návrhu držáků k chladiči, můžete vidět v příloze č. 4.



### 5.3.1 Expanzní nádobka

U sériového systému chlazení motoru Husaberg FE570 je expanzní nádobka součástí jednoho z chladičů, protože na motocyklu je chladič nejvyšší částí chlazení, a proto je zde umístěn i nalévací otvor opatřen zátkou s přetlakovým i podtlakovým ventilem.

Umístění chladičů na autě je mírně pod úrovní motoru, proto není možné na chladiče umístit nalévací otvor se zátkou. Nalévací otvor musí být umístěn v nejvyšší části chlazení, výše než odvzdušnění hlavy motoru. Zvolil jsem externí expanzní nádobku zapojenou sériově do okruhu. Jinak ji také můžeme nazvat jako externí nalévací otvor chlazení. Jedná se o hliníkovou součást s otvorem zavřeným zátkou s ventily. Je opatřena přírubami pro připojení hadic okruhu, ale-i přírubou pro odvod kapaliny od přetlakového ventilu. Místo šroubu pro odvzdušnění je třeba vysoustružit příruba a expanzní nádobka je funkční. Měřením se prokázalo, že je to běžný trubkový závit G1/4. Vše je popsáno na obrázku č. 22.



Obr. 22 Expanzní nádobka a její vstupy a výstupy

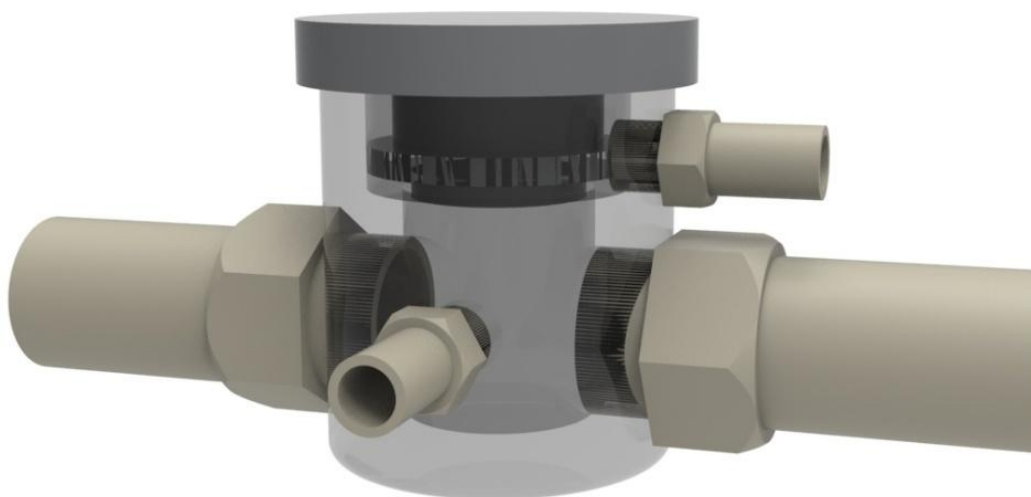
Expanzní nádobka tohoto tvaru se většinou dodává ocelová tvořena přivařením nalévacího hrdla na trubku. Provedení v hliníkovém těle s našroubovanými přírubami je ojedinělé. Možnost variability šroubovaných přírub je značnou výhodou. Každý si tak může přizpůsobit expanzní nádobku svým požadavkům s podmínkou výroby vlastních přírub. Dodavatel dodává pouze dva rozměry přírub pro vložení do chladicího okruhu. Rozměr 1 palce nebo  $\frac{3}{4}$  palce. Z hlediska vstupních a výstupních otvorů motoru mi vyhovoval průměr  $\frac{3}{4}$  palce (19 mm). Expanzní nádobka je dodána z Ameriky od firmy Shaman equipment, odkud malovýrobce expeduje do celého světa přes internetové obchody.



Obr. 23 Dosedací plocha přetlakového ventilu expanzní nádoby

Přetlakový ventil je nastaven na hodnotu přetlaku 90 kPa. Nárůst přetlaku umožňuje zvýšení bodu varu chladicího média. Při přetlaku 10 kPa o 2,1°C (viz. kapitola 2.2.3). Přetlak 0,9 bar znamená bod varu 119°C (bod varu vody při 100°C za atmosférického tlaku 101,325 kPa).

Pro zástavbu chladicího systému do okruhu jsem vytvořil zjednodušený model expanzní nádoby i s víčkem. Důležité to bylo především pro její připevnění k pomocnému rámu motoru (zahrádce) motoru.

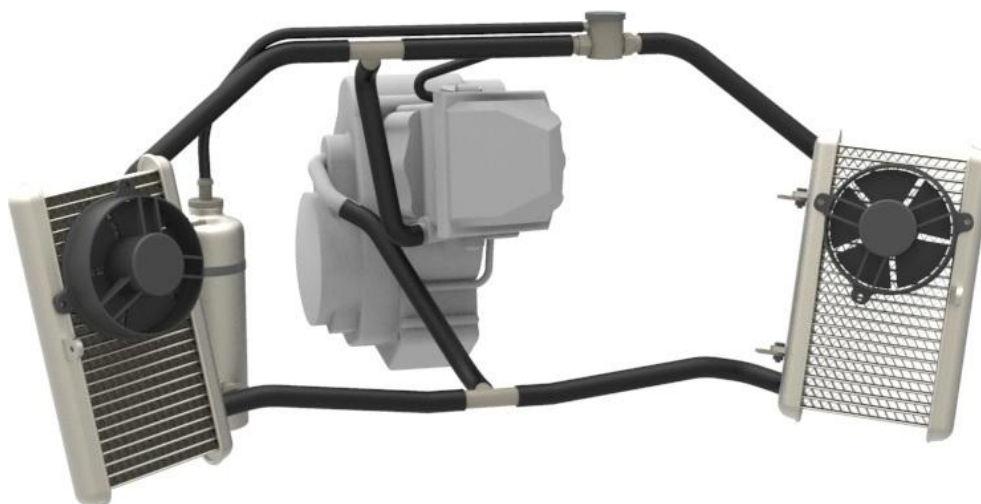


Obr. 24 Zjednodušený model expanzní nádoby



## 5.4 Potrubí

Součástí chladicího okruhu spojující všechny výše zmíněné části se nazývá potrubí. Potrubí je vedeno volnými místy mezi pohonnou jednotkou, příslušenstvím motoru a protipožární stěnou chránící řidiče vozu. Základem řešení je vytvořit rozmanitý tvar potrubí dle potřeby. Pro tvorbu potrubí byla primárně zvolena gumové hadice a hadicové spony pro připevnění k přírubám.



*Obr. 25 Potrubí tvořené gumovými hadicemi*

Nastala doba testování starého vozu Dragon 1 pro zjištění funkce nových komponent chystajících se pro vůz Dragon 2. V průběhu testování došlo k problémům s chlazením. Gumové hadice použité na vozu Dragon 1 se po demontáži a opětovné montáži chladicího systému při odstraňování závad na motoru deformovali. Při montáži došlo ke zmáčknutí hadice a zamezení průtoku vody. Vůz se tak začal přehřívat. Po podrobném přezkoumání se na závadu přišlo a opravila se. Donutilo mě to zapřemýšlet na jiném systému potrubí.

Nápad přišel po podrobném prozkoumání konkurenčních vozů Formule Student a jiných závodních vozů. Vhodná mi přišla kombinace silikonových tvarovek a hliníkových trubek. Silikonové tvarovky jsou odolné vysokým teplotám a mají perfektní teplotní stálost. Jejich nevýhoda je vysoká cena. Použití tvarovek zamezí případné deformaci hadice (tvarovky). Tvarovka je vyrobena jako koleno pod úhlem 45° a 90°. Každá má díky své pružnosti možnost se přizpůsobit i jiným úhlům. Malé úhlové změny pokryje silikonová hadice a větší úhlové změny tvarovka. V kombinaci s lehkou hliníkovou trubkou pro rovné úseky či T-tvarovkou svařenou z téže trubky se systém stává lehký, stavebnicový a přizpůsobivý jakémukoliv tvaru potrubí. Stavebnicový systém je vidět na obrázku č. 27.



Průzkum tvarovek na trhu prokázal, že existuje mnoho výrobců a prodejců. Značky jako SpeedPro, Samco, VenAir, Silicon Hoses, HPS a další, jsou běžně k dostání na trhu. Nejzajímavější cenová nabídka byla od firmy Gumex se sídlem v Brně, kde byly nakoupeny tvarovky, hadice i hadicové spony všech potřebných průměrů. Pro hlavní okruh byl zvolen vnitřní průměr tvarovek 19 mm, jak se osvědčilo v kombinaci s hliníkovou trubicí o rozměru  $\text{Ø}22 \times 1,5$ , tvořili stavebnicový systém. Na vnější průměr trubky 22 mm šli bez problému nasadit hadice i tvarovky průměru 18 mm. Tato skutečnost se vyzkoušela přímo na prodejně po zapůjčení testovacího vzorku. Velké plus byl i konstantní vnitřní průměr systému, kdy trubka  $\text{Ø}22 \times 1,5$  má vnitřní průměr 19 mm podobně jak tvarovky či hadice. Při stejném průměru nedochází tolik ke změnám rychlosti toku kapaliny v systému a tím i případným pulsacím. Vedlejší okruhy jako odvědušení hlavy válců či odvod kapaliny od přetlakového ventilu do záchytné nádoby byly vytvořeny pouze ze silikonových hadic vnitřním průměru 8 mm pro jejich krátkou délku a jednoduchost spojení. Kombinace s hliníkovými trubicemi mi přišla nevhodná z hlediska možnosti poškození tenkostěnných trubiček o vnějším rozměru  $\text{Ø}10 \times 1$ , který by odpovídal vnitřnímu průměru hadice.

Hadicové spony jistí spojení trubek s hadicemi či tvarovkami. Hadice či tvarovka má vnější průměr 27 mm. Použil jsem takzvané „Torro spony“ s utahovacím systémem pomocí šroubu o rozsahu průměrů 20÷32 mm (viz obrázek č. 26)



Obr. 26 Hadicové spony Torro [16]

## 5.5 Záchytná nádoba

Nádoba určená k zachycení chladicí kapaliny při otevření přepadu přetlakovým ventilem. Pravidla zakazují vyústění přepadu chladicí kapaliny do ovzduší. Mezi přepad a ovzduší musí být vložena záchytná nádoba. Chladicí okruh vozu Dragon 2 má objem 1,4 litru. Dle pravidel v kapitole 3 musí mít záchytná nádoba minimální objem 0,9 litru a odolnost proti vroucí vodě.

Zvolený materiál musí odolávat vroucí vodě. Můžeme tedy vyloučit plasty. Sklo je příliš těžké a křehké. Nejlepší možností se ukazuje použít nádobu z kovu, nejlépe z hliníku. Byly použity hliníkové nádoby určené k uchovávání pití. Bylo třeba vysoustružit novou hliníkovou zátku a vytvořit odtok kapaliny pro spojení s ovzduším. Vše je vidět na obrázku č. 27.





Obr. 27 Reální část chladicí soustavy vozu Dragon 2 se záchytnou nádobou



Obr. 28 Vůz Dragon 2 týmu TU Brno Racing [19]



## 6 Návrh chladicího systému vozu Dragon 3

Chladicí systém je opět navrhován na motor Husaberg FE570. Návrh chlazení vozu Dragon 3 bude obdobný nikoliv však stejný. Základní změna bude v konstrukčním uspořádání chladicího okruhu kvůli výhodnému použití jednoho chladiče. Zachované části při návrhu chlazení pro vůz Dragon 2 jsou stále stejné i pro systém chlazení vozu Dragon 3. Bylo uvažováno o elektrickém objemovém čerpadle chladicí kapaliny, ale pro nevýhody popsané v kapitole 3.1.2 z něho sešlo. Výstupní otvory motoru jsou stejné (viz obrázek č. 16).

### 6.1 Chladič

Konstrukční uspořádání příslušenství motoru vozu Dragon 3 bude jiné než u vozu Dragon 2. Zásobník vzduchu pro motor (airbox) u vozu Dragon 2 byl umístěn mírně vpravo od podélné roviny vozu a kolmo vzhůru uchycen na hlavním oblouku rámu a držáku motoru (zahrádce). Výfuk vedl vlevo od podélné roviny vozu těsně nad motorem vodorovně k zádi. (viz obrázek č. 23).

Dragon 3 bude mít motor uložen na silentblocích, proto je třeba pružně uložit i airbox. Ten bude připevněn na odpružený pomocný rám držáku motoru umístěný přímo nad motorem příčně na střed vozu. Nezbyvá tak místo nad motorem pro svody a tlumič výfuku. Proto je výfuk veden na levou stranu vozu ven z rámu a podélně s ním dopředu na místo, kde byl uložen jeden ze dvou chladičů u vozu Dragon 2. Volba jednoho chladiče s sebou nese i klady jako nižší hmotnost chladicího systému při stejném chladicím výkonu. Nevýhodou je úhel sklonu chladiče k proudícímu vzduchu, ta je eliminována použitím silnějšího ventilátoru a laminátové kapsy pro přivedení vzduchu na chladič.

#### 6.1.1 Návrh základního rozměru činné plochy

Pro výpočet činné plochy již všechny parametry známe z návrhu pro Dragon 2. Potřebné veličiny pro výpočet a jeho postup je možné najít v kapitole č. 5.2. Jediná odlišnost ve výpočtu je změna hodnoty rychlosti proudícího vzduchu na chladič a tím změna velikosti činné plochy chladiče. Rychlost jsem změnil na základě dat získaných z data-loggeru v průběhu závodu. Rychlost při závodu se pohybuje v rozmezí 40÷60 km.h<sup>-1</sup>.

#### Činná plocha chladiče

$$S_{ch,2} = \frac{Q_{vzd,max}}{c_{p,vzd} \cdot \Delta T_{max} \cdot \rho_{vzd} \cdot v_{vzd,2}}, \quad (6)$$

$$S_{ch,2} = 0,069m^2,$$

kde	$Q_{vzd,max} [kW]$	maximální teplo předané proudícímu vzduchu (odpovídá teplu předanému chladicí kapalině $Q_{vzd,max} = Q_{H2O}$ )
	$c_{p,vzd} [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku (o teplotě 30°C, $c_{p,vzd} = 1013 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ příloha č. 3)
	$v_{vzd,2} [m \cdot s^{-1}]$	rychlost proudícího vzduchu (voleno dle průměrné rychlosti zahrnující i stání vozu čekajícího na závod, $v_{vzd,2} = 6 m \cdot s^{-1}$ )



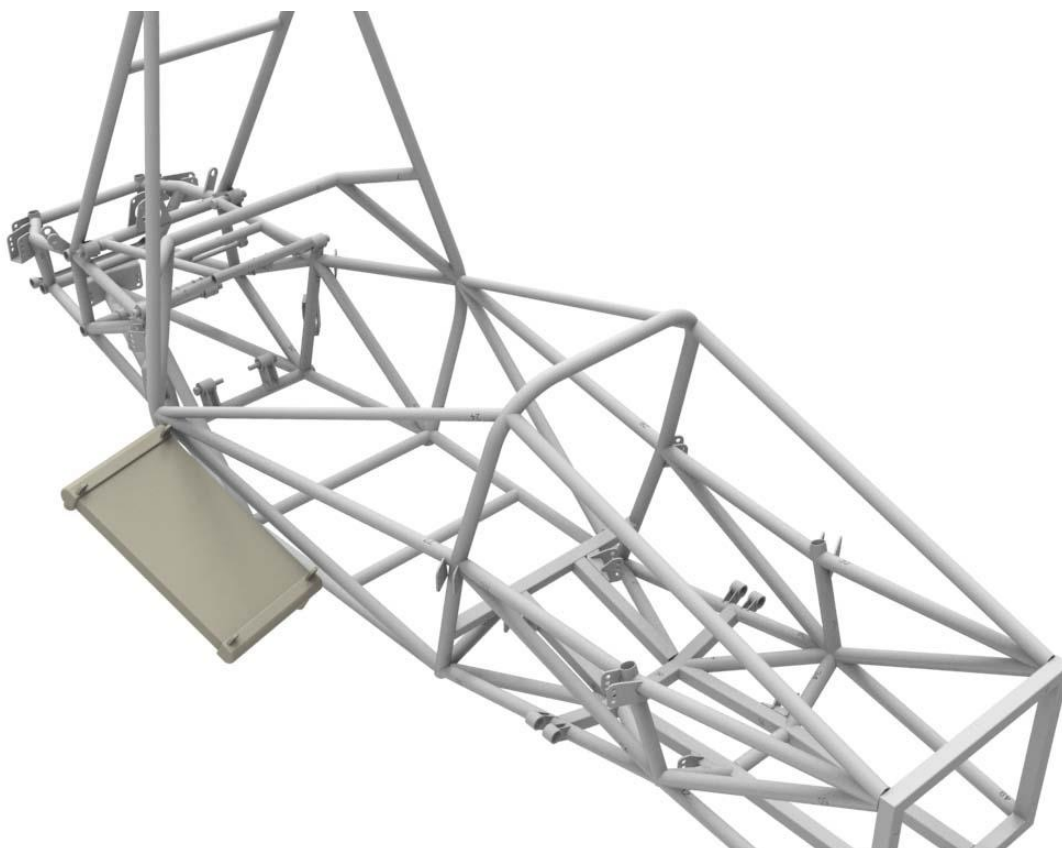
### 6.1.2 Návrh výrobních rozměrů chladiče

Pro provedení chladicího systému s jedním chladičem je samozřejmé umístění vstupní a výstupní komory v poloze nahoře a dole vůči vozu. Samozřejmostí je i použití chladiče typu „I“. Menší tlakový spád bude výhodou a nižší účinnost nebude problém. Chladicí výkon dožene ventilátor. Pro rozměrnost chladiče bylo nutné použít obdélníkový tvar pro zúžení vozu. Zmenšil se objem chladiče, velikost komor a tím i hmotnost chladiče poměrně k činné ploše. Nevýhoda je umístění vstupu kapaliny do chladiče na vzdálené straně od rámu vozu. Možné rozměry i se vhodným výběrem najdete v tabulce č. 5.

Tab 5. Tabulka možných rozměrů chladiče vozu Dragon 3

Strana čtverce činné plochy	Výška chladiče	Šířka chladiče	Vypočtená činná plocha
[m]	[m]	[m]	[m <sup>2</sup> ]
0,263	0,260	0,260	0,068
	0,300	0,230	0,069
	<b>0,320</b>	<b>0,215</b>	<b>0,069</b>

Dle tabulky č. 5 volím rozměr činné plochy 320x215 mm. Umístění chladiče je vidět na obrázku č. 29.



