



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

Návrh a konstrukce chladicího systému  
experimentálního motoru

Design and construction of the cooling  
system of an experimental engine

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
2023**

**Filip KRÁL**

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ  
Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem  
Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Král** Jméno: **Filip** Osobní číslo: **484106**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojírenství**  
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

### II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh a konstrukce chladicího systému experimentálního motoru**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design and construction of the cooling system of an experimental engine**

Pokyny pro vypracování:

- 1) Navrhněte chladicí jednotku pro experimentální spalovací motory provozované na zkušebnách na Julisce s výkonem 100 kW včetně 3D modelu, která bude dostatečně regulovatelná, aby bylo na motoru možno provádět měření ve všech režimech motoru, který bude provozován na různé druhy paliv. Jednotka musí poskytovat informaci o teplotách a průtocích na vhodných místech okruhu, aby bylo možno určit tepelný tok jednotlivými částmi motoru (hlava, blok). Dále je požadavek na kontrolu chladicího výkonu pro provoz motoru na libovolné teplotě v intervalu <60;90> stupňů.
- 2) V programu Microsoft Excel vytvořte parametrický model chladicí jednotky pro určení komponent chladicího systému na konkrétní výkon motoru v intervalu <30;100> kW
- 3) Vyhledejte všechny potřebné komponenty systému, Proveďte cenová srovnání a navrhněte optimální řešení.
- 4) Vytvořte výrobní dokumentaci navržené chladicí jednotky. Součástí dokumentace je výrobní výkresy, kusovník a cenový rozbor.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Jindřich Hořenín ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **19.10.2022** Termín odevzdání bakalářské práce: **11.01.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

Ing. Jindřich Hořenín  
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_ Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_ Podpis studenta



## Anotační záznam

Jméno autora: Filip Král

Název práce: Návrh a konstrukce chladicího systému experimentálního motoru

Anglický název: Design and construction of the cooling system of an experimental engine

Rozsah práce:

86 stran

64 obrázků

26 tabulek

00 grafů

Akademický rok: 2022/2023

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Strojírenství

Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín

Klíčová slova: Motor, výkon, měrná tepelná kapacita, tlak, teplota, hustota, tlaková ztráta, chladicí jednotka, komponenty, chlazení motoru

Key words: Engine, power, specific heat capacity, pressure, temperature, density, pressure loss, cooling unit, components, engine cooling



## Abstrakt

Práce se zabývá mechanickým návrhem chladící jednotky, která bude sloužit k chlazení spalovacích motorů na zkušebně. Práce navrhuje funkční schéma uspořádání potřebných komponent a dimenzuje je. V další části práce předkládá konstrukční 3D návrh společně s návrhovými a výrobními výkresy (přílohy). Podstatným doplňkem je výpočtový excel, kde lze provést porovnání parametrů a cen komponent v závislosti na daných vstupních požadavcích.

## Abstract

This thesis is focused on the project of mechanical components of the cooling unit which will be used for cooling combustion engines at the testing laboratory. The thesis suggests functional scheme of requested components organization and their proportion. There are also constructional 3D schemes including design and production drawings in the subsequent part of this thesis. The important complement is a computational excel where a comparison between proportions and prices of components depending on stated entrance requirements can be executed.



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: Návrh a konstrukce chladicího systému experimentálního motoru vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

.....

(Podpis autora)



## Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval svému vedoucímu práce panu Ing. Jindřichovi Hořenínovi za rady a hlavně jeho vedení při tvorbě této práce. Díky tomu jsem práci dokončil. Dále patří velký dík týmu 3EOE za trpělivost při absenci trenéra.



## Obsah

1 Úvod.....	11
2 Chladicí systémy spalovacích motorů.....	12
2.1 Vzduchové chlazení .....	13
2.2 Kapalinové chlazení motoru .....	14
2.3 Srovnání výhod a nevýhod chladících systémů .....	19
2.4 Využití chladících systémů .....	20
3 Návrh chladicího systému.....	21
3.1 Místo provozu chladicí jednotky .....	21
3.2 Návrhové schéma .....	22
3.2.1 Provozní konfigurace .....	25
3.3 Teorie volby jednotlivých komponent.....	26
3.3.1 Teplo .....	26
3.3.2 Chladicí kapalina .....	27
3.3.3 Tlakové ztráty .....	28
3.4 Komponenty sekundárního okruhu.....	33
3.4.1 Výměník tepla .....	33
3.4.2 Vodní Filtr F11.....	38
3.4.3 Servisní ventily VS2, VS3.....	39
3.4.4 Vedení sekundárního okruhu .....	42
3.4.5 Ovládací ventil VO1 .....	43
3.5 Průtok a tlakové ztráty sekundárního okruhu.....	45
3.6 Komponenty primárního okruhu.....	48
3.6.1 Ovládací ventil VO2 .....	48
3.6.2 Nádoba N1 .....	49
3.6.3 Topné těleso .....	52
3.6.4 Expanzní nádoba EN .....	54
3.6.5 Průtokoměr PM1 .....	57
3.6.6 Senzory teploty.....	58
3.6.7 Servisní ventily VS1, VS4, VS5.....	61
3.6.8 Tlakové ztráty primárního okruhu.....	63
3.6.1 Čerpadlo chladicí kapaliny .....	68



4 Konstrukce .....	69
4.1 Zvážení možných konstrukčních uspořádání.....	69
4.1.1 Shrnutí konstrukčních variant .....	72
4.2 Optimalizace vybrané varianty .....	72
4.2.1 Výsledky optimalizace .....	73
4.3 Návrh rámu.....	73
4.3.1 Pojezdová kolečka .....	74
4.4 Kontroly .....	76
4.4.1 Kontrola nosnosti rámu .....	76
4.4.2 Výška expanzní nádoby .....	77
4.4.3 Těžiště jednotky.....	77
5 Závěr .....	79
SEZNAM OBRÁZKŮ .....	82
SEZNAM TABULEK.....	83
SEZNAM PŘÍLOH .....	83
POUŽITÉ ZDROJE.....	84





## Seznam použitých symbolů

Značka	Jednotka	Význam
T	[°C]	Teplota
p	[Pa]	Tlak
P	[W]	Výkon
$\dot{m}$	[kg/s]	Hmotnostní tok
c	[J/kg.K]	Měrná tepelná kapacita
$\Delta T$	[°C]	Změna teploty
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota
$\beta$	[1/K]	Součinitel objemové roztažnosti
$h_z$	[mH <sub>2</sub> O]	Ztrátová výška vodního sloupce
g	[m/s <sup>2</sup> ]	Gravitační zrychlení
L	[m]	Délka
$D_h$	[m]	Hydraulický průměr
$\lambda$	[-]	Součinitel třecích ztrát
$v_{stř}$	[m/s]	Střední rychlost proudění
S	[m <sup>2</sup> ]	Plocha
O, o	[m]	Obvod
D, d	[m]	Průměr
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
k	[mm]	Absolutní drsnost potrubí
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	Kinematická viskozita
$\xi$	[-]	Součinitel místních ztrát
U	[W/m <sup>2</sup> .K]	Součinitel prostupu tepla
$\Delta T_{LN}$	[°C]	Střední logaritmický teplotní spád
$\Delta p$	[bar]	Tlaková ztráta
R, r	[m]	Poloměr



$s$	[m]	Tloušťka stěny
$\sigma_t$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Tečné napětí
$\sigma_r$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Radiální napětí
$\sigma_o$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Osové napětí
$\sigma_k$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Napětí meze kluzu
$t$	[s]	Čas
$m$	[kg]	Hmotnost
$V$	[l]	Objem
$k_v$	[m <sup>3</sup> /h]	Průtokový součinitel



# 1 Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá tematikou chlazení spalovacích motorů. Konkrétně se jedná o návrh a konstrukci mechanické stránky chladicí jednotky experimentálních motorů provozovaných na různé druhy paliv s výkonem 100 kW, aby bylo možno provádět měření ve všech konfiguracích a režimech motoru.

Těmito konfiguracemi jsou:

1. Motor osazený čerpadlem a termostatem chladicí kapaliny
2. Motor osazený jen čerpadlem chladicí kapaliny
3. Motor osazený jen termostatem chladicí kapaliny
4. Motor bez integrovaného čerpadla a termostatu chladicí kapaliny

Možné režimy provozu byly uvažovány následovně:

1. Provoz motoru o teplotě chladicí kapaliny 90 °C v celém jeho výkonovém spektru pro simulaci běžných provozních podmínek s teplotním spádem menším než 10 °C
2. Možnost nastavení provozní teploty chladicího média motoru v intervalu <60;90> °C v celém jeho výkonovém spektru a teplotním spádem menším než 10 °C pro simulaci „studeného“ provozu motoru. Důvodem tohoto provozního režimu je například měření emisí motoru při jeho zahřívání

Provoz jednotky je předpokládán na motorové zkušební Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel (12120), která se nachází na Julisce v Praze 6.

Dalšími požadavky na chladicí jednotku jsou:

1. Schopnost předehřevu motoru
2. Poskytnutí informací o teplotách a průtoku na vhodných místech okruhu, aby bylo možno určit tepelný tok hlavou a blokem motoru při provozu
3. Možnost řízení chladicího výkonu
4. Možnost odpojení jednotky od motoru a její přemístění na jiné místo na zkušební



Práce je rozdělena na tři části. V první části jsou rozebrány principy možných způsobů chlazení spalovacích motorů (rešerše), v druhé části je řešen návrh komponent chladicí jednotky, kde je popsán postup jejich dimenzování a ve třetí části je nastíněno, jak byla jednotka konstruována.

Na základě návrhu komponent byl vytvořen 3D model jednotky, ke kterému je kompletní výkresová dokumentace (návrhové a výrobní výkresy). Zároveň byl napsán výpočtový Excel, kde lze v závislosti na požadovaném tepelném výkonu jednotky nakonfigurovat její hlavní části. Součástí výpočtového Excelu je srovnání cen a parametrů komponent a kompletní kusovník, který koresponduje s výkresovou dokumentací.

## 2 Chladicí systémy spalovacích motorů

Chladicí systém spalovacího motoru je jeho nezbytnou součástí. Má hned několik úkolů. V první řadě je to odvod přebytečného tepla vyprodukovaného agregátem, dále udržování motoru na konstantní teplotě a v neposlední řadě se chladicí systém v případě využití kapalinového okruhu stará o komfort cestujících, jelikož je teplo vzniklé při spalování směsi paliva a vzduchu využito k vytápění kabiny vozidla.

Motor může být chlazen vzduchem, olejem nebo chladicí kapalinou. Chlazení motoru funguje na principu výměny tepla. V případě vzduchového chlazení je okolo válce a jeho hlavy vyrobeno žebrování. Důvodem konstrukce žeber je odvod tepla z válce do žebrování, kterému toto teplo odebere proudící vzduch. Kombinace chlazení vzduch/olej je využívána například u motocyklů. Motorový olej je hnán přes olejový výměník tepla. Proudící vzduch odebírá z výměníku oleje teplo a do motoru tak cirkuluje ochlazený olej. Chlazení motoru kapalinou se dnes využívá u téměř všech sériově vyráběných vozidlech. Tento chladicí systém dokáže držet teplotu motoru v požadovaném rozmezí a zajistit tak jeho spolehlivý chod po celou dobu. Konstantní teplotní spád je pro motor stěžejní, jelikož v materiálu komponent motoru nedochází na základě velkých změn teploty k vnitřnímu pnutí, které by tyto části mohlo ohrozit



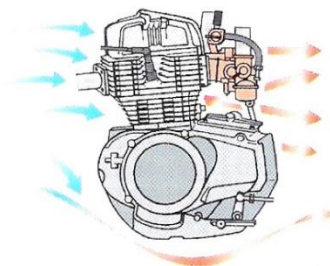
## 2.1 Vzduchové chlazení

Vzduchové chladicí systémy motoru lze rozdělit do dvou skupin:

- Náporové vzduchové chlazení
- Nucené vzduchové chlazení

### Náporové vzduchové chlazení

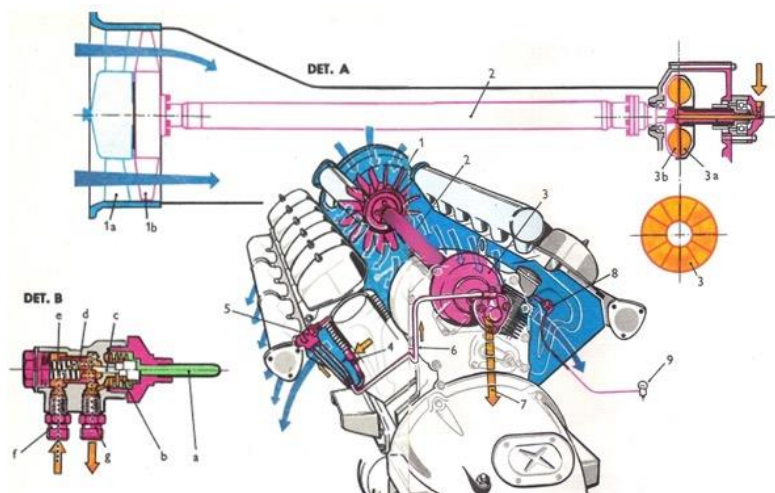
Náporové vzduchové chlazení je nejjednodušší a v dnešní době zároveň nejméně používané konstrukční řešení chlazení motoru. Motor má kolem částí, které jsou nejvíce tepelně namáhány (válec, hlava válce, olejová vana), vyrobeno žebrování. To díky prostupu tepla materiálem odvádí teplo z konkrétních částí motoru. Proudící vzduch při uvedení vozidla do pohybu odvádí ze žebrování teplo, čímž se motor chladí. Tento způsob chlazení je dnes využíván například u motocyklů s menším výkonem motoru. Vzduchové chlazení nápořem je méně efektivní a teplota motoru kolísá. Motor chlazený nápořem proto musí být na toto kolísání teplot připraven. Výrobci volí odlišné materiály či motorové oleje snášející vyšší teploty. [1]



*Obr. 1 – motor chlazený nápořem vzduchu [1]*

### Nucené vzduchové chlazení

Nucené vzduchové chlazení motoru je konstrukčně o něco složitější než nápořové chlazení. Jeho účinnost je však daleko vyšší. Před motorem je nainstalován ventilátor, který vhání vzduch do motorového prostoru. Pro ilustraci poslouží schéma chlazení motoru Tatra T930.



Obr. 2 - Schéma proudícího vzduchu Tatra T930 [1]

Tok vhněného vzduchu je usměrněn na části, které je třeba chladit. Pro udržování konstantní teploty motoru je na hnací hřídeli ventilátoru kapalinová spojka ovládána termostatickým ventilem. Ten na základě teploty motoru otevírá přívod oleje do kapalinové spojky a spouští v případě potřeby ventilátor. [1]

## 2.2 Kapalinové chlazení motoru

Pro rozdělení kapalinových chladících systémů je zásadní řešení vyrovnání tlaku v systému. Pokud je motor chlazen kapalinou, která cirkuluje v uzavřeném oběhu, vzniká při jejím zahřátí a následnému rozpínání v systému přetlak. Pro zachování konstantní hodnoty tlaku v systému lze uvést dvě základní konstrukční řešení.

- Chladící okruh s externí expanzní nádobou
- Chladící okruh s tlakovým víčkem na výměníku tepla

### Chladící okruh s externí expanzní nádobou

Princip kapalinového chlazení bude vysvětlen na chladícím okruhu s externí expanzní nádobou. Základní chladící okruh se skládá z několika částí: čerpadla chladící kapaliny, termostatu, výměníku tepla, ventilátoru, vyrovnávací (expanzní) nádoby, snímače teploty, topného tělesa a samozřejmě vedení pro chladící kapalinu. Pro porozumění budou vysvětleny základní funkčnosti jednotlivých komponent chladícího systému. Čerpadlo chladící kapaliny (Obr. 3) je většinou připojeno ozubeným řemenem na klikovou hřídel motoru a v uzavřeném chladícím okruhu se stará o cirkulaci kapaliny. Termostat chladící



kapaliny je součást, která v závislosti na teplotě posílá chladící kapalinu buď zpět do motoru, nebo do výměníku tepla (Obr. 4). Výměník tepla (Obr. 6) je většinou hliníková součást umístěná za nárazníkem. Rozprostře chladící kapalinu do větší plochy, ta ve výměníku odevzdá teplo do proudícího vzduchu a cirkuluje zpět do motoru. Ventilátor (Obr. 5) v chladícím systému zařizuje, aby nedošlo k jeho přehřátí, například v kolonách nebo městech, kdy se vozidlo pohybuje malou rychlostí a voda nemůže být ochlazena prouděním vzduchu z jízdy. Expanzní nádoba (Obr. 7) je použita k vyrovnávání tlaku v chladícím systému a ke kontrole množství chladící kapaliny v motoru. Podstatná funkce expanzní nádoby je také odvzdušňování systému. V případě chladícího okruhu s externí expanzní nádobou není hladina chladící kapaliny až po okraj nádoby. Případné vzduchové bubliny v systému se tak při cirkulaci chladícího média expanzní nádobou (potřebné komponenty jsou opatřeny odvzdušňovací hadičkou, která je svedena do expanzní nádoby) stanou součástí vzduchového prostoru nad hladinou chladící kapaliny v expanzní nádobě. Po zahřátí motoru a celého chladícího systému se kapalina začne vlivem změny teploty rozpínat, zvětší svůj objem a dojde ke zvýšení tlaku v uzavřeném systému chladící soustavy. Proto je v chladícím systému umístěn tlakový ventil (víčko expanzní nádoby), který při překročení konkrétní hodnoty tlaku, na kterou je víčko dimenzováno, přebytečný vzduch odpustí do motorového prostoru. Velice důležité je umístění expanzní nádoby. Pokud je expanzní nádoba výš než ostatní komponenty a potřebné komponenty jsou opatřeny odvzdušňovací hadičkou, chladící systém se snadno a sám odvzdušňuje. Pokud je však chladící systém navržen špatně (některé komponenty jsou nad expanzní nádobou a bez odvzdušňovací hadičky), může docházet ke tvorbě vzduchových bublinek. Ty mohou způsobit nedostatečný chladící výkon vlivem sníženého odvodu tepla. Senzor teploty (Obr. 8) v chladícím systému dává informaci řídicí jednotce o teplotě chladící kapaliny, která je řidiči vozidla zobrazována na přístrojové desce. Tato informace je velice důležitá, jelikož přehřátí motoru může vést k jeho destrukci.



Obr. 3 – čerpadlo chladící kapaliny  
[1]



Obr. 4 – termostat [2]



Obr. 5 - ventilátor [3]



Obr. 6 – výměník tepla [4]

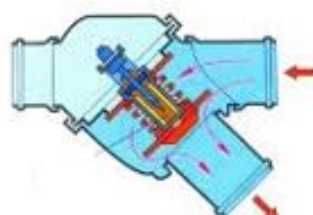


Obr. 7 – expanzní nádoba [5]



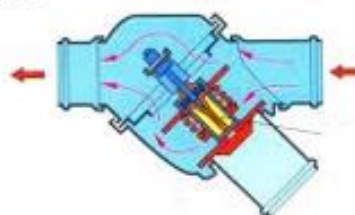
Obr. 8 – senzor teploty  
chladičí kapaliny [6]

„Zavřený“ termostat



Chladičí kapalina  
proudí z motoru

„Otevřený“ termostat



Chladičí kapalina proudí  
zpět do motoru

Chladičí kapalina  
proudí do motoru  
přes výměník tepla

Chladičí kapalina  
proudí z motoru

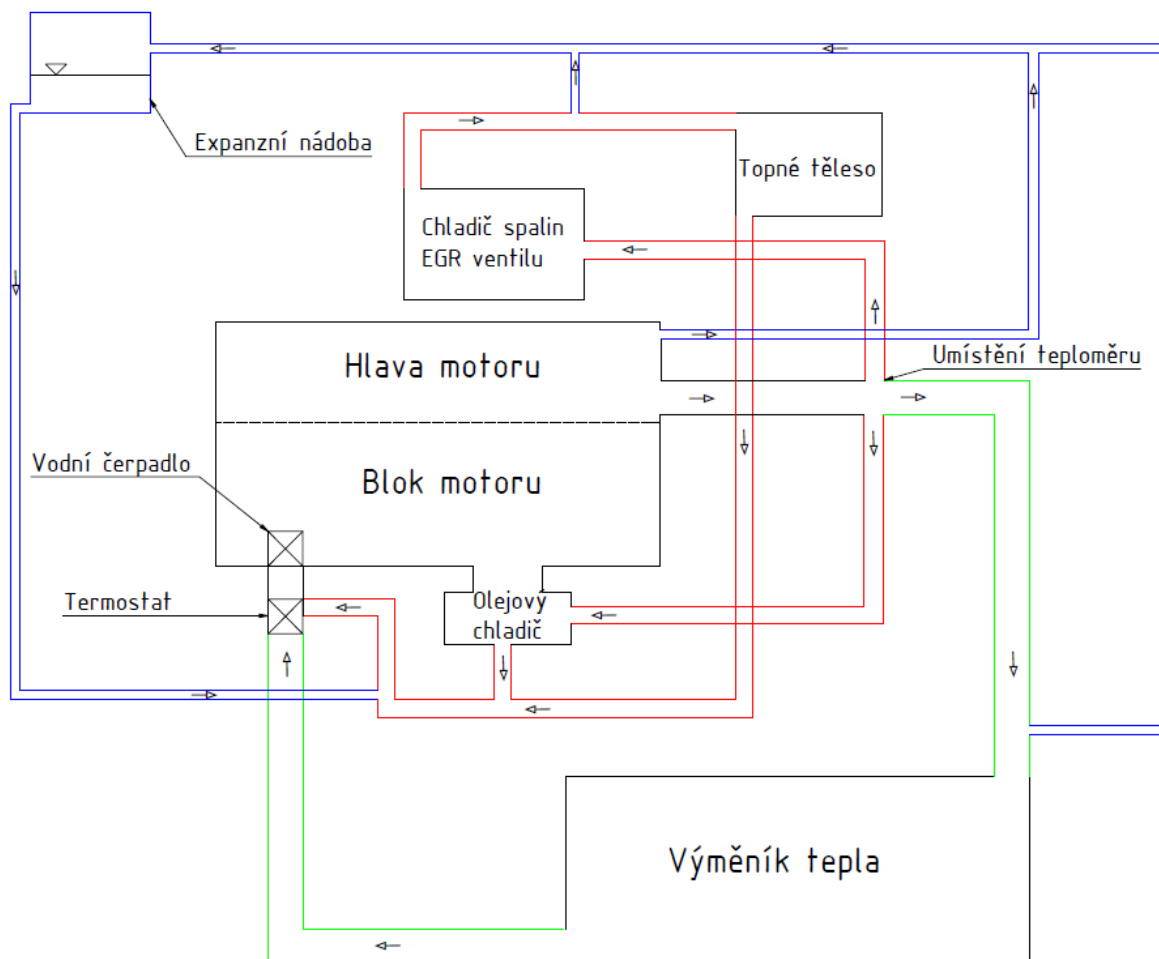
Obr.9 – termostat v přírubě [7]

### Princip kapalinového chlazení

Princip vodního chlazení bude popsán již na konkrétním motoru. Jako příklad poslouží motor 1.9 TDI s výkonem 96kW a kódovým označením BLT. Komponenty vodního chladičího okruhu popsané v odstavci výše jsou základní a nezbytně nutné pro realizaci vodního chlazení motoru.

Reálně jsou motory vybaveny dalšími konstrukčními prvky, které jsou připojeny do chladičího okruhu. Dále viz. (Obr. 10).





