



**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
2022

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: **440711**
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 $<40;90>$ stupňů.
- 2) V programu Microsoft Excel vytvořte parametrický model chladicí jednotky pro určení komponent chladicího systému na konkrétní výkon motoru v intervalu $<0;100>$ kW

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

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

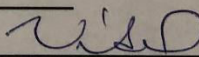
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

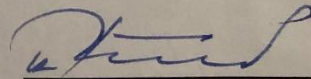
Datum zadání bakalářské práce: **20.04.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **13.07.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____


Ing. Jindřich Hořenín
podpis vedoucí(ho) práce


doc. Ing. Oldřich Vitek, 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:

- 98 stran
- 58 obrázků
- 24 tabulek
- 0 grafů

Akademický rok: 2021/2022

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

Key words: Engine, power, specific heat capacity, pressure, temperature, density



Abstrakt

Práce se zabývá mechanickým návrhem komponent jednotky, která bude sloužit k chlazení spalovacích motorů na zkušebně. Práce navrhuje funkční schéma uspořádání potřebných komponent a dimenzuje je. Jednotka je navrhována v souladu s vytyčenými provozními podmínkami a režimy.

Abstract

This thesis is focused on the project of mechanical components of the 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. The unit is projected in accordance with defined operational conditions and regimes.



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 Ing. Jindřichovi Hořeninovi za rady při tvorbě této práce.



Obsah

1 Úvod.....	13
2 Chladicí systémy spalovacích motorů.....	15
2.1 Vzduchové chlazení	15
2.1.1 Náporové vzduchové chlazení.....	15
2.1.2 Nucené vzduchové chlazení	16
2.2 Kapalinové chlazení motoru	17
2.2.1 Chladicí okruh s externí expanzní nádobou	17
2.2.1.1 Princip kapalinového chlazení	21
2.2.1.2 Proces chlazení	24
2.2.2 Chladicí okruh s tlakovým víčkem na výměníku tepla.....	25
2.3 Srovnání výhod a nevýhod chladících systémů	26
2.3.1 Chlazení vodou – výhody.....	26
2.3.2 Chlazení vodou – nevýhody.....	26
2.3.3 Chlazení vzduchem – výhody	26
2.3.4 Chlazení vzduchem – nevýhody	26
2.4 Využití chladících systému.....	27
3 Návrh chladícího systému.....	28
3.1 Dimenzování chladícího systému	28
3.1.1 Zkušebna.....	28
3.2 Návrhové schéma	29
3.2.1 Provozní režimy	32
3.3 Teorie volby jednotlivých komponent.....	33
3.3.1 Teplo	33
3.3.2 Chladicí kapalina	34
3.3.3 Tlakové ztráty	35
3.3.3.1 Tlaková ztráta třením	35
3.3.3.2 Místní ztráty.....	38
3.4 Komponenty systému.....	42
3.4.1 Výměník tepla + komponenty sekundárního okruhu (primární/sekundární okruh) .	42
3.4.1.1 Komentář průtoku primární strany výměníkem	48
3.4.1.2 Průtok média sekundární stranou výměníku tepla	49



3.4.1.3 Vodní Filtr FI1 (sekundární okruh).....	50
3.4.1.4 Servisní ventily VS2 a VS3 (sekundární okruh)	53
3.4.1.5 Vedení sekundárního okruhu	55
3.4.1.6 Ovládací ventil VO1 (sekundární okruh).....	57
3.4.1.7 Ověření průtoku sekundární strany výměníku tepla.....	61
3.4.2 Ovládací ventil VO2 (primární okruh).....	64
3.4.3 Nádobu N1 s topným tělesem (primární okruh)	65
3.4.3.1 Pevnostní kontrola nádoby	67
3.4.3.2 Topné těleso (primární okruh)	69
3.4.4 Expanzní nádoba EN (primární okruh)	72
3.4.4.1 Bod varu.....	74
3.4.5 Průtokoměr PM1 (primární okruh)	75
3.4.6 Senzory teploty (primární/sekundární okruh).....	77
3.4.6.1 Výběr konkrétního snímače.....	79
3.4.7 Ventily VS1, VS4, VS5 (primární okruh)	79
3.4.8 Čerpadlo chladící kapaliny (primární okruh)	83
3.4.8.1 Tlakové ztráty komponent primárního okruhu systému	83
3.4.8.2 Ventily VS4/VS5, VS1	84
3.4.8.3 Vedení – změna směru toku.....	84
3.4.8.4 Místní ztráty nádoby N1	85
3.4.8.5 Vedení – ztráta třením po délce	85
3.4.8.6 Ventil VO2.....	88
3.4.8.7 Výměník tepla.....	89
3.4.8.8 Průtokoměr PM1	89
3.4.8.9 Výběr čerpadla primárního okruhu	90
3.5 Rám jednotky.....	92
3.6 3D model sestavy.....	94
4 Závěr	96
Použité zdroje	97



Seznam obrázků

Obr. 1 – motor chlazený náparem vzduchu [1]	14
Obr. 2 - Schéma proudícího vzduchu Tatra T930 [1]	14
Obr. 3 – čerpadlo chladící kapaliny [1]	16
Obr. 4 – termostat [2]	16
Obr.5 – termostat v přírubě [3]	17
Obr. 6 – výměník tepla [4]	17
Obr. 7 - ventilátor [5]	18
Obr. 8 – expanzní nádoba [6].....	18
Obr. 9 – senzor teploty chladící kapaliny [7]	19
Obr. 10 - Schéma okruhu chlazení 1.9 TDI, BLT	20
Obr. 11 - schéma proudění spalin EGR ventilu [8].....	21
Obr. 12 - olejový chladič [9]	22
Obr. 13 - schéma chladícího s tlakovým víčkem na výměníku tepla [10].....	23
Obr. 14 - návrhové schéma chladícího okruhu bez externí měřící větve mezi hlavou a blokem motoru	28
Obr. 15 - návrhové schéma chladícího okruhu s externí měřící větví mezi hlavou a blokem motoru	29
Obr. 16 - závislost ztrátového součinitele na průměru potrubí z: [17]	38
Obr. 17 - závislost ztrátového součinitele kolen na průměru potrubí z: [18].....	39
Obr. 18 – znázornění náhlého zúžení potrubí [19]	40
Obr. 19 - deskový výměník tepla [20]	41
Obr. 20 – rozměry deskového výměníku tepla Hexonic JFB-015-P10-46 [21]	44
Obr. 21 – rozměry pájeného deskového výměníku Hexonic LC110-110-2'' [21].....	46
Obr. 22 - FILTR AZUD MODULAR 100 [22]	49
Obr. 23 - tlaková ztráta filtru FI1 v závislosti na průtoku [22]	49
Obrázek 24 - rozměry filtru FI1 [22].....	50
Obr. 25 - kulový ventil Stasto automation [24].....	51
Obr. 26 - doplňující parametry ventilu Stasto automation 1810-2" [24]	51
Obr. 27 – diagram závislosti provozního tlaku ventilu na teplotě média [24]	52
Obrázek 28 - třicestný ventil SIEMENS MXG.461 [28]	55
Obr. 29 - specifikace třicestných ventilů Siemens MX.461.... [28]	55
Obr. 30 - rozměrové schéma ventilu [28]	56
Obr. 31 - tlakové ztráty třicestného ventilu [28]	58
Obr. 32 – 3D model nádoby N1	63
Obr. 33 – element pláště válce [30].....	65
Obr. 34 – topné těleso Regulus ETT-B [31]	67
Obr. 35 – rozměry topného tělesa Regulus ETT-B [31].....	68
Obr 36 – rozměry použitého topného tělesa Regulus ETT-B 4,5 [31]	68
Obr. 37 – schéma zapojení topného tělesa [31]	68
Obr. 38– expanzní nádoba Multicar M 26,5 [34].....	71
Obr. 39 – tlakové víčko 1 bar [35].....	71
Obr. 40 – závislost bodu varu vody na tlaku	72



Obr. 41 – princip měření [36]	73
Obr. 42 – indukční průtokoměr Flomag 3000 [36]	74
Obr. 43 – příklad senzoru teploty PT 100 [37]	75
Obr. 44 – třídy snímačů PT... [37].....	75
Obr. 45 – schéma dvou vodičového zapojení snímače PT100 [37]	76
Obr. 46 - schéma tří vodičového zapojení snímače PT100 [37]	76
Obr. 47 – schéma čtyř vodičového zapojení snímače PT100 [37]	77
Obr. 48 - doplňující parametry ventilu Stasto automation 1810-1 1/2" [24].....	78
Obr. 49 – diagram závislosti provozního tlaku ventilu na teplotě média [24]	79
Obr. 50 – čerpadlo CALPEDA [41]	88
Obr. 51 – výkonové křivky čerpadla CALPEDA NM4 40/16/A [41]	89
Obr. 52 – rozměrové schéma čerpadla [41]	89
Obr. 53 – rozměrové hodnoty čerpadla [41]	90
Obr. 54 – profil 103030 30x30 Alutec KK [42]	90
Obr. 55 – příklad spojení profilů	91
Obr. 56 pojezdové kolečko Alutec KK 517508 [42].....	91
Obr. 57 – 3D model sestavy – 1. pohled	92
Obr. 58 – 3D model sestavy – 2. pohled	93