Obr. 29 Základní návrh umístění chladiče vozu Dragon 3





### a) Chladicí mříž

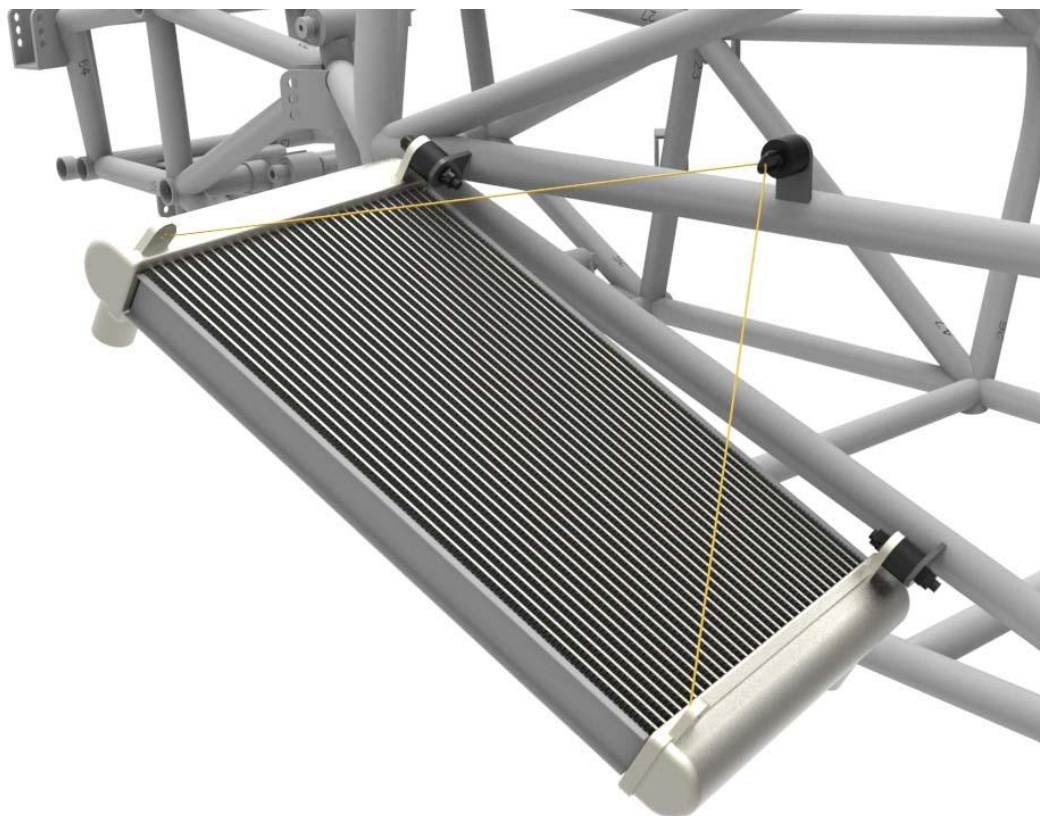
Po návštěvě společnosti HVCC a prohlídce výroby a konzultace chladiče pro vůz Dragon 3 jsem použil pro návrh nejvýkonnější typ chladicí mříže. Skládá se z kanálků obdélníkového průřezu spojených vlnovcem. Obdélník je použit pro co největší kontakt vlnovce s kanálkem. Kanálek je vyroben ohýbáním a letováním plechu, kde odpadá použití trubiček či jiných složitostí. Chladicí mříž je vidět na obrázku č. 30.



Obr. 30 Chladicí mříž chladiče vozu Dragon 3

### b) Vstupní a výstupní komora, držáky chladiče

Vstupní a výstupní komora je přizpůsobena chladiči typu „I“. Výhody a nevýhody tohoto provedení jsem již zmínil při návrhu chladiče pro vůz Dragon 2. Bližší strana komor směrem k rámu je osazena držáky z plechu o tloušťce 5 mm s otvorem 6 mm pro uchycení k rámu přes průmyslové silentbloky. Druhá strana komor má pomocné držáky pro zavěšení chladiče na třetí silentblok. Zavěšení je provedeno pomocí ocelového lanka uchyceného na komorách. Návrh konstrukce je vidět na obrázku č. 31.



*Obr. 31 Návrh komor a uchycení chladiče vozu Dragon 3 k rámu*

Silentbloky jsou vyrobeny společností Rubena. Velikosti jsou normalizované. Na chladiči je použit silentblok typu 1 (oboustranně šroub) a na uchycení ocelového lanka silentblok typu 2 (z jedné strany šroub a z druhé matice). Rozměry použitých silentbloků se nachází v tabulce č. 6 i s použitými závity. Silentbloky jsem vybral dle katalogu Rubena – Válcové pružiny standardní. Ukázku katalogu s provedením silentbloků najdete v příloze č. 5.

Tab 6. Tabulka základních rozměrů použitých silentbloků

Typ	D	H	Závit 1	Závit 2	ShA
1	20	15	M6x15	M6x15	55
2	20	15	M6x15	M6	55





### 6.1.3 Testování chladiče na kalorimetru

Bezplatnou výrobu chladiče provedla opět společnost HVCC, která je v této oblasti našim dlouhodobým sponzorem. Testují zde chladiče například na vibrace, tlakový ráz. Měření probíhá na přístroji zvaný kalorimetr. Může měřit a nastavovat hmotnostní průtoky chladicí kapaliny a vzduchu, teploty před i za chladičem kapaliny i vzduchu a tlakové ztráty jak na straně kapaliny, tak na straně vzduchu.

Společnost HVCC provedla i měření na našem chladiči. Výstup z něj je vidět v následujících grafech a tabulkách.

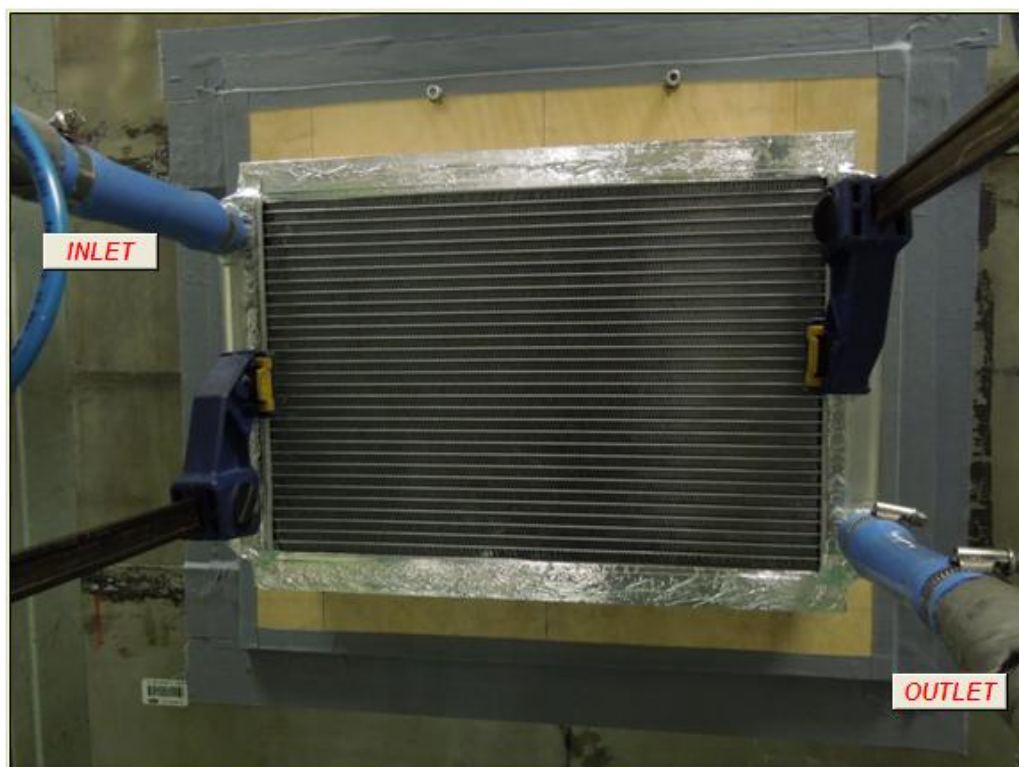
Tab 7. Tabulka vstupních údajů pro měření na kalorimetru

Teplota vstupujícího vzduchu	Teplota vstupující chladicí kapaliny	Teplotní rozdíl médií	Rozměr chladicí mříže	Chladicí kapalina
[°C]	[°C]	[°C]	[mm]	[-]
30	90	60	320x215,2x25,2	50% destilovaná voda, 50% glycolu

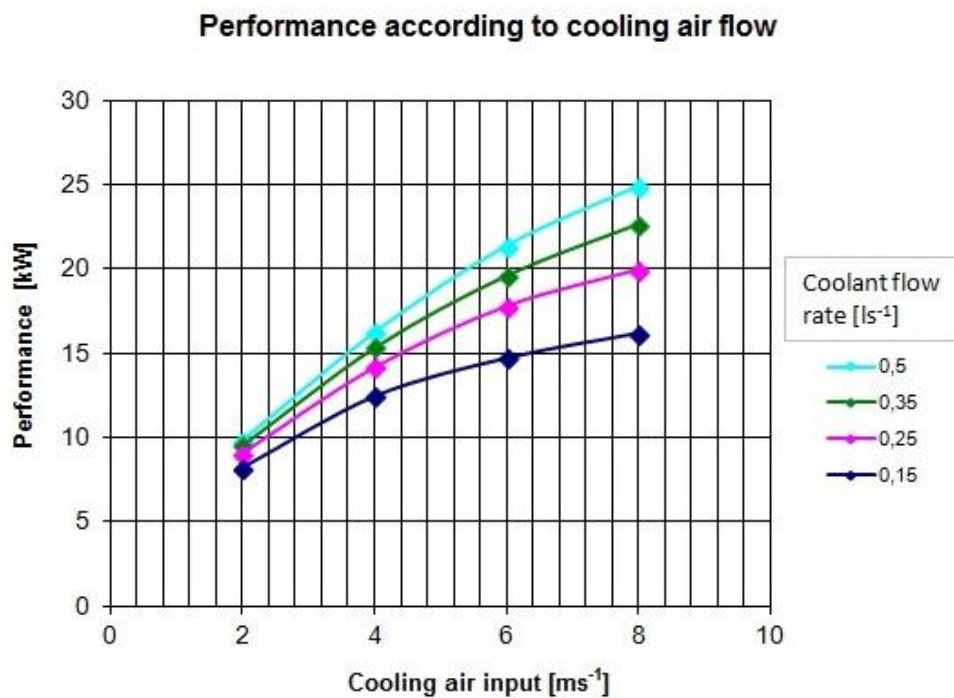
Tab 8. Tabulka průběžně měnících se veličin při měření

Rychlost vstupujícího vzduchu	[m.s-1]	2	4	6	8
Objemový průtok chladicí kapaliny	[l.s-1]	0,15	0,25	0,35	0,5

No obrázku č. 32 je vidět chladič vozu Dragon 3 umístěn na kalorimetru. Výsledky měření najdete v příloze č. 6 a jejich grafické zobrazení na následujících grafech.

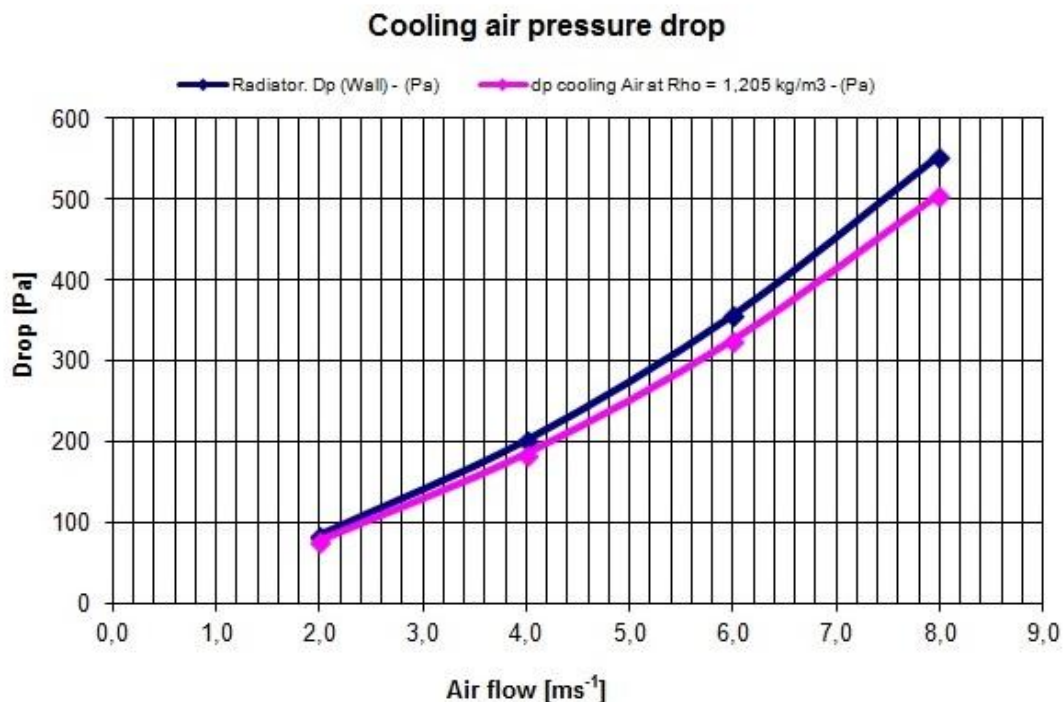


Obr. 32 Chladič vozu Dragon 3 na kalorimetru společnosti HVCC [17]

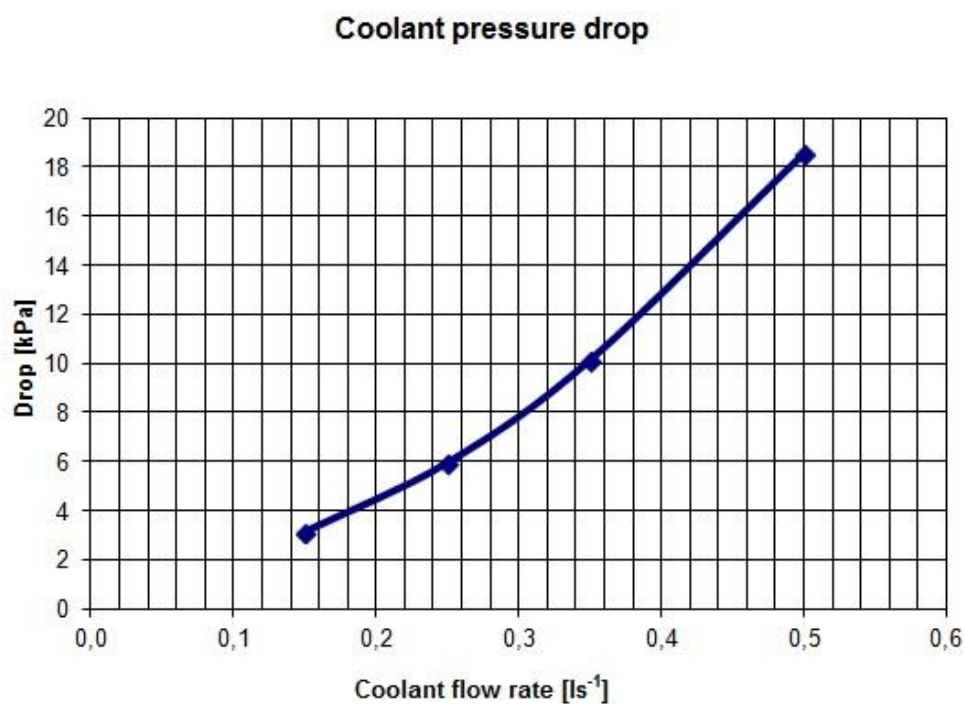


Graf 3. Chladicí výkon chladiče, rychlost vzduchu, objemový průtok [17]

Graf č. 3 vyjadřuje výkon chladiče v závislosti na rychlosti chladicího vzduchu pro čtyři hodnoty objemového průtoku chladicí kapaliny. Chladicí výkon je bohužel měřen pro nižší hodnoty než maximální. Proto není možné odečíst hodnoty pro maximální průtok a výkon, a porovnat je s vypočtenými.



Graf 4. Tlakové ztráty v závislosti na rychlosti vzduchu [17]



Graf 5. *Tlakové ztráty v závislosti na objemovém průtoku chladicí kapaliny [17]*

Graf č. 4 a 5 zobrazuje tlakové ztráty při průchodu chladičem ze strany proudícího vzduchu i objemového průtoku chladicí kapaliny.

Při osobním vyzvednutí chladiče ve společnosti HVCC nás provedli výrobou, měřícím a testovacím úsekem chladičů. Návštěvu jsme ukončili besedou s jejími zaměstnanci, kteří se podíleli na výrobě a testování chladiče. Tímto děkuji společnosti a jejím zaměstnancům za čas strávený při výrobě a testování chladiče.

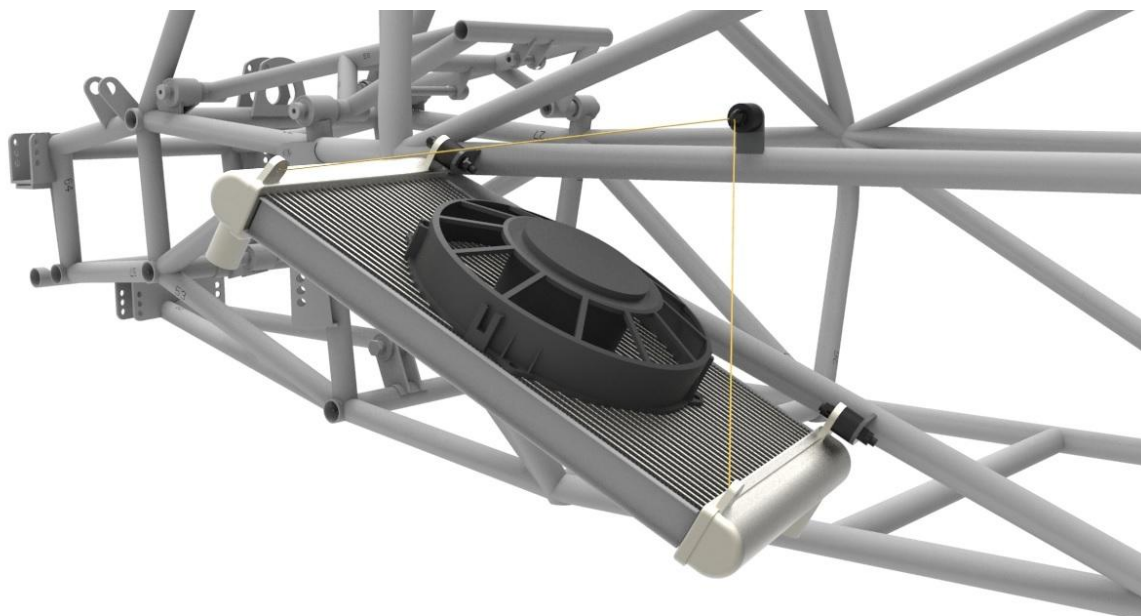


## 6.2 Ventilátor

Ventilátory od společnosti Spal se na voze Dragon 2 osvědčily. Jsou lehké a výkonné. Proto jsem vybral z jejich katalogu vhodný ventilátor pro chladicí systém vozu Dragon 3. Vzhledem k vybranému rozměru chladicí mříže 320x215x25 mm největší použitelný ventilátor z řad Spal je o průměru rotoru 190 mm. Zvolil jsem tlačný ventilátor uložený ležmo na chladicí mříži. Ventilátor sací bych musel zavěsit na chladič a docházelo by k většímu namáhání držáku ventilátoru než u tlačné verze. Označení ventilátoru je SPAL VA14-AP11/C-34S a zobrazen je na obrázku č. 33. Uložení ventilátoru můžete vidět na obrázku č. 34.



Obr. 33 Ventilátor od společnosti Spal VA14-AP11/C-34S [18]



Obr. 34 Uložení ventilátoru Spal na chladiči vozu Dragon 3

Ventilátor oplývá nízkou hmotností 0,9 kg s vysokým objemovým výkonem  $850 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$  při odběru proudu 8,2 A. Zbylé informace o parametrech ventilátoru najdete v příloze č. 7.