Obr. 10 - Schéma okruhu chlazení 1.9 TDI, BLT

Vysvětlivky:

- ČERVENÁ – Malý chladicí okruh
- ČERVENÁ + ZELENÁ – Velký chladicí okruh
- MODRÁ – Odvzdušňovací okruh

U tohoto motoru se čerpadlo chladicí kapaliny nachází za jejím vstupem v bloku motoru. Teplotní senzor je umístěn v přírubě na výstupu chladicí kapaliny z hlavy motoru a ve výměníku tepla. Ventilátor se nachází na výměníkem tepla.

Motor 1.9 TDI BLT má oproti základnímu chladicímu modelu navíc:

- Chladič spalin jdoucích přes EGR ventil.

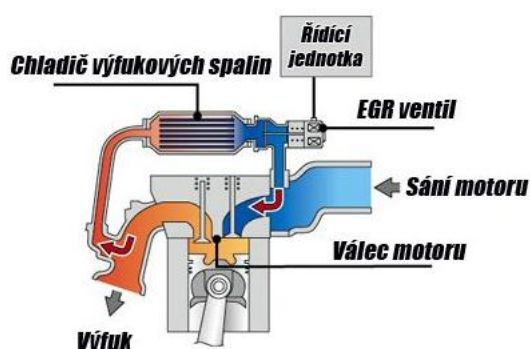
Chladič spalin EGR ventilu je výměník tepla. Jedním médiem je chladicí kapalina a druhým výfukové spaliny. EGR (Exhaust Gas Recirculation) vrací část spalin z výfukových svodů zpět



do sání. Množství spalin (míra otevření ventilu) je řízeno například podtlakovou regulací. EGR ventil přispívá k dosažení lepších emisí. Spaliny vrácené zpět do válce jsou ochlazovány pro dosažení větší účinnosti při spalování.

- Olejový chladič

Chladič oleje se dá opět charakterizovat jako výměník tepla. Olej proudí z motoru přes olejový filtr do výměníku. Okolo toho cirkuluje voda, která olej chladí – udržuje ho na požadované pracovní teplotě.



Obr. 11 – chladič spalin EGR ventilu [8]



Obr. 12 - olejový chladič [6]

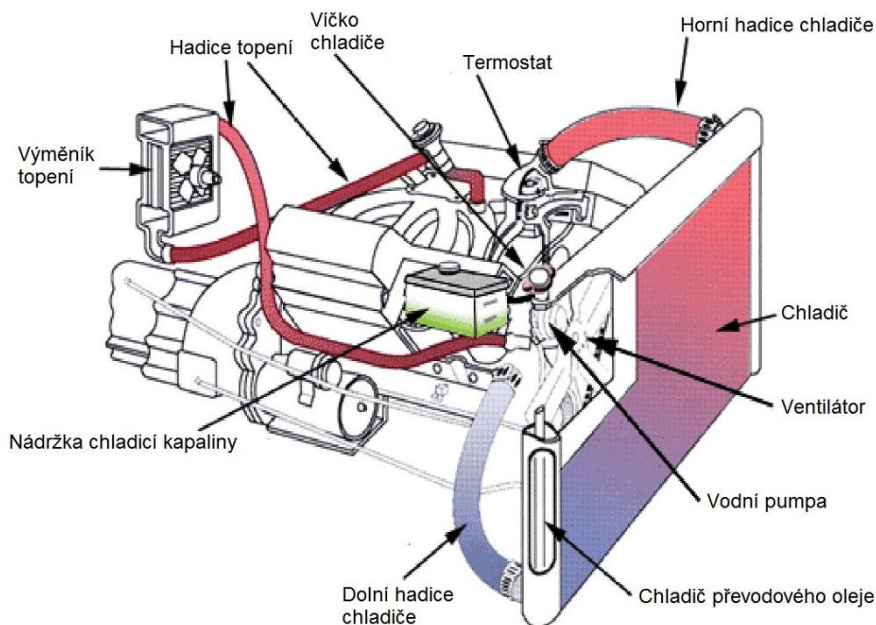
### Proces chlazení

Chladicí proces začíná ve chvíli, kdy se nastartuje studený motor. Tehdy je aktivní pouze malý chladicí okruh (červená - Obr. 10), jelikož je velký chladicí okruh (zelená - Obr. 10) termostatem uzavřen (Obr.9). Chladicí kapalina proudí od čerpadla (v tomto případě umístěného v bloku motoru) skrze blok motoru do hlavy válců, z hlavy válců do chladiče spalin EGR ventilu, topného tělesa, olejového chladiče, a poté zpět přes čerpadlo do bloku motoru. Po zahřátí motoru na přibližně 90 °C otevírá termostat velký chladicí okruh. K otevření termostatu dojde díky tepelné roztažnosti jeho vnitřních kovových část a stlačení pružinky. Do motoru putuje chladná voda z výměníku tepla umístěného za nárazníkem. Termostat dle teploty motoru otevírá či zavírá okruh s výměníkem tepla a udržuje tak konstantní teplotu motoru. Jak již bylo zmíněno v úvodu, okruh chlazení motoru se využívá také k vytápění vnitřních prostorů vozidla. Ohřátá chladicí kapalina proudí do topného tělesa, přes které je ventilátorem hnán vzduch. Ten se ohřívá a z výdechů uvnitř automobilu fouká teplý.



## Chladicí okruh s tlakovým víčkem na výměníku tepla

Tlakové víčko na výměníku tepla je zastaralejší způsob řešení chladicího systému.



Obr. 13 - schéma chladicího s tlakovým víčkem na výměníku tepla [9]

Chladicí okruh s tlakovým víčkem na výměníku tepla funguje na stejném principu jako okruh s expanzní nádobou. Rozdíl je v tom, že vyrovnávací nádoba (nádržka chladicí kapaliny) je spojena s atmosférou, tudíž není součástí uzavřeného chladicího okruhu (necirkuluje skrze ní chladicí kapalina). Tlak v systému v tomto případě určuje tlakové víčko na výměníku tepla. Pro správné odvzdušnění systému musí být chladič motoru navržen tak, aby tlakové víčko na výměníku tepla bylo nejvýše umístěným bodem chladicího systému. Zajistí se tak uvolnění případně vzniklých vzduchových bublin do vyrovnávací nádoby kapaliny mimo chladicí systém.

### 2.3 Srovnání výhod a nevýhod chladících systémů

#### Chlazení vodou – výhody

- Schopnost udržení konstantní teploty motoru
- Využití tepla produkovaného motorem
- Téměř nulová hlučnost systému



### **Chlazení vodou – nevýhody**

- Oproti vzduchovému chlazení vyšší hmotnost
- Nutnost údržby
- Více komponentů – větší pravděpodobnost poruchy

### **Chlazení vzduchem – výhody**

- Konstrukčně jednodušší
- Nižší hmotnost
- Menší nároky na údržbu

### **Chlazení vzduchem – nevýhody**

- Nekonstantní teplota motoru během provozu
- Vyšší hlučnost
- Nutnost přídavného kabinového topení vozu

## **2.4 Využití chladících systémů**

Osobní automobily, motocykly, dodávky a kamiony využívají ve většině případů základního modelu chladícího systému, tedy chladícího systému s externí expanzní nádobou. Ten je výrobcem optimalizován a doplněn o nové technologie. Těmi mohou být například chlazení turbodmychadla, chlazení oleje nebo plnicího vzduchu. Jádro podstaty zůstává vždy stejné. Nejčastějšími výjimkami jsou motocykly nebo čtyřkolky, u kterých se například pro méně výkonné motory využívá kvůli redukci hmotnosti vzduchové chlazení. Dále to jsou starší automobily. Jako příklad lze uvést automobilku Porsche, která před modelem 911 (996) chladila motory svých aut vzduchem.

V kategorii nákladních vozů se využívá jak vodního, tak ale i vzduchového chlazení. Dodavatelé motorů Cummins či Renault využívají chlazení vodního. Největší rozdíl vodního chladícího okruhu u kamionů je ten, že mají ventilátor výměníku tepla připojen na klikovou hřídel. Důvodem je častá potřeba ventilátoru kvůli nízkým provozním rychlostem nákladních vozů. Výrobce Tatra se stále drží tradice a dále vyvíjejí své osmiválcové a



dvanáctiválcové motory, které jsou vzduchem chlazené. Volba vzduchem chlazeného nákladního vozu může být výhodná v tom, že je konstrukce čistě mechanická a nemusí se v těch nejtěžších podmínkách spoléhat na teplotní čidla či radiátory.

### 3 Návrh chladicího systému

#### 3.1 Místo provozu chladicí jednotky

Vzhledem k místu provozu chladicí jednotky (zkušebna na Julisce) je třeba shromáždit parametry tlaku a teploty externí chladicí vody na zkušebně, která je závislá na venkovní teplotě, přičemž v letních měsících lze ochladit vodu oproti venkovní teplotě vzduchu o cca 1°C. Tlak vody je závislý na provozu čerpadel. Jeho hodnoty mohou být 130 kPa nebo 220 kPa.

Pro dimenzování systému budou uvažovány následující hodnoty teploty a tlaku vody na zkušebně:

#### **TEPLOTA**

Rozmezí teplot chladicí vody na zkušebně bylo definováno intervalem:

$$T = < 10; 29 > \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1)$$

#### **TLAK VODY NA ZKUŠEBNĚ**

$$p_{\text{externí } 1} = 130 \text{ kPa} \quad (2)$$

#### **NEBO**

$$p_{\text{externí } 2} = 220 \text{ kPa} \quad (3)$$



### 3.2 Návrhové schéma

Návrhová schémata chladícího systému jsou dvě. První z nich uvažuje experimentální spalovací motor s jedním vstupem chladící kapaliny do bloku motoru a jedním výstupem chladící kapaliny z hlavy motoru. Druhé schéma bere v potaz, že blok i hlava experimentálního motoru mají vstup i výstup chladící kapaliny, tedy že chladící kapalina nejde z bloku motoru do hlavy skrze vnitřní kanálky, ale externím potrubím. Důvodem tohoto provedení je určení množství tepla, které se do chladící soustavy dostane zvlášť z hlavy a bloku při provozu motoru. To se určí na základě hmotnostního toku, znalosti teplot na vstupu a výstupu těchto komponent a měrné tepelné kapacity chladícího média. Touto konfigurací se splní požadavek číslo 2 z kapitoly (1).

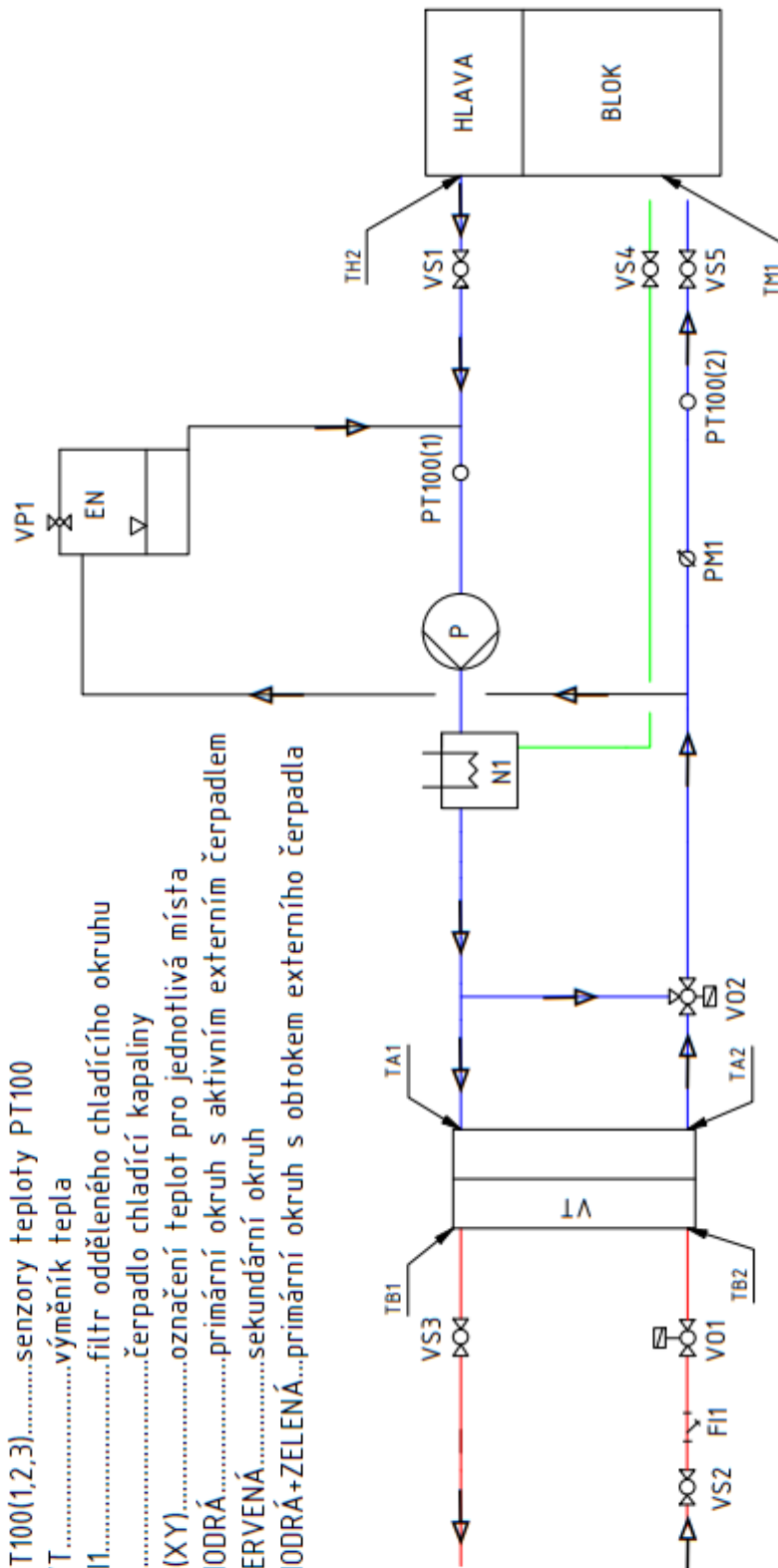
$$P = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T \quad [W] \quad (4)$$

Kde:

- $P$  = tepelný výkon komponenty při provozu spalovacího motoru (hlava/blok) [W]
- $\dot{m}$  = hmotnostní tok chladícího média [kg/s]
- $\rho$  = hustota chladícího média [kg/dm<sup>3</sup>]
- $c$  = měrná tepelná kapacita chladícího média [J/kg. K]
- $\Delta T$  = teplotní spád mezi vstupem chladícího média dané komponenty [K]

### Legenda:

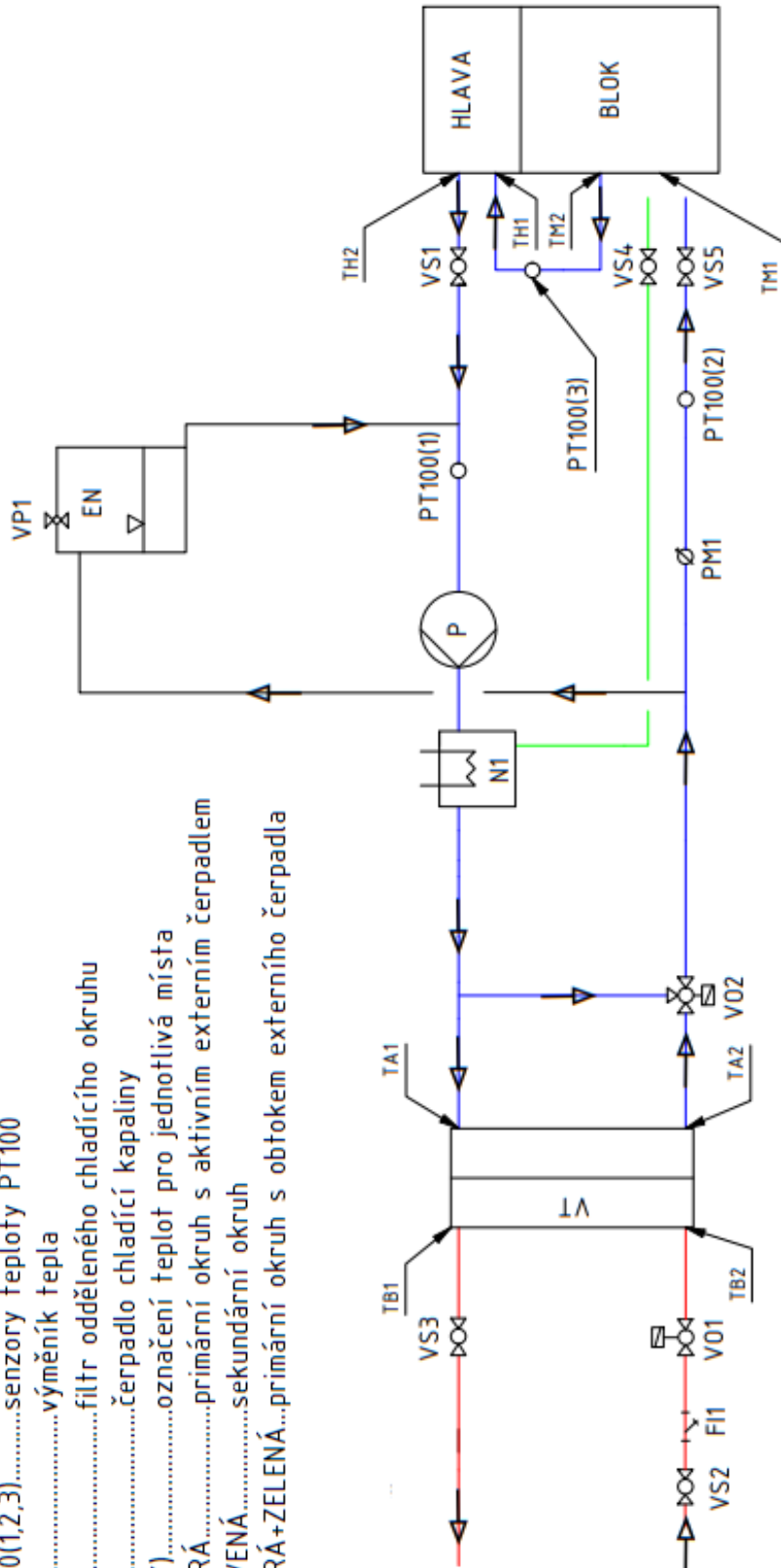
- N1.....nádobá s topným tělesem
- EN.....expanzní nádobá
- VS(1-5).....servisní ventily
- V0(1,2).....ovládací ventily
- VP1.....pojistný ventily
- PM1.....průtokoměr
- PT100(1,2,3).....senzory teploty PT100
- VT.....výměník tepla
- FI1.....filtr odděleného chladicího okruhu
- P.....čerpadlo chladicí kapaliny
- T(X,Y).....označení teplot pro jednotlivá místa
- MODRÁ.....primární okruh s aktivním externím čerpadlem
- ČERVENÁ.....sekundární okruh
- MODRÁ+ZELENÁ.....primární okruh s obtokem externího čerpadla



Obr. 14 - návrhové schéma chladicího okruhu bez externí měřící větve mezi hlavou a blokem motoru

### Legenda:

- N1.....nádobá s topným tělesem
- EN.....expanzní nádobá
- VS(1-5).....servisní ventily
- V0(1,2).....ovládací ventily
- VP1.....pojistný ventil
- PM1.....průtokoměr
- PT100(1,2,3).....senzory teploty PT100
- VT.....výměník tepla
- Fl1.....filtr odděleného chladicího okruhu
- P.....čerpadlo chladicí kapaliny
- T(XY).....označení teplot pro jednotlivá místa
- MODRÁ.....primární okruh s aktivním externím čerpadlem
- ČERVENÁ.....sekundární okruh
- MODRÁ+ZELENÁ.....primární okruh s obtokem externího čerpadla



Obr. 15 - návrhové schéma chladicího okruhu s externí měřicí větví mezi hlavou a blokem motoru





Podoba navrženého okruhu je dle schémat výše. Konkrétní parametry a detaily komponent budou rozebrány v samostatných kapitolách. Jako chladicí zařízení systému (komponenta, kde odevzdá chladicí kapalina teplo) je zvolen deskový výměník (VT). Teplo ve výměníku odevzdá chladicí médium (primární okruh – modrá barva ve schématu) do sekundárního vodního okruhu (červená barva ve schématu). Zdrojem média sekundárního okruhu jsou vodovodní rozvody na zkušebně. Pro zajištění kvality vody z externího zdroje je systém opatřen vodním filtrem (FI1). K realizaci ovládní provozní teploty motoru je systém vybaven třicestnými ventily řízené servopohonem (VO1, VO2). Ventil VO2 má za úkol simulovat roli termostatu používaného v chladicích soustavách konvenčních motorů. Dále umožňuje nastavení požadované teploty chladicího média při provozu motoru. Ventil VO1 přispívá k regulaci chladicího výkonu řízením průtoku sekundárního okruhu. Systém je vybaven nádobou (N1) s topným tělesem pro předehřev motoru. Cirkulaci chladicí kapaliny zajišťuje elektrické vodní čerpadlo (P). Odvzdušňování je realizováno odvzdušněním nejvyšších bodů systému, kde mohou zůstat vzduchové bubliny. Odvzdušňovací hadice jsou svedeny do expanzní nádoby (EN) s tlakovým víčkem (VP2). Systém odvzdušňování je navrhnuto dle chladicího okruhu konvenčních motorů s externí expanzní nádobou viz (2.2). Informaci o teplotách systému poskytují teplotní čidla PT100 (PT100 1, 2, 3), která jsou instalována na vstupu a výstupu chladicí kapaliny motoru, a pokud bude třeba na cestě chladicí kapaliny mezi blokem motoru a hlavou motoru. Dále je systém opatřen průtokoměrem (PM1). V případě odpojení systému od motoru uzavírají vnitřní okruhy servisní ventily (VS1-5).

### 3.2.1 Provozní konfigurace

Na základě schémat výše umožňuje jednotka provozovat experimentální motor v následujících konfiguracích:

#### **Provozní konfigurace závislé na přítomnosti vodního čerpadla v motoru**

- Motor bez integrovaného vodního čerpadla (modrý primární okruh – chladicí kapalina primárního okruhu proudí do motoru ventilem VS5, VS4 je uzavřen)
- Motor s integrovaným vodním čerpadlem (primární okruh tvoří modrá a zelená barva vedení ve schématech, kapalina proudí do motoru ventilem VS4, ventil VS5 je uzavřen)



### Provozní konfigurace závislé na přítomnosti termostatu v motoru

- Motor bez integrovaného termostatu (ventil VO2 je plně aktivní)
- Motor se zabudovaným termostatem (ventil VO2 je nastaven tak, aby chladicí médium motoru proudilo z ventilu VO2 pouze do výměníku VT a neobtékalo ho.)

Díky tomu jsou splněny veškeré žádané provozní konfigurace z kapitoly (1).