Seznam tabulek

Tab. 1 - procentuální podíl tepla ve spalovacím motoru dle zdroje [11]	31
Tab. 2 – srovnání příslušných hodnot vody a chladicí kapaliny [12] [13]	32
Tab. 3 – návrhové hodnoty skládaného výměníku tepla [21], Obr. 15	43
Tab. 4 – vstupní parametry pro návrh pájeného výměníku tepla	45
Tab. 5 – parametry výměníku tepla Hexonic LC110-110-2'' [21]	45
Tab. 6 - parametry diskového filtru AZUD MODULAR 100 [22]	48
Tab. 7 – základní parametry ventilu Stasto automation 1810 – 2'' [24]	51
Tab. 8 rozměry kolen sekundárního okruhu [27]	54
Tab. 9 – hlavní parametry ventilu VO2 [28]	57
Tab. 10 – ztrátové výšky vodního sloupce jednotlivých komponent	59
Tab. 11 – provozní podmínky jednotky	61
Tab. 12 – Návrhové varianty nádoby N1	64
Tab. 13 – parametry nádoby N1	65
Tab. 14 – objem primárního okruhu	69
Tab. 15 – parametry expanzní nádoby	72
Tabulka 16 – základní parametry Flomag 3000 P50 A5 [36]	74
Tab. 17 – hlavní parametry snímače SENSIT TG12-2 mm [39]	77
Tab. 18 parametry ventilu Stasto automation 1810 – 1 1/2'' [24]	78
Tab. 19 – ztrátové výšky vodního sloupce ventilů VS4, VS5, VS1	81
Tab. 20 – rozměry ocelových kolen [27]	82
Tab. 21 – pryžové části vedení	85
Tab. 22 – ocelová kolena	86
Tab. 23 – ztrátové výšky komponent primárního okruhu	87
Tab. 24 – elektropřipojení čerpadla Calpeda [41]	88



1 Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá tematikou chlazení spalovacích motorů. Konkrétně se jedná o návrh a konstrukci mechanické stránky chladicí jednotky experimentálních jednoválcových 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 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 <40;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 zkušebně Ústavu 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 zkušebně



Práce je rozdělena na dvě části. V první části jsou rozebrány principy možných způsobů chlazení spalovacích motorů a v druhé části je řešen mechanický návrh chladicí jednotky.

Na základě návrhu byl vytvořen 3D model a výpočtový excel, ve kterém jsou obsaženy veškeré výpočty z této práce.



2 Chladící systémy spalovacích motorů

Chladící 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 chladící 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 chladící 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 chladící systém dokáže držet teplotu motoru v požadovaném rozmezí teplot 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 prnutí, které by tyto části mohlo ohrozit

2.1 Vzduchové chlazení

Vzduchové chladící systémy motoru lze rozdělit do dvou skupin:

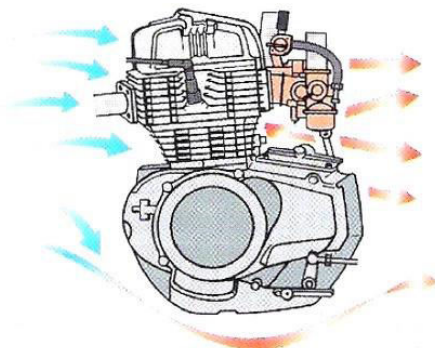
- Náporové vzduchové chlazení
- Nucené vzduchové chlazení

2.1.1 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



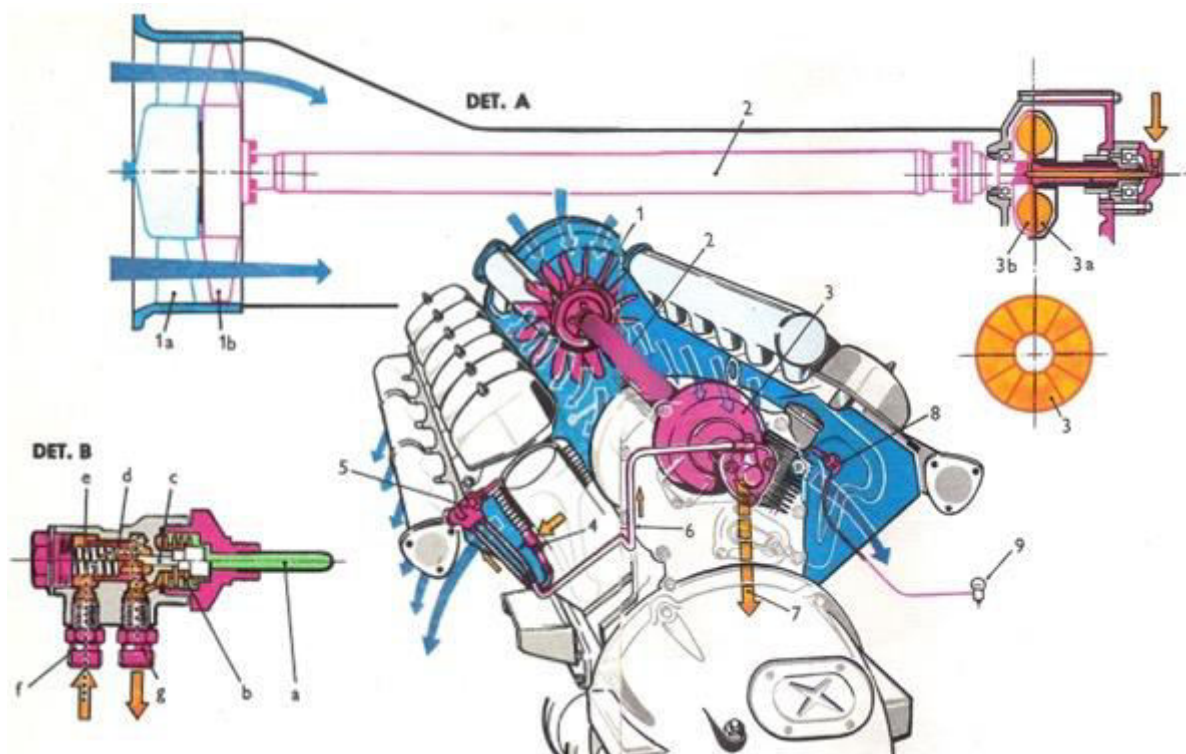
chlazení je dnes využíván například u motocyklů s menším výkonem motoru. Vzduchové chlazení nápořem je méně efektivní a teplota motoru kolísá. Motor chlazený nápořem proto musí být na toto kolísání teplot připraven. Výrobci volí odlišné materiály či motorové oleje snášeující vyšší teploty. [1]



Obr. 1 – motor chlazený nápořem vzduchu [1]

2.1.2 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 vháňuje vzduch do motoru. Pro ilustraci poslouží schéma chlazení motoru Tatra T930.



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



Tok vháněného 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

2.2.1 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, teploměru, 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 součástí, která v závislosti na teplotě posílá chladící kapalinu buď zpět do motoru, nebo do výměníku tepla (Obr. 6). 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. 7) 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. 8) 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 chladicího média expanzní nádobou (potřebné komponenty jsou opatřeny odvzdušňovací hadičkou, která je svedena do expanzní nádoby) stanou součástí vzduchového prostoru nad hladinou chladicí kapaliny v expanzní nádobě. Po zahřátí motoru a celého chladicího systému se kapalina začne vlivem změny teploty rozpínat, zvětší svůj objem a dojde ke zvýšení tlaku v uzavřeném systému chladicí soustavy. Proto je v chladicím 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, chladicí systém se snadno a sám odvzdušňuje. Pokud však je chladicí systém navržen špatně (některé komponenty jsou nad expanzní nádobou a bez odvzdušňovací hadičky), může docházet ke tvorbě vzduchových bublinek. Ty mohou způsobit nedostatečný chladicí výkon vlivem sníženého odvodu tepla. Senzor teploty (Obr. 9) v chladicím systému dává informaci řídicí jednotce o teplotě chladicí kapaliny, která je řidiči vozidla zobrazována na přístrojové desce. Tato informace je velice důležitá, jelikož přehřátí motoru může vést k jeho zničení.