## 6.3 Expanzní nádobka

Expanzní nádobka je použita stejného původu jak na voze Dragon 2. Jedná se o hliníkovou sestavu skládanou z obrobků. Její volbu a návrh jsem rozebral v kapitole 5.3.1.

### 6.3.1 Víčko s přetlakovým a podtlakovým ventilem

Každá expanzní nádobka musí být uzavřena víčkem s přetlakovým a podtlakovým ventilem. Při zahřívání kapaliny roste její objem. V případě uzavřeného systému v okruhu začne stoupat tlak. Vše je popsáno v kapitole 2.2.3. Přetlakový ventil dovoluje nárůst tlaku v chladicím okruhu na určitou mez. Zvýšení tlaku systému úměrně zvýší bod varu chladicí kapaliny. Podtlakový ventil naopak připouští vzduch při chladnutí motoru, aby nedošlo ke stažení hadic a tím zamezení termosifonového dochlazování po vypnutí motoru. Chladicí okruh po vypnutí motoru a odstávce objemového čerpadla se začne prudce zahřívát ze zbylého tepla uvolněného ze spalovacího prostoru. Teplota se po vypnutí motoru zvýší až o 10°C a místně ohřívá nejvýše uložené komponenty. Zmáčknutá hadice by se mohla přehřát, prasknout a tím způsobit značné škody na chladicím systému.

Podtlakový ventil je většinou tvořen kloboučkem přitlačovaným slabou pružinou k pryžovému těsnění, aby se otevíral již při malém podtlaku. Přetlakový ventil je tvořen vinutou pružinou a plechovým kloboučkem s pryžovým těsněním. Klobouček je ze dvou částí vůči sobě pohyblivých. Jedna dosedá na víčko, druhá na pružinu a přes pryžové těsnění na tělo expanzní nádobky. Konstrukce obou ventilů je vidět na obrázku č. 35.



Obr. 35 Víčko s podtlakovým a přetlakovým ventilem

### 6.3.2 Nastavitelný přetlakový ventilu

Víčko expanzní nádobky je možné koupit volně na trhu. Liší se rozměrem a otevíracím tlakem přetlakového ventilu. Na českém trhu lze zakoupit víčko, které se otevírá při přetlaku 110 kPa. Americký trh, ze kterého byla objednána expanzní nádobka, dodává spolu s ní i víčko o otevíracím přetlaku 90 kPa. Nabízí i otevírací tlaky 110 kPa; 130 kPa; 150 kPa. Dopravné a kupní cena těchto víček je přinejmenším přemrštěná. Rozhodl jsem se předělat víčko 90 kPa na nastavitelné. Přetlakový ventil lze nastavit výměnou vinuté tlačné pružiny, která vytváří přítlak a tím reguluje otevření ventilu.





### a) Konstrukce rozebíratelného přetlakového ventilu

Víčko chladiče je s přetlakovým ventilem snýtováno. Nýt je třeba odvrtnat a tím oddělit víčko od pevné části přetlakového ventilu. Dírou po vrtáku jde pak prostrčit šroub M4x10 a do pevné části přetlakového ventilu je třeba nanýtovat nýtovací matici M4. Pro nastavení pak stačí pouze vyšroubovat šroub, vyměnit pružinu a zase ho dotáhnout. Vše je vidět na obrázku č. 36.



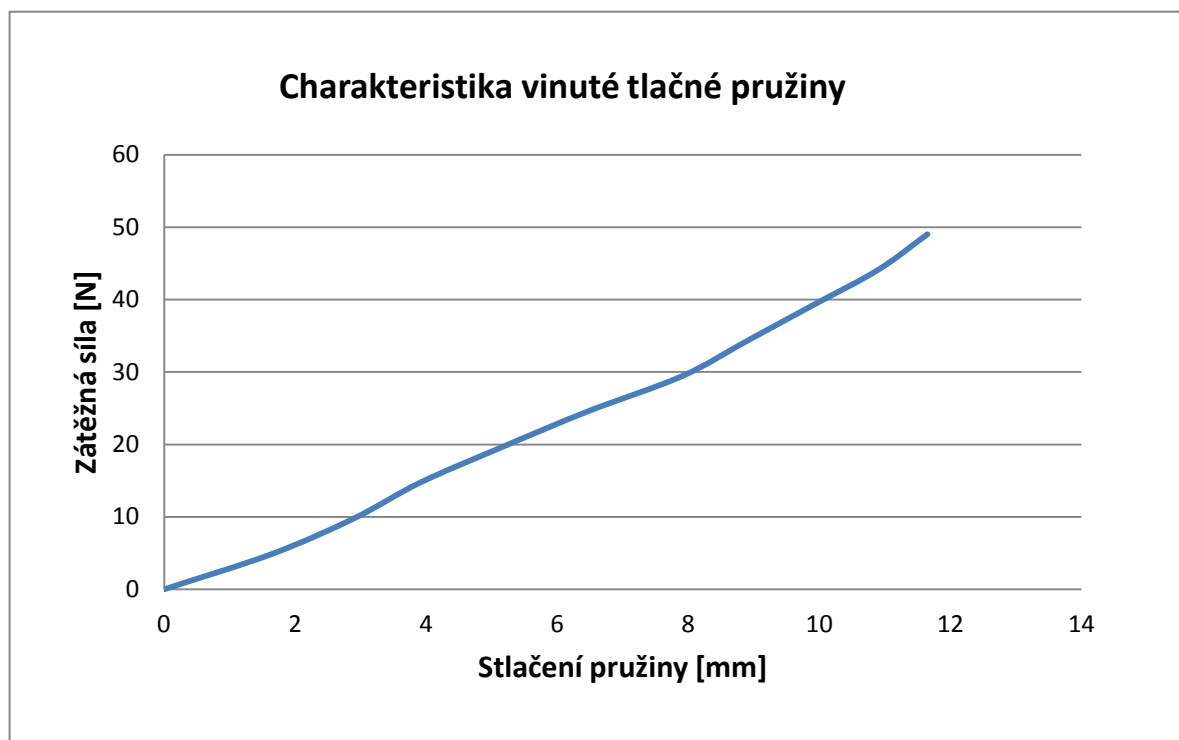
Obr. 36 Konstrukce nastavitelného přetlakového ventilu

### b) Měření tuhosti pružiny přetlakového ventilu (90 kPa)

Pružina byla zatěžována pomocí kuchyňských vah, na které bylo kladeno závaží po kroku 0,5 kg a tím zvětšována hmotnost působící na pružinu. Při každém přidání závaží byla měřena výška pružiny. Výstupem měření je tabulka č. 9 a graf č. 6 charakteristiky pružiny u přetlakového ventilu 90 kPa.

Tab 9. Tabulka zpracovaných parametrů pružiny

Hmotnost závaží	Zatěžující síla	Měření		Stlačení pružiny	Vypočtená tuhosti pružiny z měření	Tuhost pružiny
		1	2			
[kg]	[N]	[mm]	[mm]	[mm]	[N.mm <sup>-1</sup> ]	[N.mm <sup>-1</sup> ]
0	0	0	0	0,00	0,00	<b>3,75</b>
0,5	4,905	1,8	1,5	1,65	2,97	
1	9,81	3,3	2,5	2,90	3,38	
1,5	14,715	4,3	3,5	3,90	3,77	
2	19,62	5,3	5	5,15	3,81	
2,5	24,525	6,8	6,1	6,45	3,80	
3	29,43	8,3	7,5	7,90	3,73	
3,5	34,335	9,3	8,5	8,90	3,86	
4	39,24	10,3	9,5	9,90	3,96	
4,5	44,145	11,3	10,5	10,90	4,05	
5	49,05	11,8	11,5	11,65	4,21	



Graf 6. Charakteristika vinuté tlačné pružiny

Po zjištění tuhosti pružiny u přetlakového ventilu, který otevírá při tlaku 90kPa. Pružina je v pracovní pozici při stlačení 8,5 mm, což odpovídá síle od pružiny přibližně 35 N. Vnitřní průměr expanzní nádoby je 22 mm, tomu odpovídá i plocha, na kterou působí tlak při zahřátí chladicí kapaliny. Z kapitoly 2.2.3 víme, že zvednutí tlaku 10kPa (0,1 bar) se zvýší bod varu kapaliny o hodnotu 2,1°C. V tabulce č. 10 je zpracována přítlačná síla pro různé nastavení otevíracích tlaků přetlakového ventilu a tomu úměrné zvýšení bodu varu kapaliny.

Tab 10. Potřebná přítlačná síla pružiny pro různé otevírací tlaky

Přetlak	[kPa]	90	100	110	120	130	140	150
Plocha	[m <sup>2</sup> ]	0,000380122						
Síla pružiny	[N]	34	38	42	46	49	53	57
Bod varu	[°C]	118,9	121,0	123,1	125,2	127,3	129,4	131,5

Z tabulek č. 9 a 10 je vidět, že do tlaku 130 kPa stačí pružinu podložit a tím zvětšit její předpětí. Nevýhodou je, že se zmenší zdvih přetlakového ventilu při odpuštění. Vhodnější by bylo použít tvrdší pružinu, ale pružina s chtěnou charakteristikou se například v katalogu společnosti Hennlich nevyskytuje. Nejlepší by bylo zadání kusové výroby pružiny, anebo pružinu pouze podložit i s možnou nevýhodou a podstoupit testování přetlakového ventilu s tím, že se spokojíme s maximálním otevíracím tlakem 120 kPa a teplotou varu chladicí kapaliny 125,2°C.



## 6.4 Potrubí

Kombinace silikonových hadic, tvarovek hliníkové trubky se osvědčila u vozu Dragon 2, proto sestava potrubí bude vznikat na vozu Dragon 3 stejným způsobem. Na obrázku č. 37 můžete vidět celou sestavu potrubí včetně chladiče a ventilátoru.



*Obr. 37 Potrubí vozu Dragon 3 s chladičem a ventilátorem*

Rozměry tvarovek, hadic a trubky jsou obdobné jak u vozu Dragon 2 i spojení sponami Torro. Vše je možné vidět v kapitole 5.4.

## 6.5 Záchytná nádoba

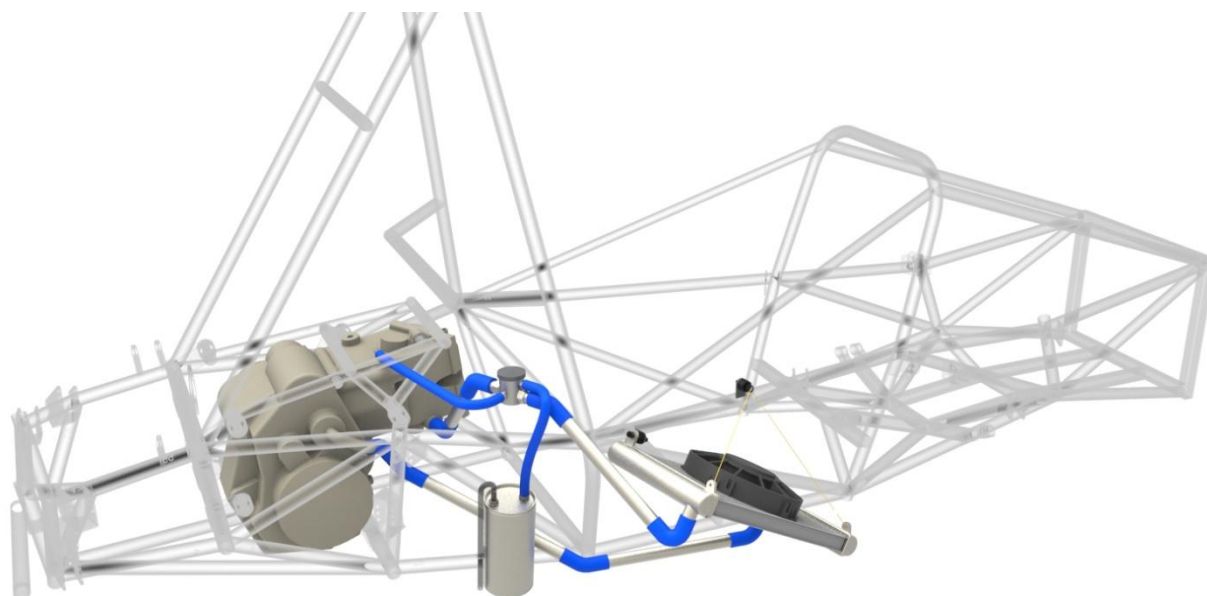
Záchytná nádoba vozu Dragon 2 vyrobená z hliníkových lahví na pití se osvědčila, ale jako vhodnější záchytná nádoba na trhu se ukázala litrová plechovka od piva. Je mnohem lehčí a též hliníková, proto odolává vroucí vodě.

Plechovka byla zakoupena spolu s náplní. Náplň se vypustila provrtanými dírami ve víčku plechovky. Díry se vrtaly do míst pro vtok od přetlakového ventilu a výtok pro odvzdušnění a odtok přebytku kapaliny ze záchytné nádoby. Díry se převrtaly na vhodný rozměr a do nich se zanýtovaly průchozí nýtovací matice. Do matic se zašroubovaly vysoustružené příruby pro hadice. Záchytná nádoba je upevněna k rámu hadicovými sponami Torro. Konstrukci i provedení můžete vidět na obrázku č. 38.



*Obr. 38 Záchytná nádoba vozu Dragon 3*

Pro jednoduché porovnání záchytných nádob vozu Dragon 2 a 3 jsem zvážil záchytné nádoby. Závěrem je, že záchytná nádoba vozu Dragon 2 má hmotnost 0,25 kg a hmotnost u vozu Dragon 3 0,12 kg. Záchytná nádoba vozu Dragon 3 má o polovinu nižší hmotnost než u vozu Dragon 2. Na obrázku č. 39 můžete vidět celý chladič systém vozu Dragon 3.



*Obr. 39 Chladič systém vozu Dragon 3*



## 6.6 Termostat

U vozu Dragon 3 jsem se rozhodl pro použití termostatu. Především pro testování v chladnějším období. Termostat bude umístěn na chladicím potrubí za výstupem z motoru. Malý okruh povede zpět na vstup do motoru. Tělo termostatu i s obtokem bude vyjímatelné. Na závodech, které se konají v letním období, nebude termostat použit. Docházelo by ke zbytečnému zvýšení tlakového spádu chladicího systému.

Termostat může být uložen dvěma způsoby. Buď uzavírá pouze velký okruh a malý je trvale otevřen nebo otevírá velký okruh a zároveň uzavírá malý. První způsob nazveme jednostranný a druhý dvoustranný. [5]

### 6.6.1 Rozdělení termostatů a jejich vlastnosti

#### a) Jednostranný termostat

Uzavírá pouze velký okruh, což je vtok do chladiče. V mém případě jeho největší výhodou, při umístění skříně termostatu do hadic, je malý rozměr skříně termostatu i samotného termostatu. Výhodou je pouze jedna těsnicí plocha a ta je součástí těla termostatu. Termostat stačí jen vložit do skříně a zatěsnit jeho uložení. Nevýhodou pak je, vytvoření potřebného modelu a simulace v softwaru CFD pro zjištění dělicího se hmotnostního toku, tlakového spádu a míchání tekutin o rozdílné teplotě.



Obr. 40 Jednostranný termostat [19]

#### b) Dvoustranný termostat

Uzavírá malý okruh chlazení a otevírá velký. Skříň termostatu je rozměrnější. Je třeba vytvořit dvě těsnicí plochy pro malý i velký okruh. Ty omezují průtok kapalině a zvyšují tlakové ztráty okruhu. CFD simulace je také na místě především z hlediska tlakových ztrát a míchání kapalin o teplotním rozdílu.



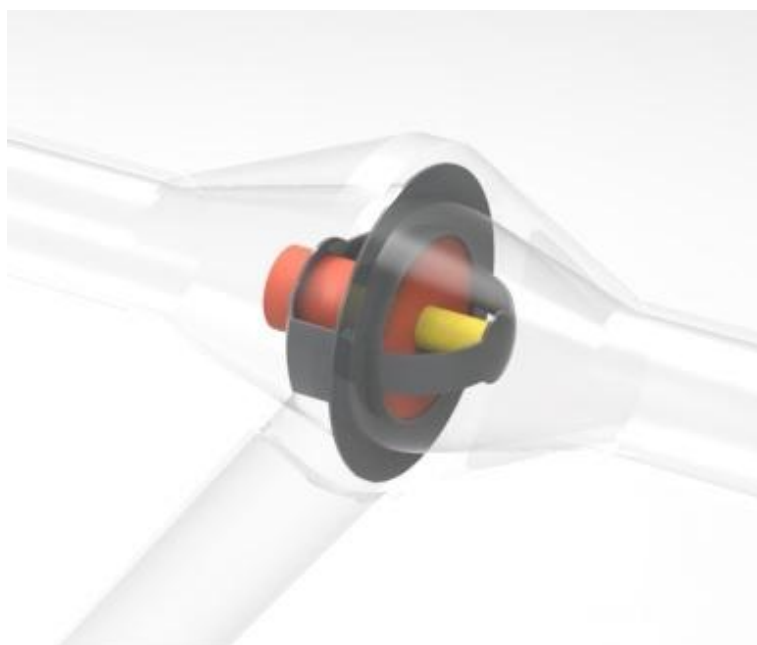
Obr. 41 Dvoustranný termostat [20]





### 6.6.2 Koncepční návrh termostatu a skříně vozu Dragon 3

Z mého hlediska je vhodný termostat jednostranný pro výhodu spojenou s jeho jednoduchým umístěním. Pro naše použití je vhodný termostat motocyklový nebo termostat automobilu třídy mini. Motocyklové termostaty mají vyšší otevírací teploty přibližně 90°C, protože tlaky v chladicím okruhu jsou vyšší 0,12 MPa (1,2 bar) pro zvýšení bodu varu chladicí kapaliny. Termostaty automobilů třídy mini, mají tlaky chladicích okruhů 0,09 MPa (0,9 bar) a otevírací teploty jsou kolem 83°C. Provozní teplota motoru Husaberg na vozu Dragon 2 je regulovaná na 80°C ventilátory. U vozu Dragon 3 s použitým termostatem zvýšíme spínací teplotu ventilátorů na 100°C za předpokladu, že hlavní regulaci bude tvořit termostat již od 83°C. Vhodný termostat lze použít pro malé rozměry a vhodnou otevírací teplotu z vozu Suzuki Swift 1,3 GTi. Na obrázku č. 42 můžete vidět konceptní návrh skříně včetně modelu těla termostatu.