## 3.3 Teorie volby jednotlivých komponent

### 3.3.1 Teplo

Pro dimenzování komponent chladicího systému je třeba udělat základní teoretické úvahy. Nejprve se musí určit množství tepla, které bude z motoru odváděno chladicím systémem za jednotku času. Výměník tepla musí být dimenzován tak, aby bylo možno motor provozovat o teplotách v intervalu  $<60;90>$  °C při jeho plné zátěži. Tedy veškeré teplo, které bylo motorem přivedeno do chladicí soustavy za jednotku času, musí být za daných podmínek (teploty a průtoky médií na primární a sekundární straně výměníku) odvedeno do externí vody na zkušebně. Dále je zásadní dodržení teplotního spádu mezi vstupem a výstupem chladicí kapaliny motoru, který určuje průtok chladicího média motorem. Tato hodnota vyjde z návrhu výměníku tepla a na základě hodnot z praxe bude vyhodnocena. Orientační tepelné bilance spalovacích motorů můžou být dle [10] následující:

Teplo	Atmosférický zážehový motor	Atmosférický vznětový motor
Teplo ekvivalentní k práci [%]	25 - 35	30 - 45
Teplo odvedené chladicí soustavou [%]	12 - 35	15 - 35
Teplo odvedené výfukovými plyny a zářením [%]	30 - 55	25 - 45
Teplo ztracené nedokonalým spálením paliva (uniklé palivo do výfuku) [%]	0 - 10	0 - 10
Teplo představující mechanické ztráty [%]	5 - 10	5 - 10

Tab. 1 - procentuální podíl tepla ve spalovacím motoru [10]



Spalovací motor využívá energii obsaženou v palivu. Chemická energie z paliva je ve válcích motoru transformována na mechanickou práci. Při této přeměně dochází ke ztrátám, ty mohou být různorodé. Energie, která není využita na mechanickou práci, odchází z motoru v podobě tepla nespáleným palivem a ztrácí se v mechanických částech vozu (rotující hmoty). Teplo odchází ve výfukových plynech, radiací, konvekcí a kondukcí v motorovém prostoru do chladiče oleje a přes stěny válců a kanálky v hlavě motoru do chladicí soustavy.

Účinnosti spalovacích motorů se liší v závislosti na druhu paliva, typu plnění (atmosférické, přeplňované) a celkové konstrukci agregátu. Jelikož mohou být experimentální motory provozovány na jiná paliva než konvenční (nafta, benzín), v rámci dimenzování systému bude tato práce předpokládat množství tepla uvolněného za jednotku času do chladicí soustavy do 100 kW.

### 3.3.2 Chladicí kapalina

Na zkušebnách jsou většinou motory chlazeny médiem, které se z 50 % skládá z destilované vody a druhých 50 % tvoří etylenglykol (v tomto případě tomu nebude jinak). Etylenglykol je příměs konvenčních chladících kapalin pro spalovací motory. Důvodem použití etylenglykolu není vytvoření nemrznoucí směsi v motorech na zkušebnách, ale zajištění antikorozi ochrany vnitřních částí motoru.

Médium:	$c$ (90°C)	$\rho$ (90°C)	$\beta$ (90°C)
Voda	4181	1000	$1,8 \cdot 10^{-4}$
voda/etylenglykol (50:50) %	3283	1082	$6,3 \cdot 10^{-4}$

Tab. 2 – srovnání příslušných hodnot vody a chladicí kapaliny [11] [12]

KDE:

- $c$  = měrná tepelná kapacita [J/kg.K]
- $\rho$  = hustota [kg/m<sup>3</sup>]
- $\beta$  = součinitel objemové roztažnosti [1/K]



### 3.3.3 Tlakové ztráty

Při průtoku kapaliny chladicím systémem dochází k tlakovým ztrátám. Jejich určení společně s požadovaným průtokem pak definuje konkrétní specifikace čerpadla systému. Tlakové ztráty mohou být rozděleny následovně [13]:

- Tlaková ztráta třením (hydraulické ztráty)
- Místní tlakové ztráty při náhlém zúžení a rozšíření potrubí
- Místní tlakové ztráty v ohybech potrubí (kolena)
- Místní tlakové ztráty jednotlivých komponent systému

#### Tlaková ztráta třením

Velikost třecí ztráty v potrubí je závislá na několika faktorech. Jedním je tekutina dopravovaná potrubím (její množství, hustota, viskozita, koncentrace příměsi) a dále to je potrubí jako takové (délka, drsnost, průměr). Ztráta třením po délce potrubí se nejčastěji určuje dle Darcy – Weisbachova vztahu [13]:

$$h_z = \lambda \frac{L}{D_h} \frac{v_{stř}^2}{2g} [m] \quad (5)$$

Kde:

- $h_z$  = ztrátová výška vodního sloupce [m]
- $g$  = gravitační konstanta [ $m/s^2$ ]
- $\lambda$  = součinitel délkové třecí ztráty [-]
- $L$  = délka potrubí [m]
- $D_h$  = hydraulický průměr potrubí [m]
- $v_{stř}$  = střední rychlost proudění tekutiny v potrubí [m/s]

Hydraulický průměr potrubí [13]:

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{O} [m] \quad (6)$$

Kde:

- $S$  = plocha průřezu potrubí [ $m^2$ ]
- $O$  = obvod potrubí [m]



Pro kruhové potrubí platí, že hydraulický průměr potrubí je roven rozměrovému průměru potrubí [13].

$$D_h = \frac{4 \cdot \pi \cdot d^2}{\pi \cdot d} \rightarrow D_h = d [m] \quad (7)$$

Střední rychlost proudění:

$$v_{stř} = \frac{\dot{V}}{S} [m/s] \quad (8)$$

Kde:

- $\dot{V}$  = objemový průtok [ $m^3/s$ ]
- $S$  = plocha průřezu potrubí [ $m^2$ ]

Součinitel délkové třecí ztráty  $\lambda$  je funkcí Reynoldsova čísla, které se vypočítá následovně [13]:

$$Re = \frac{v_{stř} \cdot D_h}{\nu} [-] \quad (9)$$

Kde:

- $\nu$  = kinematická viskozita proudící tekutiny [ $m^2/s$ ]
- $v_{stř}$  = střední rychlost proudění [ $m/s$ ]
- $D_h$  = hydraulický průměr potrubí [ $m$ ]

Pro malé hodnoty průtoku, resp. pro  $Re < 2800$ , by se výpočet pohyboval v laminární oblasti proudění a součinitel třecích ztrát  $\lambda$  by mohl být určen jako [13]:

$$\lambda = \frac{64}{Re} [-] \quad (10)$$

V případě turbulentního proudění nelze délkový součinitel třecích ztrát  $\lambda$  určit jednoznačně. V oblasti turbulentního proudění, tedy pro  $Re > 2800$ , se součinitel třecích ztrát určuje experimentálně. Toto popisuje Moodyho či Nikuradseho diagram. Nicméně po odečtení z těchto diagramů může být součinitel  $\lambda$  určen nepřesně, proto pro jeho určení existuje mnoho empirických vztahů.

Nejprve je třeba zjistit, zdali jde v našem případě o hydraulicky hladké či drsné potrubí. Při zvážení velikosti průtoku chladícího media lze předpokládat, že potrubí bude hydraulicky drsné, což lze ověřit, pokud bude platit následující nerovnost [14]:



$$\frac{k}{d} > \frac{30}{Re^{0,875}} \quad (11)$$

Kde:

- $k$  = absolutní drsnost potrubí, kterou definuje materiál potrubí [-]
- $d$  = průměr potrubí [m]
- $Re$  = Reynoldsovo číslo [-]

Po ověření hydraulicky drsného potrubí lze dle zdroje [14] pro  $Re > 10^3 \cdot \frac{d}{k}$  určit součinitel délkové třecí ztráty jako:

$$\lambda = 0,25 \cdot \left[ \log \left( 3,715 \cdot \frac{d}{k} \right) \right]^{-2} \quad [-] \quad (12)$$

Po splnění veškerých předpokladů a dosazení výše zmíněných vztahů do Darcy – Weisbachova vztahu, lze tlakovou ztrátu třením po délce určit jako:

$$h_z = 0,25 \cdot \left[ \log \left( 3,715 \cdot \frac{d}{k} \right) \right]^{-2} \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\dot{V}^2}{S^2 \cdot 2} \quad [m] \quad (13)$$

Kde:

- $h_z$  = ztrátová výška vodního sloupce [m]
- $g$  = gravitační konstanta [ $m/s^2$ ]
- $L$  = délka potrubí [m]
- $d$  = průměr potrubí [m]
- $\dot{V}$  = objemový průtok potrubím [ $m^3/s$ ]
- $k$  = absolutní drsnost potrubí, kterou definuje materiál potrubí [-]
- $S$  = plocha průřezu potrubí [ $m^2$ ]

### Místní ztráty

Místní tlakové ztráty kapaliny jsou způsobeny zavířením nebo odtržením kapaliny v důsledku narušení proudu náhlou změnou rychlosti nebo směru proudění. Tato změna je vyvolána změnou geometrie. Místní tlakové ztráty tedy vyvolávají konkrétní prvky, jako například kolena, restriktory a difuzory. [15] Dalšími prvky jsou již konkrétní komponenty systému. V tomto případě to jsou veškeré komponenty chladicího okruhu, kterými bude proudit chladící médium.



Místní tlakové ztráty lze určit dle následujícího vzorce [13]:

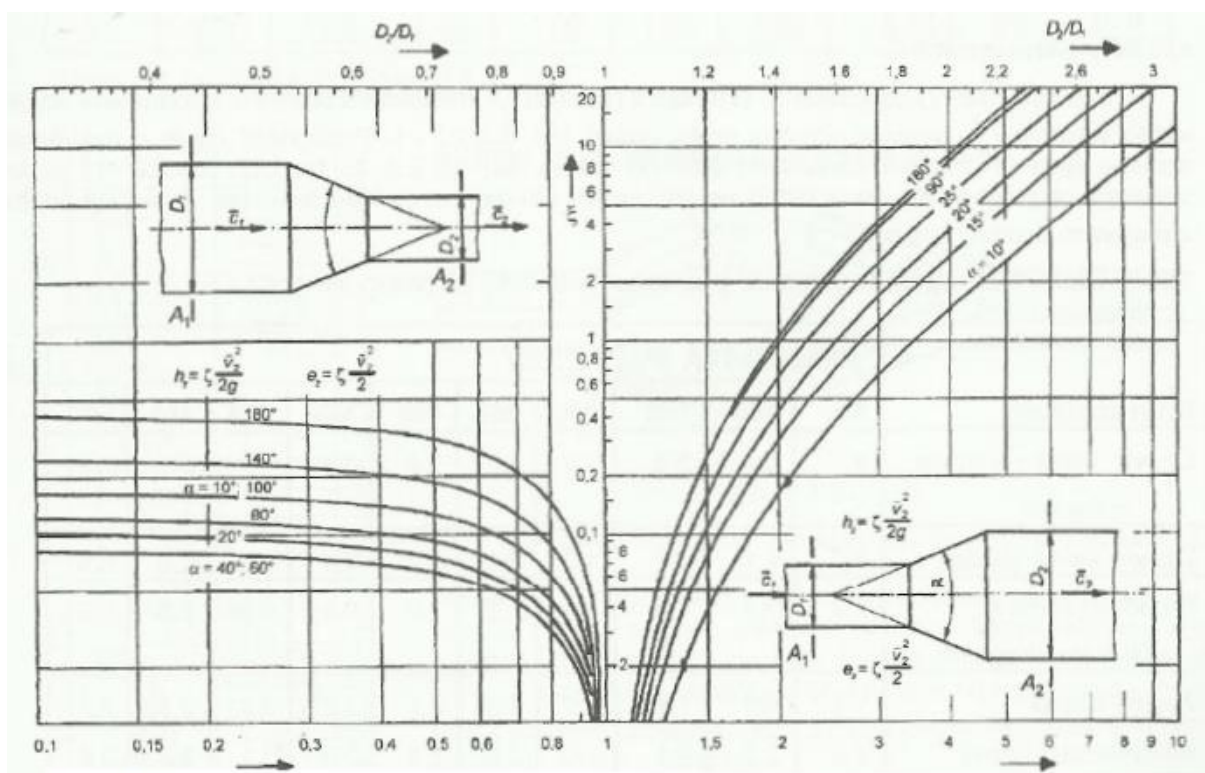
$$h_z = \xi \cdot \frac{v_{stř}^2}{2g} \quad [m] \quad (14)$$

Kde:

- $h_z$  = ztrátová výška vodního sloupce [m]
- $\xi$  = ztrátový součinitel [-]
- $v_{stř}$  = střední rychlost proudění tekutiny v potrubí [m/s]
- $g$  = gravitační konstanta [m/s<sup>2</sup>]

V tomto vzorci se vyskytuje ztrátový součinitel  $\xi$ . Ten je buď uváděn výrobcem dané komponenty a byl zjištěn experimentálně, nebo ho lze vypočítat. Výpočet ztrátového součinitele vychází z teorie níže a pro jednotlivé komponenty se liší. Při jeho výpočtu však dochází k nepřesnostem, s čímž je nutno počítat.

#### Určení ztrátového součinitele při změně průměru potrubí - graficky

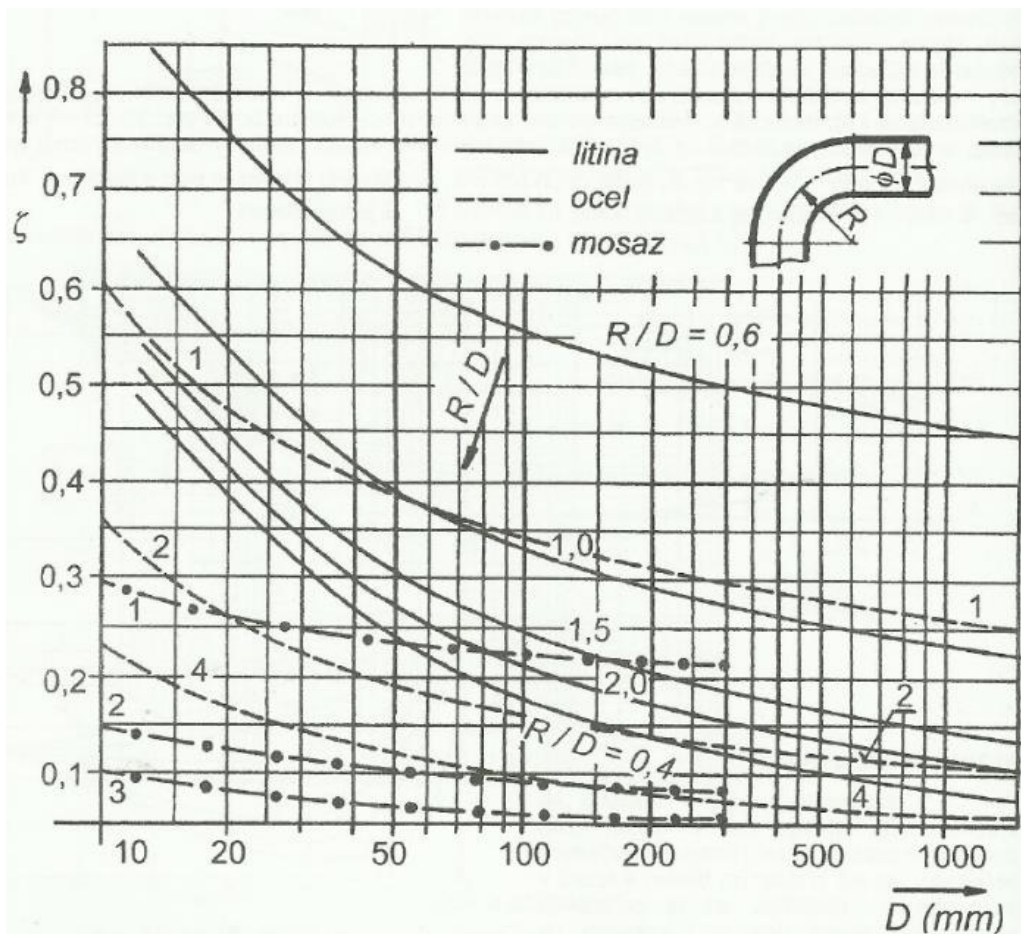


Obr. 16 - závislost ztrátového součinitele na průměru potrubí z: [16]



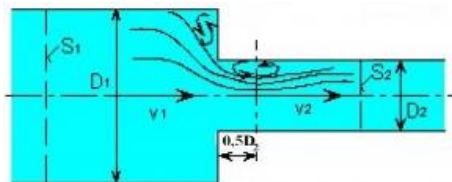
Pro určení ztrátového součinitele se musí dopočítat vrcholový úhel zúžení, resp. rozšíření, a poměr průměrů potrubí před a za zúžením, resp. rozšířením.

### Určení ztrátového součinitele pro kolena



Obr. 17 - závislost ztrátového součinitele kolena na průměru potrubí z: [17]

### Ztrátový součinitel pro náhlé zúžení potrubí - vzorec



Obr. 18 – znázornění náhlého zúžení potrubí [18]

$$\xi = \left( \frac{1}{0,57 + \frac{0,043}{1,1 - \frac{S_2}{S_1}}} - 1 \right)^2 \quad (15)$$





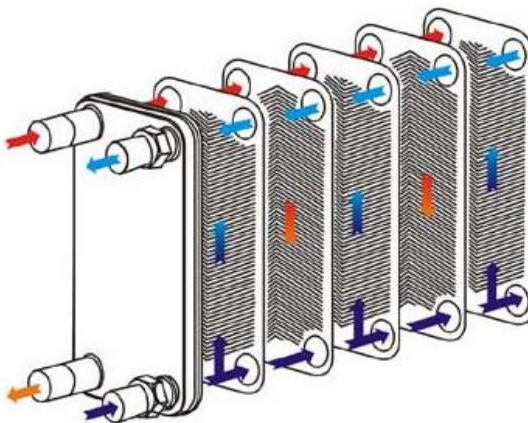
KDE:

- $S_2$  = obsah profilu původního potrubí [mm]
- $S_1$  = obsah profilu zúženého potrubí [mm]

### 3.4 Komponenty sekundárního okruhu

#### 3.4.1 Výměník tepla

Pro systém je zvolen deskový výměník tepla. Deskový výměník tepla je sestava, která zprostředkovává přenos tepla mezi teplotonosnými látkami (převážně tekutinami) [19]. Hlavní dílce jsou teplosměnné desky uvnitř výměníku. Skrze otvory desek cirkulují dva oddělené termodynamické okruhy. V tomto případě sekundární okruh tvoří chladicí voda na zkušební a primární okruh tvoří chladicí médium motoru. Při rozdílné teplotě okruhů je tendence vyrovnání jejich teplot. Médium okruhu o vyšší teplotě odevzdá teplo vedením skrze teplosměnné desky do média chladnějšího. V tomto případě odevzdá přebytečné teplo chladicí kapalina do vodního okruhu na zkušební. Deskové výměníky se kvůli maximální účinnosti instalují v protiproudém zapojení, viz (Obr. 19).



Obr. 19 - deskový výměník tepla [19]

Výkon konkrétního výměníku tepla definuje za daného průtoku obou médií teplosměnná plocha definována deskami (rozměry, materiál, počet, použitá izolace, způsob spojení). Při znalosti rozdílu teplot na vstupu a výstupu výměníku tepla u obou okruhů, hmotnostních toků okruhů a měrných tepelných kapacit obou médií, lze tepelný výkon výměníku vypočítat.



$$P = \dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot \Delta T_1 = \dot{m}_2 \cdot c_2 \cdot \Delta T_2 \quad [W] \quad (16)$$

KDE:

- $P$  = tepelný výkon [W]
- $\dot{m}_{1,2}$  = hmotnostní průtok média 1 a 2 (primární okruh, sekundární okruh) [kg/s]
- $c_{1,2}$  = měrná tepelná kapacita média 1 a 2 (primární okruh, sekundární okruh) [J/kg.K]
- $\Delta T_{1,2}$  = rozdíl teplot na vstupu a výstupu výměníku obou médií [°C]

NEBO:

Lze výkon tepelného výměníku vypočítat ze součinitele prostupu tepla (dáno materiálovými vlastnostmi), velikosti teplosměnné plochy a středního logaritmického teplotního spádu:

$$P = U \cdot S \cdot \Delta T_{LN} \quad [W] \quad (17)$$

KDE:

- $P$  = tepelný výkon [W]
- $U$  = součinitel prostupu tepla [W/K.m<sup>2</sup>]
- $S$  = teplosměnná plocha [m<sup>2</sup>]
- $\Delta T_{LN}$  = střední logaritmický teplotní spád [°C]

$$\Delta T_{LN} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{(T_{B2} - T_{A2}) - (T_{B1} - T_{A1})}{\ln \frac{(T_{B2} - T_{A2})}{(T_{B1} - T_{A1})}} \quad [°C] \quad (18)$$

KDE PŘI PROTIPROUDÉM ZAPOJENÍ (Obr. 15):

- $T_{A1}$  = teplota vstupu tekutiny odevzdávající teplo ve výměníku (chladící médium motoru) [°C]
- $T_{A2}$  = teplota výstupu tekutiny odevzdávající teplo ve výměníku (chladící médium motoru) [°C]
- $T_{B1}$  = teplota výstupu tekutiny, do které je teplo odevzdáno (chladící voda na zkušebně) [°C]
- $T_{B2}$  = teplota vstupu tekutiny, do které je teplo odevzdáno (chladící voda na zkušebně) [°C]



## Výběr konkrétního výměníku

Návrh výměníku tepla byl proveden ve výpočtovém softwaru CAIRO, který poskytla firma HEXONIC CZ s.r.o. Nejdříve byly shromážděny požadavky na výměník tepla:

- Odolnost vnitřních částí vůči směsi voda/etylenglykol (50:50)
- Odolnost vůči maximální teplotě primárního okruhu – okolo 90 °C
- Možnost kompletní demontáže výměníku – výměník musí být tzv. „rozebíratelný“, aby v případě havárie (olej v chladícím okruhu motoru a jiné nečistoty) bylo možno deskový výměník rozebrat a vyčistit.
- Chladicí výkon 100 kW při vstupní teplotě primárního okruhu  $T_{A1} = 60$  °C a vstupní teplotě sekundárního okruhu  $T_{B1} = 29$  °C (Obr. 15) (nasimulovány podmínky nejvyšší možné teploty vody na zkušebně a nejnižší požadované teploty chladiva motoru rovnice (1), (2))
- Vzhledem k tomu, že má být jednotka mobilní (4), je žádána co nejmenší hmotnost.
- Teplotní spád na vstupu a výstupu primárního okruhu výměníku  $\Delta T < 10$  °C (2)

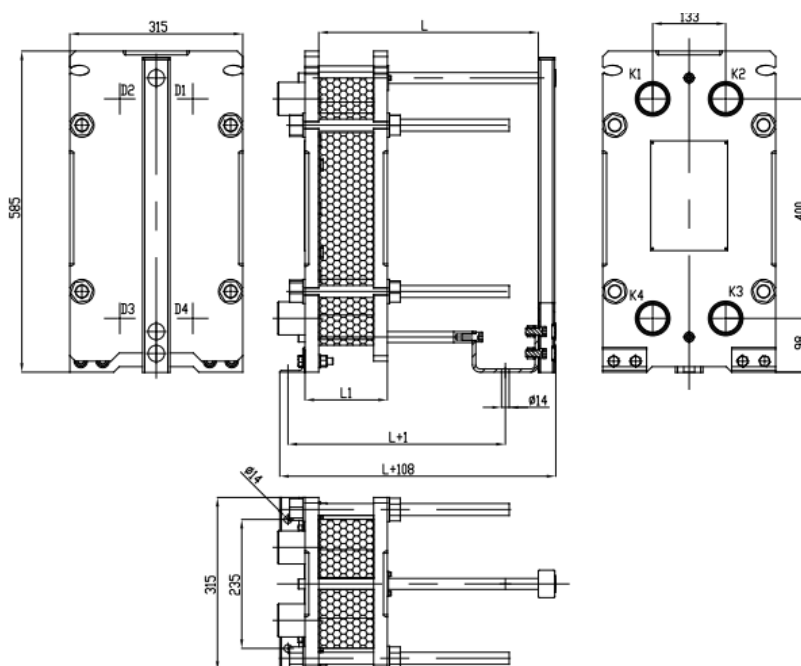
Po shromáždění požadavků na výměník tepla byl v návrhovém softwaru CAIRO vygenerován skládaný deskový výměník tepla Hexonic JFB-010-P10-17, který poskytoval chladicí výkon 100kw za následujících podmínek:

Médium primárního okruhu	voda/etylenglykol (50:50)
Médium sekundárního okruhu	voda
Teplota vstupu primární strany ( $T_{A1}$ )	60 °C
Teplota výstupu primární strany ( $T_{A2}$ )	51 °C
Teplota vstupu sekundární strany ( $T_{B2}$ )	29 °C
Teplota výstupu primární strany ( $T_{B1}$ )	45 °C
Průtok média primární strany	3,21 l/s
Průtok média sekundární strany	1,5 l/s
Maximální provozní tlak	10 bar
Maximální provozní teplota	110 °C

Tab. 3 – návrhové hodnoty skládaného výměníku tepla [20], Obr. 15



Deskový výměník tepla Hexonic JFB-010-P10-17 má následující rozměry:



Obr. 20 – rozměry deskového výměníku tepla Hexonic JFB-015-P10-46 [20]

Rozměr L je definován počtem teplosměnných desek. V tomto případě je počet desek 17 a rozměr L = 400 mm. Hmotnost tohoto výměníku je 84,4 kg, tudíž byl kontaktován výrobce, zdali je možnost alternativy s nižší hmotností. Výrobce byla doporučena volba pájeného deskového výměníku, který má při stejných vstupních parametrech totožný výkon a dosáhne se zhruba čtvrtinové hmotnosti oproti deskovému výměníku skládanému. Dále výrobce informoval, že pájené deskové výměníky jsou levnější alternativou skládaných. Možnost rozebíratelnosti výměníku byla na tomto základě zavržena. Použití pájeného deskového výměníku, který nelze rozebrat a vyčistit, bylo prokonzultováno a dospělo se k názoru, že možnost rozebrat výměník lze obětovat. Programem CAIRO byl znovu proveden návrh na pájený deskový výměník tepla.