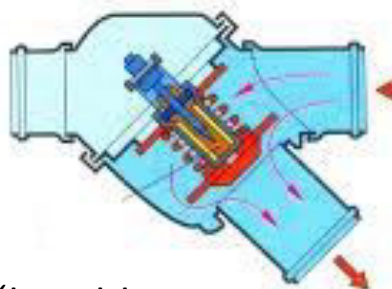
Obr. 3 – čerpadlo chladicí kapaliny [1]



Obr. 4 – termostat [2]

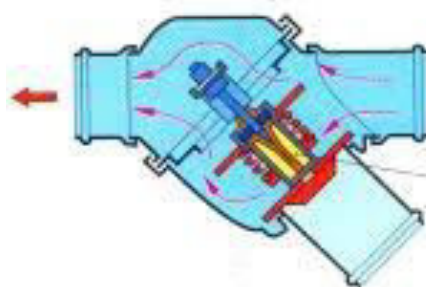


„Zavřený“ termostat



Chladící kapalina proudící z motoru

„Otevřený“ termostat



Chladící kapalina proudící zpět do motoru

Chladící kapalina proudící do motoru přes výměník tepla

Chladící kapalina proudící z motoru

Obr.5 – termostat v přírubě [3]



Obr. 6 – výměník tepla [4]



Obr. 7 - ventilátor [5]



Obr. 8 – expanzní nádoba [6]

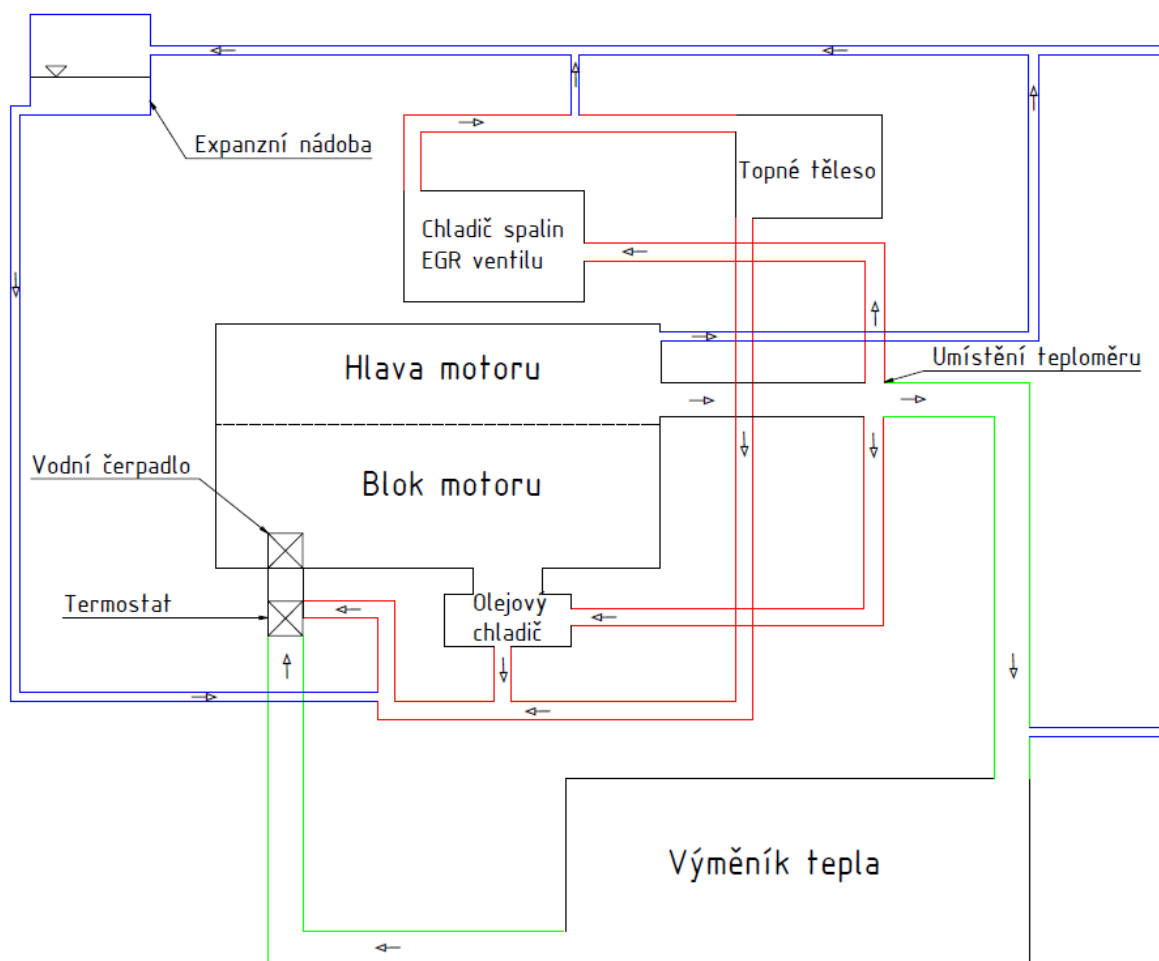


Obr. 9 – senzor teploty chladící kapaliny [7]

2.2.1.1 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 chladicího okruhu popsané v kapitole 1.2.1 jsou základní – nezbytně nutné pro realizaci vodního chlazení motoru.

Reálně jsou motory vybaveny dalšími konstrukčními prvky, které jsou připojeny do chladicího 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

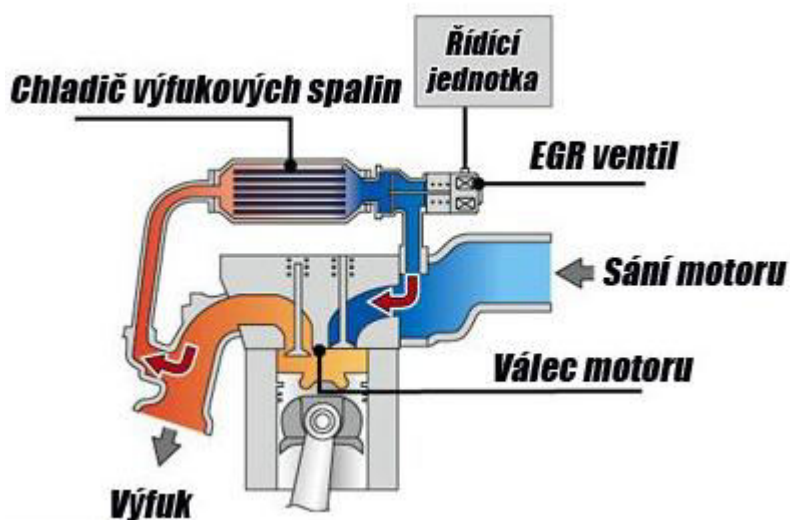
U tohoto motoru se čerpadlo chladicí kapaliny nachází za jejím vstupem v bloku motoru. Teplotní senzor je umístěn v přírubě na výstupu chladicí kapaliny z hlavy motoru a ve výměníku tepla. Ventilátor se nachází na výměníkem tepla.



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.



Obr. 11 - schéma proudění spalin EGR ventilu [8]



- 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. 12 - olejový chladič [9]

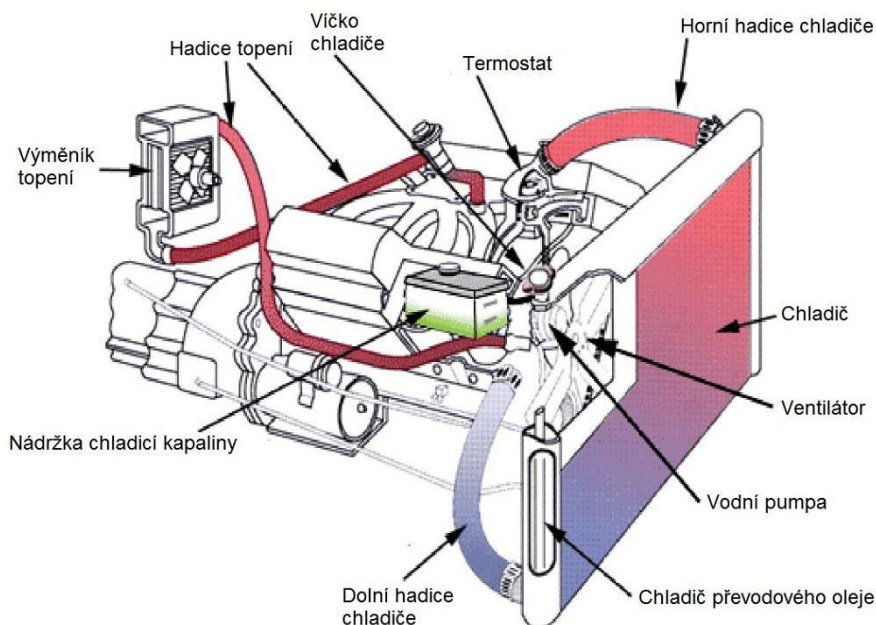
2.2.1.2 Proces chlazení

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.5.). Chladicí kapalina proudí od čerpadla (v tomto případě umístěného v bloku motoru) přes 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 částí 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 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 (Obr. 10.).