Obr. 42 Konceptní návrh uložení termostatu vozu Dragon 3

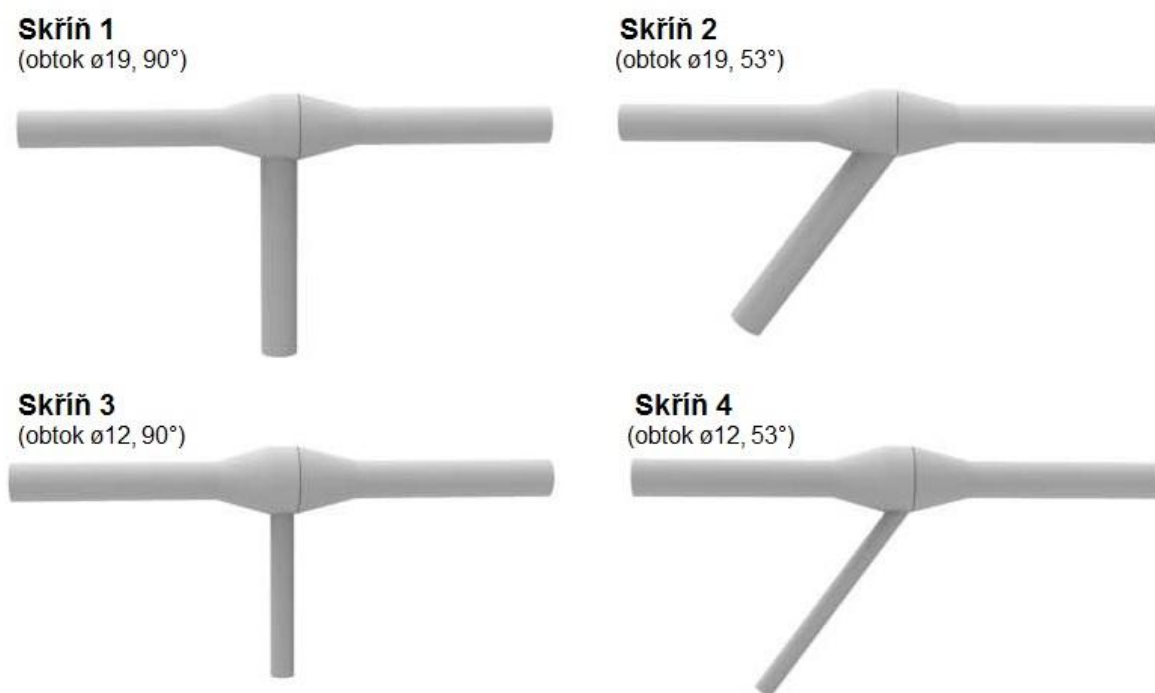
Skříň je navržena z hlediska jednoduchého vložení do okruhu výměnou za jednu část výstupní větve chlazení. Dbalo se na vhodné umístění vstupního a výstupních otvorů skříně. Tvar skříně vychází z křížení trubek, kdy dominantní trubka je pozvolně rozšířena a zúžena pro tělo termostatu a trubka obtoku protíná trubku dominantní těsně před tělem termostatu.

#### Varianty skříně termostatu

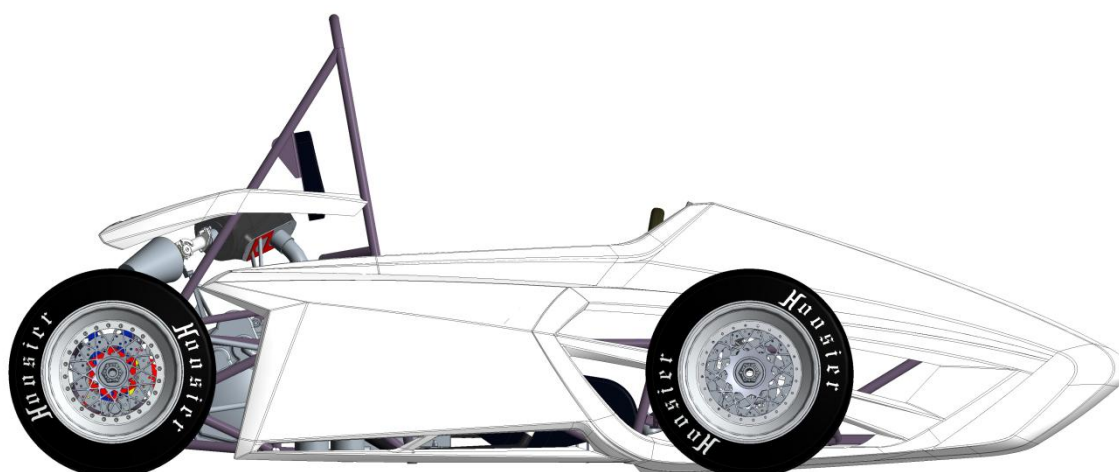
Vytvořil jsem čtyři varianty skříní, které se liší průřezem a sklonem obtokového kanálu. Jejich tělo není důležité z hlediska výpočtů, proto jsem modeloval rovnou jádra nahrazující chladicí kapalinu. Tvary jader skříní jsou patrné na obrázku č. 43. V popisu varianty skříně se nachází průměr obtoku v milimetrech a úhel sklonu obtoku vůči dominantní trubce ve stupních.



Hmotnostní průtok je zadán na vstupu do skříně termostatu. Zbývající dva otvory jsou pro výtok kapaliny do chladiče a obtoku. Měření hmotnostním průtokem kapaliny tekoucí výtokem do chladiče a do obtoku při různých otevřeních termostatu zjistím, které konstrukční řešení skříně je vhodné pro chladicí soustavu vozu. Porovnání skříní provedu v softwaru pro CFD výpočty.



Obr. 43 Vybrané varianty jádra skříně termostatu



Obr. 44 Vůz Dragon 3 týmu TU Brno Racing



## 7 CFD analýza hmotnostních průtoků kanálů termostatu

CFD analýza byla realizována v softwaru Star CCM+. Měření proběhlo u každé ze skříní pro pět hodnot otevření termostatu. Pro software Star CCM+ bylo vhodné importovat jádra skříní nahrazující chladicí kapalinu, která jsou předpřipravena již z předchozí kapitoly. Vstupy a výstupy skříně termostatu jsou protaženy minimálně pět-krát průměr vstupu či výstupu pro uklidnění toku chladicí kapaliny. Modely jader pro export byly vytvořeny v softwaru PTC Creo 2.

### 7.1 Teorie proudění

#### 7.1.1 Laminární proudění

Částice se pohybuje ve vrstvách nezávisle na sobě. Mezi vrstvami dochází k vzájemnému tření díky viskozitě. Laminární proudění se řeší u kapalin s nízkými rychlostmi proudění. Dle rychlostního profilu je uprostřed průřezu rychlost maximální a u stěn nulová. [4]

#### 7.1.2 Turbulentní proudění

Částice neproudí ve vrstvách, pohybují se v celém průřezu a každá částice koná vlastní pohyb, to podporuje vznik vírů. Ve směru proudu významně klesá tlak. Rychlost proudění je u stěn stále nulová, ale oblast maximální rychlosti je širší.

Při obtékání těles v potrubí se mění část turbulentní složky v laminární, mezi nimi vzniká vrstva přechodová a spolu s laminární složkou tvoří mezní vrstvu. [4]

#### 7.1.3 Reynoldsovo číslo

Bezrozměrná kritérium proudění, které rozhoduje mezi laminárním a turbulentním tokem. Každý druh kapaliny má přidělenou hodnotu kritického Reynoldsova čísla, která značí předěl mezi laminárním a turbulentním prouděním. Menší čísla než kritické jsou pro laminární proudění a větší pro turbulentní. V čitateli je rychlost vynásobená charakteristickým rozměrem, ve jmenovateli pak kinematičká viskozita kapaliny. Pro vodu je Reynoldsovo číslo kritické 2320. [4]

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (7)$$



## 7.2 Fyzikální zákony proudění

### 7.2.1 Rovnice kontinuity

Můžeme definovat jako zákon zachování hmotnosti v tekutinách. S počátku pro jednorozměrné proudění. [2]

$$\frac{\partial(\rho S v)}{\partial s} + \frac{\partial(\rho S)}{\partial t} = 0, \quad (8)$$

První zlomek vyjadřuje konvektivní a druhý lokální změnu hmotnosti. Druhý zlomek platí pouze pro neustálené proudění, což není náš případ. Zjednodušení nám přinese vynechání druhého zlomku, který platí pro neustálené proudění, a dostáváme vztah, který vyjadřuje konstantní hmotnostní tok v každém průřezu. [4]

$$\rho \cdot S_T \cdot v = Qm = konst., \quad (9)$$

### 7.2.2 Eulerova rovnice hydrodynamiky

Vyjadřuje rovnováhu sil tlakových objemových a setrvačných v proudící kapalině. Eulerova rovnice hydrodynamiky je obdoba druhého Newtonova zákona. Zanedbáním vnějších sil dostaneme rovnici č. 9, kde první člen vyjadřuje lokální zrychlení a druhý konvektivní. Ty vznikají v potrubí se změnou průřezu za proudění kapaliny, kdy proudění působící na zvolený element. [2]

$$\frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + (c \cdot \vec{V}) \vec{c} + \frac{1}{\rho} \vec{V} \rho = 0, \quad (10)$$

### 7.2.3 Bernoulliho rovnice

Můžeme ji nazvat jako energetickou rovnicí. Pojednává o zákonu zachování energie v tekutinách. Součet energií, jako jsou kinetická, tlaková a potenciální, je roven nule. [4]

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gz = 0, \quad (11)$$



### 7.3 Definice počátečních podmínek

Pro každý výpočet je třeba znát a zadat počáteční podmínky, proto CFD analýza nebude výjimkou. Počáteční podmínky značně ovlivňují správnost výsledků výpočtu. Počáteční podmínky pro chladicí médium (destilovanou vodu) jsou zpracovány v tabulce č. 11.

Tab 11. Vlastnosti vody

<b>Hustota</b>	[kg.m <sup>-3</sup> ]	965,3
<b>Dynamická viskozita</b>	[Pa.s]	8,89E-04
<b>Měrná tepelná kapacita</b>	[kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	4,2109
<b>Měrná tepelná vodivost</b>	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	0,678
<b>Měrná tepelná roztažnost</b>	[K <sup>-1</sup> ]	6,97E-04

Pro výpočet je třeba nastavit vlastnosti proudění kapaliny z hlediska požadovaných výsledků. Vlastnosti jsou zpracovány v tabulce č. 12.

Tab 12. Vlastnosti proudění

<b>Typ řešení</b>	ustálený stav
<b>Hustota</b>	konstantní
<b>Proudění</b>	turbulentní
<b>Model turbulentního proudění</b>	K-epsilon
<b>Počet iterací řešiče</b>	1500

Pro úplnost je třeba nastavit počáteční podmínky proudění, které jsou buď známé anebo změřené. Hodnota teploty vody je požadována, hlídána a při překročení hranice 100°C nastavována ventilátory spínanými řídicí jednotkou motoru. Hmotnostní průtok byl naměřen jako maximální v kapitole 4.2.2.

Tab 13. Počáteční podmínky proudění

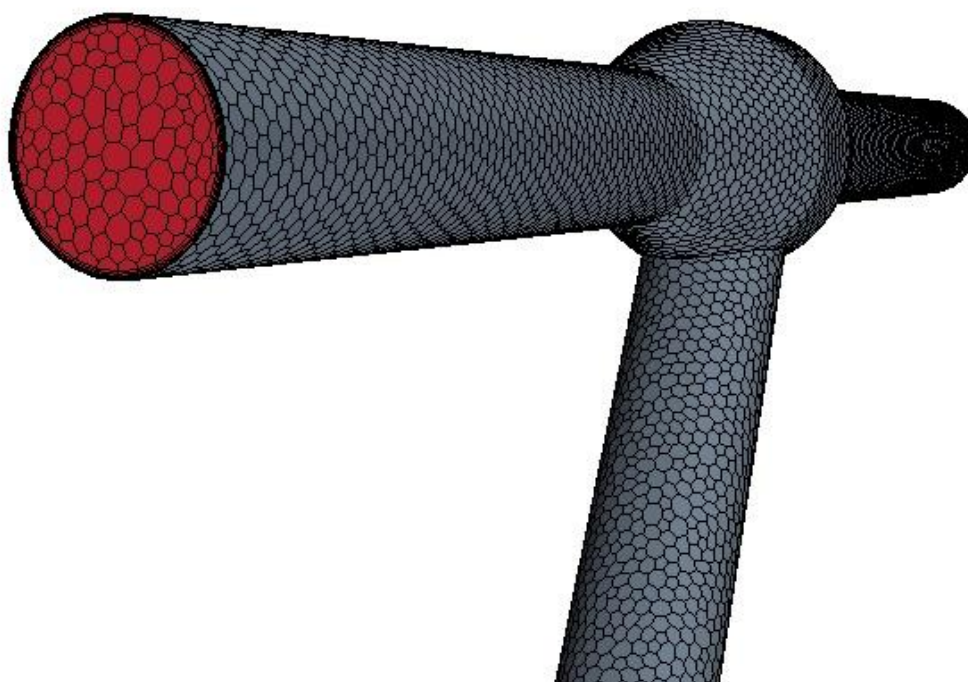
<b>Hmotnostní průtok</b>	[kg.s <sup>-1</sup> ]	0,8
<b>Teplota vody</b>	[K]	363

### 7.4 Výpočet

Výše zmíněné počáteční podmínky jsou stejné pro všechny varianty řešení, aby bylo umožněno jejich vzájemné porovnání. Výpočet se skládá s importu modelu, zadání počátečních podmínek, zadání parametrů a tvorby sítě a určení měřících rovin pro každou variantu zvlášť.

Pro zjednodušení zobrazím pouze síť jedné varianty. Síť jsou podobné a není úkolem této CFD analýzy získat přesný průběh rychlostí v celém jádru skříně. Zlepšení průběhu rychlostí pomocí změny tvaru skříně je námětem pro další CFD analýzu. Důležitou částí síťování jsou prizmatické vrstvy simulující nulovou rychlost proudění u stěny skříně. Síť i s prizmatickými vrstvami můžete vidět na obrázku č. 45.





*Obr. 45 Sít' skříně 2 s prizmatickými vrstvami*

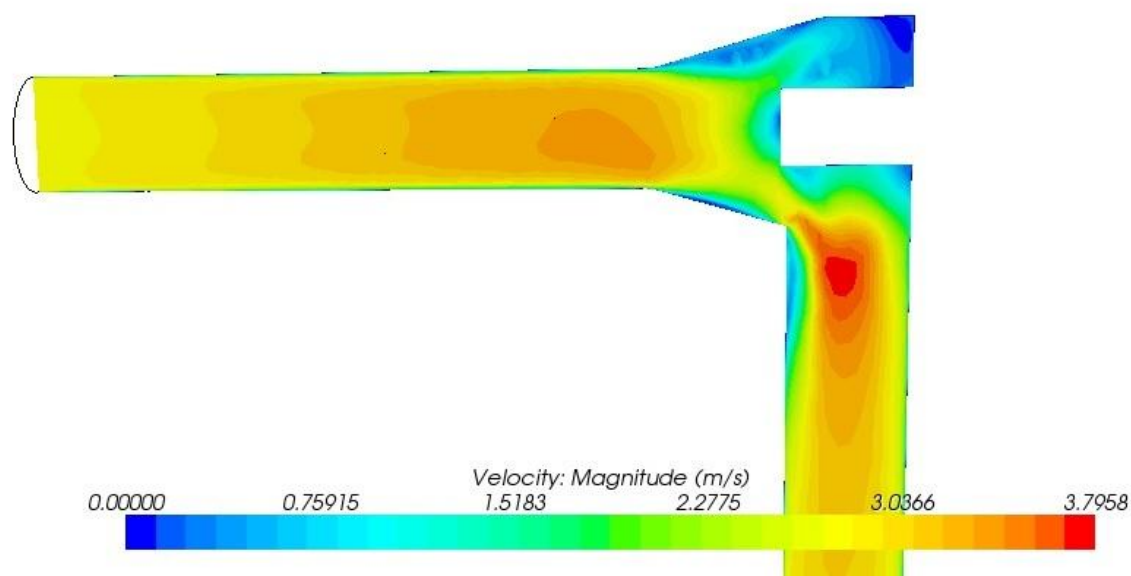
## 7.5 Výsledky CFD analýzy

Grafické znázornění výsledků je zpracováno vždy pro každou variantu pouze ve dvou provedeních a to při zavřeném a plně otevřeném termostatu. Grafické výsledky jsou zobrazeny rovinou řezu, ve které leží střednice dominantní trubky i obtoku.

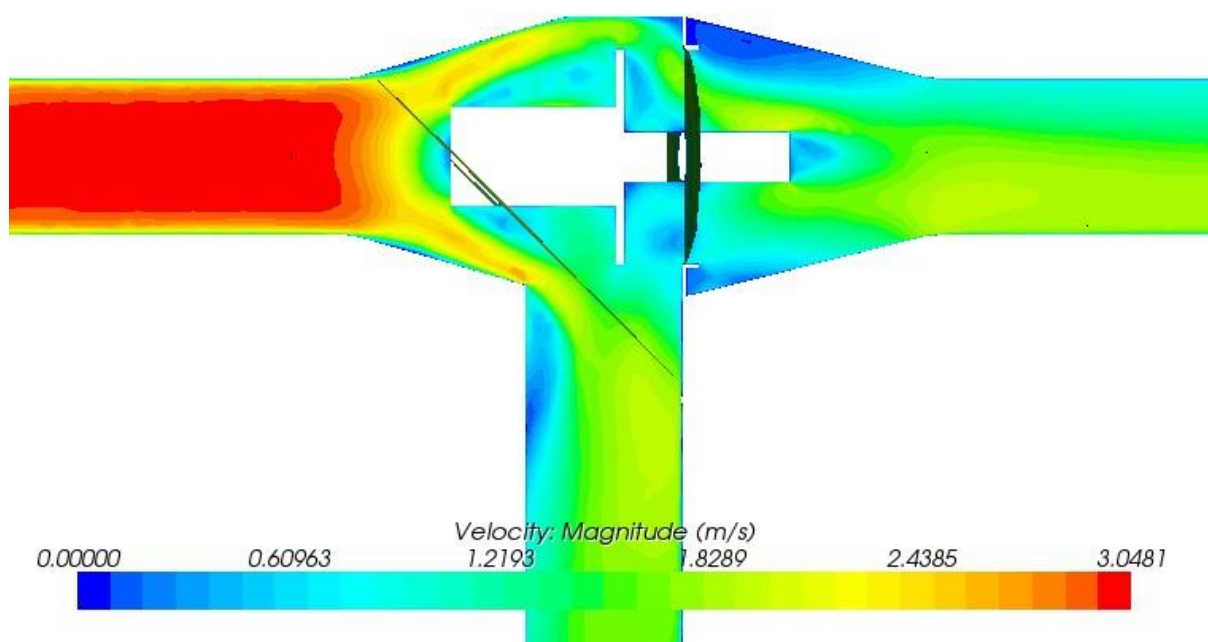
Porovnávací kritérium bylo množství a rychlost kapaliny tekoucí výstupy skříně termostatu. Zjednodušující předpoklad byl, že teplota je stejná jak v malém tak velkém okruhu chlazení. Míchání dvou kapalin o rozdílné teplotě není zahrnuto v této CFD analýze.