Chladicí výkon	100 kw
Médium primárního okruhu	Voda/etylenglykol (50:50)
Médium sekundárního okruhu	Voda
Teplota vstupu primární strany ( $T_{A1}$ )	60 °C
Teplota výstupu primární strany ( $T_{A2}$ )	51 °C
Teplota vstupu sekundární strany ( $T_{B2}$ )	29 °C

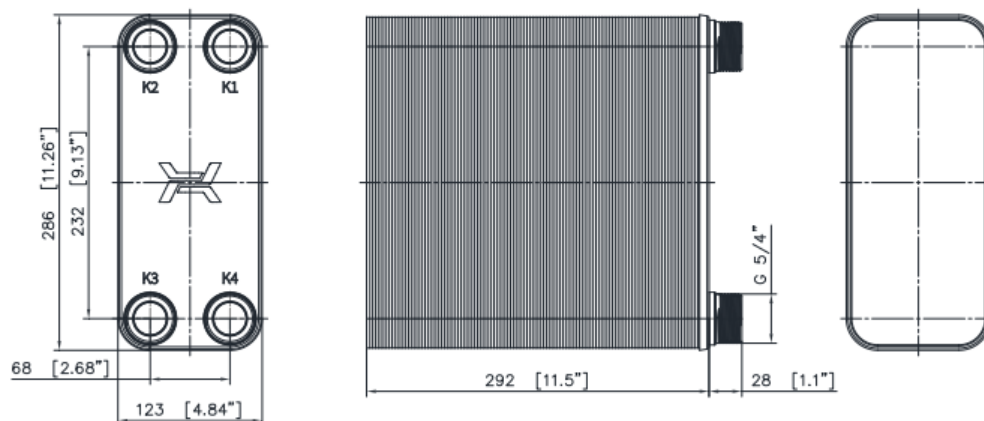
Tab. 4 – vstupní parametry pro návrh pájeného výměníku tepla



Na základě těchto vstupních hodnot byl vygenerován pájený deskový výměník tepla Hexonic LB31-120-5/4'' s následujícími parametry pro vstupní hodnoty výše.

Průtok média primární strany	3,21 l/s
Tlaková ztráta primární strany	2,5 mH2O
Průtok média sekundární strany	1,5 l/s
Tlaková ztráta sekundární strany	0,55 mH2O
Maximální provozní tlak	30 bar
Maximální provozní teplota	230 °C
Objem studené strany	3,7 l
Objem teplé strany	3,7 l
Hmotnost	15,5 kg
Připojení	Vnější závit G 5/4''
Počet desek	120

Tab. 5 – parametry výměníku tepla Hexonic LB31-120-5/4'' [20]



Obr. 21 – rozměry pájeného deskového výměníku Hexonic LB31-120-5/4'' [20]

### Komentář průtoku primární strany výměníkem

Z návrhového programu vychází průtok primárním okruhem pro vstupní parametry dle Tab. 5  $\dot{V} = 3,21$  l/s. Pro komentář této hodnoty byla poskytnuta data z měření jednoválcového motoru ve VTP roztoky, kdy při mechanickém výkonu 20kW činila hodnota průtoku pro bezpečný provoz motoru  $\dot{V} = 0,33$  l/s. Dále bylo dohodnuto, že se v rámci odhadu vezme hodnota tepelného výkonu rovna hodnotě výkonu mechanickému. Budeme-li



předpokládat, že byl tepelný výkon měřeného motoru 20 kW a průtok motorem bude uvažován jakožto lineární funkce výkonu (rovnice (4)), pro motor o výkonu 100 kW bude třeba pětinasobného průtoku, tedy  $\dot{V} = 1,65$  l/s. Hodnotu průtoku primárním okruhem motoru  $\dot{V} = 3,21$  l/s (Tab. 5) lze prohlásit za bezpečnou na základě úvahy výše pro experimentální motor, ve kterém se do chladicí soustavy uvolní při maximální zátěži 100 kW.

Dalším podkladem pro tuto úvahu jsou data z měření vnější charakteristiky motoru 1,4 TSI 103 kW (EA211).  $\Delta T$  mezi vstupem a výstupem chladicí kapaliny motoru byla v rámci jednoho měření vnější charakteristiky v intervalu  $<10;15>$  °C, přičemž generovaný průtok chladicího média čerpadlem motoru byl při 5750 ot/min (hodnota otáček nejvyššího výkonu motoru) roven hodnotě 1,29 l/s.

### 3.4.2 Vodní Filtr FI1

Výměníkem tepla musí proudit tekutina o předem definované kvalitě, resp. velikost pevných částic obsažených v tekutině proudící výměníkem nesmí překročit výrobcem definovanou hodnotu. V případě deskových výměníků je horní hranice velikosti pevných částic v médiu 130  $\mu$ m. Maximální teplota chladicí vody ze strany zkušebny na vstupu do sekundárního okruhu výměníku tepla se uvažuje 29°C.

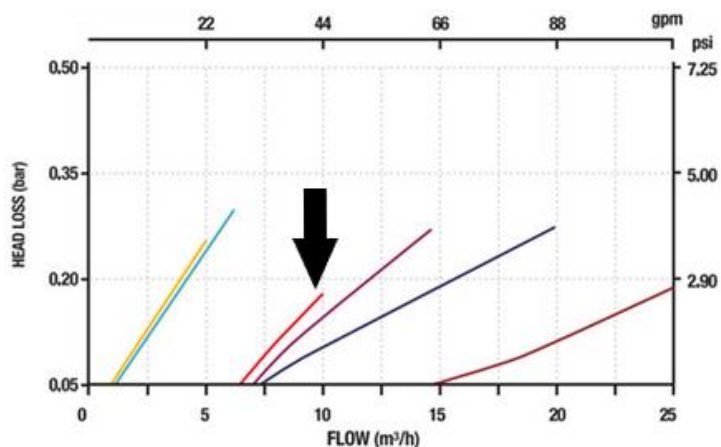
Jakožto vodní filtr FI1 byl vybrán diskový filtr AZUD MODULAR 100 s následujícími parametry:

Připojení filtru	G“ 5/4 dle ISO 228/1
Filtrační plocha	310 cm <sup>2</sup>
Maximální provozní tlak	8 bar
Maximální provozní teplota	60 °C
Maximální průtok	10 m <sup>3</sup> /h
Materiál	polypropylen

Tab. 6 - parametry diskového filtru Azud modular 100 [21]



Obr. 22 - FILTR AZUD MODULAR 100 [21]



Obr. 23 - tlaková ztráta filtru FI1 v závislosti na průtoku [21]

### Tlaková ztráta filtru FI1

Vzhledem k průtoku sekundární strany jednotky (Tab. 5):

$$\dot{V} = 1,5 \text{ l/s} = 5,4 \text{ m}^3/\text{h} \quad (19)$$

Lze tlakovou ztrátu filtru FI1 pro systém zanedbat (Obr. 23):

$$h_z = 0 \text{ mH}_2\text{O} \quad (20)$$

### 3.4.3 Servisní ventily VS2, VS3

Servisní ventily VS2 a VS3 uzavírají v případě nečinnosti chladicí jednotky sekundární okruh. Byly použity kulové ventily Stasto automation ze série 1810–5/4" [22]



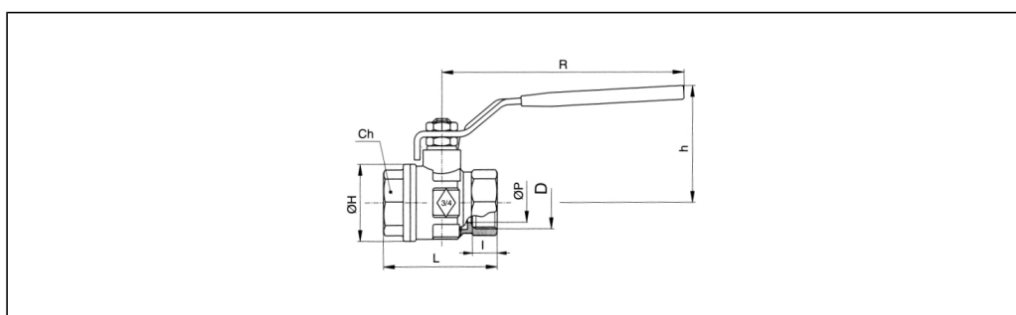
Obr. 24- kulový ventil Stasto automation [22]



Parametry:

Připojení [in]	G5/4" dle ISO 228/1
Materiály	Tělo ventilu – poniklovaná mosaz (CW617N), koule – mosaz (CW617N) tvrdě chromovaná, těsnění koule – PTFE, páka – pozinkovaná ocel
Teplota média [°C]	<-20;160>

Tab. 7 – základní parametry ventilu Stasto automation 1810 – 5/4" [22]



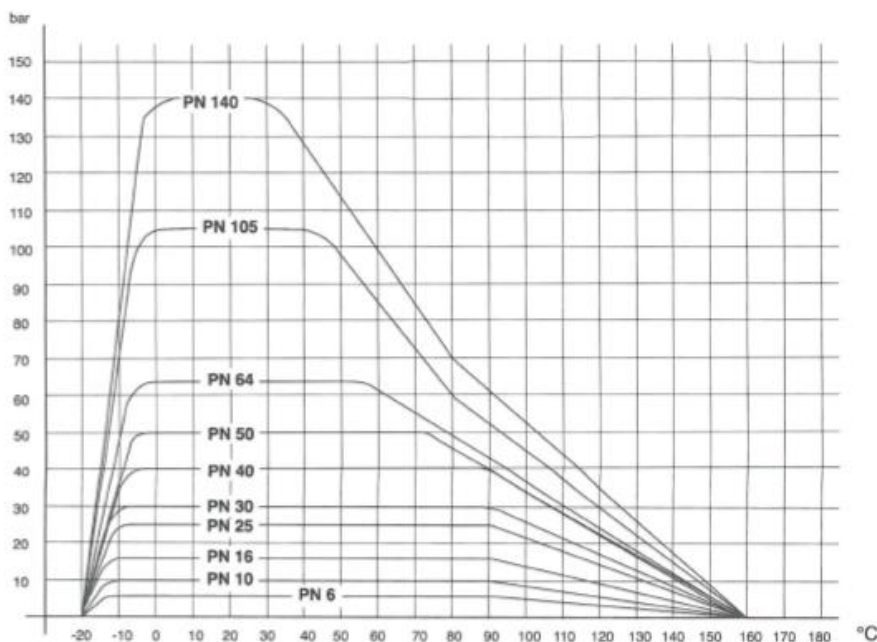
D	DN DN[mm]	PN [bar]	CH	h	H	I	L	R	P	Kv - hodnoty [m <sup>3</sup> /h]	hmotnost [cca kg]	typ
RP1/4"	8	64	20	42	23	11	51,5	96	10	5,4	0,15	1810-1/4"
RP3/8"	10	64	20	42	23	11,4	51,5	96	10	6	0,14	1810-3/8"
G1/2"	15	64	25	47	33	13,5	55	95	15	16,3	0,20	1810-1/2"
G3/4"	20	50	31	59	39	12,5	57	120	20	29,5	0,32	1810-3/4"
G1"	25	50	38	63	49	15	69,5	120	25	43	0,49	1810-1"
G11/4"	32	50	48	76,5	59	17	81,5	150	32	89	0,80	1810-11/4"
G11/2"	40	40	54	82,5	73	18	95	150	40	230	1,18	1810-11/2"
G2"	50	40	67	95	86	22	113	159	50	265	1,80	1810-2"
RP21/2"	65	25	90	123	111	30,2	152	206	65	540	3,71	1710-21/2"
RP3"	80	25	105	133	136	33,3	177	206	80	873	5,90	1710-3"
RP4"	100	25	130	165	166	39,3	214	261	100	1390	10,00	1710-4"

Obr. 25 - rozměry ventilů Stasto automation 1810 [22]

### Provozní tlak ventilu

Provozní tlak kulových ventilů Stasto automation 1810 je závislý na teplotě média proudícího ventilem. Tato závislost je dána následujícím diagramem:





Obr. 26 – diagram závislosti provozního tlaku ventilu na teplotě média [22]

Závislost ventilu s připojením 5/4" definuje křivka **PN 50**. Vzhledem k předpokladu, že sekundární okruh výměníku tepla nepřesáhne teplotu 90 °C a tlak 1,3 bar, resp. 2,2 bar, ventil pro provoz vyhovuje.

### Tlakové ztráty ventilu

Při výpočtu tlakové ztráty kulového ventilu lze vycházet z následujícího vzorce [23]:

$$\Delta p = \rho \cdot \left( \frac{\dot{V}}{k_v} \right)^2 \cdot 10^{-3} \text{ [bar]} \quad (21)$$

KDE:

- $\Delta p$  = tlaková ztráta kulového ventilu [bar]
- $\dot{V}$  = objemový průtok ventilem [m<sup>3</sup>/h] (rovnice (19))
- $k_v$  = průtokový součinitel ventilu [m<sup>3</sup>/h] (Obr. 25)
- $\rho$  = hustota proudícího média (voda při 29 °C [24]) [kg/m<sup>3</sup>]

$$\Delta p = 995,6 \cdot \left( \frac{5,4}{89} \right)^2 \cdot 10^{-3} = 0,0036 \text{ bar} \quad (22)$$



Převedeno na ztrátovou výšku vodního sloupce [25]:

$$h_z = \Delta p \cdot 10,19 \text{ [mH}_2\text{O]} \quad (23)$$

$$h_z = 0,0036 \cdot 10,19 \doteq 0,037 \text{ mH}_2\text{O} \quad (24)$$

Tedy při použití dvou ventilů:

$$h_z = 2 \cdot 0,037 = 0,074 \text{ mH}_2\text{O} \quad (25)$$

#### 3.4.4 Vedení sekundárního okruhu

V okruhu je uvažováno jedno koleno 90°. Z hlediska návrhu komponent pro sekundární okruh je důležitá tlaková ztráta vedení sekundárního okruhu. Při výpočtu ztrát se vychází z geometrie kolene, viz (Obr. 17). Vzhledem k uvažovanému připojení sekundárního okruhu výměníku tepla k vodovodním rozvodům na zkušebně komponenty s trubkovým závitem G5/4" je ztrátový součinitel  $\xi$  kolene pro výpočet místních ztrát následující (Obr. 17):

Poloměr ohybu R	48 mm
Vnitřní průměr D	32 mm

Tab. 8 - rozměry kolene sekundárního okruhu [26]

$$\frac{R}{D} = \frac{48}{32} = 1,5 \rightarrow \xi \doteq 0,35 \quad (26)$$

Velikost místní ztráty, resp. ztrátová výška vodního sloupce při proudění chladicí vody vedením sekundárního okruhu (ztráty třením po délce a změnou průměru vedení zanedbány) se určí dle (rovnice (14)). Přičemž střední rychlost proudění v kolenu o vnitřním průměru 32 mm je dle (rovnice (8)), (rovnice (19)):

$$v_{stř} = \frac{0,0015}{\frac{0,032^2 \cdot \pi}{4}} = 1,87 \text{ m/s} \quad (27)$$



Z toho vyplývající místní ztráty vedení sekundárního okruhu (rovnice (14):

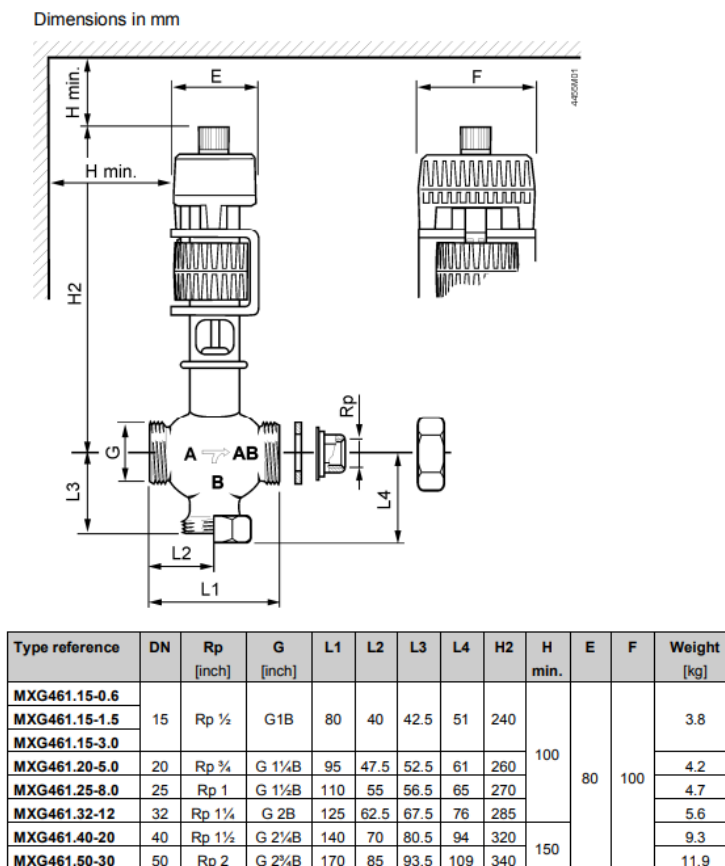
$$h_z = 0,35 \cdot \frac{1,87^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0621 \text{ mH}_2\text{O} = 0,0063 \text{ bar} \quad (28)$$

### 3.4.5 Ovládací ventil VO1

Ovládací ventil VO1 v systému řídí průtok sekundárního okruhu. Byl vybrán třicestný ventil se servopohonem SIEMENS MXG 461. Ventil se pro provoz v jednotce zaslepí cesta B (Obr. 28). Vzhledem k očekávanému průtoku sekundárním okruhem  $\dot{V} = 1,5 \text{ l/s}$  (rovnice (19)) byla s přihlédnutím na tlakové ztráty a cenu ventilu zvolena varianta **MXG 461.25-8.0**.



Obr. 27 - třicestný ventil SIEMENS MXG.461 [27]



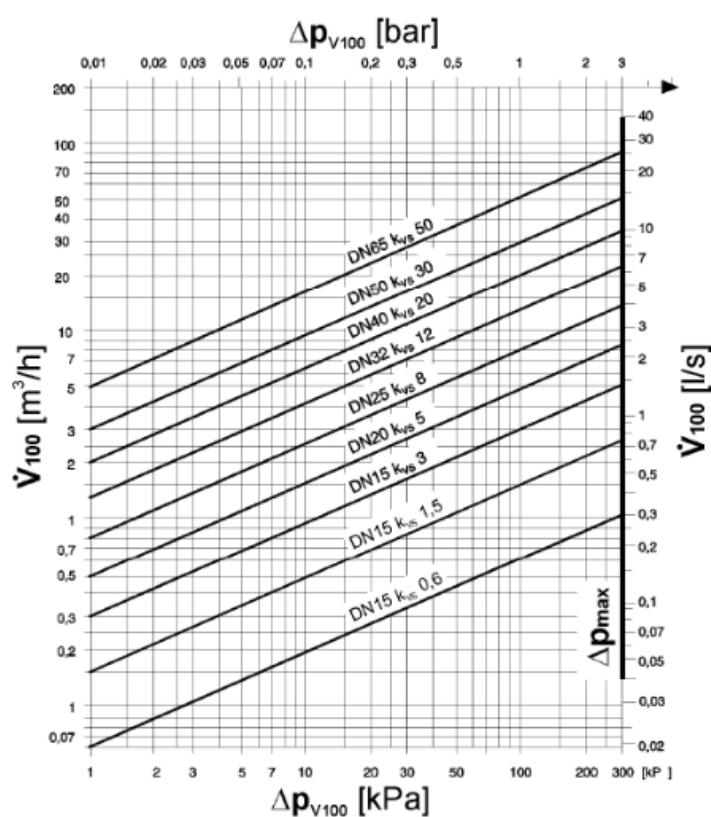
Obr. 28 - rozměrové schéma ventilu [27]



Třicečný ventil Siemens MXG 461.25-8.0 je řízen vstupním signálem DC 0/2-10 V nebo DC 4-20 mA. Výstupem je signál DC 0-10 V, který poskytuje informaci o poloze ventilu. Napájení servopohonu ventilu je 24 V s frekvencí 45–65 Hz. Při výpadku proudu se ventil vrátí do polohy A-AB (Obr. 28). Rozsah teplot pro řadu MXG 461 je <1;130> °C. Ventil se otevře/zavře za méně než 2 s a jeho maximální provozní tlak je 1 MPa [27].

### Tlakové ztráty ventilu

Výrobce ventilu poskytuje závislost tlakové ztráty na průtoku ventilem při plně otevřené trase (kontrolní trasa) A-AB (Obr. 28).