2.2.2 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 [10]

Chladicí okruh s tlakovým víčkem na výměníku tepla funguje na stejném principu jako okruh s expanzní nádobou 1.2. Rozdíl je v tom, že vyrovnávací nádoba (nádržka chladicí kapaliny (Obr. 13) je spojena atmosférou, tudíž není součástí uzavřeného chladicího okruhu (necirkuluje srze 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

2.3.1 Chlazení vodou – výhody

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

2.3.2 Chlazení vodou – nevýhody

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

2.3.3 Chlazení vzduchem – výhody

- Konstrukčně jednodušší
- Nižší hmotnost
- Menší nároky na údržbu

2.3.4 Chlazení vzduchem – nevýhody

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



2.4 Využití chladících systému

Osobní automobily, motocykly, dodávky a kamiony využívají ve většině případů základního modelu chladícího systému popsaného v kapitole 1.2.1. Ten je výrobcí 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 Dimenzování chladicího systému

3.1.1 Zkušebna

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:

$$T_{zkušebna} = < 10; 30 > \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1)$$

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

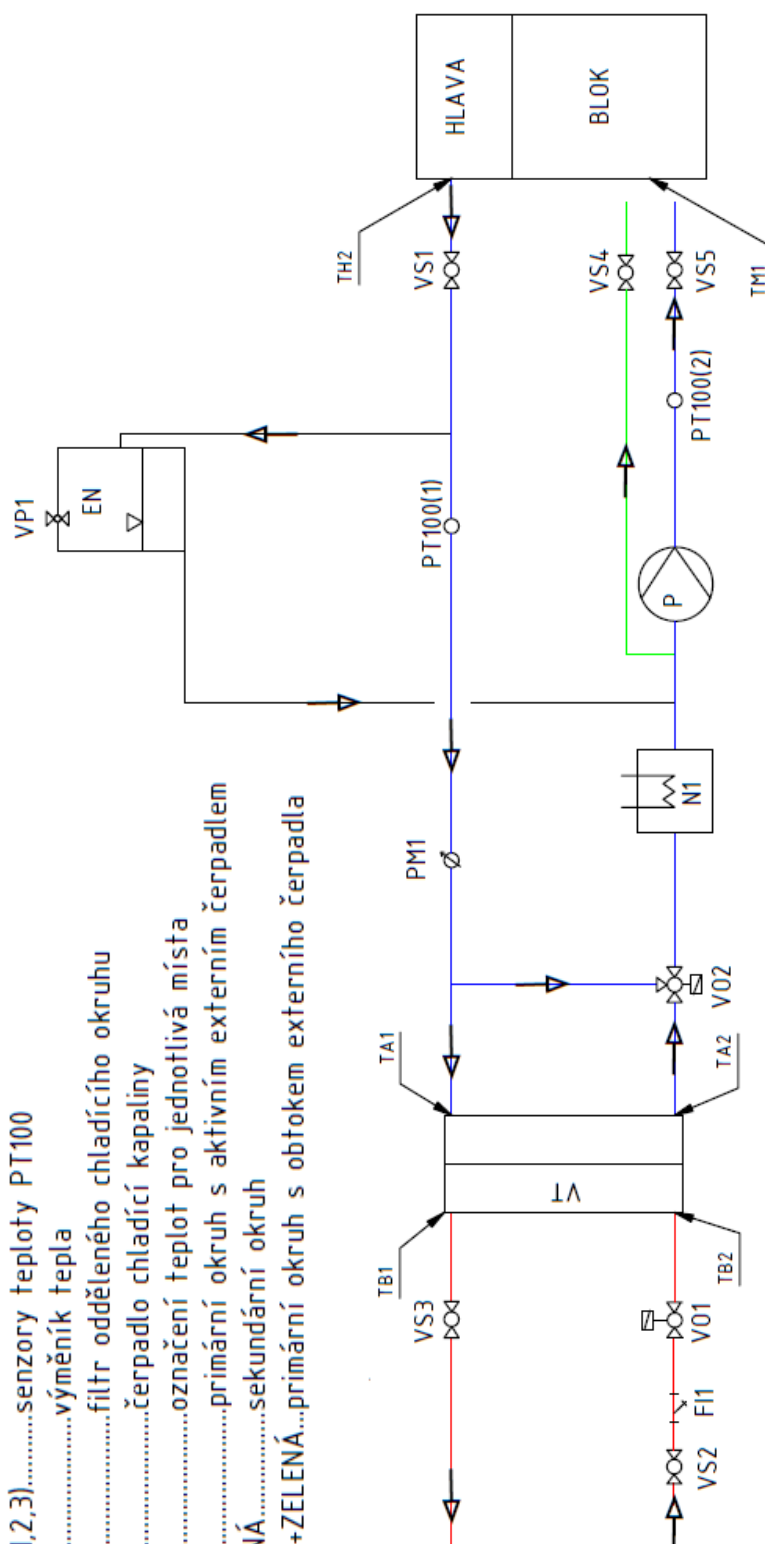
$$P_{komponenta} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T \quad [W] \quad (4)$$

Kde:

- $P_{komponenta}$ = tepelný výkon komponenty při provozu spalovacího motoru (hlava/blok) [W]
- \dot{m} = hmotnostní tok chladicího média [kg/s]
- ρ = hustota chladicího média [kg/dm³]
- c = měrná tepelná kapacita chladicího média [J/kg. K]
- ΔT = teplotní spád mezi vstupem chladicího média dané komponenty [K]

Legenda:

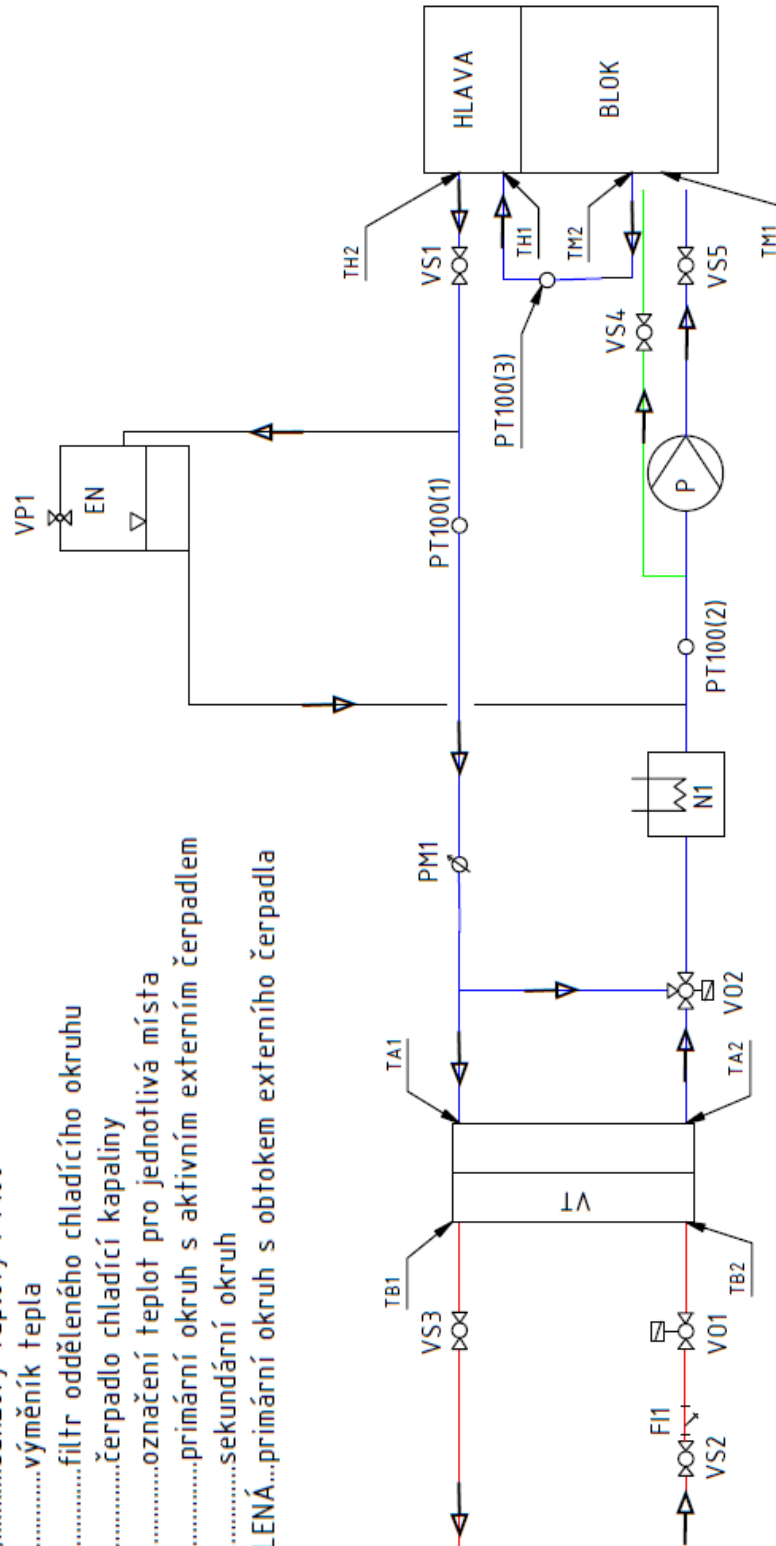
- N1.....nádobá s topným tělesem
- EN.....expanzní nádobá
- VS(1-5).....servisní ventily
- V0(1,2).....ovládací ventily
- VP1.....pojistný ventil
- PM1.....průtokoměr
- PT100(1,2,3).....senzory teploty PT100
- VT.....výměník tepla
- FI1.....filtr odděleného chladicího okruhu
- P.....čerpadlo chladicí 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 měřicí větve mezi hlavou a blokem motoru