## Skříň 1



Obr. 46 Průběh rychlostí při zavřeném termostatu skříně 1

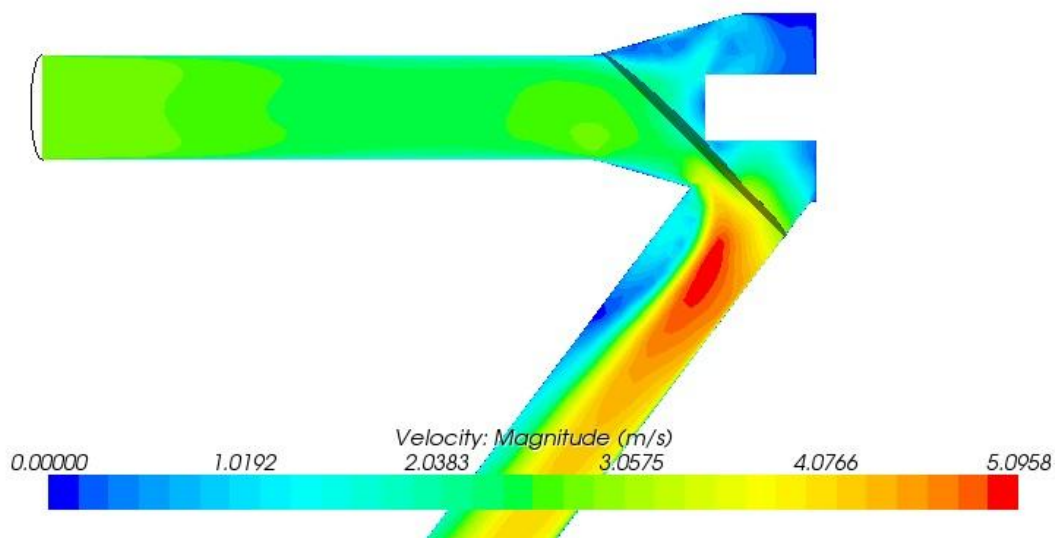


Obr. 47 Průběh rychlostí při maximálním otevření termostatu skříně 1

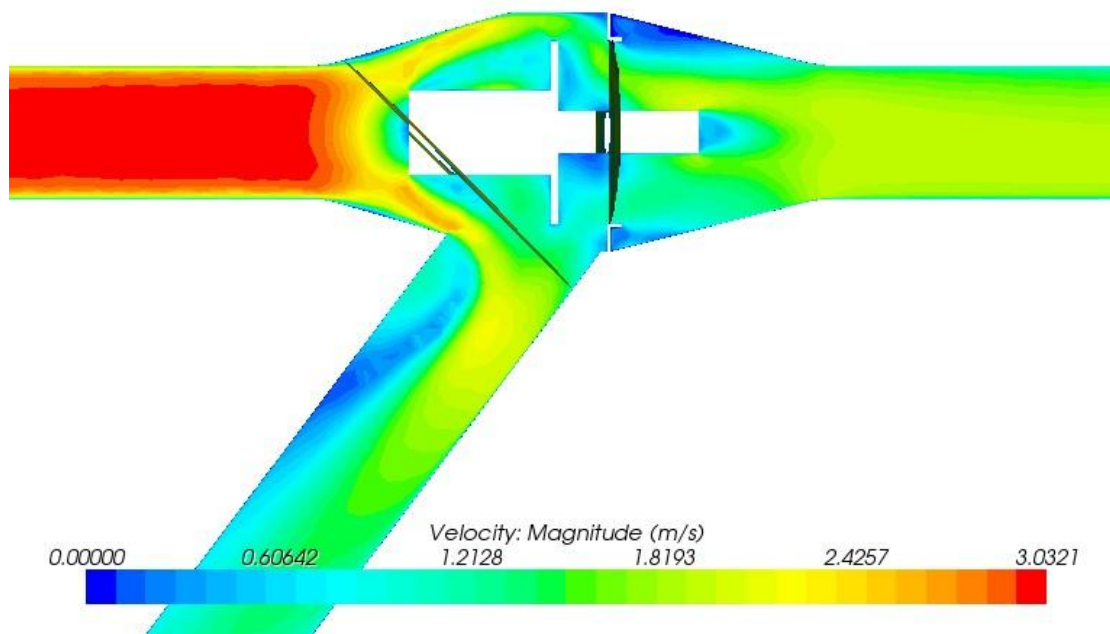
U první varianty skříně je patrné, že při zavřeném stavu bez problému proudí kapalina obtokem (obrázek č. 46). Při maximálním otevření jsou hmotnostní průtoky obtokem  $0,64 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  a výstupem pro chladiče  $0,16 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  (obrázek č. 47). Vysoký hmotnostní průtok v obtoku může způsobit nízkou účinnost chladičí soustavy.



## Skříň 2



Obr. 48 Průběh rychlostí při zavřeném termostatu skříňě 2

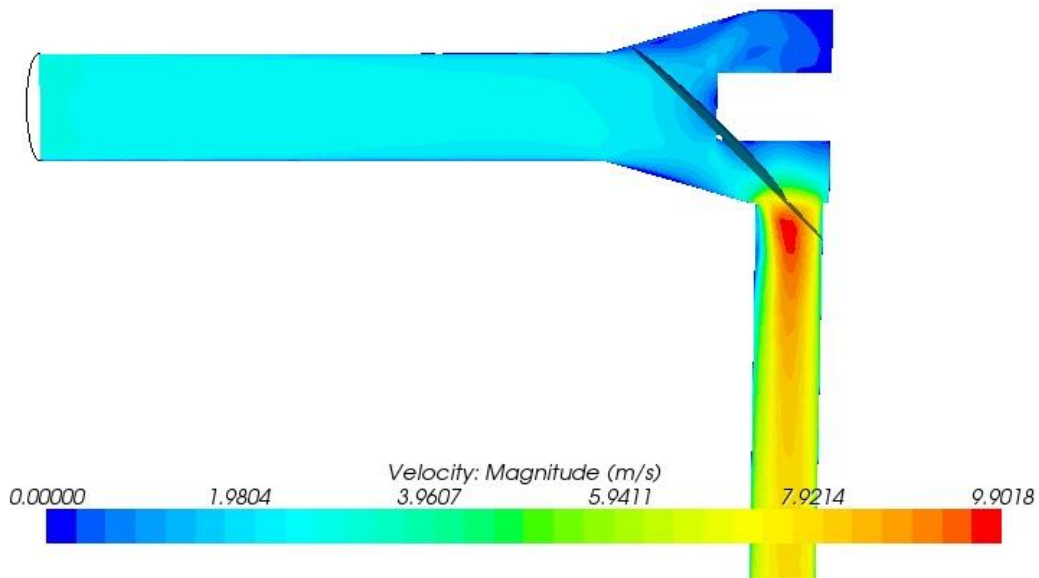


Obr. 49 Průběh rychlostí při maximálním otevření termostatu skříňě 2

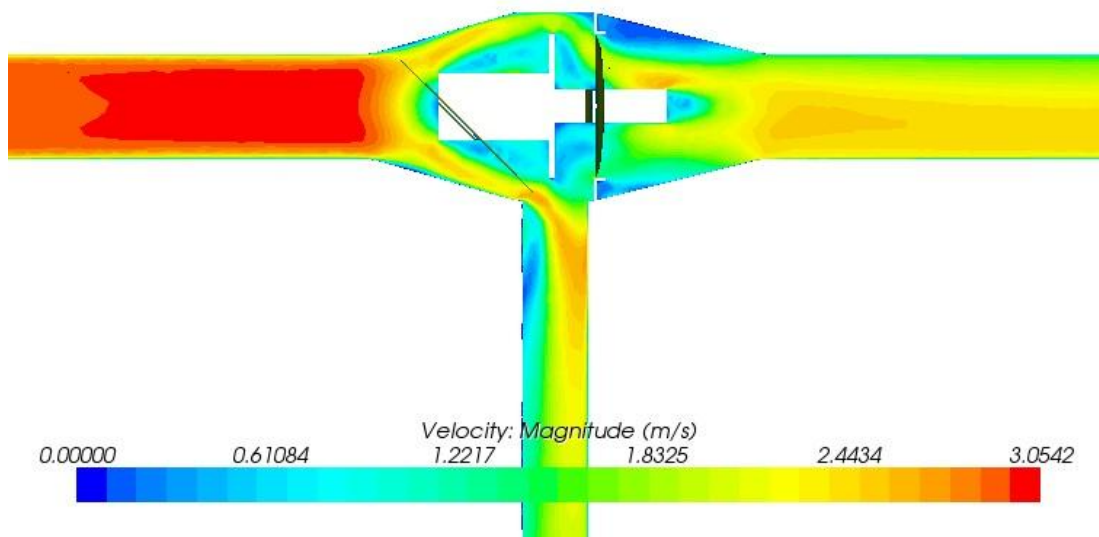
Sklonění obtoku vyvolalo nárůst rychlosti, což je přímo úměrné snížení tlaku v obtoku. Kapalina proudí více výstupem pro chladič. Nárůst rychlosti je vidět na obrázku č. 48, kdy o předchozí variantě stoupla špička rychlosti proudění ze  $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  na  $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Z obrázku č. 49 je patrné, že profil rychlosti ve výstupu pro chladič se rovnoměrně rozprostřel po průřezu a vzrostl hmotnostní průtok na  $0,50 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ , zatímco v obtoku poklesl na  $0,30 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .



## Skříň 3



Obr. 50 Průběh rychlostí při zavřeném termostatu skříně 3

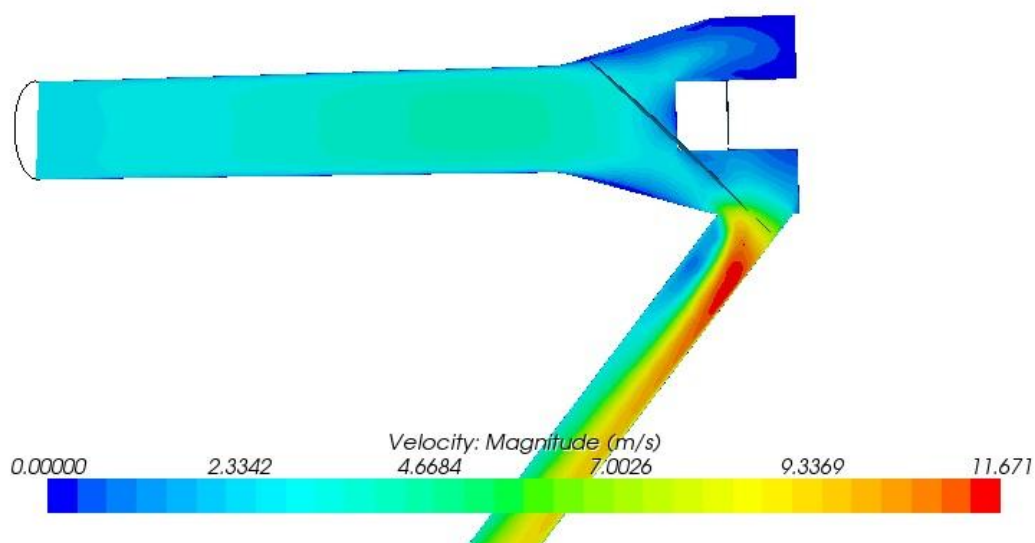


Obr. 51 Průběh rychlostí při maximálním otevření termostatu skříně 3

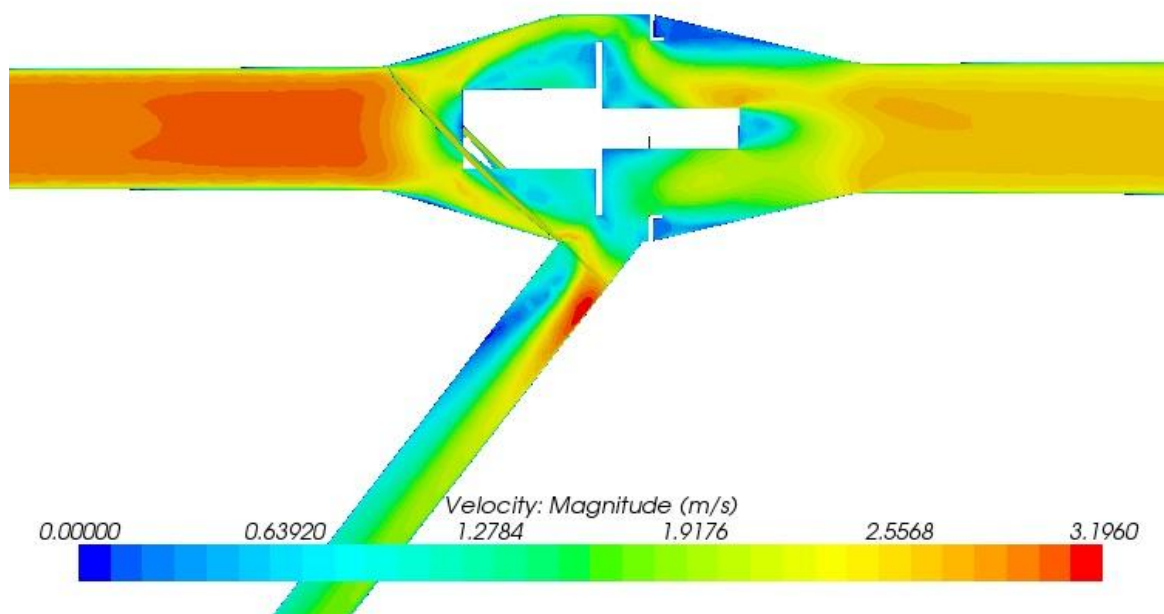
Zmenšením průřezu obtoku z průměru 19 mm na 12 mm se opět zvýšila rychlost a to dvojnásobně oproti variantě dvě. Mírně na rychlosti ubralo narovnání obtokového kanálu (obrázek č. 50). Z obrázku č. 51 je patrné, že zmenšením celkového průtočného průřezu narostla rychlost v obou větvích. Nicméně zůstala zachována jejich maximální rychlost. Rozložení hmotnostních průtoků při plném otevření termostatu se opět zlepšilo ve prospěch výstupu pro chladič  $0,61 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Hmotností průtok v obtoku je pouze  $0,19 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ .



## Skříň 4



Obr. 52 Průběh rychlostí při zavřeném termostatu skříně 4



Obr. 53 Průběh rychlostí při maximálním otevření termostatu skříně 4

U závěrečné varianty opět vzrostla špička rychlosti z  $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  na  $12 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  (obrázek č. 52). Signalizuje to opět zvýšení odporu v obtokové větvi a zároveň nárůst hmotnostního toku u výstupu pro chladič na  $0,69 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Hmotnostní průtok v obtoku je  $0,11 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  (obrázek č. 53).





## 7.6 Vyhodnocení výsledků

Z hlediska porovnání všech variant ve dvou extrémech (zavření a plné otevření) mohou říci, že nejlépe vychází čtvrtá varianta skříně. Nevýhodou je velký nárůst rychlosti v obtoku při zavřeném výstupu pro chladič. Může znamenat velký tlakový spád okruhu a v extrémním případě zpomalit tok kapaliny natolik, že motor se bude místně přehřívat u výstupu a bude podchlazen na vstupu. Kladem je samoregulace škrčení průtoku obtokem kdy při maximálním otevření teče 86 procent kapaliny do chladiče a jen 14 procent obtokem. Pro správnost mého rozhodnutí doporučuji udělat CFD analýzu míchání tekutin o rozdílné teplotě, kdy vstupem a obtokem teče zahřátá kapalina a otvírá se vstup do chladiče s kapalinou teploty okolního prostředí.

Pro zobrazení celkového průběhu hmotnostních toků všech variant jsem vytvořil tabulku hmotnostních průtoků při všech počítaných otevřeních termostatu v procentech, kdy 100% hmotnostního toku odpovídá maximálnímu naměřenému  $0,8 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  (tabulka č. 14).

Tab 14. Hmotnostní toky všech variant skříní a otevření termostatu

Otevření termostatu [mm]			Hmotnostní průtok [%]				
			0	2	4	6	8
Skřín 1	Ø19, 90°	Obtok	100	80	58	49	46
		Chladič	0	20	42	51	54
Skřín 2	Ø19, 53°	Obtok	100	79	51	43	38
		Chladič	0	21	49	57	62
Skřín 3	Ø12, 90°	Obtok	100	60	33	27	24
		Chladič	0	40	67	73	76
Skřín 4	Ø12, 53°	Obtok	100	48	22	15	14
		Chladič	0	52	78	85	86

Pro názornost jsem zpracoval graf vždy dané varianty skříně s průtoky pro všechny otevření termostatu. Grafy jsou vhodné pro porovnání průběhu otevírání termostatu.

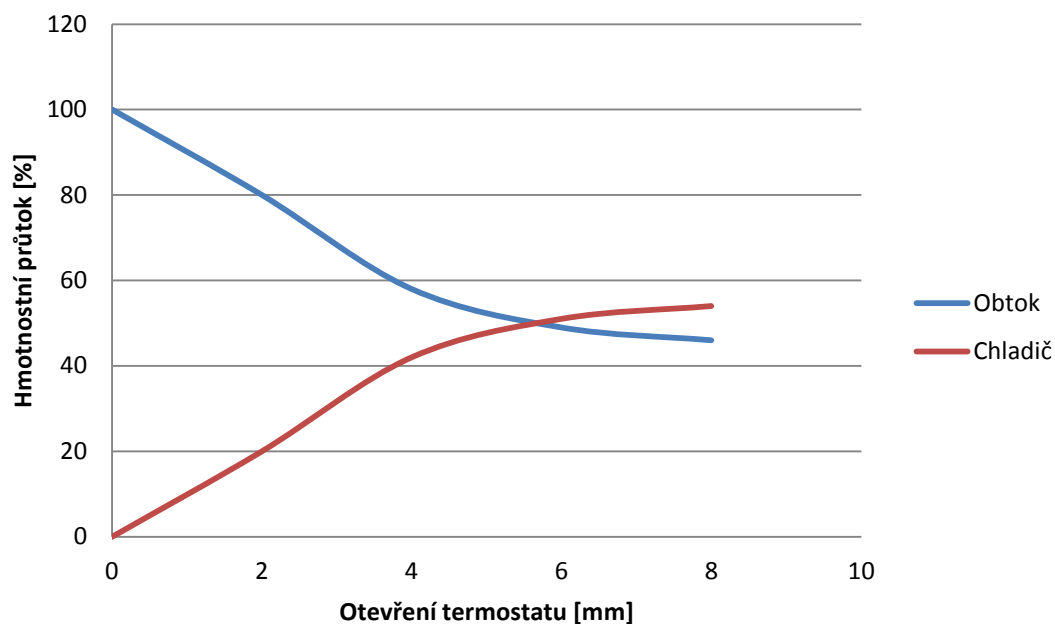
V tabulce č. 15 můžete vidět korigované tlakové spády vypočtené z hmotnostních průtoků dle rovnic kontinuity a Bernoulliho.