Obr. 29 - tlakové ztráty třicečného ventilu [27]

Kde:

- $\dot{V}_{100}$  = objemový průtok skrze plně otevřenou kontrolní trasu ventilu (A-AB) [ $\text{m}^3/\text{h}$ ], [l/s]
- $\Delta p_{V100}$  = diferenční tlak skrze plně otevřenou kontrolní trasu ventilu (A-AB) v závislosti na objemovém průtoku [bar], [kPa]
- $\Delta p_{\max}$  = maximální přípustný diferenční tlak skrze kontrolní trasu ventilu (A-AB) [bar], [kPa]



Vzhledem k průtoku sekundárního okruhu  $\dot{V} = 1,5 \text{ l/s}$  (Tab. 5) byla z (Obr. 29) odečtena tlaková ztráta ventilu SIEMENS MXG.461.25-8.0 (přímka DN25):

$$\Delta p = 0,2 \text{ bar} \quad (29)$$

Převedeno na ztrátovou výšku vodního sloupce [25]:

$$h_z = \Delta p \cdot 10,19 \text{ [mH}_2\text{O]} \quad (30)$$

$$h_z = 0,2 \cdot 10,19 = 2,04 \text{ mH}_2\text{O} \quad (31)$$

### 3.5 Průtok a tlakové ztráty sekundárního okruhu

Dle (Tab. 5) je pro splnění veškerých návrhových hodnot minimální průtok sekundární stranou výměníku tepla:

$$\dot{V} = 1,5 \text{ l/s} = 5,4 \text{ m}^3/\text{h} \quad (32)$$

K dispozici jsou dvě hodnoty tlaku vody sekundárního okruhu ze strany zkušebny (3.1):

$$p_{\text{externí } 1} = 130 \text{ kPa} \quad (33)$$

$$p_{\text{externí } 2} = 220 \text{ kPa} \quad (34)$$

Ověření, zdali hodnoty tlaku na zkušebně jsou dostačující, se provede pomocí Bernoulliho rovnice ve výškovém tvaru [16]:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{p_b}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{stř}}^2}{2 \cdot g} + h_z \quad (35)$$

KDE:

- $p_1$  = přetlak v potrubí vůči atmosféře [Pa]
- $p_b$  = atmosférický tlak [Pa]
- $\rho$  = hustota proudícího média [ $\text{kg/m}^3$ ]
- $g$  = gravitační konstanta [ $\text{m/s}^2$ ]
- $v_{\text{stř}}$  = střední rychlost proudění [m/s]
- $h_z$  = ztrátová výška vodního sloupce systému [m]



Vyjadřovat se bude hodnota přetlaku v potrubí vůči atmosféře  $p_1$ . Ztrátová výška  $h_z$  je v tomto případě suma ztrátových výšek komponent sekundárního okruhu, po jejímž určení bude možno stanovit minimální potřebný tlak vody ze strany zkušební pro zachování průtoku, tedy:

$$p_1 = p_b + \frac{v_{stř}^2 \cdot \rho}{2} + g \cdot \sum_1^n h_{zn} [Pa] \quad (36)$$

KDE:

- $h_{zn}$  = ztrátová výška dané komponenty sekundárního okruhu [mH<sub>2</sub>O]
- $n$  = počet komponent v systému, ve kterých bude docházet k místním ztrátám

Komponenty tvořící tlakové ztráty dle (Obr. 15) jsou:

- Vodní filtr FI1
- Servisní ventil VS2
- Servisní ventil VS3
- Vedení sekundárního okruhu
- Ovládací ventil VO1
- Výměník tepla

#### Shrnutí ztrátových výšek jednotlivých komponent sekundárního okruhu

Komponenta	Ztrátová výška $h_z$
Výměník tepla (Tab. 5)	0,55 mH <sub>2</sub> O
Vodní filtr FI1 (rovnice (20))	0 mH <sub>2</sub> O
Servisní ventil VS2 (rovnice (24))	0,037 mH <sub>2</sub> O
Servisní ventil VS3 (rovnice (24))	0,037 mH <sub>2</sub> O
Vedení (rovnice (28))	0,0621 mH <sub>2</sub> O
Ovládací ventil VO1(rovnice (31))	2,04 mH <sub>2</sub> O

Tab. 9 – ztrátové výšky vodního sloupce komponent sekundárního okruhu



Suma ztrátových výšek jednotlivých komponent je dle (Tab. 9):

$$\sum_1^n h_{zn} = 0,55 + 0,037 + 0,037 + 0,0621 + 2,04 = 2,73 \text{ mH}_2\text{O} \quad (37)$$

Střední rychlost proudění (rovnice (8) při uvažovaném připojení na výměník tepla G 5/4'' (Tab. 5):

$$v_{stř} = \frac{0,0015}{\frac{0,032^2 \cdot \pi}{4}} = 1,87 \text{ m/s} \quad (38)$$

Nyní jsou známy veškeré hodnoty pro dosazení do (rovnice (36) a určení přetlaku v potrubí vůči atmosféře, který je potřebný k dosažení průtoku sekundárního okruhu výměníku tepla navrženého výpočtovým softwarem.

$$p_1 = 100\,000 + \frac{1,87^2 \cdot 995,6}{2} + 995,6 \cdot 9,81 \cdot 2,73 = 128\,403 \text{ Pa} \quad (39)$$

Pro zkoušku experimentálního motoru za následujících vstupních parametrů:

Chladicí výkon	100 kW
Médium primárního okruhu	Voda/etylenglykol (50:50)
Médium sekundárního okruhu	Voda
Teplota vstupu primární strany	60 °C
Teplota výstupu primární strany	51 °C
Teplota vstupu sekundární strany	29 °C
Průtok média primární strany	3,21 l/s
Průtok média sekundární strany	1,5 l/s

Tab. 10 – provozní podmínky jednotky

Musí být pro splnění chladicího výkonu a překonání odporů veškerých tlakových ztrát sekundárního okruhu přetlak v potrubí sekundárního okruhu  $p = 128\,403 \text{ Pa}$ . Vzhledem k možným hodnotám tlaku vody na zkušební (3.1):



- $p = 130\,000\text{ Pa}$
- $p = 220\,000\text{ Pa}$

jsou dle uvažovaných tlakových ztrát sekundárního okruhu přípustné obě varianty tlaku chladicí vody ze strany zkušebny. Jelikož je ale požadovaný tlak  $p = 128\,403\text{ Pa}$ , v rámci bezpečného provozu doporučuji provozovat jednotku při tlaku vody ze strany zkušebny  $p = 220\,000\text{ Pa}$ . Parametr, kdy teplota vody na vstupu sekundárního okruhu je  $T_{B2} = 29\text{ °C}$  (Obr. 15), bude pouze v letních měsících. Jak již bylo řečeno v (3.1), teplota chladicí vody na zkušebně je závislá na venkovní teplotě. Pokud bude teplota chladicí vody na zkušebně nižší než  $29\text{ °C}$ , klesne i nejnižší možná teplota provozu motoru při plném zatížení.

### 3.6 Komponenty primárního okruhu

#### 3.6.1 Ovládací ventil VO2

Ovládací ventil VO2 v systému během provozu simuluje termostat chladicí soustavy spalovacího motoru. Vzhledem k provoznímu režimu (2) z kapitoly (1), tedy možnost řízení teploty chladicího média během provozu motoru, byl opět zvolen třístenný ventil se servopohonem Siemens MXG. Jeho hlavní parametry jsou popsány v (3.4.5). Hodnota průtoku primární strany jednotky je dle (Tab. 5)  $\dot{V} = 3,21\text{ l/s}$ . Pro minimalizaci tlakových ztrát byla vybrána modelová řada ventilu MXG 461.40-20, který má rozměry viz (Obr. 28).

#### Tlakové ztráty ventilu

Navrhovaný průtok primárním okruhem jednotky je dle (Tab. 5)  $\dot{V} = 3,21\text{ l/s}$ . Z (Obr. 29) byla pro tuto hodnotu odečtena tlaková ztráta ventilu Siemens MXG 461.40-20 (**přímka DN40**):

$$\Delta p = 0,25\text{ bar} \quad (40)$$

Převeďeno na ztrátovou výšku vodního sloupce [25]:

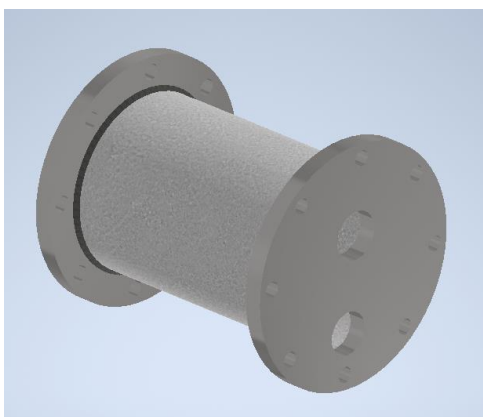
$$h_z = \Delta p \cdot 10,19\text{ [mH}_2\text{O]} \quad (41)$$

$$h_z = 0,25 \cdot 10,19 \doteq 2,55\text{ mH}_2\text{O} \quad (42)$$





### 3.6.2 Nádoba N1



Obr. 30 – 3D model nádoby

Nádoba N1 je svařenec z trubky o vnitřním průměru 168,3 mm, tloušťce stěny 2 mm a délce 250 mm. Na trubku jsou přivařeny dvě zaslepovací příruby DN 125 dle DIN 2527. Příruby jsou vyvrtány na příslušných místech pro osazení nádoby potrubím.

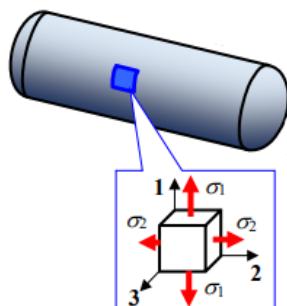
Hmotnost nádoby [kg]	Objem nádoby [l]
14,06	5,56

Tab. 11– parametry nádoby N1

Trubka a příruby jsou z materiálu 17240 ČSN 41 7240 (X5CrNi18-10 EN 10088). Tento materiál, též označován jako potravinářská ocel, je díky obsahu uhlíku (max 0,07 %) [28] vhodný pro svařování. Je chemicky i teplotně odolný vůči očekávané směsi chladící kapaliny (3.3.2).

#### **Pevnostní kontrola nádoby**

Dle (Obr. 37) bude nádoba N1 vystavena vnitřnímu přetlaku  $p = 1$  bar. Teorie kontroly nádoby vychází z výpočtu rotačně symetrických úloh. V tomto případě se jedná o tenkostěnnou uzavřenou válcovou nádobu. Jelikož je nádoba uzavřená, bude se řešit dvouosá napjatost. Složky napětí po vyjmutí elementu pláště válce jsou následující:



Obr. 31 – element pláště válce [29]

Z teorie je známo, že v případě dvouosé napjatosti tenkostěnné válcové nádoby je tečné napětí dvojnásobkem napětí osového a radiální napětí je rovno nule. [29]

$$\sigma_1 = \sigma_t = \frac{p \cdot R}{s} = \sigma_{max} \quad (43)$$

$$\sigma_2 = \sigma_o = \frac{p \cdot R}{2 \cdot s} \quad (44)$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = 0 \quad (45)$$

KDE:

- $\sigma_t$  = tečné napětí [N/mm<sup>2</sup>]
- $\sigma_o$  = osové napětí [N/mm<sup>2</sup>]
- $\sigma_r$  = radiální napětí [N/mm<sup>2</sup>]
- $p$  = vnitřní přetlak v nádobě [MPa]
- $R$  = poloměr nádoby [mm]
- $s$  = tloušťka stěny nádoby [mm]

pro kontrolní výpočet je zvolena teorie  $\tau_{MAX}$ , která říká, že rozdíl největší a nejmenší složky napětí (redukované napětí) musí být menší nebo roven napětí dovolenému [29], tedy:

$$\sigma_{max} - \sigma_{min} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \frac{\sigma_k}{k} \quad (46)$$



KDE:

- $\sigma_k$  = mez kluzu materiálu [N/mm<sup>2</sup>]
- $k$  = bezpečnostní koeficient výpočtu [-]

Jelikož jsou známy veškeré číselné hodnoty, výpočtem se získá bezpečnostní koeficient navržené nádoby v závislosti na provozních podmínkách.

**Hodnoty pro výpočet:**

- $p = 0,1$  MPa – dáno tlakovým víčkem expanzní nádoby (Obr. 37)
- $R = 84,15$  mm (poloměr trubky nádoby)
- $s = 2$  mm (tloušťka stěny nádoby)
- $\sigma_k = 157$  MPa – hodnota pro ocel 17 240 při 100 °C [28]

$$\frac{p \cdot R}{s} - 0 \leq \frac{\sigma_k}{k} \quad (47)$$

$$\frac{0,1 \cdot 84,15}{2} \leq \frac{157}{k} \rightarrow k = 37,3 \quad (48)$$

Pro navrženou nádobu N1 vychází bezpečnostní koeficient  $k = 37,3$ . Bezpečnostní koeficient by měl v případě vhodné optimalizace vycházet v intervalu  $k = (1,5)$ . V tomto případě nebude nádoba (tloušťka stěny trubky a průměr) dále optimalizována, jelikož jsou rozměry navrženy na základě kompromisu mezi cenou nádoby a její hmotností a objemem.

#### **Tlaková ztráta při proudění média nádobou**

Dle (rovnice (15) se nejdříve musí určit ztrátový součinitel na výstupu kapaliny z nádoby.

$$\xi = \left( \frac{1}{0,57 + \frac{0,043}{1,1 - \frac{S_2}{S_1}}} - 1 \right)^2 \quad (49)$$



KDE:

- $S_2$  = obsah profilu původního potrubí [mm]
- $S_1$  = obsah profilu zúženého potrubí [mm]

Tedy při průměru trubky 168,3 mm a uvažovaném průměru vedení 40 mm:

$$\xi = \left( \frac{1}{0,57 + \frac{0,043}{1,1 - \frac{0,02}{0,0013}}} - 1 \right)^2 = 0,58 \quad (50)$$

Ztrátová výška vodního sloupce proudění kapaliny nádobou činí (rovnice (14), (rovnice (67)):

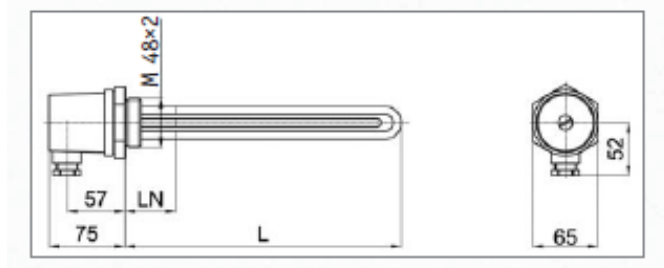
$$h_z = 0,58 \cdot \frac{2,54^2}{2 \cdot 9,81} = 0,19 \text{ m H}_2\text{O} \quad (51)$$

### 3.6.3 Topné těleso

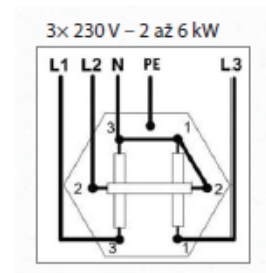


Obr. 32 – topné těleso Regulus ETT-B [30]

Topné těleso implementováno v nádobě N1 v případě potřeby předeřívá chladící médium primárního okruhu. Pro jednotku bylo zvoleno elektrické topné těleso Regulus ETT-B. Těleso je určeno pro ohřev otopné vody nebo nemrznoucích směsí, proto vzhledem k médiu primárního okruhu (voda/etylenglykol 50:50) vyhovuje. Dělá se v několika rozměrových a výkonových variantách. Pro navrženou nádobu N1 je vhodný model ETT-B 3,0. [30]



Obr. 33 – rozměry topného tělesa Regulus ETT-B [30]



Obr. 34 – schéma zapojení topného tělesa [30]

MODEL		ETT-B 2,0	ETT-B 3,0	ETT-B 4,5	ETT-B 6,0	ETT-B 7,5	ETT-B 9,0
JMENOVIÝ VÝKON	kW	2,0	3,0	4,5	6,0	7,5	9,0
JMENOVIÝ PROUD JEDNOU FÁZÍ	A	2,9/8,7*	4,3/13,0*	6,5/19,6*	8,7/26,1*	10,8	13
DĚLKA TĚLESA (L)	mm	178	240	333	428	520	615
DĚLKA NETOPÍČÍHO KONCE (LN)	mm	45	45	45	45	45	45
OBJEDNACÍ KÓD	--	4973	4972	4971	4970	4969	16950

\* zapojení 3x 230 V/zapojení 1x 230 V

Obr. 35 – parametry topných těles Regulus ETT-B [30]

Dle obrázku výše je jmenovitý proud jednou fází tělesa Regulus ETT-B 3,0 v případě zapojení 3x 230 V roven 4,3 A. Pro zapojení 1x230 V je to 13 A. Na zkušebně jsou zásuvky o hodnotách 400 V a 32 A. Těleso je tím pádem pro použití na zkušebně na Julisce vhodné.

#### Doba výhřevu primárního okruhu

Objem nádoby N1	5,56 l (Tab. 11)
Objem vedení	5.29 l
Uvažovaný objem v motoru	2 l
Objem kapaliny v expanzní nádobě	3 l
Objem primární strany výměníku tepla	3,7 l (Tab. 5)

Tab. 12 – objem primárního okruhu

Výpočet doby ohřevu lze provést dle [31]:

$$t = \frac{m \cdot c \cdot \Delta T}{P} \text{ [s]} \quad (52)$$



KDE:

- $t$  = čas doby ohřevu [s]
- $m$  = hmotnost média [kg] (uvažováno 1 l = 1 kg) (Tab. 12)
- $c$  = měrná tepelná kapacita média [J/kg.k] (Tab. 2)
- $\Delta T$  = změna teploty média [°C]
- $P$  = jmenovitý výkon ohříváče [W] (Obr. 35)

Bude-li brána změna teploty média  $\Delta T = 90$  °C, čas ohřevu primárního ohruhu je:

$$t = \frac{(5,56 + 5,29 + 2 + 3 + 3,7) \cdot 3283 \cdot 90}{3000} = 1\,925\text{ s} = 32\text{ min.} \quad (53)$$

Pro výpočet doby ohřevu nebyly uvažovány tepelné ztráty. Ty budou nejvíce záviset na chlazeném agregátu (materiál hlavy a bloku motoru, hmotnost). Jelikož tato práce nenavrhuje jednotku na konkrétní motor, nejsou ztráty do výpočtu zahrnuty.

#### 3.6.4 Expanzní nádoba EN

Expanzní nádoba v systému umožňuje rozpínání chladícího média při zvýšení jeho teploty. Dále je nutno udržet v systému požadovaný maximální tlak. V systému musí být přetlak vůči tlaku atmosférickému, aby došlo ke zvýšení bodu varu chladícího média, nicméně je nutno tlak omezit, aby nedošlo k poškození komponent systému. Expanzní nádoba musí odolávat provozním teplotám chladícího média. Dále je požadavkem, aby byly do expanzní nádoby svedeny odvodušňovací hadice systému a případné vzduchové bubliny se tak mohly stát součástí prostoru nad hladinou chladícího média v nádobě. Expanzní nádoba také slouží k indikaci hladiny chladící kapaliny v systému.

#### **Shrnutí požadavků na expanzní nádobu**

- Velikost – zajištění změny objemu média v závislosti na změně teploty a celkovému objemu média v systému
- Omezení tlaku v systému
- Odolnost vůči teplotám <0;90> °C



- Vyústění pro připojení odvzdušňovacích hadic
- Indikace hladiny kapaliny v primárním okruhu systému

Požadavky splňují expanzní nádoby konvenčních spalovacích motorů. Pro dimenzování expanzní nádoby je nutno zjistit změnu objemu primárního okruhu jednotky v závislosti na změně teploty.

Výpočet změny objemu primárního okruhu v závislosti na změně teploty [32]:

$$V = V_1 \cdot (1 + \beta \cdot \Delta T) [l] \quad (54)$$

KDE:

- $V$  = objem média po ohřátí o  $\Delta T$  [l]
- $V_1$  = původní objem nezahřátého média [l] (Tab. 12)
- $\beta$  = součinitel objemové teplotní roztažnosti [1/K] (Tab. 2)
- $\Delta T$  = změna teploty látky [°C]

Bude-li brána změna teploty média  $\Delta T = 90$  °C, objem média je po ohřátí:

$$V = 19,55 \cdot (1 + 6,3 \cdot 10^{-4} \cdot 90) = 20,65 \text{ l} \quad (55)$$

Změna objemu tedy bude:

$$\Delta V = V - V_1 = 20,65 - 19,55 = 1,1 \text{ l} \quad (56)$$

Zvolena byla expanzní nádoba z vozu Multicar M26.5 EURO3 s tlakovým víčkem, které připustí maximální přetlak v systému vůči atmosféře 1 bar.



Obr. 36 – expanzní nádoba Multicar M 26,5 [33]



Obr. 37 – tlakové víčko 1 bar [34]

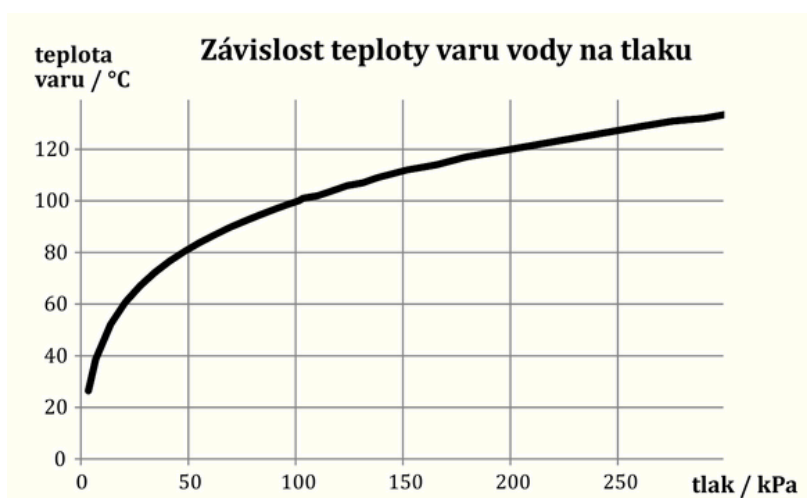
Objem	3,5 l
Vnější průměr spodního připojení	23 mm
Vnější průměr horního připojení	10 mm

Tab. 13 – parametry expanzní nádoby

Vzhledem ke změně objemu média a objemu expanzní nádoby je expanzní nádoba vyhovující.

### Bod varu

Při přetlaku 1 bar primárního okruhu se posune jeho bod varu. Ten lze vyčíst z obrázku níže.



Obr. 38 – závislost bodu varu vody na tlaku [35]





Je-li v systému přetlak 1 bar vůči tlaku atmosférickému, bude celkový tlak pro určení hodnoty bodu varu média primárního okruhu 2 bar (atmosférický tlak uvažován 1 bar). Bod varu dle (Obr. 38) bude roven 120 °C. Závislost na obrázku výše platí pro čistou vodu. Při příměsi etylenglykolu do vody bod varu stoupá, tudíž reálný bod varu směsi primárního okruhu bude:

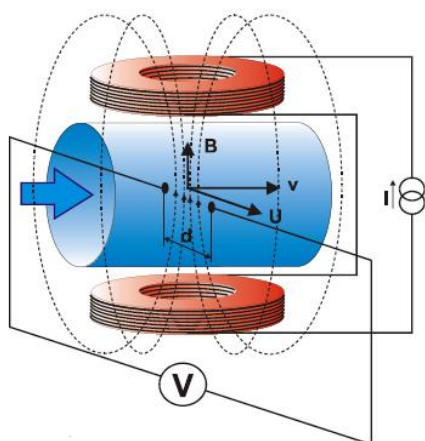
$$T > 120^{\circ}\text{C} \quad (57)$$

Hodnota bodu varu je informativního charakteru a slouží pro kontrolu, že provoz systému bude při teplotě 90 °C z hlediska varu bezpečný.

### 3.6.5 Průtokoměr PM1

Průtokoměr PM1 poskytuje řídicímu systému informaci o hodnotě průtoku primárního okruhu. Pro měření průtoku byl zvolen indukční průtokoměr Flomag 3110 PDIN 40 6 PTFE Pt Cv, jelikož při měření průtoku elektromagnetickou indukcí dochází téměř nulovým ztrátám.