Legenda:

- N1.....nádobu s topným tělesem
 EN.....expanzní nádoba
 VS(1-5).....servisní ventily
 VO(1,2).....ovládací ventily
 VP1.....pojistný ventil
 PM1.....průtokoměr
 PT100(1,2,3).....senzory teploty PT100
 VT.....výměník tepla
 FI1.....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 třícestnými ventily řízené servopohonem (VO2, VO3). 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 VO3 přispívá k regulaci chladicího výkonu řízením průtoku sekundárního okruhu. Systém je vybaven nádobou (N1) s topným tělesem pro předehřev motoru. Smysl nádoby s topným tělesem je takový, aby motor nemusel zahřívát chladicí médium za provozu. Dále bude nádoba sloužit při skokových změnách výkonu agregátu jakožto zásobník chladicího média o určité teplotě. 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 navrhnut dle chladicího okruhu konvenčních motorů s expanzní nádobou viz. kapitola 2.2.1. 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 režimy

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

Provozní režimy 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 režimy závislé na přítomnosti termostatu v motoru

- Motor bez integrovaného termostatu (ventil VO2 je plně aktivní)
- Motor se zabudovaným termostatem (ventil VO2 je elektronicky odpojen)

Díky tomu jsou splněny všechny 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 chladícím systémem za jednotku času. Výměník tepla musí být dimenzován tak, aby bylo možno motor provozovat o teplotách v intervalu $<40;90>$ °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. 3.5.1.1. Orientační tepelné bilance spalovacích motorů mohou být dle [11] 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 dle zdroje [11]

Skutečné tepelné bilance konkrétního motoru budou dostány z měření na zkušebně.





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 chlazeny motory 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.

Látka	$c_{(90^{\circ}\text{C})}$ [J/Kg.K]	$\rho_{(90^{\circ}\text{C})}$ [kg/m ³]	$\beta_{(90^{\circ}\text{C})}$ [1/K]
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 [12] [13]

KDE:

- c = měrná tepelná kapacita [J/Kg.K]
- ρ = hustota [kg/m³]
- β = součinitel objemové roztažnosti [1/K]



3.3.3 Tlakové ztráty

Při průtoku kapalinou chladícím systémem dochází k tlakovým ztrátám. Jejich určení společně s požadovaným průtokem pak definuje konkrétní specifikace čerpadla systému. Tlakové ztráty mohou být rozděleny následovně [14]:

- 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

3.3.3.1 Tlaková ztráta třením

Velikost třecí ztráty v potrubí je závislá na několika faktorech. Jedním je tekutina dopravovaná potrubím (její množství, hustota, viskozita, koncentrace příměsí) a dále to je potrubí jako takové (délka, drsnost, průměr). Ztráta třením po délce potrubí se nejčastěji určuje dle Darcy – Weisbachova vztahu [14]:

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

Kde:

- h_z = ztrátová výška vodního sloupce [m]
- g = gravitační konstanta [m/s^2]
- λ = 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 [14]:

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

Kde:

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

Pro kruhové potrubí platí, že hydraulický průměr potrubí je roven rozměrovému průměru potrubí [14].

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

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 λ je funkcí Reynoldsova čísla, které se vypočítá následovně [14]:

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

Kde:

- ν = 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 λ by mohl být určen jako [14]:

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



V případě turbulentního proudění nelze délkový součinitel třecích ztrát λ 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 λ určen nepřesně, proto pro jeho určení existuje mnoho empirických vztahů.

Nejprve je třeba určit, zdali jde v našem případě o hydraulicky hladké či drsné potrubí. Při zvážení velikosti průtoku chladicího media lze předpokládat, že potrubí bude hydraulicky drsné, což lze ověřit, pokud bude platit následující nerovnost [15]:

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

Kde:

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

Po ověření hydraulicky drsného potrubí lze dle zdroje [15] pro $Re > 10^3 \cdot \frac{d}{k}$ určit součinitel délkové třecí ztráty jako [15]:

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



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

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

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]

3.3.3.2 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. [16] 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 [14]:

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

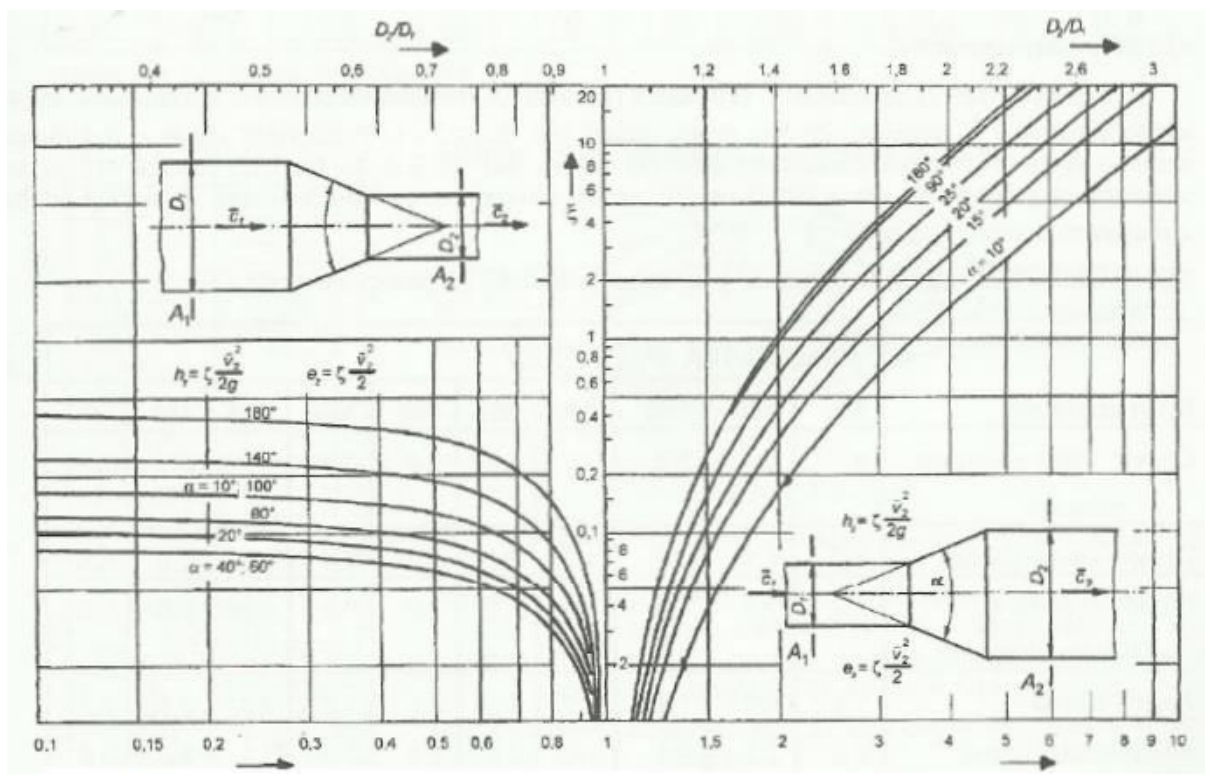
Kde:

- h_z = ztrátová výška vodního sloupce
- ξ = ztrátový součinitel [-]
- $v_{stř}$ = střední rychlost proudění tekutiny v potrubí [m/s]
- g = gravitační konstanta [m/s²]

V tomto vzorci se vyskytuje ztrátový součinitel ξ . Ten je buď uváděn výrobcem daného komponentu 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

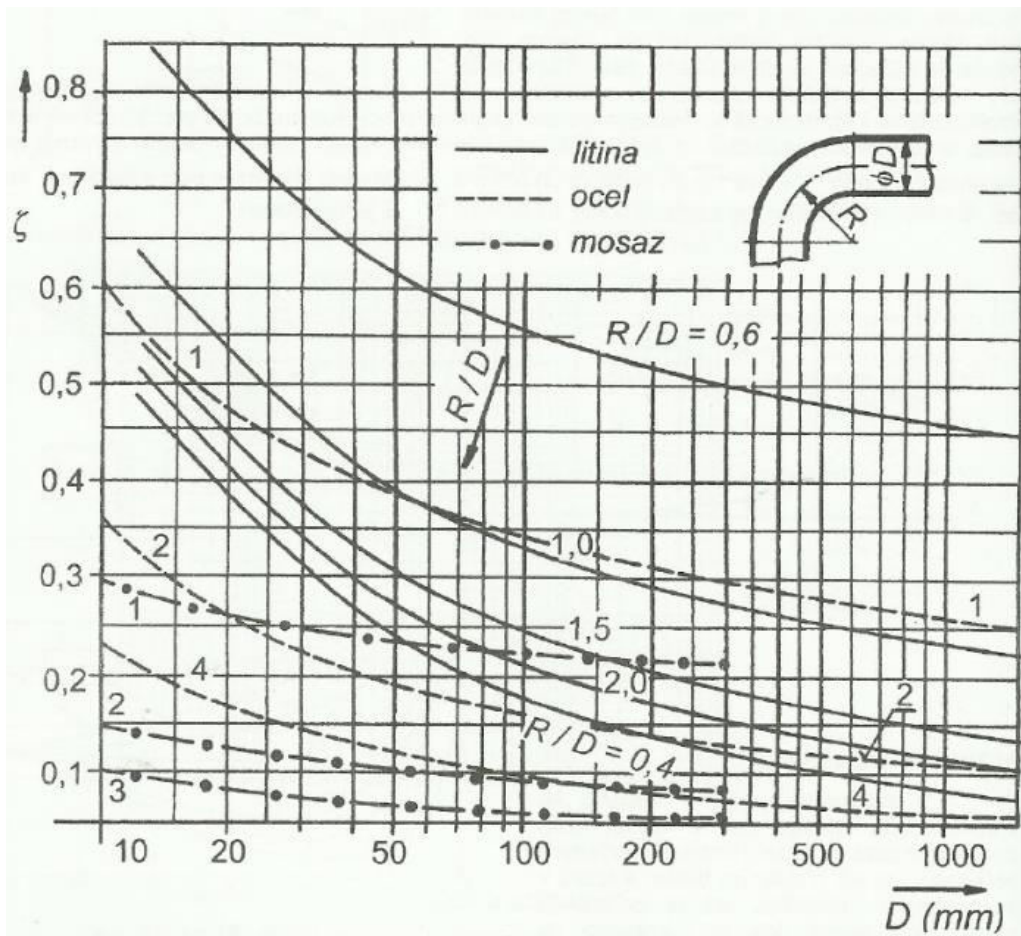


Obr. 16 - závislost ztrátového součinitele na průměru potrubí z: [17]

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



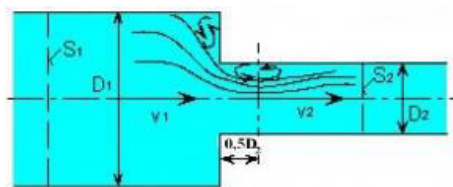
Ztrátový součinitel pro kolena



Obr. 17 - závislost ztrátového součinitele kolen na průměru potrubí z: [18]



Ztrátový součinitel pro náhlé zúžení potrubí



Obr. 18 – znázornění náhlého zúžení potrubí [19]

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

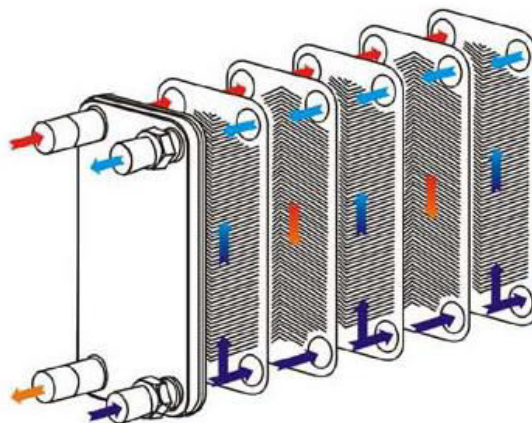
KDE:

- S_2 = obsah profilu původního potrubí [mm²]
- D_1 = obsah profilu zúženého potrubí [mm²]

3.4 Komponenty systému

3.4.1 Výměník tepla + komponenty sekundárního okruhu (primární/sekundární okruh)

Pro systém je zvolen deskový výměník tepla. Deskový výměník tepla je sestava, která zprostředkovává přenos tepla mezi teplotně odlišnými látkami (převážně tekutinami) [20]. 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 [20]

Výkon konkrétního výměníku tepla definuje za daného průtoku obou médií teplosměnná plocha definovaná 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 konkrétně vypočítat.

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

KDE:

- $\dot{m}_{1,2}$ = 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:

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

KDE:

- U = součinitel prostupu tepla [w/K.m²]
- S = teplosměnná plocha [m²]
- ΔT_{LN} = střední logaritmický teplotní spád [°C]

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

KDE PŘI PROTIPROUDÉM ZAPPOJENÍ (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 $T_{A1} = 40$ °C a vstupní teplotě sekundárního okruhu $T_{B1} = 30$ °C (Obr. 15) (nasimulovány podmínky nejvyšší možné teploty vody na zkušebně a nejnižší požadované teploty chladiwa 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

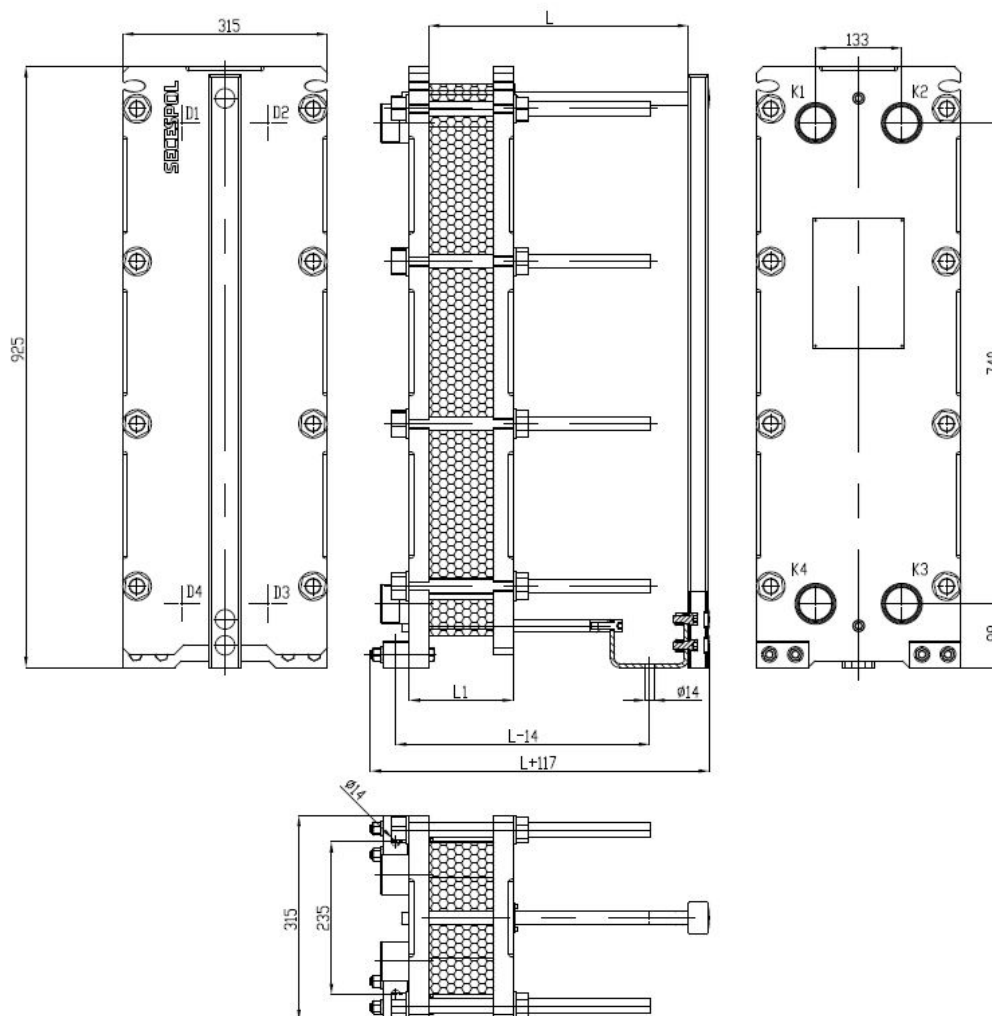
Po shromáždění požadavků na výměník tepla byl v návrhovém softwaru CAIRO vygenerován skládaný deskový výměník tepla Hexonic JFB-015-P10-46, který poskytoval chladicí výkon 100kw za následujících podmínek:

Médium primárního okruhu	Voda/etylenglykol (50:50)
Médium sekundárního okruhu	Voda
Teplota vstupu primární strany (T_{A1})	40 °C
Teplota výstupu primární strany (T_{A2})	31 °C
Teplota vstupu sekundární strany (T_{B2})	30 °C
Teplota výstupu primární strany (T_{B1})	34 °C
Průtok média primární strany	2,96 l/s
Průtok média sekundární strany	5,98 l/s
Maximální provozní tlak	10 bar
Maximální provozní teplota	100 °C

Tab. 3 – návrhové hodnoty skládaného výměníku tepla [21], Obr. 15



Deskový výměník tepla Hexonic JFB-015-P10-46 má následující rozměry:



Obr. 20 – rozměry deskového výměníku tepla Hexonic JFB-015-P10-46 [21]

Rozměr L je definován počtem teplosměnných desek. V tomto případě je počet desek 64 a rozměr $L = 600$ mm. Hmotnost tohoto výměníku je 200 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 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.



Vstupní parametry návrhu zůstaly totožné:

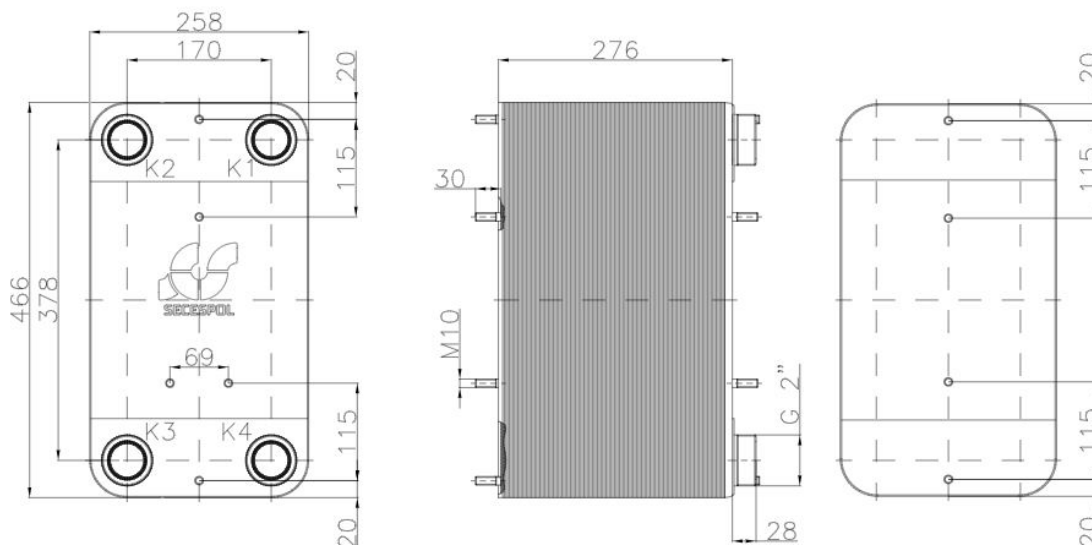
Chladicí výkon	100 kw
Médium primárního okruhu	Voda/etylenglykol (50:50)
Médium sekundárního okruhu	Voda
Teplota vstupu primární strany (T_{A1})	40 °C
Teplota výstupu primární strany (T_{A2})	31 °C
Teplota vstupu sekundární strany (T_{B2})	30 °C

Tab. 4 – vstupní parametry pro návrh pájeného výměníku tepla

Na základě těchto vstupních hodnot byl vygenerován pájený deskový výměník tepla Hexonic LC110-110-2'' s následujícími parametry pro vstupní hodnoty výše.

Průtok média primární strany	2,96 l/s
Tlaková ztráta primární strany	0,51 mH ₂ O
Průtok média sekundární strany	5,98 l/s
Tlaková ztráta sekundární strany	1,68 mH ₂ O
Maximální provozní tlak	25 bar
Maximální provozní teplota	230 °C
Objem studené strany	8,9 l
Objem teplé strany	8,8 l
Hmotnost	53,6 kg
Připojení	Vnější závit G 2''
Počet desek	110

Tab. 5 – parametry výměníku tepla Hexonic LC110-110-2'' [21]



Obr. 21 – rozměry pájeného deskového výměníku Hexonic LC110-110-2'' [21]

3.4.1.1 Komentář průtoku primární strany výměníkem

Z návrhového programu vychází průtok primárním okruhem pro vstupní parametry dle Tab. 5 $Q_{\text{primární}} = 2,96 \text{ l/s}$. 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 $Q = 0,33 \text{ l/s}$. Dále bylo dohodnuto, že v rámci odhadu se 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 $Q = 1,65 \text{ l/s}$. Hodnotu průtoku primárním okruhem motoru $Q = 2,96 \text{ l/s}$ (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). ΔT mezi vstupem a výstupem chladicí kapaliny motoru byla v rámci jednoho měření vnější charakteristiky v intervalu $\langle 10; 15 \rangle \text{ }^\circ\text{C}$, přičemž generovaný průtok chladicího média čerpadlem motoru byl při 5750 ot/min (hodnota otáček nejvyššího výkonu motoru) roven hodnotě 1,29 l/s.



3.4.1.2 Průtok média sekundární stranou výměníku tepla

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

$$Q = 5,98 \text{ l/s} = 21,528 \text{ m}^3/\text{h} \quad (19)$$

K dispozici jsou dvě hodnoty tlaku vody sekundárního okruhu ze strany zkušebny (3.1.1):

$$p_{\text{externí } 1} = 130 \text{ kPa} \quad (20)$$

$$p_{\text{externí } 2} = 220 \text{ kPa} \quad (21)$$

Ověření, zdali hodnoty tlaku na zkušebně jsou dostačující, se provede pomocí Bernoulliho rovnice ve výškovém tvaru [17]:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{p_b}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{stř}}^2}{2 \cdot g} + h_z \quad (22)$$

KDE:

- p_1 = přetlak v potrubí vůči atmosféře [Pa]
- p_b = atmosférický tlak [Pa]
- ρ = hustota proudícího média [kg/m^3]
- g = gravitační konstanta [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 zkušebny pro zachování průtoku, tedy:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{p_b}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{stř}}^2}{2 \cdot g} + h_z \rightarrow p_1 = p_b + \frac{v_{\text{stř}}^2 \cdot \rho}{2} + g \cdot \sum_1^n h_{zn} \quad (23)$$



KDE:

- h_{zn} = ztrátová výška dané komponenty sekundárního okruhu [mH₂O]
- n = počet komponent v systému, ve kterých bude docházet k místním ztrátám

Těmito komponenty viz. (Obr. 15) jsou:

- Vodní filtr FI1
- Servisní ventil VS2
- Servisní ventil VS3
- Vedení sekundárního okruhu
- Ovládací ventil VO1
- Průtokoměr PM2
- Výměník tepla

3.4.1.3 Vodní Filtr FI1 (sekundární okruh)

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 μ m. Maximální teplota chladicí vody ze zkušebny na vstupu do sekundárního okruhu výměníku tepla se uvažuje 30°C.