Tab 15. Korigované tlakové spády všech variant skříní a otevření termostatu

Otevření termostatu [mm]			Korigovaný tlakový spád [kPa]				
			0	2	4	6	8
Skřín 1	Ø19, 90°	Obtok	4,12	2,64	1,39	0,99	0,87
		Chladič	0,00	0,16	0,73	1,07	1,20
Skřín 2	Ø19, 53°	Obtok	4,12	2,57	1,07	0,76	0,60
		Chladič	0,00	0,18	0,99	1,34	1,59
Skřín 3	Ø12, 90°	Obtok	25,92	9,33	2,82	1,89	1,49
		Chladič	0,00	4,15	11,63	13,81	14,97
Skřín 4	Ø12, 53°	Obtok	25,92	5,97	1,25	0,58	0,51
		Chladič	0,00	7,01	15,77	18,72	19,17

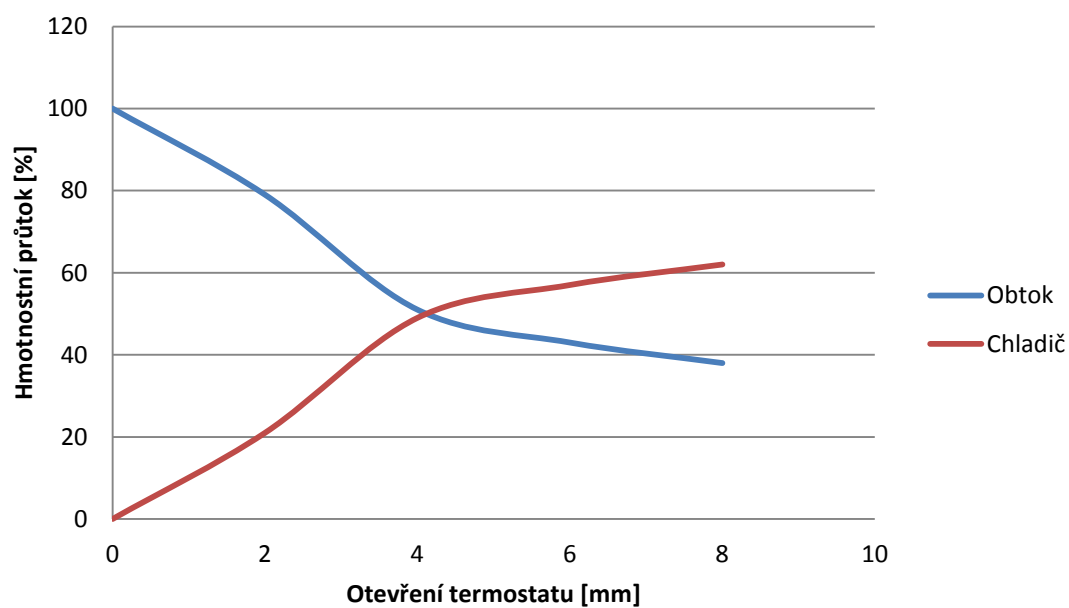


## CFD analýza pro Skříň 1



Graf 7. Průběh hmotnostních průtoků skříně 1

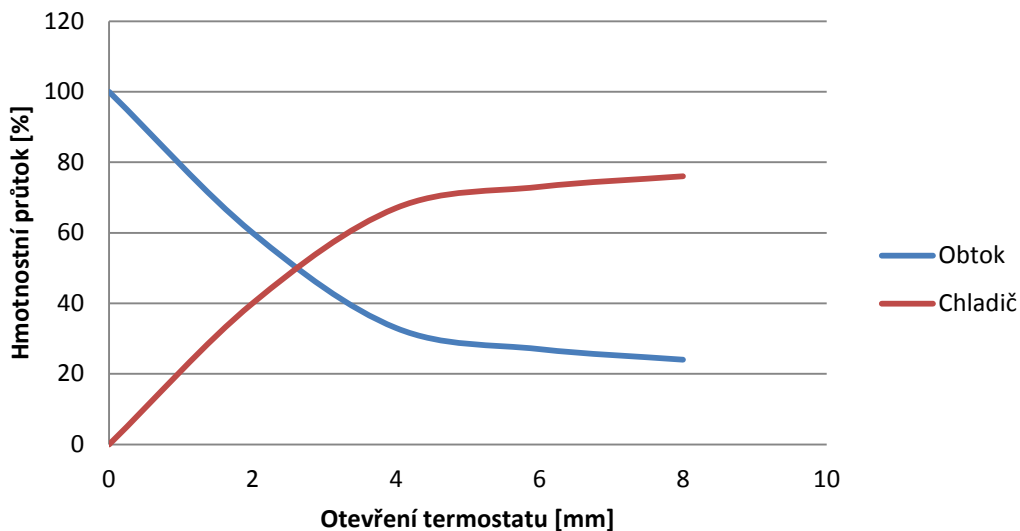
## CFD analýza pro Skříň 2



Graf 8. Průběh hmotnostních průtoků skříně 2

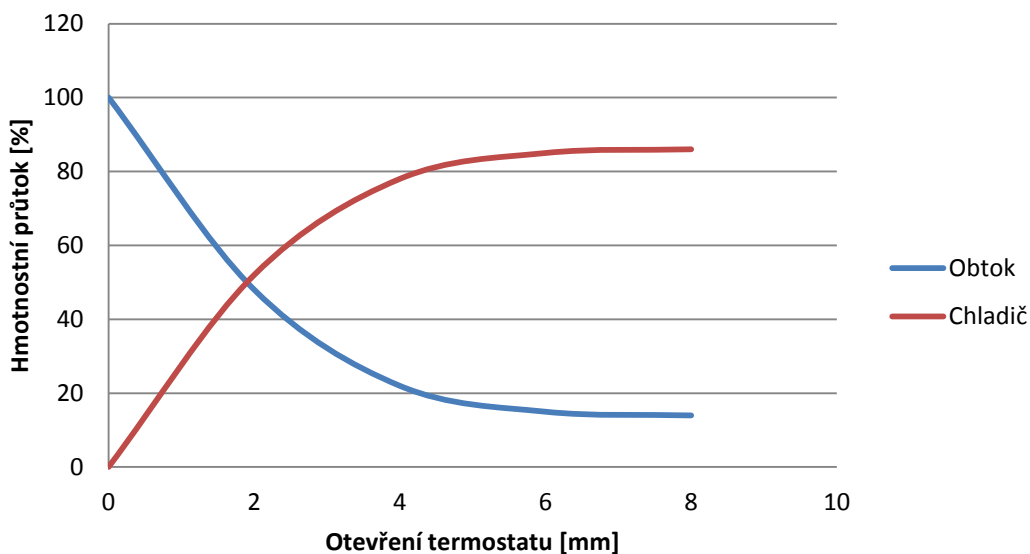


### CFD analýza pro Skříň 3



Graf 9. Průběh hmotnostních průtoků skříně 3

### CFD analýza pro Skříň 4



Graf 10. Průběh hmotnostních průtoků skříně 3

Na grafech č. 7 až 10 je patrný pohyb křivek hmotnostních průtoků pro obtok a výstup pro chladič. Porovnání těchto grafů vidíme, že při první variantě u poměru průtoků 1/1 mezi obtokem a vstupem do chladiče. Je hodnota otevření termostatu přibližně 5,5 mm. Zato u poslední čtvrté varianty při poměru 1/1 je otevření termostatu již 2 mm. Čtvrtá varianta skříně má rychlejší otevření výstupu pro chladič. Může to znamenat rychlé promísení kapalin s rozdílnou teplotou, a tím rychlý pokles provozní teploty. Termostat má samočinnou regulaci už z principu funkce, a nadějí je, že dokáže okamžitě zareagovat svým přivřením.



## 8 Ekonomická rozvaha chladicích okruhů

Ekonomická rozvaha se provádí současně s návrhem. Cena jednotlivých pracovních úkonů či částí systému rozhoduje o tom, zda bude konstrukční návrh uskutečněn. Konstruktor by si měl udělat cenovou kalkulaci dříve, než se danou část rozhodne navrhnout či koupit.

Vytvořil jsem ekonomickou rozvahu na chladicí systém vozu Dragon 2 a 3. Dragon 2 již má chladicí systém kompletní a je plně funkční, proto si troufnu tvrdit, že je kalkulace velice přesná. Kalkulace je provedena dvojím způsobem. Pro běžného zákazníka a pro tým TU Brno Racing. Při návrhu pro zákazníka není brán v potaz sponzorský příspěvek finanční nebo materiální.

Tab 16. Porovnání ekonomických rozvah vozů Dragon 2 a Dragon 3

	<b>Cena</b>	<b>Cena bez chladičů</b>
<b>Chladicí systém Dragon 2</b>	22 030,34 Kč	8 030,34 Kč
<b>Chladicí systém Dragon 3</b>	16 407,40 Kč	6 407,40 Kč

Z porovnávaných částek je zřejmé, že chladicí soustava vozu Dragon 2 je ekonomicky náročnější. Je to dáno použitím systému se dvěma chladiči. Chladič a ventilátor je nejdražší položka celé ekonomické rozvahy, a proto především on rozhoduje o ceně celého okruhu. Množství i typy ostatních součástí jsou téměř shodné, anebo je jejich částka zanedbatelná. Podrobnosti o cenách jednotlivých částí chladicích systémů je možné nalézt v příloze č. 7.

Výhodou našeho týmu jsou dlouhodobí partneři jako HVCC, který chladiče dodal jako sponzorský dar nebo Böelhoff, který nás zásobuje spojovacím materiálem. Porovnané ceny, které tým skutečně zaplatil za chladicí systém, se od sebe téměř neliší. Porovnání cen bez chladičů můžete vidět v tabulce č. 16.



## Závěr

Cílem mé diplomové práce bylo navrhnout chladicí systémy formulového vozů Dragon 2 a Dragon 3 studentského týmu TU Brno Racing pod záštitou ústavu Automobilního a dopravního inženýrství.

První část mé práce pojednává o chladicích systémech spalovacích motorů, jejich funkcích a konstrukcích jednotlivých komponent. Zmiňuji zde pravidla soutěže Formula Student, která jsou nedílnou součástí návrhu, stavby i prezentace týmu na mezinárodních závodech. Dle průzkumu konkurenčních týmů jsou zde zpracovány návrhy umístění chladičů, kde nejpoužívanější je umístění na pravém či levém boku vozu v případě jednoho chladiče nebo na obou stranách vozu za použití chladičů dvou. Další části chladicí soustavy jsou obdobné s motocyklovými či automobilovými komponenty, avšak dbá se na jejich hmotnost a spolehlivost.

Pro vlastní návrh chladicích systémů bylo nutné změřit výkon motoru po restrikcii dle pravidel a objemový průtok čerpadla chladicí kapaliny motoru Husaberg FE 570, který tým vybral po předchozí zkušenosti. Výkon motoru byl naměřen na motorovém dynamometru Super Flow a jeho hodnota  $42,4 \text{ kW}$  při otáčkách  $8250 \text{ min}^{-1}$  byla prvním údajem pro návrh chladiče. Objemový průtok byl měřen elektromagnetickým průtokoměrem značky Sigma na vozu Dragon 1 sestrojeném našimi týmovými kolegy o rok dříve. Maximální změřená hodnota hmotnostního průtoku je  $0,8 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  při otáčkách  $8000 \text{ min}^{-1}$ .

Pro návrh chladicí soustavy obou vozů bylo třeba znát model motoru, který již vytvořili kolegové z týmu o rok dříve. Následoval návrh chladicí soustava vozu Dragon 2 odvíjející se především od návrhu rozměru činné plochy chladiče. Její výpočet vychází z naměřených parametrů motoru, parametrů použitých médií a známých vztahů přestupu tepla a proudění. Pro zmenšení rozměru vozu a vhodnému natočení k proudícímu vzduchu jsem použil dva paralelně zapojené chladiče. Výsledek výpočtu činné plochy byl půlen a plocha sloužila pro výpočet strany čtverce činné plochy jednoho chladiče, ze kterého rozměrovými variacemi pro činnou plochu lze určit vhodný rozměr chladiče včetně komor a uchycení. Rozhodoval jsem se mezi třemi možnostmi poměru stran chladiče. Nejvýhodněji pro umístění chladičů na rám a ventilátoru na chladiče vychází varianta o rozměru činné plochy  $290 \times 145 \text{ mm}$  při rozměrech chladiče  $320 \times 190 \text{ mm}$ , kdy komory vstupní a výstupní jsou po boku činné plochy vůči vozovce a typ použitého chladiče je „U“ se zvýšeným chladicím výkonem. Ventilátory byly voleny dle rozměru chladicí plochy, jeho výhodou je výkonnost a nízká hmotnost. Expanzní nádobka je zapojena sériově v nejvyšším místě okruhu. Malé rozměry a nízká hmotnost jsou její největší předností. Zbylé části chladicí soustav byly voleny z hlediska nízké hmotnosti, dostupnosti a vhodnosti pro daný systém vozu.

Návrh chladicí soustavy vozu Dragon 3 postupoval obdobně jako u vozu Dragon 2. Při návrhu chladiče se změnila rychlost proudícího vzduchu dle dat a zkušeností získaných při provozu vozu. Činná plocha se zmenšila a došlo i ke změně koncepce chladicího systému z dvou-chladičové na jedno-chladičovou. Příčina byla vyvedení výfukového systému místy, kde by byl umístěn jeden z chladičů. Rozměr strany čtverce činné plochy po modifikaci byl  $320 \times 215 \text{ mm}$ . Při umístění komor nahoře a dole vůči vozovce bylo vhodné použít chladič typu „I“ o celkových rozměrech  $400 \times 230 \text{ mm}$ . Chladič byl testován na kalorimetru ve společnosti HVCC, kdy byla proměřena jeho kompletní charakteristika. Testované chladicí





výkony a průtoky chladiče, však nedosahují na vypočtené hodnoty. Bylo by třeba opakovat měření, pokud to měřicí rozsah kalorimetru dovolí, a porovnat vypočtené hodnoty s naměřenými. Dle tabulky v příloze č. 6 můžeme vidět, že teplotní spád na chladiči ze strany kapaliny je průměrně 10°C což odpovídá vypočtené hodnotě teplotního spádu chladiča. Konstrukce zbylé části chlazení se liší volbu jiného ventilátoru, tvorbu nastavitelného přetlakového ventilu víčka expanzní nádoby a návrhem zachytné nádoby s poloviční hmotností.

Dále jsem se zabýval volbou termostatu pro testování v chladném období. Zvolil jsem typ jednostranného termostatu. Vytvořil jsem CFD analýzu pro čtyři různé návrhy skříně termostatu a zároveň pro pět stupňů otevření termostatu. Úkolem CFD analýzy bylo vybrat skříně s vhodným samovolným rozdělením hmotnostních toků na výstupu do chladiče a na obtoku. Poloha vstupu a výstupů vychází z umístění skříně do okruhu. Vhodnou variantou se ukazuje volba rozdílných průměrů výstupu do chladiče a obtoku, kdy výstup má průměr 19 mm a obtok 12 mm s kombinací mírného naklonění obtoku proti směru proudu kapaliny. Kapalina proudící výstupem do chladiče je 84% hmotnostního toku vstupu a kapalina proudící obtokem pouze 16%. Korigovaný tlakový spád je u obtoku této varianty nejvyšší, což svědčí o škrčení průtoku kapaliny. U výstupu do chladiče je spád téměř stejný u všech variant. Nezvyklý úhel naklonění obtoku je konstruován na jednoduché spojení výtoku a vtoku motoru.

Pro další zlepšení by bylo vhodné měřit data teplotního spádu na chladiči a objemového průtoku v průběhu testovacích jízd a vytvořit tak detailní charakteristiku chladičích systém. Výsledkem může být zmenšení činné plochy chladiče, či odlehčení komponent chladičích systém, které povede k snížení hmotnosti vozu. Pro realizaci termostatu je nutné provést návrh konečného tvaru skříně termostatu, která bude rozebíratelná a tvarovaná pro snížení tlakového spádu. To povede na tvorbu dalších CFD analýz například míchání chladičích kapaliny o rozdílné teplotě při otevření termostatu nebo na snížení tlakového spádu změnou tvaru skříně termostatu.

Závěrem mohu říci, že všechny body zadání byly splněny. Systém chlazení vozu Dragon 2 již na voze funguje. Testování proběhlo na volných jízdách i závodech. Systém chlazení vozu Dragon 3 je momentálně připraven k montáži na vůz.



## Použité informační zdroje

- [1] Kolektiv VÚNM a ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1díl. Státní nakladatelství technické literatury, n.p., Druhé vydání, Praha, 1962. L123-B3-IV-41/2490
- [2] KRATOCHVIL, C., ONDRAČEK, E. Mechanika těles - Počítače a MKP. Vysoké učení technické v Brně, 1987.
- [3] RAUSCHER, J. *Spalovací motory: studijní opory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2005. 235 s.
- [4] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3. přeprac. /. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 284 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2409-5.
- [5] *DESIGN AND OPTIMIZATION OF A FORMULA SAE COOLING SYSTEM*. Toronto, 2007. Dostupné z: <http://docsse.com/view.php?id=856504>. BACHELOR OF APPLIED SCIENCE. University Of Toronto. Vedoucí práce Professor M. Bussmann.
- [4] Results Are In: Michigan and Lincoln 2012. CARROLL SHELBY ENTERPRISES, Inc. *Carroll Shelby Enterprises, Inc.* [online]. Las Vegas, 13.07.2012 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://shelbygoodyear.com/category/formula-sae/>
- [5] Electric racing kart demonstrates high speed sprint and superb control. GREEN MOTORSPORT LIMITED. *Green motor sport* [online]. Surrey, © 2002-2013 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: [http://www.greenmotorsport.com/green\\_motorsport/news\\_and\\_information/3,1,388,1,10309.html](http://www.greenmotorsport.com/green_motorsport/news_and_information/3,1,388,1,10309.html)
- [6] 2012 next big innovation. *Speed.com: Forums* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://forums.speedtv.com/threads/1366-2012-next-big-innovation>
- [7] Photos. *Aston University* [online]. Birmingham, 31.07.2012 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www1.aston.ac.uk/eas/undergraduate/formula-student/photos/>
- [8] Road to Driving 2: Monash Motorsport. *Facebook* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/photo.php?fbid=238908826130377&set=a.238908466130413.63278.185745901446670&type=3&theater>
- [9] GTMS Formula Student 2000: Penn State Racing. *Radiator in PSU's wing* [online]. 25.05.2001 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://www-old.me.gatech.edu/~kcunefare/GTMS01/source/37.html>



- [10] TU Brno Racing. *Facebook* [online]. 12.02.2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/photo.php?fbid=551788118178435&set=a.296691720354744.80351.162916657065585&type=1&theater>
- [11] 2010 Husaberg FE 390: ULTIMATE RIDEABILITY. *Elite Husaberg: Motorsport* [online]. Loveland, 2010 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://elitehusaberg.com/husaberg/?p=121>
- [12] Axial Fans - 12 V: VA31-A101-46S. *Spal Automotive* [online]. Italy, © 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: [http://www.spalautomotive.com/eng/products/view\\_axial.aspx?id=VA31-A101-46S](http://www.spalautomotive.com/eng/products/view_axial.aspx?id=VA31-A101-46S)
- [13] Axial Fans - 12 V: VA31-A101-46S. *Spal Automotive* [online]. Italy, © 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: [http://www.spalautomotive.com/eng/products/view\\_axial.aspx?id=VA31-A101-46S](http://www.spalautomotive.com/eng/products/view_axial.aspx?id=VA31-A101-46S)
- [14] Hadicové spony TORRO W1. *Foerch* [online]. 23.11.2010 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://www.foerch.cz/product.aspx?p=4cb88932-8a13-4b8a-b77a-fc76355f5217&g=64b5e232-0ec8-4fd4-9f11-6a286169febb>
- [15] *Visteon-Autopal Servicies, s.r.o.* : Test report no. 1478/3030/13
- [16] Axial Fans - 12 V: VA14-AP11/C-34S. *Spal Automotive* [online]. Italy, © 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: [http://www.spalautomotive.com/eng/products/view\\_axial.aspx?id=VA14-AP11\\_C-34S](http://www.spalautomotive.com/eng/products/view_axial.aspx?id=VA14-AP11_C-34S)
- [17] Detail zboží: Termostat. *IMPEXTA.CZ* [online]. 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://americkeautodily.cz/produkt/termostat/2593>
- [18] Car Thermostat for Audi, Volkswagen, BMW, Mercedes, Benz, Volvo etc. *Focus Tachnology Co.* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://tomosen.en.made-in-china.com/product/iegxyvCrwFWw/China-Car-Thermostat-for-Audi-Volkswagen-BMW-Mercedes-Benz-Volvo-etc.html>
- [19] Se sezónou se loučil i studentský závodní tým TU Brno Racing. *Grip TV* [online]. ©2013 [cit. 2013-05-23]. Dostupné z: <http://www.griptv.cz/2012/11/se-sezonou-se-loucil-i-studentsky-zavodni-tym-tu-brno-racing/>