„Princip měření je založen na Farradayově zákonu o elektromagnetické indukci. Snímač je složen z nemagnetické trubice uvnitř potažené nevodivou výstelkou, měřících elektrod a dvou cívek generujících elektromagnetické pole. Proudící kapalina tvoří vodič, ve kterém je vlivem magnetického pole indukováno napětí  $U$  přímo úměrné magnetické indukci  $B$ , vzdálenosti  $d$  (délce vodiče) a rychlosti proudění  $v$ , tedy  $U = B \cdot d \cdot v$ . Protože magnetická indukce a vzdálenost elektrod jsou konstantní, je indukované napětí přímo úměrné rychlosti proudění kapaliny v trubici.“ [36]



Obr. 39 – princip měření [36]



Obr. 40 – indukční průtokoměr Flomag 3110 [36]



Použitý průtokoměr má následující základní parametry:

Vnitřní průměr	40 mm
Maximální průtok	15,07 l/s
Napájecí napětí	84-240VAC, 10-36VDC, 24VAC
Proudový výstup	0(4)-20 mA
Jmenovitý tlak	PN6
Připojení	Přírubové EN1092-1
Teplota média	0-150 °C

Tab. 14 – základní parametry Flomag 3110 PDIN 40 [36]

### 3.6.6 Senzory teploty

Měření teplot v daných místech systému (Obr. 15) je realizováno odporovými teplotními senzory PT100. Odporový snímač teploty funguje na principu změny odporu vlivem změny teploty. Změna odporu v závislosti na změně teploty je u platinových senzorů (PT...) téměř lineární, což znamená, že při napájení snímače konstantním proudem lze změnu odporu (teploty) odvodit ze změny napětí. Další výhodou platinových senzorů je jejich přesnost. [37]



Obr. 41 – příklad senzoru teploty PT 100 [37]

Platinové snímače teploty jsou klasifikovány dle ČSN EN 60751. První dvě písmena určují použitý kov snímače. Následuje číslo, které udává odpor snímače při 0°C. U snímače PT100 je tedy měřící hrot z platiny a má odpor 100Ω při 0°C. Norma ČSN EN 60751 definuje přípustnou odchylku a rozsah při měření a rozděluje tak snímače do několika tříd: [37]



Class A:  $\pm (0.15 + 0.002 \times [t])$  °C; pro platinové snímače teploty v rozsahu -200 až +650 °C

Class AA:  $\pm \frac{1}{3} \times (0.3 + 0.005 \times [t])$  °C; pro platinové snímače teploty v rozsahu -200 až +850 °C

Class B:  $\pm (0.3 + 0.005 \times [t])$  °C; pro platinové snímače teploty v rozsahu -200 až +850 °C

Class 1/6 B:  $\pm \frac{1}{6} \times (0.3 + 0.005 \times [t])$  °C; pro platinové snímače teploty v rozsahu -200 až +850 °C

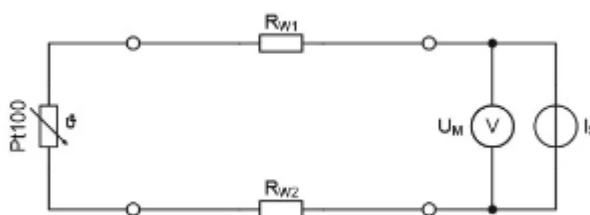
Obr. 42 – třídy snímačů PT... [37]

Na základě konzultací bylo dohodnuto, že pro jednotku bude stačit snímač PT100 třídy B.

Snímače PT100 mohou být zapojeny v následujících konfiguracích:

- Dvou vodičové zapojení
- Třívodičové zapojení
- Čtyřvodičové zapojení

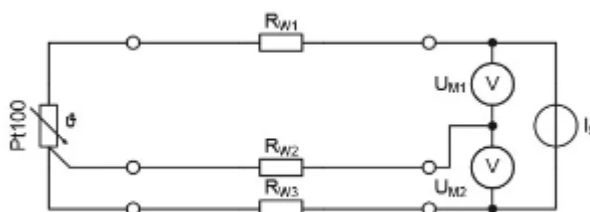
#### Dvou vodičové zapojení



Obr. 43 – schéma dvou vodičového zapojení snímače PT100 [37]

Při tomto úsporném zapojení pro kabeláž není odpor přírodních vodičů  $R_{W1}$  a  $R_{W2}$  nijak kompenzován. Snímač je napájen i měřen stejnými vodiči a dochází tak k nepřesnému měření. [37]

#### Třívodičové zapojení

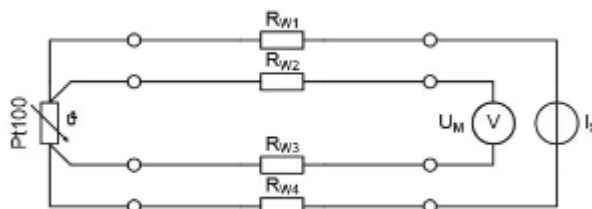


Obr. 44 - schéma třívodičového zapojení snímače PT100 [37]



Díky použití třetího vodiče je v tomto případě možno změřit odpor vedení. Odpor přívodních vodičů je zcela kompenzován za předpokladu, že odpory  $R_{W1}$  a  $R_{W3}$  jsou stejné. Kompensaci vyhodnocuje řídicí jednotka. [37]

### Čtyřvodičové zapojení



Obr. 45 – schéma čtyřvodičového zapojení snímače PT100 [37]

U čtyřvodičového zapojení je odpor přívodních vodičů  $R_{W1}$  a  $R_{W4}$  zcela kompenzován i za předpokladu, že odpory nebudou stejné, tuto kompensaci opět vyhodnocuje řídicí jednotka. Použití čtyřvodičového zapojení senzoru PT100 je tak z možných konfigurací zapojení nejpřesnější. [37]

### Výběr konkrétního snímače

Pro výběr konkrétního snímače byla kontaktována firma SENSIT [38]. Po prokonzultování provozních podmínek výrobce vytvořil nabídku na snímač SENSIT TG12–2 mm, který má následující hlavní parametry:

Průměr snímače	2 mm
Délka snímače	65 mm
Rozsah teplot	<-50;200> °C
Doba odezvy	1,5 s

Tab. 15 – hlavní parametry snímače SENSIT TG12-2 mm [39]



### 3.6.7 Servisní ventily VS1, VS4, VS5

Kulové ventily jsou v místě propojení chladicí jednotky s chlazeným motorem. Ventil VS4/VS5 je na vstupu chladicí kapaliny do bloku motoru a ventil VS1 je na výstupu chladicí kapaliny z hlavy motoru (Obr. 15). Funkcí ventilů je uzavření primárního okruhu v případě nečinnosti (odpojení jednotky od motoru). Ventil VS1 je kvůli rozměru sací části čerpadla Stasto automation ze série 1810 – 2". Jeho základní parametry jsou kromě velikosti připojení shodné s ventily VS4 a VS5. Ventily VS4 a VS5 jsou vzhledem k průměru vedení o řadu menší, tedy Stasto automation 1810 – 1 1/2 [22] .

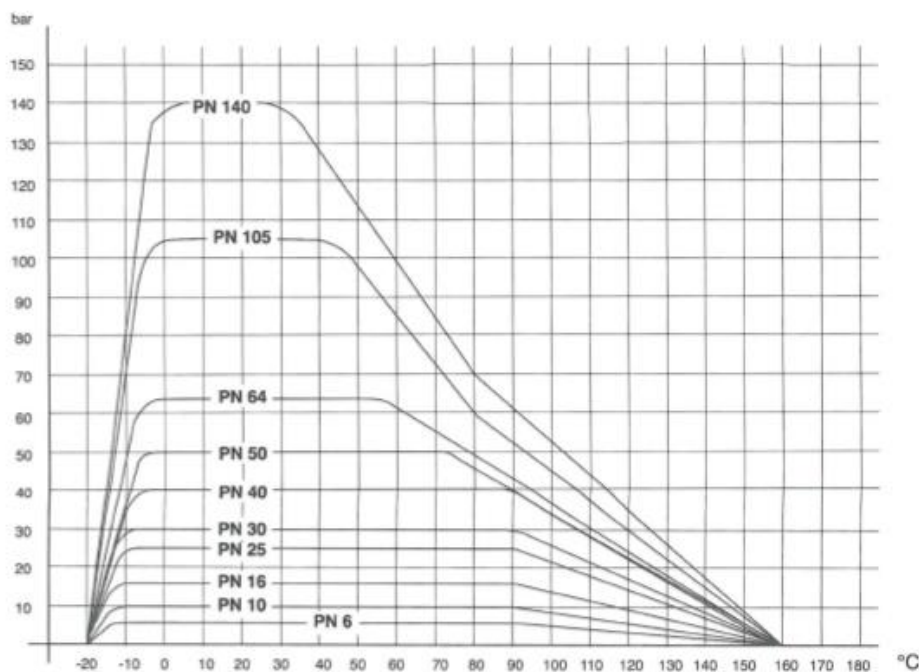
#### Parametry ventilu Stasto automation 1810–1 1/2''.

Připojení [in]	G 1 1/2" dle ISO 228/1
Materiály	Tělo ventilu – poniklovaná mosaz (CW617N), koule – mosaz (CW617N) tvrdě chromovaná, těsnění koule – PTFE, páka – pozinkovaná ocel
Teplota média [°C]	<-20;160>

Tab. 16 - parametry ventilu Stasto automation 1810 – 1 1/2'' [22]

#### Provozní tlak ventilu

Provozní tlak kulových ventilů Stasto automation 1810 je závislý na teplotě média proudícího ventilem. Tato závislost je dána následujícím diagramem:



Obr. 46 – diagram závislosti provozního tlaku ventilu na teplotě média [22]



Závislost ventilu s připojením G 1 1/2" definuje křivka **PN 40**. Vzhledem k předpokládaným provozním podmínkám – teplota cca 90 °C a tlak 1 bar, ventil provozu vyhovuje.

### Ztrátová výška vodního sloupce ventilů VS4, VS5

Při výpočtu tlakové ztráty kulového ventilu lze opět vycházet z následujícího vzorce [23]:

$$\Delta p = \rho \cdot \left( \frac{\dot{V}}{k_v} \right)^2 \cdot 10^{-3} \text{ [bar]} \quad (58)$$

KDE:

- $\Delta p$  = tlaková ztráta kulového ventilu [bar]
- $\dot{V}$  = objemový průtok primárního okruhu jednotky [m<sup>3</sup>/h] (Tab. 5)
- $k_v$  = průtokový součinitel ventilu [m<sup>3</sup>/h] (Obr. 25)
- $\rho$  = hustota proudícího média [kg/m<sup>3</sup>] (Tab. 2)

$$\Delta p = 1082 \cdot \left( \frac{11,56}{230} \right)^2 \cdot 10^{-3} = 0,00273 \text{ bar} \quad (59)$$

Převedeno na ztrátovou výšku vodního sloupce [25]:

$$h_z = \Delta p \cdot 10,19 \text{ [mH}_2\text{O]} \quad (60)$$

$$h_z = 0,00273 \cdot 10,19 \doteq 0,028 \text{ mH}_2\text{O} \quad (61)$$

### Ztrátová výška vodního sloupce ventilu VS1

Výpočet se provede analogicky s výpočtem pro tlakovou ztrátu ventilů VS4, VS5. Hodnoty pro výpočet budou totožné kromě průtokového součinitele. Ten v případě ventilu 1810 – G2" činí  $k_v = 265 \text{ m}^3/\text{h}$  (Obr. 25)

$$\Delta p = 1082 \cdot \left( \frac{11,56}{265} \right)^2 \cdot 10^{-3} = 0,00205 \text{ bar} \quad (62)$$



Převedeno na ztrátovou výšku vodního sloupce [25]:

$$h_z = \Delta p \cdot 10,19 \text{ [mH}_2\text{O]} \quad (63)$$

$$h_z = 0,00205 \cdot 10,19 \doteq 0,021 \text{ mH}_2\text{O} \quad (64)$$

#### Shrnutí hodnot ztrátových výšek vodního sloupce ventilů VS1, VS4, VS5

Ventil	Ztrátová výška vodního sloupce
VS4	0,028 mH <sub>2</sub> O
VS5	0,028 mH <sub>2</sub> O
VS1	0,021 mH <sub>2</sub> O

Tab. 17 – ztrátové výšky vodního sloupce ventilů VS4, VS5, VS1

Kapalina bude proudit ventilem VS1 a poté buď ventilem VS4 nebo ventilem VS5 v závislosti na provozním režimu (3.2.1) a vzhledem k tomu, že ztrátové výšky vodního sloupce ventilů VS4 a VS5 jsou si rovny, celková ztrátová výška vodního sloupce při proudění kapaliny ventily VS1 a VS4/VS5 bude:

$$h_z = 0,028 + 0,021 \doteq 0,05 \text{ mH}_2\text{O} \quad (65)$$

#### 3.6.8 Tlakové ztráty primárního okruhu

Jelikož je jednotka navrhována obecně, sečtou se ztráty veškerých komponent primárního okruhu, navrhne se čerpadlo a určí se rezerva tlakové ztráty, které bude moci pro zachování požadovaného průtoku chlazený motor dosahovat. Komponenty tvořící tlakové ztráty v primárním okruhu jsou:

- Ventily VS4/VS5, VS1
- Vedení – místní ztráty v ohybech, ztráta třením po délce
- Proudění kapaliny nádobou N1
- Ventil VO2



- Výměník tepla
- Průtokoměr PM1

### Místní ztráty - změna směru toku

V primárním okruhu jednotky je jedno silikonové koleno s následujícími rozměry:

Poloměr ohybu R	57 mm
Vnitřní průměr D	40 mm

Tab. 18 – rozměry silikonového kolena [26]

Velikost ztrátového součinitele je dle (Obr. 17):

$$\frac{R}{D} = \frac{57}{40} = 1,4 \rightarrow \xi \doteq 0,35 \quad (66)$$

Střední rychlost proudění primárního okruhu je dle (rovnice (8)), (Tab. 5):

$$v_{stř} = \frac{0,0032}{\frac{0,04^2 \cdot \pi}{4}} = 2,54 \text{ m/s} \quad (67)$$

Ztrátová výška vodního sloupce při proudění chladicího média kolenem je tedy (rovnice (14)):

$$h_z = 0,35 \cdot \frac{2,54^2}{2 \cdot 9,81} = 0,12 \text{ mH}_2\text{O} \quad (68)$$

### Ztráta třením po délce

Ztráta třením po délce se určí dle (3.3.3 – rovnice (13)). Při výpočtu bude uvažováno tření v pryžových hadicích a ocelových trubkách. Ztráta třením ostatních armatur je zanedbána. Vzhledem k odlišnosti materiálu, tedy jiné absolutní drsnosti vnitřních částí potrubí (pryž,





ocel), bude celková ztráta třením součtem ztráty v pryžových částech a v ocelových částech vedení.

Jelikož je uvažováno v primárním okruhu jedno koleno, musí se určit délka jeho střednicového oblouku:

$$L_{kolena-pryž} = n \cdot \frac{\pi}{180} \cdot r \cdot \alpha \text{ [mm]} \quad (69)$$

KDE:

- $n$  = počet kolen [-]
- $r$  = průměr kolena [mm] (Tab. 18)
- $\alpha$  = úhel kolen [°]

$$L_{kolena-pryž} = 1 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 40 \cdot 90 = 62,83 \text{ mm} \quad (70)$$

Rovné pryžové úseky jsou dlouhé  $L_{rovne-pryž} = 305$  mm (viz 3D model)

Celková délka pryžových částí:

$$L_{pryž} = L_{rovne-pryž} + L_{kolena-pryž} = 305 + 62,8 = 367,8 \text{ mm} \quad (71)$$

Výpočet ztrátové výšky třením po délce pryžových částí systému proběhne dle (3.3.3 – rovnice (13) tedy:

$$h_z = 0,25 \cdot \left[ \log \left( 3,715 \cdot \frac{d}{k} \right) \right]^{-2} \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{S^2 \cdot 2} \text{ [m]} \quad (72)$$

Kde:

- $h_z$  = ztrátová výška vodního sloupce [m]
- $g$  = gravitační konstanta [ $\text{m/s}^2$ ]
- $L$  = délka potrubí [m]
- $d$  = průměr potrubí [m]
- $\dot{V}$  = objemový průtok potrubím [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- $k$  = absolutní drsnost potrubí, kterou definuje materiál potrubí [-]
- $S$  = plocha průřezu potrubí [ $\text{m}^2$ ]



Přičemž se do vzorce dosadí následující hodnoty:

gravitační konstanta	9.81 m/s <sup>2</sup>
délka potrubí	0,3678 m (rovnice (69))
průměr potrubí	0,04 m (Tab. 18)
objemový průtok potrubím	0,0032 m <sup>3</sup> /s (Tab. 5)
absolutní drsnost potrubí, kterou definuje materiál potrubí	0,006 · 10 <sup>-3</sup> m [45]
plocha průřezu potrubí	0,0013 m <sup>2</sup>

Tab. 19 – pryžové části vedení

Po dosazení do vzorce činí ztráta třením po délce v pryžových částech systému:

$$h_{z(\text{pryž})} = 0,25 \cdot \left[ \log \left( 3,715 \cdot \frac{0,04}{0,006 \cdot 10^{-3}} \right) \right]^{-2} \cdot \frac{0,3678}{0,04} \cdot \frac{0,0032^2}{0,0013^2 \cdot 2} \quad (73)$$

$$h_{z(\text{pryž})} = 0,39 \text{ mH}_2\text{O} \quad (74)$$

Výpočet ztrátové výšky třením po délce v ocelovém potrubí systému se provede analogicky k předešlému výpočtu. Vstupní hodnoty pro výpočet jsou následující:

gravitační konstanta	9.81 m/s <sup>2</sup>
délka potrubí	0,99 m (3D model)
průměr potrubí	0.04 m (3D model)
objemový průtok potrubím	0.0032 m <sup>3</sup> /s (Tab. 5)
absolutní drsnost potrubí, kterou definuje materiál potrubí	6,3 · 10 <sup>-6</sup> m
plocha průřezu potrubí	0.0013 m <sup>2</sup>

Tab. 20 – hodnoty pro výpočet ztrátové výšky ocelového potrubí



Ztrátová výška vodního sloupce třením po délce v ocelovém potrubí činí:

$$h_{z(ocel)} = 0,25 \cdot \left[ \log \left( 3,715 \cdot \frac{0,04}{6,3 \cdot 10^{-6}} \right) \right]^{-2} \cdot \frac{0,99}{0,04} \cdot \frac{0,0032^2}{0,0013^2 \cdot 2} \quad (75)$$

$$h_{z(ocel)} = 1,02 \text{ mH2O} \quad (76)$$

Celková ztrátová výška třením po délce vedení ve výše uvedených částech s výše uvažovanými hodnotami:

$$h_z = h_{z(pryž)} + h_{z(ocel)} = 0,39 + 1,02 = 1,41 \text{ mH2O} \quad (77)$$

### Průtokoměr PM1

Jelikož je použit indukční průtokoměr, tlaková ztráta je v tomto případě zanedbána.

### Shrnutí ztrátových výšek komponent primárního okruhu

Servisní ventily (rovnice (65))	0,05 mH2O
Vedení – změna směru (rovnice (68))	0,12 mH2O
Nádoba N1 (rovnice (51))	0,19 mH2O
Vedení – tření (rovnice (77))	1,41 mH2O
Ventil VO2 (rovnice (42))	2,55 mH2O
Výměník tepla (Tab. 5)	2,5 mH2O

Tab. 21 – ztrátové výšky komponent primárního okruhu

Celková ztrátová výška komponent primárního okruhu je součtem hodnot v tabulce výše:

$$h_z = 0,05 + 0,12 + 0,19 + 1,41 + 2,55 + 2,5 = 6,82 \text{ mH2O} \quad (78)$$



### 3.6.1 Čerpadlo chladící kapaliny

Pro dimenzování čerpadla chladící kapaliny musí být známa hodnota požadovaného průtoku primární strany chladící jednotky, která je dle (Tab. 5)  $\dot{V} = 3,21$  l/s a hodnota celkové tlakové ztráty okruhu (rovnice (78)).



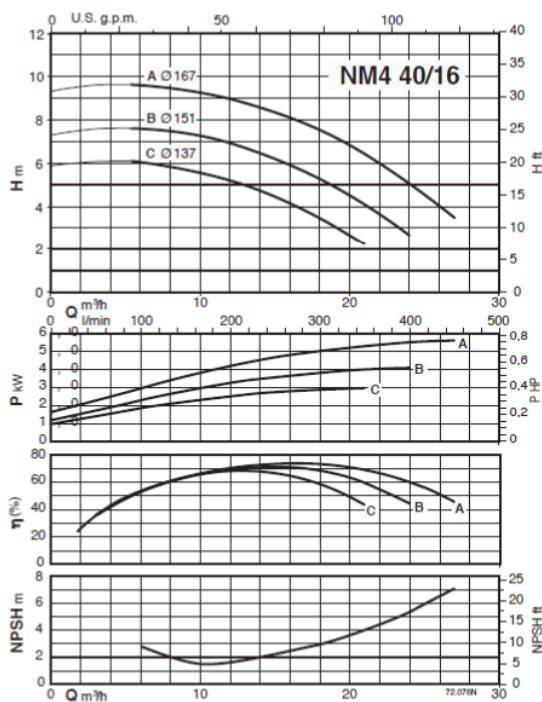
Obr. 47 – čerpadlo CALPEDA [40]

Pro systém bylo zvoleno vodní čerpadlo CALPEDA NM4 40/16/A. Při průtoku  $\dot{V} = 3,21$  l/s je schopno poskytovat výtlak 9 mH<sub>2</sub>O, při uvažované ztrátě primárního okruhu  $h_z = 6,82$  mH<sub>2</sub>O je zde pro tlakovou ztrátu při proudění chladící kapaliny motorem rezerva  $h_z = 2,38$  mH<sub>2</sub>O.

Parametry čerpadla:

Výkon [kw]	0,75
Jmenovitý proud	3,3 A (230 V Δ), 1,9 A (400 V Y)

Tab. 22 – elektropřipojení čerpadla Calpeda [40]



Obr. 48 – výkonové křivky čerpadla CALPEDA NM4 40/16/A [40]



## 4 Konstrukce

Výstupem konstrukční části této práce je 3D model, ke kterému je výkresová dokumentace. Ta obsahuje návrhové výkresy včetně kusovníků a výrobní výkresy jednotlivých součástí. Finální kusovník, kde jsou veškeré použité části pro realizaci konstrukce jednotky, je součástí výpočtového excelu. V této kapitole jsou popsány základní úvahy při konstruování chladicí jednotky.

### 4.1 Zvážení možných konstrukčních uspořádání

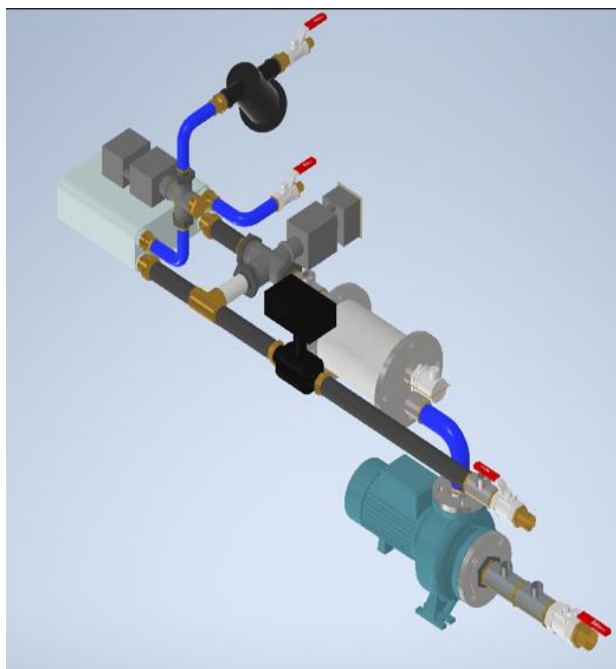
Po nadimenzování a výběru hlavních komponent systému byla provedena jeho konstrukce. V první části byly vytvořeny dvě varianty sestavení v závislosti na usazení výměníku tepla. Nejčastěji se deskové výměníky tepla usazují hrdly rovnoběžně s rovinou podstavy a nejdelší stranou výměníku kolmo na podstavu, tedy tzv. „na stojato“. Po ověření s výrobcem, že výměník tepla lze usadit i jinak, bylo následně hledáno, zdali pro sestavu chladicí jednotky existuje vhodnější varianta umístění výměníku tepla než výše zmíněná „na stojato“.

#### **Varianta 1**

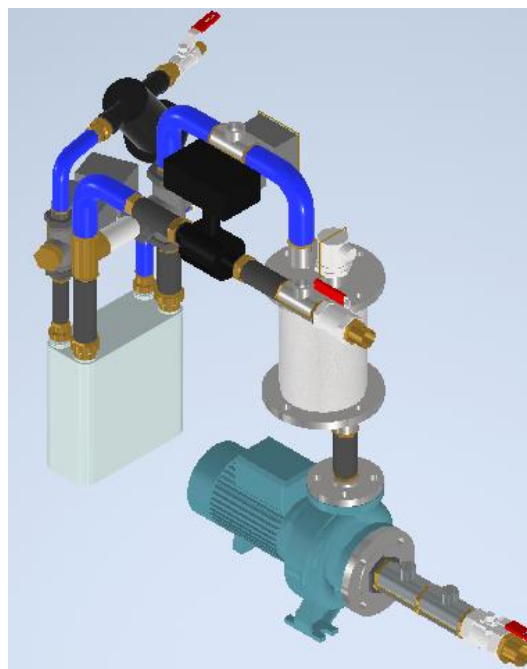
První sestavení uvažuje umístění výměníku tepla „na ležato“ viz (Obr. 49). Použití této konstrukční varianty by znamenalo nízké těžiště jednotky. Vnější rozměry jsou (1866 x 603 x 1072) mm – délka x šířka x výška.

#### **Varianta 2**

Druhá varianta uvažovala umístění výměníku tepla hrdly kolmo na podstavu jednotky (Obr. 50). Tímto sestavením by se docílilo kompaktních rozměrů a systém by bylo možno snadno odvodušnit. Vnější rozměry varianty 2 jsou (1100 x 603 x 1091) mm – délka x šířka x výška.



Obr. 49 – varianta 1



Obr. 50 – varianta 2

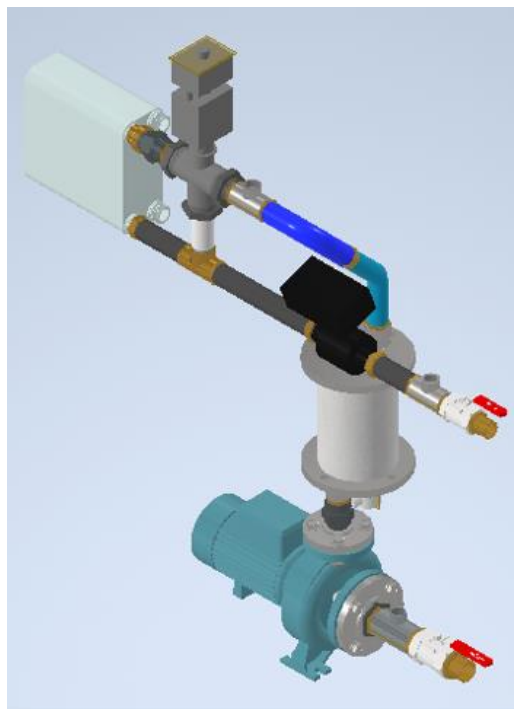
V druhé části byly vytvořeny tři varianty sestavení komponent s klasickým umístěním výměníku tepla, tedy „na stojato“.

### **Varianta 3**

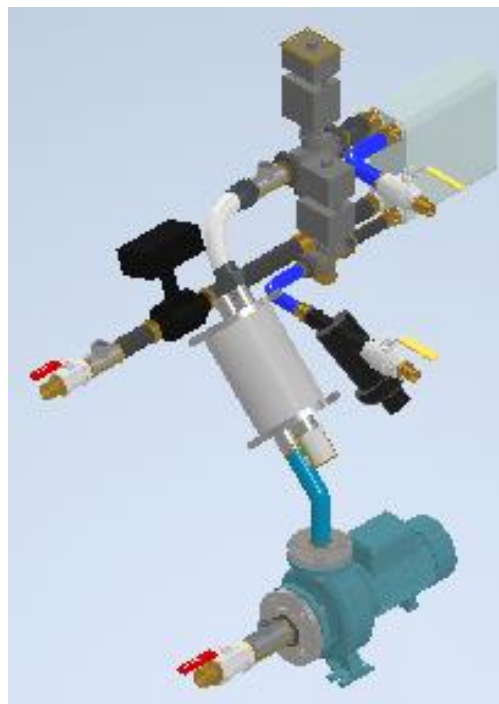
Třetí varianta sestavení uvažuje výměník tepla „na stojato“ a nádobu N1 hrdly kolmo k podstavě komponent (Obr. 51). Vnější rozměry varianty 3 jsou (1356 x 303 x 1402) mm – délka x šířka x výška.

### **Varianta 4**

Čtvrtá varianta sestavení byla vytvořena za účelem optimalizace rozměrů varianty třetí (Obr. 52). Naklopením nádoby o 45° se docílilo vnějších rozměrů (1356 x 567 x 1324) mm – délka x šířka x výška.



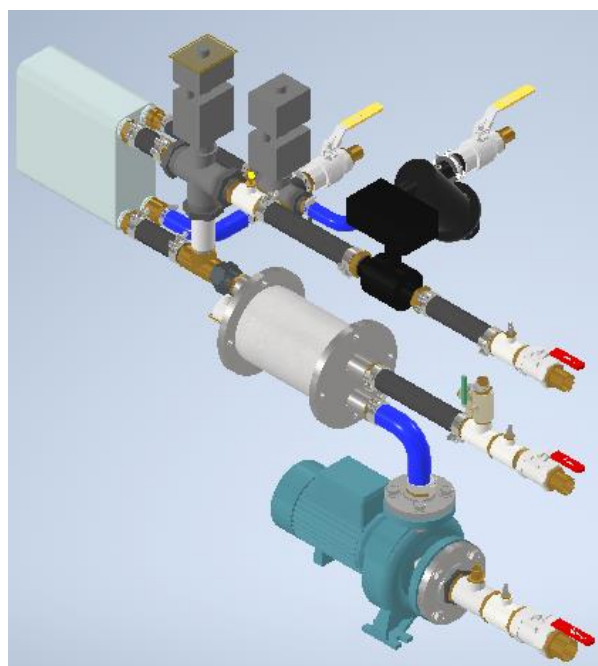
Obr. 51 – varianta 3



Obr. 52 – varianta 4

### Varianta 5

Pátá varianta je sestavení komponent se stejným umístěním výměníku tepla, jako u variant 3 a 4. Rozdílem je nádoba N1, která je v tomto případě hrdly rovnoběžně s podstavou komponent. Vnější rozměry varianty 5 jsou (1589 x 670 x 1118) mm – délka x šířka x výška.



Obr. 53 – varianta 5



#### 4.1.1 Shrnutí konstrukčních variant

Varianta	Rozměry
1	(1866 x 603 x 1072) mm
2	(1100 x 603 x 1091) mm
3	(1356 x 303 x 1402) mm
4	(1356 x 567 x 1324) mm
5	(1589 x 670 x 1118) mm

Tab. 23 – rozměry navržených konstrukčních variant

Z navržených variant sestavení komponent byla vyloučena varianta 1 kvůli její délce – 1866 mm. Varianta 2 má sice nejkompaktnější rozměry ze všech zvažovaných možností, nicméně výměník tepla hrdly vzhůru by znamenal obtížné vypouštění chladícího média. Navíc ve variantě 2 jsou tři kolena v primárním okruhu, která by tvořila tlakové ztráty navíc. Z těchto důvodů varianta 2 nebyla použita pro další fázi konstrukce jednotky. Ze zbylých možností se v konstrukci pokračovalo na variantě číslo 5 z důvodu použití pouze jednoho kolene a vnějšího výškového rozměru 1118 mm.

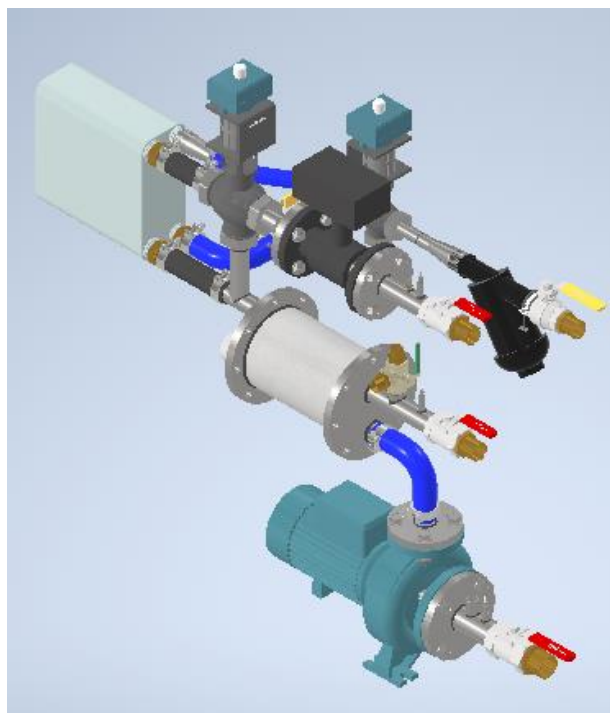
#### 4.2 Optimalizace vybrané varianty

Pro další fázi konstrukce se bylo třeba zamyslet, zdali vybranou variantu sestavení komponent lze optimalizovat. Dle (Obr. 53) byla první úvaha propojení komponent fitinkami, které lze standardně koupit. Byla provedena cenová kalkulace vedení, určen počet spojů primárního okruhu a celková hmotnost. Do kalkulace ceny vedení nebyly započítány servisní ventily a jejich hadičníky, jelikož po optimalizaci návrhu zůstaly tyto věci totožné. Pro variantu 5 byla celková cena fitinek, hadic a spon 11 474 Kč a počet rozebíratelných spojů byl 70. Celková hmotnost varianty 5 činila 104 kg.

##### **Návrh svařovaného vedení**

Následným pokračováním byl návrh svařovaného vedení. Cílem byla minimalizace počtu rozebíratelných spojů primárního okruhu, aby se snížila pravděpodobnost vzniku netěsností systému.





Obr. 54 – úprava varianty 5

Návrh svařovaného vedení znamenal snížení počtu rozebíratelných spojů primárního okruhu systému na 35. Cena vedení byla odhadnuta na základě cen navržených polotovarů na výrobních výkresech. Bez započítané práce (obrábění, svařování) činil odhad 8 000 Kč. Celková hmotnost nově navržené sestavy byla 99,5 kg.

#### 4.2.1 Výsledky optimalizace

	Šroubovaná verze (Obr. 53)	Svařovaná verze (Obr. 54)
Rozměry	(1589 x 670 x 1118) mm	(1370 x 450 x 1125) mm
Cena vedení	11 474 Kč	8 000 Kč
Celková hmotnost	104 kg	99,5 kg
Počet rozebíratelných spojů	70	35

Tab. 24 – srovnání šroubované a svařované verze

#### 4.3 Návrh rámu

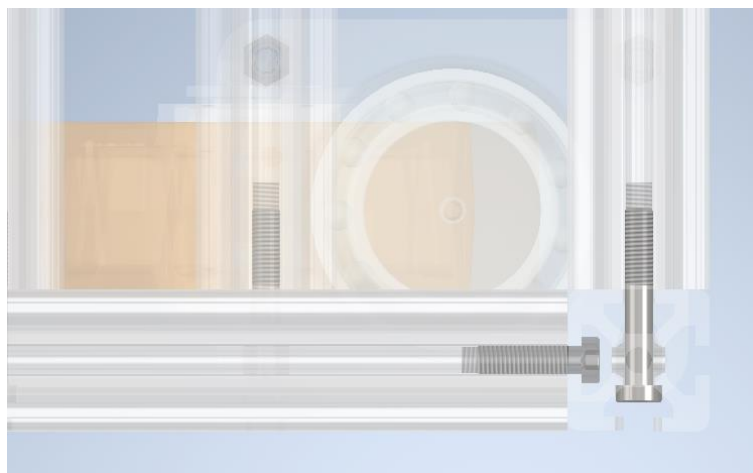
Při tvorbě rámové konstrukce byly použity hliníkové profily od firmy Alutec KK. Byl vybrán profil označovaný jako 104040 se střední drážkou 8 mm. Spojení profilů je realizováno šrouby M8 s válcovou hlavou. V profilech je třeba vyvrtat díry pro šrouby na příslušných



místech. Ve válcových dírách v ose profilu budou do těchto děr vytvořeny závity. Pro ilustraci poslouží dva screenshoty hotového rámu z aplikace Autodesk Inventor.



*Obr. 55 – podoba navrženého rámu*



*Obr. 56 – spojení profilů*

#### 4.3.1 Pojezdová kolečka

Dle požadavku (4) v kapitole (1) jsou na spodku rámu pojezdová kolečka. Vzhledem k celkové hmotnosti jednotky 190 kg byla vybrána otočná kolečka Tante s vidlicí z ocelového výlisku a dvouřadým kuličkovým ložiskem v otočné hlavě. Kolečka se uchycují



šroubem a matkou (Obr. 58). Střed kolečka je vyroben z hliníkové slitiny a běhoun z polyuretanu. [41] Základní parametry vybraných koleček jsou následující:

Hmotnost	2,455 kg
Průměr kolečka	160 mm
Dynamická nosnost	350 kg
Statická nosnost	700 kg

*Tab. 25 – základní parametry pojzdových koleček [41]*



*Obr. 57 – pojzdové kolečko [41]*



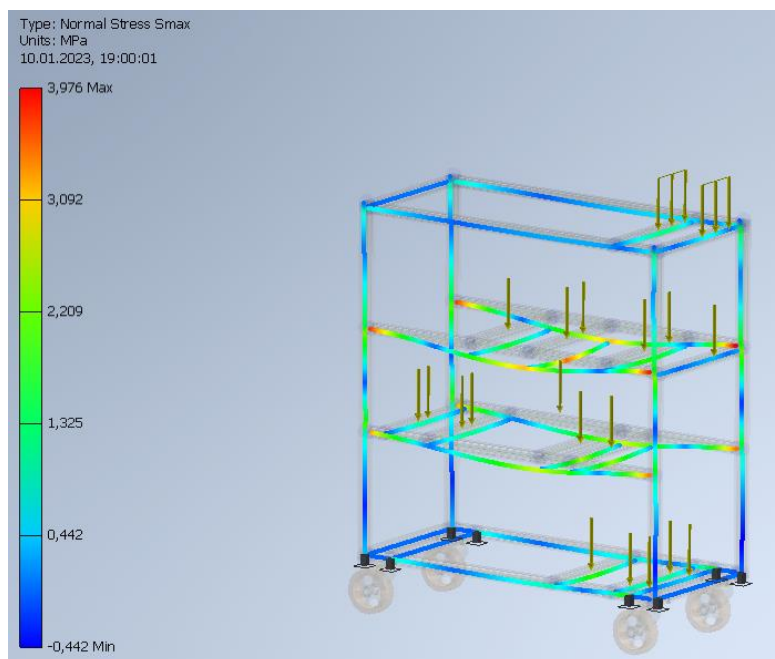
*Obr. 58 – uchycení kolečka k rámu*



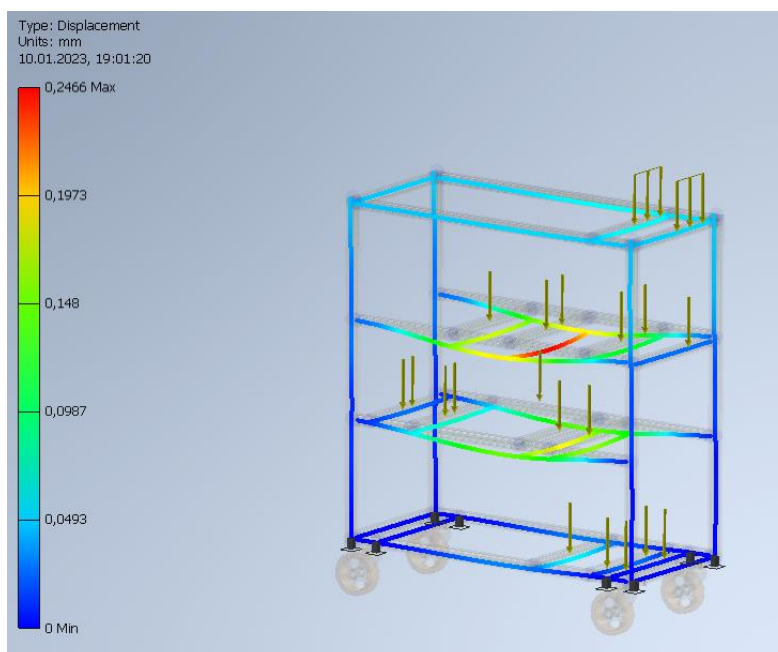
## 4.4 Kontroly

### 4.4.1 Kontrola nosnosti rámu

Kontrola nosnosti rámu byla provedena v programu Autodesk Inventor funkcí frame analysis. Příčky rámu byly zatíženy silami, kterými na ně působily jednotlivé komponenty v příslušných místech. Výsledky jsou prezentovány screenshotsy z aplikace, viz obrázky níže:



*Obr. 59 napětí příček rámu*



*Obr. 60 průhyby příček rámu*



Po zatížení rámu se dosáhlo maximálního napětí 3,976 MPa a maximálního průhybu 0,2466 mm. Příčky rámu jsou z materiálu EN AW-ALMgSi dle EN 573. Ten má mez kluzu cca 150 MPa [42], tudíž lze předpokládat navržený rám za bezpečný.

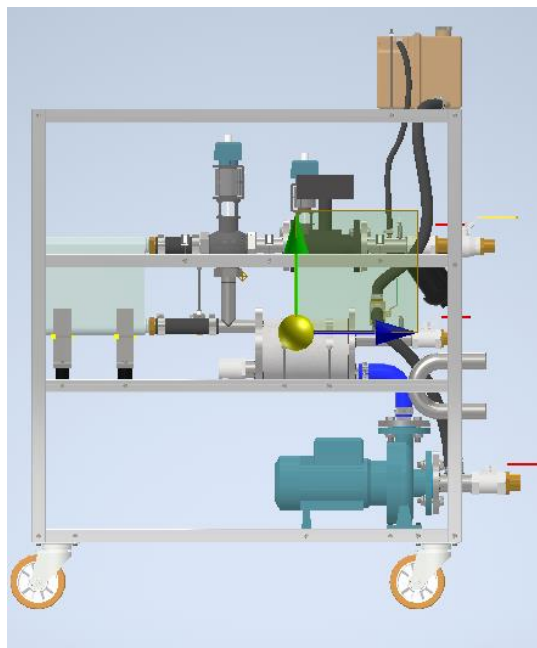
#### 4.4.2 Výška expanzní nádoby

Jak již bylo řečeno v kapitole (2.2), expanzní nádoba chladicího systému musí být pro správné odvodu jeho nejvyšším bodem. Zkušebny na Julisce disponují dvěma motorovými brzdami. Tyto motorové brzdy mají vzdálenost osy od země 560 mm nebo 650 mm. Po ukotvení motoru na brzdu musí tedy být expanzní nádoba nad úrovní kanálků chladicí kapaliny v hlavě daného motoru. Dno expanzní nádoby je ve výšce 1 443 mm od země. V případě provozu motoru na brzdě s výškou osy 650 mm od země je tedy maximální možná vzdálenost kanálků chladicí kapaliny v hlavě motoru od klikového hřídele 793 mm a pro brzdu s osou 560 mm od země je tato hodnota 883 mm.

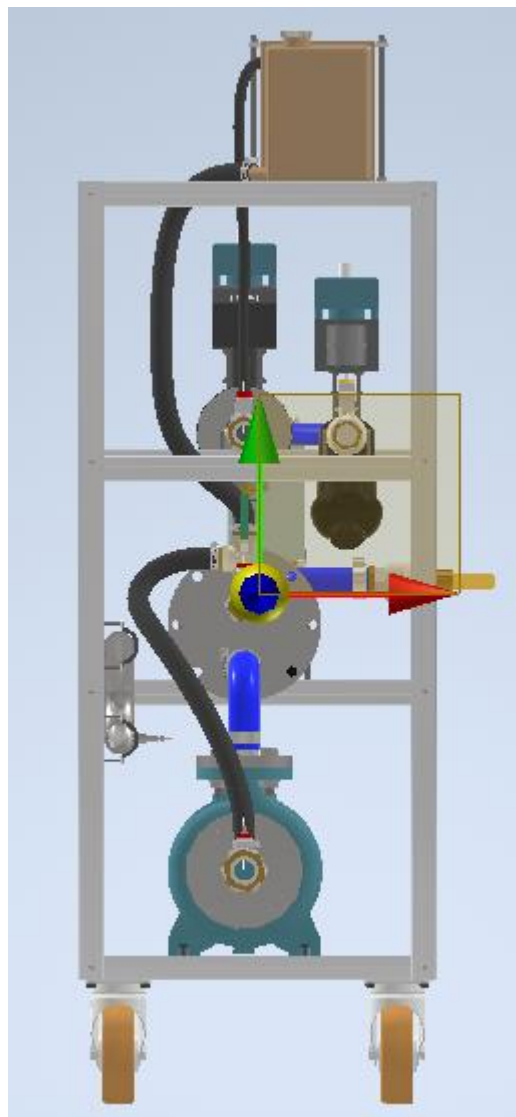
Jako konkrétní příklad může posloužit motor 1.8 TSI 132 kW (CJSA), který má zdvih 84,2 mm. Bude-li uvažována výška hlavy 300 mm, expanzní nádoba chladicí jednotky bude nad hladinou chladicí kapaliny v motoru. Vzhledem k chladicímu výkonu jednotky 100 kW lze očekávat, že provozované motory budou zdvihem podobné výše zmíněnému. V tom případě je expanzní nádoba v dostatečné výšce pro bezpečné odvodu celého systému.

#### 4.4.3 Těžiště jednotky

Jelikož se počítá s tím, že bude chladicí jednotka přemísťována, je třeba při manipulaci vzít v potaz těžiště celé konstrukce, které bylo zobrazeno na kompletní sestavě v aplikaci Autodesk Inventor.