## Seznam použitých zkratek a symbolů

$c_{p,H_2O}$	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita vody
$c_{p,vzd}$	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita vzduchu
$m_{H_2O}$	$[kg.s^{-1}]$	hmotnostní průtok vody
$p_a$	[Pa]	atmosférický tlak vzduchu
$P_{em}$	[kW]	maximální výkon motoru
$q$	[-]	empirický součinitel
$Q_{H_2O}$	[kW]	teplo předané chladicí kapalině
$Q_m$	$[kg.s^{-1}]$	hmotnostní průtok
$Q_o$	$[m^3.s^{-1}]$	objemový průtok
$Q_{vzd,max}$	[kW]	maximální teplo předané proudícímu vzduchu
$Re$	[-]	Reynoldsovo číslo
$r_{vzd}$	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	hmotnostní plynová konstanta vzduchu
$S_{ch1}$	$[m^2]$	činná plocha chladiče vozu Dragon 2
$S_{ch1,1/2}$	$[m^2]$	činná plocha jednoho chladiče vozu Dragon 2
$S_{ch2}$	$[m^2]$	činná plocha chladiče vozu Dragon 3
$T_{H_2O,max}$	[K]	maximální teplota vody
$T_{vzd}$	[K]	teplota vzduchu
$v_{vzd}$	$[m.s^{-1}]$	rychlost proudícího vzduchu
$\Delta T$	[K]	teplotní spád kapaliny na chladiči
$\Delta T_{max}$	[K]	maximální teplotní změna médií
$\rho_{80}$	$[kg.m^{-3}]$	hustota při teplotě 80°C
$\rho_{vzd}$	$[kg.m^{-1}]$	hustota vzduchu



## Seznam příloh

Příloha č. 1	Data naměřená motorovým dynamometrem SuperFlow.....	I
Příloha č. 2	Naměřená a zpracovaná data měření průtoku .....	II
Příloha č. 3	Vlastnosti vody a vzduchu .....	III
Příloha č. 4	Vlastnosti a výkres ventilátoru Spal VA31-A101-46S .....	IV
Příloha č. 5	Katalog průmyslových silentbloků Rubena .....	VI
Příloha č. 6	Data měření na kalorimetru společnosti HVCC.....	VII
Příloha č. 7	Vlastnosti a výkres ventilátoru Spal VA14-AP11/C-34S .....	VIII
Příloha č. 8	Data ekonomické rozvahy chladicích systémů .....	X



# Přílohy

## Příloha č. 1 Data naměřená motorovým dynamometrem Super Flow

DynSetSpd	EngSpd	DINTrq	DINPwr	CoolIn	CoolOt	Oil_P	OilIn
RPM	RPM	C Nm	C kW	degC	degC	kPa	degC
4000	4124	41,1	17,7	72	74	181,3	62
4250	4295	41,2	18,5	72	74	191,9	62
4500	4575	42,6	20,4	72	74	206,4	64
4750	4827	44,0	22,3	73	75	219,2	64
5000	5068	44,0	23,3	72	74	225	62
5250	5267	46,0	25,4	72	74	227,6	63
5500	5489	50,0	28,7	73	75	226,9	62
5750	5735	51,7	31	74	75	214,6	63
6000	5988	50,8	31,9	73	75	205,8	63
6250	6244	50,6	33,1	73	75	204,3	63
6500	6491	50,7	34,5	73	75	204,9	65
6750	6753	51,9	36,7	74	76	201,3	66
7000	<b>6993</b>	<b>52,0</b>	38,1	74	76	195,3	66
7250	7243	51,6	39,2	74	76	194,1	68
7500	7495	50,4	39,5	73	76	196,3	68
7750	7749	49,9	40,5	74	76	200,2	69
8000	7992	49,2	41,2	74	76	203,6	69
8250	<b>8249</b>	49,1	<b>42,4</b>	73	76	205,5	71
8500	8492	46,8	41,6	73	75	205,8	69
8750	8739	44,0	40,3	73	76	205,9	73
9000	9002	41,6	39,2	73	75	206,4	75
9250	9231	39,7	38,3	73	75	207,4	75
9500	9482	37,6	37,3	73	75	206,2	78

## Příloha č. 2

## Naměřená a zpracovaná data měření průtoku

Otáčky motoru	Měřené napětí na průtokoměru [V]								Průměrné hodnoty napětí z měření
	1	2	3	4	5	6	7	8	
[min <sup>-1</sup> ]									[V]
3000	0,38	0,51	0,47	0,47	0,45	0,44	0,46	0,50	<b>0,46</b>
4000	0,49	0,51	0,52						<b>0,51</b>
5000	0,64	0,56							<b>0,60</b>
6000	0,77	0,83	0,84	0,64	0,77				<b>0,77</b>
7000	0,79	0,93	0,93	0,84	0,83	0,84	0,92		<b>0,87</b>
8000	0,92	0,95							<b>0,93</b>

Otáčky motoru	Vypočtené hodnoty objemového průtoku [l.s <sup>-1</sup> ]								Průměrné hodnoty obj. průtoku
	1	2	3	4	5	6	7	8	
[min <sup>-1</sup> ]									[l.s <sup>-1</sup> ]
3000	0,32	0,43	0,39	0,39	0,37	0,36	0,38	0,42	<b>0,38</b>
4000	0,41	0,43	0,44						<b>0,42</b>
5000	0,53	0,47							<b>0,50</b>
6000	0,64	0,69	0,70	0,53	0,64				<b>0,64</b>
7000	0,66	0,78	0,78	0,70	0,69	0,70	0,77		<b>0,73</b>
8000	0,77	0,79							<b>0,78</b>

Otáčky motoru	Vypočtené hodnoty hmotnostního průtoku [kg.s <sup>-1</sup> ]								Průměrné hodnoty hmot. průtoku
	1	2	3	4	5	6	7	8	
[min <sup>-1</sup> ]									[kg.s <sup>-1</sup> ]
3000	0,33	0,44	0,41	0,41	0,38	0,37	0,40	0,43	<b>0,40</b>
4000	0,42	0,44	0,45						<b>0,44</b>
5000	0,55	0,48							<b>0,52</b>
6000	0,66	0,71	0,72	0,55	0,66				<b>0,66</b>
7000	0,68	0,80	0,80	0,72	0,71	0,72	0,79		<b>0,75</b>
8000	0,79	0,81							<b>0,80</b>

## Příloha č. 3      Vlastnosti vody a vzduchu

Fyzikální vlastnosti vody

t [°C]	$c_p$ [kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	$\rho$ [kg m <sup>-3</sup> ]	$\lambda$ [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	$\eta \cdot 10^6$ [Ns m <sup>-2</sup> ]	$\nu \cdot 10^8$ [m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]	Pr	$\beta$ [K <sup>-1</sup> ]
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]	$\rho$ [kg m <sup>-3</sup> ]	$c_p$ [kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	$\lambda \cdot 10^2$ [Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	$\alpha \cdot 10^5$ [m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]	$\eta \cdot 10^6$ [Ns m <sup>-2</sup> ]	$\nu \cdot 10^6$ [m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]	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

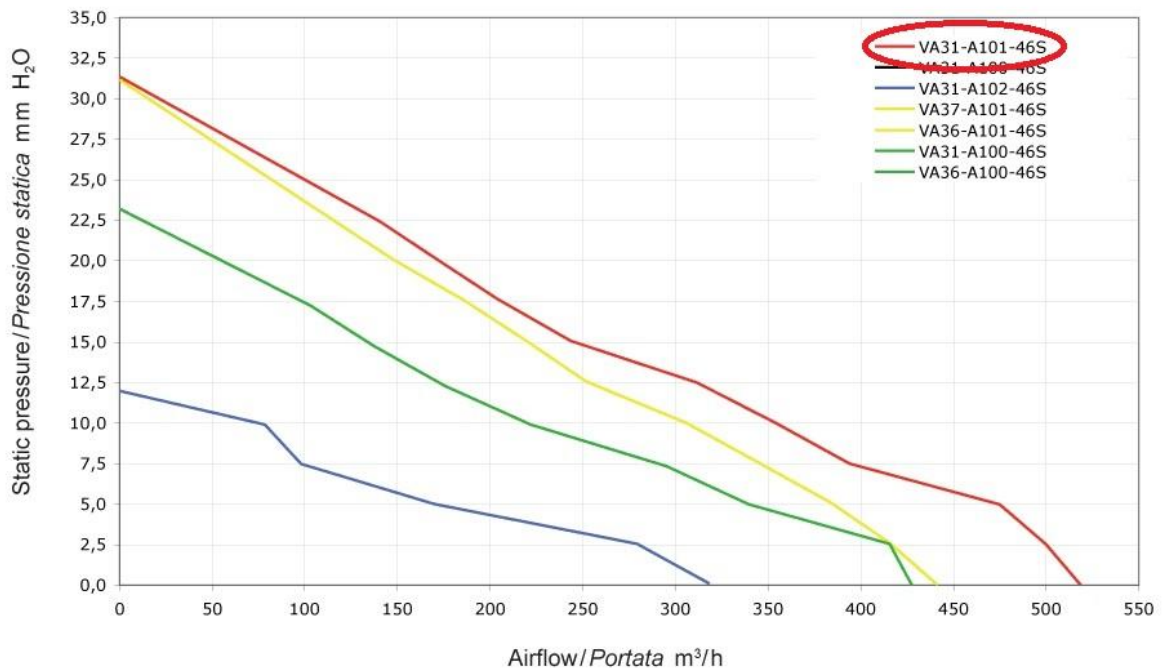
Příloha č. 4

Vlastnosti a výkres ventilátoru Spal VA31-A101-46S

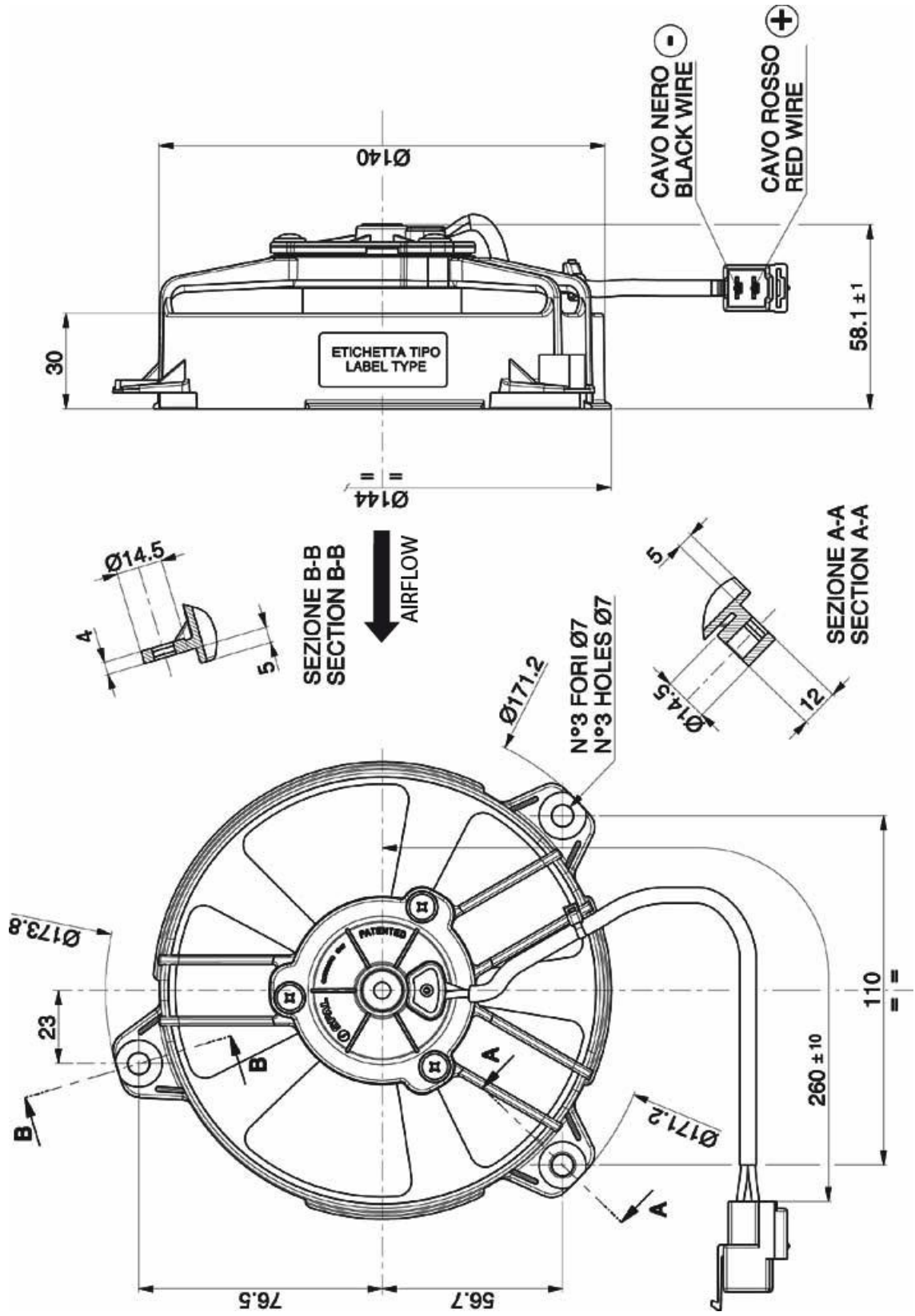
Performance chart

Static pressure	Airflow	Current input	Airflow	Static pressure
mm H <sub>2</sub> O	m <sup>3</sup> /h	A	CFM	in H <sub>2</sub> O
0,0	520,0	4,3	307,0	0,0
2,5	500,0	4,3	295,0	0,1
5,0	470,0	4,3	277,0	0,2
7,5	390,0	4,2	230,0	0,3
10,0	350,0	4,2	207,0	0,4
12,5	310,0	4,4	183,0	0,5
15,0	240,0	4,5	142,0	0,6
17,5	200,0	4,8	118,0	0,7
20,0	170,0	5,0	100,0	0,8
25,0	140,0	5,1	83,0	1,0
30,0	0,0	5,8	0,0	1,2

**BLOWING / SOFFIANTE**



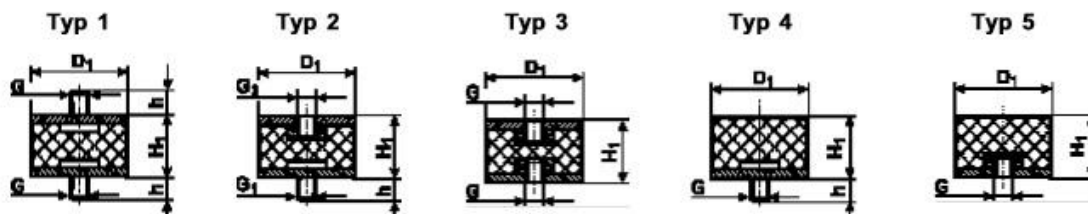
Static pressure: 1 mm H<sub>2</sub>O = 0,04 inches H<sub>2</sub>O    Airflow: 1 m<sup>3</sup>/h = 0,59 cfm





Příloha č. 5

Katalog válcové pružiny standardní Rubena



D <sub>1</sub>	H <sub>1</sub>	Závit 1 (Gxh)	Závit 2 (Gxh)	ShA	Tvar	Typ
20	12	M 8x20	-	55	-	4
20	12	M 8x23	-	55	-	4
20	12	M 6	-	55	-	5
20	13	M 6x18	-	55	-	1
20	13	M 4x10	-	55	-	4
20	13	M 4x15	-	55	-	4
20	13	M 6x10	-	55	-	4
20	13	M 6x12	-	55	-	4
20	13	M 6x15	-	55	-	4
20	13	M 6x16	-	55	-	4
20	13	M 6x18	-	55	-	4
20	13	M 6x23	-	55	-	4
20	13	M 6x30	-	55	-	4
20	13	M 6	-	55	-	5
20	13,5	M 4x15	-	55	-	4
20	13,5	M 6x 8	-	55	-	4
20	13,5	M 6x15	-	55	-	4
20	13,5	M 6x18	-	55	-	4
20	13,5	M 6x24	-	55	-	4
20	13,5	M10x40	-	55	-	4
20	13,5	M 6	-	55	-	5
20	15	M 4x 8	-	55	-	1
20	15	M 4x10	-	55	-	1
20	15	M 5x13	-	55	-	1
20	15	M 5x15	-	55	-	1
20	15	M 6x 8	-	55	-	1
20	15	M 6x10	-	55	-	1
20	15	M 6x10	M 5x30	55	-	1
20	15	M 6x12	-	55	-	1
20	15	M 6x15	-	55	-	1
20	15	M 6x15	M 5x10	55	-	1
20	15	M 6x15	M 6x10	55	-	1
20	15	M 6x16	-	55	-	1
20	15	M 6x18	-	55	-	1
20	15	M 6x18	M 6x 8	55	-	1
20	15	M 6x20	M 6x10	55	-	1
20	15	M 6x28	-	55	-	1
20	15	M 8x15	-	55	-	1
20	15	M 8x15	M 8x10	55	-	1
20	15	M 8x20	-	55	-	1
20	15	M 8x23	-	55	-	1
20	15	M 4x10	-	55	-	2
20	15	M 4x12	-	55	-	2
20	15	M 4x15	-	55	-	2
20	15	M 5x 4	-	55	-	2
20	15	M 5x 8	-	55	-	2
20	15	M 5x10	-	55	-	2
20	15	M 5x12	-	55	-	2
20	15	M 5x15	-	55	-	2
20	15	M 5x19	-	55	-	2
20	15	M 6x 4	-	55	-	2
20	15	M 6x 6	-	55	-	2
20	15	M 6x 8	-	55	-	2
20	15	M 6x10	-	55	-	2
20	15	M 6x12	-	55	-	2
20	15	M 6x14	-	55	-	2
20	15	M 6x15	-	55	-	2
20	15	M 6x16	-	55	-	2

D <sub>1</sub>	H <sub>1</sub>	Závit 1 (Gxh)	Závit 2 (Gxh)	ShA	Tvar	Typ
20	15	M 6x18	-	55	-	2
20	15	M 6x20	-	55	-	2
20	15	M 8x 8	-	55	-	2
20	15	M 8x15	-	55	-	2
20	15	M 5	-	55	-	3
20	15	M 6	-	55	-	3
20	15	M 8	-	55	-	3
20	15	M 5x15	-	55	-	4
20	15	M 5x18	-	55	-	4
20	15	M 6x 6	-	55	-	4
20	15	M 6x 8	-	55	-	4
20	15	M 6x10	-	55	-	4
20	15	M 6x12	-	55	-	4
20	15	M 6x15	-	55	-	4
20	15	M 6x16	-	55	-	4
20	15	M 6x18	-	55	-	4
20	15	M 6x20	-	55	-	4
20	15	M 6x23	-	55	-	4
20	15	M 6x25	-	55	-	4
20	15	M 6x30	-	55	-	4
20	15	M 6x33	-	55	-	4
20	15	M 8x 8	-	55	-	4
20	15	M 8x10	-	55	-	4
20	15	M 8x15	-	55	-	4
20	15	M 8x23	-	55	-	4
20	15	M 8x28	-	55	-	4
20	15	M 8x35	-	55	-	4
20	15	M10x39	-	55	-	4
20	15	M 5	-	55	-	5
20	15	M 6	-	55	-	5
20	15	M 8	-	55	-	5
20	17	M 6x18	-	55	-	2
20	17	M 6x 8	-	55	-	4
20	17	M 6x15	-	55	-	4
20	17	M 6x18	-	55	-	4
20	17	M 6x20	-	55	-	4
20	17	M10x28	-	55	-	4
20	18	M 6x15	-	55	-	4
20	18	M 8x15	-	55	-	4
20	18,5	M 6x10	-	55	-	2
20	20	M 5x13	-	55	-	1
20	20	M 5x15	-	55	-	1
20	20	M 5x20	-	55	-	1
20	20	M 5x25	-	55	-	1
20	20	M 6x10	-	55	-	1
20	20	M 6x10	M 5x10	55	-	1
20	20	M 6x10	M 6x18	55	-	1
20	20	M 6x14	-	55	-	1
20	20	M 6x15	-	55	-	1
20	20	M 6x15	M 6x 8	55	-	1
20	20	M 6x18	-	55	-	1
20	20	M 6x20	-	55	-	1
20	20	M 6x20	M 6x10	55	-	1
20	20	M 8x10	-	55	-	1
20	20	M 8x20	-	55	-	1
20	20	M 5x 8	-	55	-	2
20	20	M 5x12	-	55	-	2
20	20	M 5x15	-	55	-	2

Poznámka: Závit 2 = Závit 1, pokud není uvedeno jinak.