Obr. 61 – těžiště – boční pohled



Obr. 62 – těžiště – čelní pohled



## 5 Závěr

Tato práce se zabývala návrhem a konstrukcí chladicí jednotky pro experimentální spalovací motory. Provoz jednotky je předpokládán na motorové zkušebně Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel (12120), která se nachází na Julisce v Praze 6. Na chladicí jednotku byly v závislosti na parametrech zkušebny (3.1) vytyčeny v kapitole (1) následující požadavky:

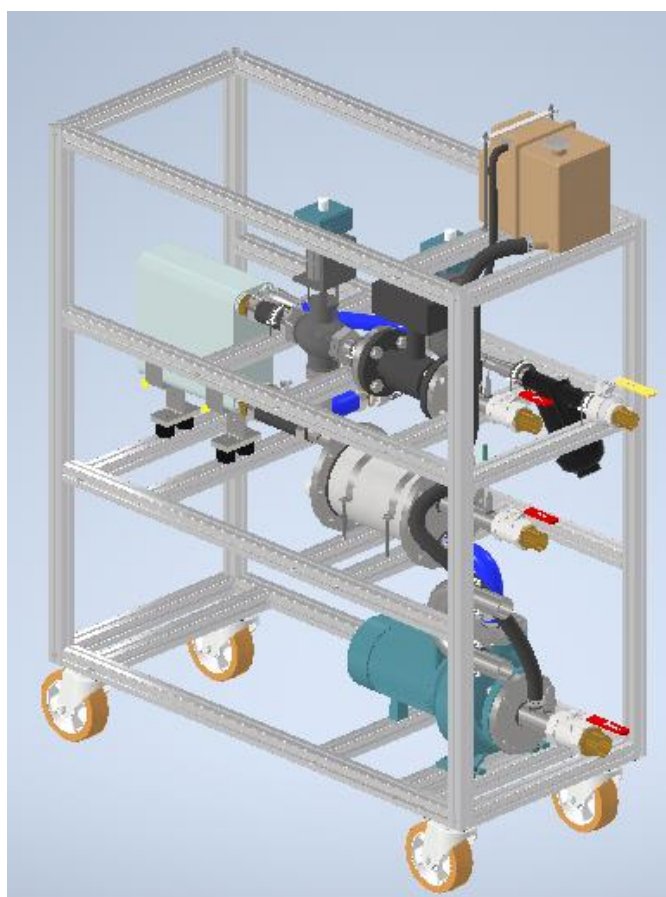
1. Chladicí výkon 100 kW
2. Teplotní spád mezi vstupem a výstupem chladicí kapaliny motoru menší než 10 °C
3. Možnost nastavení teploty chladicí kapaliny motoru při jeho provozu v intervalu <60;90> °C
4. Možnost provozovat motor, který má integrované čerpadlo chladicí kapaliny a termostat
5. Možnost provozovat motor jen s čerpadlem chladicí kapaliny a bez termostatu
6. Možnost provozovat motor jen s termostatem a bez čerpadla chladicí kapaliny
7. Možnost provozovat motor bez čerpadla chladicí kapaliny a bez termostatu
8. Schopnost jednotky předežhřát chladicí médium motoru
9. Poskytnout informace o teplotách a průtocích pro určení tepelných toků jednotlivými částmi motoru (hlava, blok)
10. Možnost řídit chladicí výkon
11. Možnost odpojit jednotku a přemístit ji na jiné místo na zkušebně

**Body 1 - 3** byly splněny díky návrhu výměníku tepla, který je popsán v (3.4.1) a čerpadla chladicí kapaliny (3.6.1). Navržený výměník tepla poskytuje chladicí výkon 100 kW v uvažovaném intervalu teplot chladicí vody ze strany zkušebny (3.1) a to pro provoz motoru v rozmezí teplot <60;90> °C. Teplotní spád mezi vstupem a výstupem chladicí kapaliny motoru menší než 10 °C je dosažen díky navrhovanému čerpadlu. **Body 4 – 7** byly splněny díky navrženým schémátům komponent chladicí jednotky (3.2.1). **Bod 8** byl splněn díky implementaci topného tělesa do nádoby N1 (3.6.3). Okruh chladicí kapaliny při uvažované změně teploty chladicího média 90 °C předežhřeje zvolené topné těleso za 32 minut (rovnice (53)). **Bod 9** byl splněn díky umístění teplotních senzorů, viz (Obr. 15). **Bod 11** byl splněn díky usazení rámu jednotky na pojezdová kolečka (4.3.1).



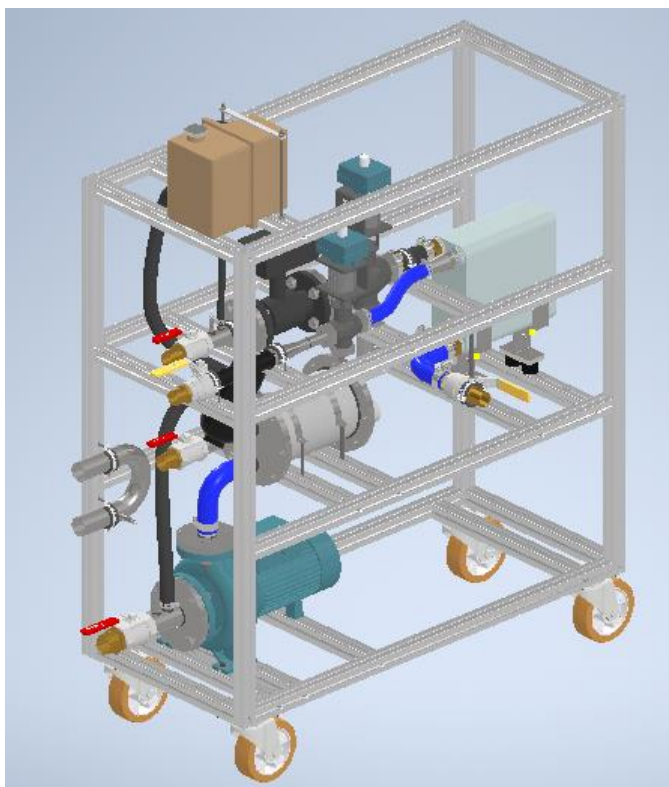
**Bod 10** byl splněn z mechanické stránky, tedy výběrem a poskládáním komponent. Pro řízení chladicího výkonu a uvedení jednotky do provozu bude třeba navrhnout elektroinstalaci, což může být námětem další práce. K čerpadlu chladicí kapaliny by bylo ideální přidat frekvenční měnič pro řízení jeho otáček, tedy průtoku chladicího média. Komponenty jsou vybrány tak, aby mohl být systém řízen autonomně, tedy PLC/PID regulátorem, který na základě teplot systému bude nastavovat polohu ovládacího prvku třícestných ventilů (VO1, VO2). Rozvodovou skříň elektroinstalace lze na rám přišroubovat díky drážkám v profilech rámu.

Finální podoba navržené jednotky je dle obrázků níže. Obrázky jsou ilustrační a jak již bylo řečeno v úvodu kapitoly (4), ke 3D modelu byla vytvořena výkresová dokumentace.



*Obr. 63 – pohled 1*





Obr. 64 – pohled 2

Finální sestava jednotky má následující základní parametry:

Vnější rozměry	(1 533 x 1 678 x 650) mm
Celková cena	214 000 Kč
Celková hmotnost	190 kg

Tab. 26 – hlavní parametry chladicí jednotky



## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 – motor chlazený nápořem vzduchu [1] .....	13
Obr. 2 - Schéma proudícího vzduchu Tatra T930 [1] .....	14
Obr. 3 – čerpadlo chladící kapaliny [1] .....	15
Obr. 4 – termostat [2].....	15
Obr. 5 - ventilátor [3].....	15
Obr. 6 – výměník tepla [4] .....	16
Obr. 7 – expanzní nádoba [5] .....	16
Obr. 8 – senzor teploty chladící kapaliny [6] .....	16
Obr.9 – termostat v přírubě [7] .....	16
Obr. 10 - Schéma okruhu chlazení 1.9 TDI, BLT .....	17
Obr. 11 – chladič spalin EGR ventilu [8].....	18
<i>Obr. 12 - olejový chladič .....</i>	<i>18</i>
Obr. 13 - schéma chladícího s tlakovým víčkem na výměníku tepla [9] .....	19
Obr. 14 - návrhové schéma chladícího okruhu bez externí měřící větve mezi hlavou a blokem motoru	23
Obr. 15 - návrhové schéma chladícího okruhu s externí měřící větví mezi hlavou a blokem motoru ....	24
Obr. 16 - závislost ztrátového součinitele na průměru potrubí z: [16].....	31
Obr. 17 - závislost ztrátového součinitele kolen na průměru potrubí z: [17] .....	32
Obr. 18 – znázornění náhlého zúžení potrubí [18] .....	32
Obr. 19 - deskový výměník tepla [19] .....	33
Obr. 20 – rozměry deskového výměníku tepla Hexonic JFB-015-P10-46 [20].....	36
Obr. 21 – rozměry pájeného deskového výměníku Hexonic LB31-120-5/4'' [20].....	37
Obr. 22 - FILTR AZUD MODULAR 100 [21] .....	39
<i>Obr. 23 - tlaková ztráta filtru F11 v závislosti na průtoku [21] .....</i>	<i>39</i>
Obr. 24- kulový ventil Stasto automation [22] .....	39
Obr. 25 - rozměry ventilů Stasto automation 1810.....	40
Obr. 26 – diagram závislosti provozního tlaku ventilu na teplotě média [22].....	41
Obr. 27 - třístenný ventil SIEMENS MXG.461 [27] .....	43
Obr. 28 - rozměrové schéma ventilu [27] .....	43
Obr. 29 - tlakové ztráty třístenného ventilu [27] .....	44
Obr. 30 – 3D model nádoby.....	49
Obr. 31 – element pláště válce [29].....	50
Obr. 32 – topné těleso Regulus ETT-B [30].....	52
Obr. 33 – rozměry topného tělesa Regulus ETT-B [30].....	53
Obr. 34 – schéma zapojení topného tělesa [30].....	53
Obr. 35 – parametry topných těles Regulus ETT-B [30].....	53
Obr. 36 – expanzní nádoba Multicar M 26,5 [33].....	56
Obr. 37 – tlakové víčko 1 bar [34].....	56
Obr. 38 – závislost bodu varu vody na tlaku citace ?.....	56
Obr. 39 – princip měření [35] .....	57
Obr. 40 – indukční průtokoměr Flomag 3110 [35] .....	57
Obr. 41 – příklad senzoru teploty PT 100 [36].....	58
Obr. 42 – třídy snímačů PT... [36] .....	59
Obr. 43 – schéma dvouvodičového zapojení snímače PT100 [36] .....	59
Obr. 44 - schéma třívodičového zapojení snímače PT100 [36] .....	59
Obr. 45 – schéma čtyřvodičového zapojení snímače PT100 [36] .....	60
Obr. 46 – diagram závislosti provozního tlaku ventilu na teplotě média [22].....	61
Obr. 47 – čerpadlo CALPEDA [40] .....	68
Obr. 48 – výkonové křivky čerpadla CALPEDA NM4 40/16/A [40] .....	68
Obr. 49 – varianta 1 .....	70
Obr. 50 – varianta 2 .....	70
Obr. 51 – varianta 3 .....	71



Obr. 52 – varianta 4 .....	71
Obr. 53 – varianta 5 .....	71
Obr. 54 – úprava varianty 5 .....	73
Obr. 55 – podoba navrženého rámu.....	74
Obr. 56 – spojení profilů .....	74
Obr. 57 – pojezdové kolečko (zdroj).....	75
Obr. 58 – uchycení kolečka k rámu.....	75
Obr. 59 napětí příček rámu.....	76
Obr. 60 průhyby příček rámu.....	76
Obr. 61 – těžiště – boční pohled .....	78
Obr. 62 – těžiště – čelní pohled .....	78
Obr. 63 – pohled 1 .....	80
Obr. 64 – pohled 2 .....	81

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1 - procentuální podíl tepla ve spalovacím motoru [10].....	26
Tab. 2 – srovnání příslušných hodnot vody a chladicí kapaliny [11] [12] .....	27
Tab. 3 – návrhové hodnoty skládaného výměníku tepla [20], Obr. 15.....	35
Tab. 4 – vstupní parametry pro návrh pájeného výměníku tepla .....	36
Tab. 5 – parametry výměníku tepla Hexonic LB31-120-5/4“ [20] .....	37
Tab. 6 - parametry diskového filtru Azud modular 100 [21] .....	38
Tab. 7 – základní parametry ventilu Stasto automation 1810 – 5/4“ [22] .....	40
Tab. 8 - rozměry kolen sekundárního okruhu [26] .....	42
Tab. 9 – ztrátové výšky vodního sloupce komponent sekundárního okruhu .....	46
Tab. 10 – provozní podmínky jednotky .....	47
Tab. 11– parametry nádoby N1 .....	49
Tab. 12 – objem primárního okruhu.....	53
Tab. 13 – parametry expanzní nádoby .....	56
Tab. 14 – základní parametry Flomag 3110 PDIN 40 [36] .....	58
Tab. 15 – hlavní parametry snímače SENSIT TG12-2 mm [39] .....	60
Tab. 16 - parametry ventilu Stasto automation 1810 – 1 1/2“ [22] .....	61
Tab. 17 – ztrátové výšky vodního sloupce ventilů VS4, VS5, VS1 .....	63
Tab. 18 – rozměry silikonového kolena .....	64
Tab. 19 – pryžové části vedení.....	66
Tab. 20 – hodnoty pro výpočet ztrátové výšky ocelového potrubí .....	66
Tab. 21 – ztrátové výšky komponent primárního okruhu .....	67
Tab. 22 – elektropřipojení čerpadla Calpeda [40] .....	68
Tab. 23 – rozměry navržených konstrukčních variant .....	72
Tab. 24 – srovnání šroubované a svařované verze .....	73
Tab. 25 – základní parametry pojezdových koleček [41] .....	75
Tab. 26 – hlavní parametry chladicí jednotky.....	81

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 – 3D model

Příloha č. 2 – výkresová dokumentace

Příloha č. 3 – výpočtový excel



## POUŽITÉ ZDROJE

- [1] *Chlazení motorů, údržba chladících soustav*. Dostupné také z: <https://publi.cz/books/160/14.html>
- [2] *Zemědělské potřeby M+S*. Dostupné také z: <https://www.eshop-zemedelske-potreby.cz/termostat-chladici-kapaliny-vhodny-pro-john-deere-sabre-traktory-p32359/>
- [3] *AUTO.CZ*. Dostupné také z: [https://zbozi.auto.cz/ventilator-skoda-fabia-6y-1\\_2-1\\_4-1\\_9d\\_2-d403070582](https://zbozi.auto.cz/ventilator-skoda-fabia-6y-1_2-1_4-1_9d_2-d403070582)
- [4] *Atudíly Štancl*. Dostupné také z: [https://www.autodily-standl.cz/fabia/i-6y\\_karoserie\\_chladice-hadice-vody/chladic-vody-1.html](https://www.autodily-standl.cz/fabia/i-6y_karoserie_chladice-hadice-vody/chladic-vody-1.html)
- [5] *Autodíly DUFY*. Dostupné také z: [https://dufy.cz/vyrovnacni-nadoba-chladici-kapalina-nrf-454030?gclid=CjwKCAjw7SWBhAnEiwAx8ZLaky07xkl9yasBXAi3Gldq7yc8GeG7BQeu32ZftCpdhprl77H1hDeRoC2SEQAvD\\_BwE](https://dufy.cz/vyrovnacni-nadoba-chladici-kapalina-nrf-454030?gclid=CjwKCAjw7SWBhAnEiwAx8ZLaky07xkl9yasBXAi3Gldq7yc8GeG7BQeu32ZftCpdhprl77H1hDeRoC2SEQAvD_BwE)
- [6] *Auto Kelly*. Dostupné také z: [https://www.autokelly.cz/Product/VAG-06A919501A/9177084?utm\\_campaign=VVPLA++PLA&utm\\_medium=cpc&utm\\_source=google&/?utm\\_source=google&utm\\_medium=cpc&utm\\_campaign=vvpla-pla-\(google-nakupy\)-roas&utm\\_term=vse&gclid=CjwKCAjw7SWBhAnEiwAx8ZLaqozMkeTnsdMCTdHF3W](https://www.autokelly.cz/Product/VAG-06A919501A/9177084?utm_campaign=VVPLA++PLA&utm_medium=cpc&utm_source=google&/?utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_campaign=vvpla-pla-(google-nakupy)-roas&utm_term=vse&gclid=CjwKCAjw7SWBhAnEiwAx8ZLaqozMkeTnsdMCTdHF3W)
- [7] In: *PUBLI.CZ*. Dostupné také z: <https://publi.cz/books/160/14.html>
- [8] *EGR ventil*. Dostupné také z: <https://blogauto.cz/egr-ventil/>
- [9] *Autoforum.cz*. Dostupné také z: <https://www.autoforum.cz/zivot-ridice/co-zpusobuje-prehrivani-motoru-auta-a-jak-predejiti-nejhorsimu/>
- [10] ING. JAN HROMÁDKO, Ph.D. *Tepelná bilance a účinnosti spalovacích motorů* .
- [11] *Chemická laboratoř Velvary*.
- [12] *Laid thermal*. Dostupné také z: <https://www.lairdthermal.com/thermal-technical-library/application-notes/common-coolant-types-and-their-uses-liquid-cooling-systems>
- [13] NOŽIČKA, Jiří. *Mechanika Tekutin* . 2004.
- [14] ŠTEFAN, David. *Hydraulické ztráty v potrubí*. 2009. Dostupné také z: [https://www.vut.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=15930](https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=15930)
- [15] ONDŘEJ, Gipka. *Ekonomický náhled volby rychlozávěrného ventilu pro vodní dílo Vranov*.
- [16] BALÁZSIOVÁ, Katarína. *Externí zdroj tlakového oleje spalovacího motoru* .
- [17] NOŽIČKA, Jiří. *Mechanika tekutin* .
- [18] *IPotrubí*. Dostupné také z: <https://www.ipotrubi.cz/clanky/6.-hydrodynamicke-a-termodynamicke-vypocty/2.-vypocet-tlakovych-ztrat/3.-mistni-tlakove-ztraty.html>



- [19] G-MAR. Dostupné také z: [g-mar.cz](http://g-mar.cz)
- [20] *Výpočtový program CAIRO.*
- [21] *AZUD Filtration technologies DATASHEET.*
- [22] *Kulový kohout 1810 - DATASHEET.* Dostupné také z:  
<https://store.stasto.cz/katalog/kulove-kohouty-rucni-a02/kulove-kohouty-mosaz/serie-1810-1710-kulovy-kohout-plny-prtok-vnitri-zavit-tesneni-ptfe-paka-ocel-1.aspx>
- [23] Burkert fluid controll systems. *Fluidní kalkulačka Burkert* . Dostupné také z:  
[www.burkert.cz](http://www.burkert.cz)
- [24] *Tepelné vlastnosti vody při tlaku nasycení* . Dostupné také z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/7-tepelne-vlastnosti-vody-pri-tlaku-nasyceni>
- [25] *Conversion of measurement units.* Dostupné také z:  
<https://hextobinary.com/unit/pressure/from/mmH2O/to/bar>
- [26] *KOLENA 90° - přehled rozměrů.* Dostupné také z: <https://armat.cz/pdf/nerezova-kolena-prehled-rozmeru.pdf>
- [27] *Katalog třicestných ventilů Siemens MX..461....* Dostupné také z:  
<https://sid.siemens.com/v/u/A6V10230300>
- [28] *Materiálové listy - 1.4301.* Dostupné také z:  
[https://www.techportal.cz/searchcontent.phtml?getFile=2AXR\\_TUAMiBFGAgUc6BzY5pKR4a\\_RmSdJyeRjhwvWt6GT3USXlrODF32bS3UUhLnzI00RA9x7p75N8MGgz73w](https://www.techportal.cz/searchcontent.phtml?getFile=2AXR_TUAMiBFGAgUc6BzY5pKR4a_RmSdJyeRjhwvWt6GT3USXlrODF32bS3UUhLnzI00RA9x7p75N8MGgz73w)
- [29] DOC. ING. JAN ŘEZNÍČEK, CSc. *Pružnost a pevnost 2 - Příklady.* 2019.
- [30] *Technický list - Regulus ETT-B.* Dostupné také z:  
[https://www.regulus.cz/?download=tech-listy/cz/tl\\_cz\\_technicky-list\\_ett-b.pdf](https://www.regulus.cz/?download=tech-listy/cz/tl_cz_technicky-list_ett-b.pdf)  
[https://www.regulus.cz/?download=tech-listy/cz/tl\\_cz\\_technicky-list\\_ett-b.pdf](https://www.regulus.cz/?download=tech-listy/cz/tl_cz_technicky-list_ett-b.pdf)
- [31] *Čas potřebný k ohřátí vody.* Dostupné také z: <https://www.premereni.cz/cs/dulezite-informace/kalkulacky-energie/ohrev-vody/cas-potrebny-k-ohrati-vody/>
- [32] *Teplotní objemová roztažnost kapalin* . Dostupné také z:  
<https://sites.google.com/site/fyzika007/struktura-a-vlastnosti-latek/teplotni-objemova-roztaznost-kapalin>
- [33] *Svetlustka.cz.* Dostupné také z: <https://eshop.svetlуска.cz/nadobka-expanzni-multicar-m26-5-euro-3-947448.html>
- [34] *Scholz fahrzeugteile.* Dostupné také z: <https://www.multicarteileshop.de/shop/multicar-teile/m26-2-iveco-e1/motor-m26-2-iveco-e1/kuehlung-motor-m26-2-iveco-e1/verschlussdeckel-f-agb-mercedes/>
- [35] KARLOVA, Univerzita. *Sbírka fyzikálních pokusů.* In: . Dostupné také z:  
<https://fyzikalnipokusy.cz/1671/zavislost-teploty-varu-vody-na-tlaku>



- [36] *Manuál\_Flomag\_3000*. Flomag. Dostupné také z:  
[http://www.flomag.cz/images/download/Manual\\_Flomag3000\\_CZ.pdf](http://www.flomag.cz/images/download/Manual_Flomag3000_CZ.pdf)
- [37] *Profess - měřící princip* . Dostupné také z:  
[https://www.profess.cz/cs/pci/odporove\\_snimace\\_teploty](https://www.profess.cz/cs/pci/odporove_snimace_teploty)
- [38] *SENSIT*. Dostupné také z: <https://www.sensit.cz/cz/>
- [39] *Datasheet snímače TG12*. Dostupné také z:  
<https://www.sensit.cz/Download.aspx?param=jx3godhnp7M1LWTdfUhReAVMZYY2qpVb6xBgJpP%2bJnk%2bLRyyEdqqNsKPPijVlJ1zTkZuj4W88ByZFDH200B3X%2fu%2b7MVDxxaOaKI3EG6znkDlaMYi4u2MCOi2I8OtTPmkidorGjdaHvNjP47UGt2DcksSXUtDjOE2OoH3aK%2fBncElbdzkE0UZzc6mKUO5dbufwqhuUnRm3P>
- [40] *Katalog Calpeda*. Dostupné také z:  
[https://www.calpeda.com/system/product/catalogue\\_50hz/53/en/NM\\_\\_NMS\\_EN2021.pdf?1628165528](https://www.calpeda.com/system/product/catalogue_50hz/53/en/NM__NMS_EN2021.pdf?1628165528)
- [41] TENTE. *Kolečka-tente*. Dostupné také z: <https://www.kolecka-tente.cz/kolecko-pro-vysoke-zatizeni-160mm--otocne--plotynka--3470itp160p63/>
- [42] ALUMINIUM, Nedal. *EN-AW 6060 - DATASHEET*. In: . Dostupné také z:  
<https://www.nedal.com/wp-content/uploads/2017/11/Nedal-alloy-Datasheet-EN-AW-6060.pdf>
- [43] *Automobilovedily24*. Dostupné také z:  
<https://www.automobilovedily24.cz/maxgear/8974229>
- [44] *Katalog Alutec KK*. Dostupné také z: <http://katalogaluteckk.aspone.cz/#>
- [45] VSCHT. *Absolutní drsnost potrubí materiálů*. In: . Dostupné také z: <http://uchi-old.vscht.cz/uploads/etabulky/drsnost.html>
- [46] TOOL, CAE. *Absolute roughness*. In: . Dostupné také z:  
<https://caetool.com/2019/02/01/p0077/>