Příloha č. 6

Data měření na kalorimetru společnosti HVCC

Measuring data														Err Balance (%)
Labelled Point	Cooling Air Side						Coolant Side							
	Air Speed * (m/s)	Air Mass (kg/s)	Inlet Temp (°C)	Outlet Temp (°C)	Air Drop (Pa)	Heat rejection (kW)	Flow (l/min)	Coolant Mass (kg/s)	Inlet Temp (°C)	Outlet Temp (°C)	Coolant Drop (kPa)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Heat Rejection (kW)	
1	2,02	0,17	29,83	79,35	83,58	8,44	9,00	0,15	90,33	75,01	2,87	1019,60	8,38	-0,62
2	1,99	0,17	29,65	82,03	83,55	8,78	15,00	0,25	90,38	80,41	5,71	1019,54	9,12	3,77
3	2,00	0,17	30,26	82,89	84,70	8,87	21,00	0,36	89,78	82,40	9,91	1020,17	9,47	6,58
4	2,00	0,17	29,77	84,07	84,47	9,12	30,00	0,51	90,24	84,86	18,33	1019,71	9,87	7,91
8	4,01	0,33	30,11	66,87	196,78	12,39	9,00	0,15	89,84	67,02	3,09	1020,12	12,43	0,34
9	3,98	0,33	29,72	71,70	198,16	14,07	15,00	0,26	89,53	74,16	5,92	1020,36	14,01	-0,41
10	4,02	0,33	29,43	75,09	204,30	15,44	21,00	0,36	90,36	78,16	10,09	1019,56	15,61	1,05
11	4,02	0,33	30,15	77,35	207,46	15,99	30,00	0,51	90,31	81,36	18,50	1019,63	16,38	2,39
15	6,00	0,50	29,92	59,61	347,73	15,00	9,00	0,15	89,96	62,81	3,21	1020,03	14,75	-1,68
16	6,02	0,50	30,27	64,97	357,71	17,61	15,00	0,25	90,00	70,48	6,04	1020,00	17,75	0,83
17	5,99	0,50	30,27	69,20	355,81	19,65	21,00	0,36	90,08	74,82	10,21	1019,91	19,48	-0,88
18	5,99	0,50	30,54	71,99	363,73	20,94	30,00	0,51	90,04	78,44	18,66	1019,95	21,21	1,28
22	7,98	0,66	29,50	54,03	534,83	16,50	9,00	0,15	90,07	59,90	3,32	1019,91	16,36	-0,82
23	8,03	0,67	30,09	59,48	552,53	19,88	15,00	0,26	89,84	67,89	6,13	1020,13	19,93	0,26
24	7,97	0,66	30,48	63,36	560,48	22,10	21,00	0,36	90,10	72,51	10,37	1019,87	22,43	1,47
25	8,00	0,67	30,07	66,88	567,90	24,83	30,00	0,51	90,03	76,35	18,84	1019,97	24,96	0,53
average	2,00	0,17			84,08		9,00	0,15			3,12			
	4,01	0,33			201,67		15,00	0,25			5,95			
	6,00	0,50			356,24		21,00	0,36			10,14			
	7,99	0,66			553,93		30,00	0,51			18,58			

Remark: air speed \* - air speed at density of cooling air = 1,205 kg/m<sup>3</sup>

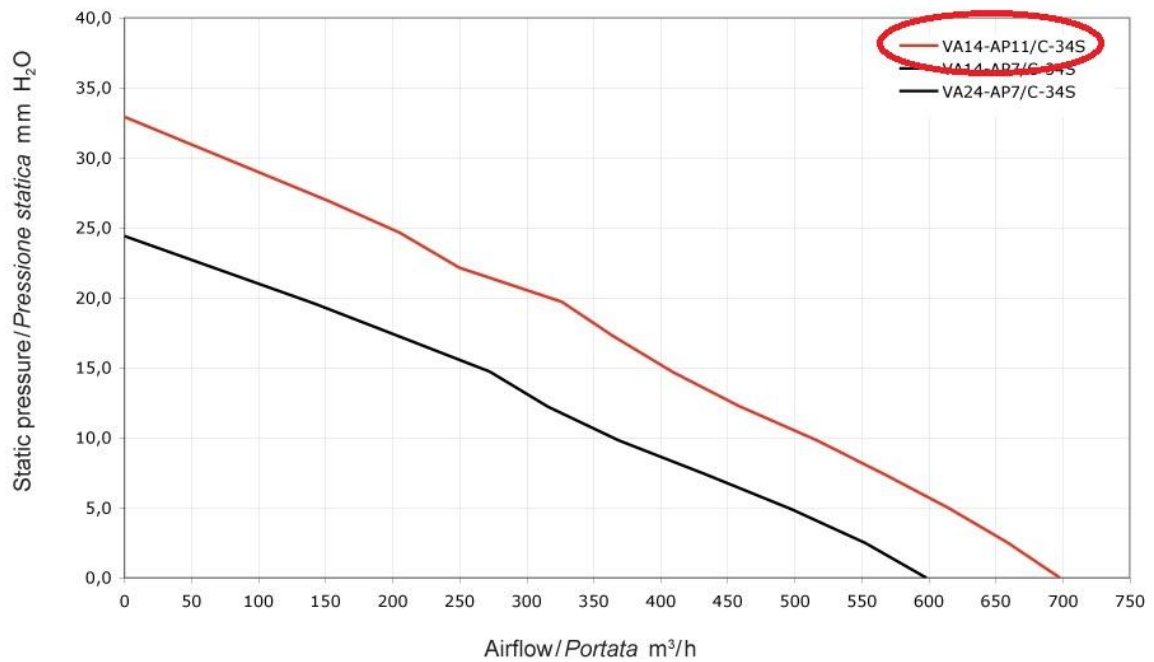
## Příloha č. 7 Vlastnosti a výkres ventilátoru Spal VA14-AP11/C-34S

Performance chart

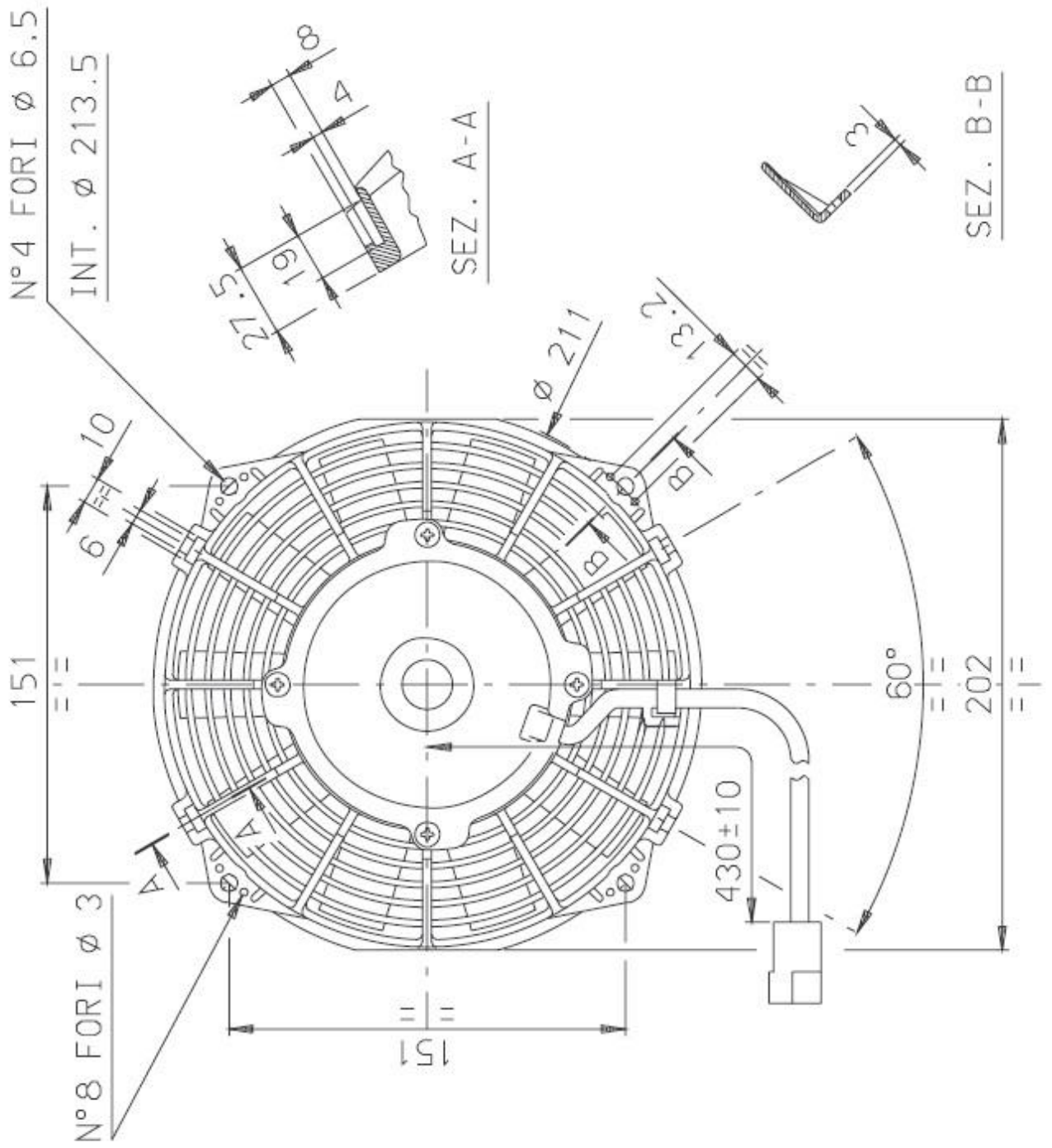
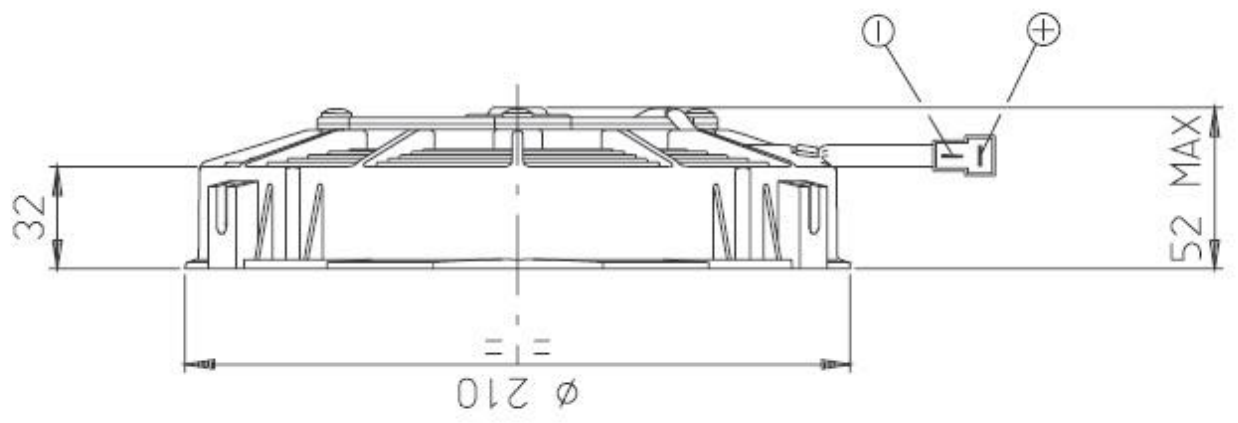
Static pressure	Airflow	Current input	Airflow	Static pressure
mm H <sub>2</sub> O	m <sup>3</sup> /h	A	CFM	in H <sub>2</sub> O
0,0	690,0	6,7	407,0	0,0
5,0	610,0	6,8	360,0	0,2
7,5	560,0	6,9	330,0	0,3
10,0	510,0	6,9	301,0	0,4
12,5	450,0	6,9	266,0	0,5
15,0	410,0	6,9	242,0	0,6
20,0	320,0	7,6	189,0	0,8
25,0	200,0	7,5	118,0	1,0
35,0	0,0	8,0	0,0	1,4

Test voltage 13 V d.c.

### BLOWING / SOFFIANTE



Static pressure: 1 mm H<sub>2</sub>O = 0,04 inches H<sub>2</sub>O    Airflow: 1 m<sup>3</sup>/h = 0,59 cfm



## Příloha č. 8

## Data ekonomické rozvahy chladicích systémů

## Dragon 2

Díl	Typ	Materiál	Druh nabytí	Počet / Délka [m]	Cena za kus [Kč/Ks]	Cena [Kč]
Chladič		Hliník	Dar	2	7 000,00 Kč	14 000,00 Kč
Ocelové lanko	Ø1,5	Nerez-ocel	Koupě	2	1,68 Kč	3,36 Kč
Ventilátor	Spal VA31-A101-46S	Plast, Měď	Koupě	2	1 718,50 Kč	3 437,00 Kč
Expanzní nádobka		Hliník	Koupě	1	1 100,00 Kč	1 100,00 Kč
Hadice	Ø8/16	Silikon	Koupě	0,6	211,00 Kč	126,60 Kč
Tvarovka	Ø20 - 45°	Silikon	Koupě	3	268,00 Kč	804,00 Kč
Tvarovka	Ø20 - 90°	Silikon	Koupě	5	230,00 Kč	1 150,00 Kč
Trubka	Ø22x1,5	Hliník	Koupě	2	34,60 Kč	69,20 Kč
Torro spona	Ø20÷32	Nerez-ocel	Koupě	18	4,70 Kč	84,60 Kč
Torro spona	Ø12÷22	Nerez-ocel	Koupě	4	4,40 Kč	17,60 Kč
Torro spona	Ø70-90	Nerez-ocel	Koupě	2	9,30 Kč	18,60 Kč
Láhev na pití	1l	Hliník	Koupě	1	250,00 Kč	250,00 Kč
Nýtovací matice	M8	Ocel	Koupě	2	7,00 Kč	14,00 Kč
Hadice	Ø6/10	Plast	Koupě	0,3	160,00 Kč	48,00 Kč
Šrouby	M6 - 15	Ocel	Koupě	6	0,37 Kč	2,22 Kč
Podložky	Ø6	Ocel	Koupě	12	0,20 Kč	2,40 Kč
Matice	M6 Nyloc	Ocel	Koupě	6	0,46 Kč	2,76 Kč
Hadicové příruby	Ø16 - M8	Hliník	Výroba	1	100,00 Kč	100,00 Kč
Hadicové příruby	Ø8 - M8	Hliník	Výroba	2	100,00 Kč	200,00 Kč
Hadicové příruby	Ø8 - G1/4	Hliník	Výroba	1	200,00 Kč	200,00 Kč
Hadicové příruby	Ø8 - M6	Ocel	Výroba	1	100,00 Kč	100,00 Kč
Držáky chladiče	T3 - 20x30	Ocel	Výroba	6	50,00 Kč	300,00 Kč
<b>Výsledná cena</b>						<b>22 030,34 Kč</b>

### Dragon 3

Díl	Typ	Materiál	Druh nabytí	Počet / Délka [m]	Cena za kus [Kč/Ks]	Cena [Kč]
Chladič		Hliník	Dar	1	10 000,00 Kč	10 000,00 Kč
Silentblok	1	Ocel, Pryž	Koupě	2	31,00 Kč	62,00 Kč
Silentblok	2	Ocel, Pryž	Koupě	1	31,00 Kč	31,00 Kč
Ocelové lanko	Ø1,5	Nerez- ocel	Koupě	2	1,68 Kč	3,36 Kč
Ventilátor	Spal VA14- AP11C-34	Plast, Měď	Koupě	1	2 348,00 Kč	2 348,00 Kč
Expanzní nádobka		Hliník	Koupě	1	1 100,00 Kč	1 100,00 Kč
Víčko exp. nádobky	0,11MPa	Ocel, Pryž	Koupě	1	145,00 Kč	145,00 Kč
Hadice	Ø8/16	Silikon	Koupě	0,4	211,00 Kč	84,40 Kč
Tvarovka	Ø19 - 45°	Silikon	Koupě	6	209,00 Kč	1 254,00 Kč
Tvarovka	Ø19 - 90°	Silikon	Koupě	2	222,00 Kč	444,00 Kč
Trubka	Ø22x1,5	Hliník	Koupě	2	34,60 Kč	69,20 Kč
Torro spona	Ø20÷32	Nerez- ocel	Koupě	16	4,70 Kč	75,20 Kč
Torro spona	Ø12÷22	Nerez- ocel	Koupě	4	4,40 Kč	17,60 Kč
Torro spona	Ø70/90	Nerez- ocel	Koupě	2	9,30 Kč	18,60 Kč
Plechovka piva	1l	Hliník	Koupě	1	40,00 Kč	40,00 Kč
Nýtovací matice	M8	Ocel	Koupě	4	7,00 Kč	28,00 Kč
Hadice	Ø6/10	Plast	Koupě	0,2	160,00 Kč	32,00 Kč
Šrouby	M6 - 15	Ocel	Koupě	2	0,37 Kč	0,74 Kč
Podložky	Ø6	Ocel	Koupě	10	0,20 Kč	2,00 Kč
Matice	M6 Nyloc	Ocel	Koupě	5	0,46 Kč	2,30 Kč
Hadicové příruby	Ø8 - M8	Hliník	Výroba	2	100,00 Kč	200,00 Kč
Hadicové příruby	Ø8 - G1/4	Hliník	Výroba	1	200,00 Kč	200,00 Kč
Hadicové příruby	Ø8 - M6	Ocel	Výroba	1	100,00 Kč	100,00 Kč
Držáky chladiče	T3 - 20x30	Ocel	Výroba	3	50,00 Kč	150,00 Kč
<b>Výsledná cena</b>						<b>16 407,40 Kč</b>