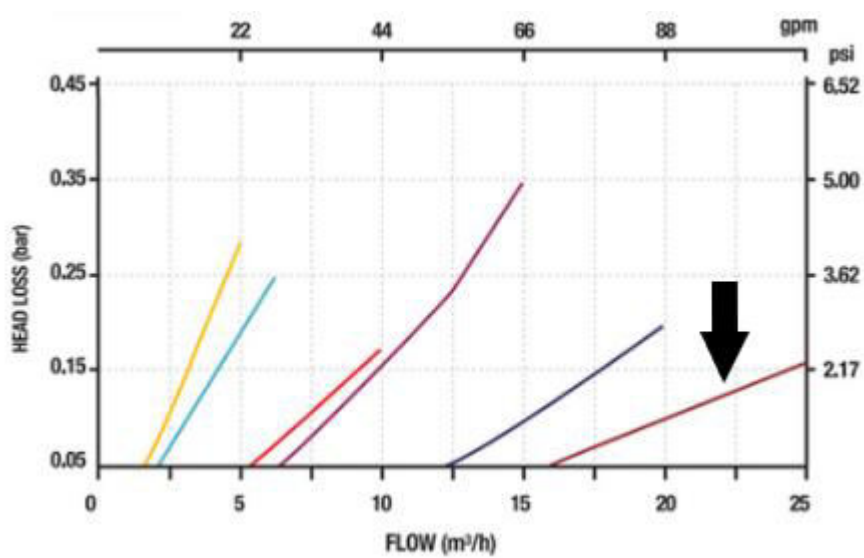
Jakožto vodní filtr FI1 byl vybrán diskový filtr AZUD MODULAR 100 s následujícími parametry:

Připojení filtru	G2" ISO228
Filtrační plocha	5,25 m ²
Maximální provozní tlak	8 bar
Maximální provozní teplota	60 °C
Maximální průtok	25 m ³ /h
Materiál	polypropylen

Tab. 6 - parametry diskového filtru AZUD MODULAR 100 [22]



Obr. 22 - FILTR AZUD MODULAR 100 [22]



Obr. 23 - tlaková ztráta filtru F1 v závislosti na průtoku [22]



Ztrátová výška vodního sloupce filtru

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

$$Q = 21,528 \frac{m^3}{h} \quad (24)$$

Lze z grafu odečíst tlakovou ztrátu filtru (Obr. 22):

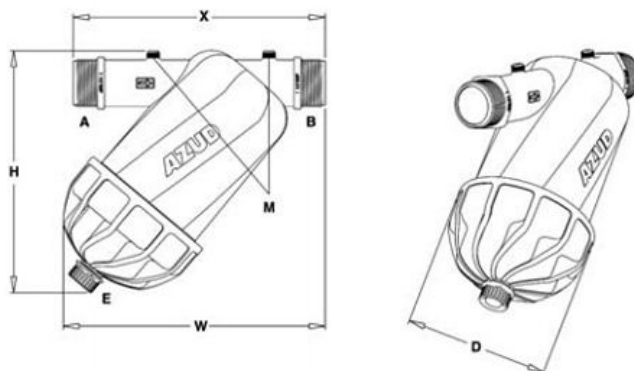
$$\Delta p = 0,08 \text{ bar} \quad (25)$$

Převedeno na ztrátovou výšku vodního sloupce [23]:

$$h_z = \Delta p \cdot 10,19 \text{ [mH}_2\text{O]} \quad (26)$$

$$h_z = 0,08 \cdot 10,19 = 0,815 \text{ mH}_2\text{O} \quad (27)$$

Rozměry filtru



Model	A-B	H, mm	W, mm	X, mm	D, mm
Azud modular 100, 3/4"	3/4"	173	185	158	83
Azud modular 100, 1"	1"	173	190	168	83
Azud modular 100, 1 1/4"	1 1/4"	202	231	231	115
Azud modular 100, 1 1/2"	1 1/2"	202	231	231	115
Azud modular 100, 1 1/2" Super	1 1/2"	242	261	252	144
Azud modular 100, 2"	2"	248	270	267	144

Obrázek 24 - rozměry filtru FI1 [22]



3.4.1.4 Servisní ventily VS2 a VS3 (sekundární okruh)

Servisní ventily VS2 a VS3 uzavírají v případě nečinnosti chladicí jednotky sekundární okruh. Byly použity kulové ventily Stasto automation ze série 1810–2" [24]



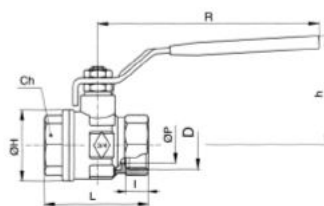
Obr. 25 - kulový ventil Stasto automation [24]

Parametry

Připojení [in]	G2" 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 – 2" [24]

Rozměry a další údaje



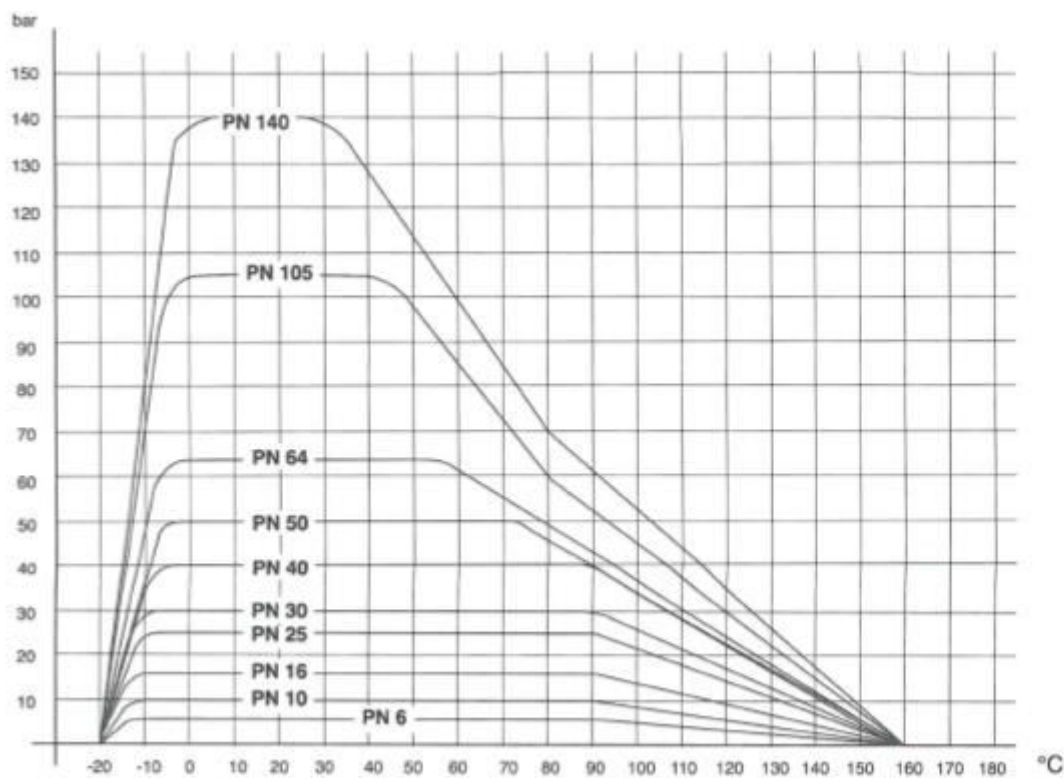
D	DN DN[mm]	PN [bar]	CH	h	H	I	L	R	P	Kv - hodnoty [m ³ /h]	hmotnost [cca kg]	typ
RP1/4"	8	64	20	42	23	11	51,5	96	10	5,4	0,15	1810-1/4"
RP3/8"	10	64	20	42	23	11,4	51,5	96	10	6	0,14	1810-3/8"
G1/2"	15	64	25	47	33	13,5	55	95	15	16,3	0,20	1810-1/2"
G3/4"	20	50	31	59	39	12,5	57	120	20	29,5	0,32	1810-3/4"
G1"	25	50	38	63	49	15	69,5	120	25	43	0,49	1810-1"
G1 1/4"	32	50	48	76,5	59	17	81,5	150	32	89	0,80	1810-1 1/4"
G1 1/2"	40	40	54	82,5	73	18	95	150	40	230	1,18	1810-1 1/2"
G2"	50	40	67	95	86	22	113	159	50	265	1,80	1810-2"
RP2 1/2"	65	25	90	123	111	30,2	152	206	65	540	3,71	1710-2 1/2"
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. 26 - doplňující parametry ventilu Stasto automation 1810-2" [24]



Provozní tlak ventilu

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



Obr. 27 – diagram závislosti provozního tlaku ventilu na teplotě média [24]

Závislost ventilu s připojením G2" definuje křivka **PN 40**. 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 [25]:

$$\Delta p = \rho \cdot \left(\frac{Q}{k_v}\right)^2 \cdot 10^{-3} \text{ [bar]} \quad (28)$$

KDE:

- Δp = tlaková ztráta kulového ventilu [bar]
- Q = objemový průtok ventilem [m^3/h]
- k_v = průtokový součinitel ventilu [m^3/h] (Obr. 26)
- ρ = hustota proudícího média (voda při 30 °C [26]) [kg/m^3]

$$\Delta p = 995,6 \cdot \left(\frac{21,528}{265}\right)^2 \cdot 10^{-3} = 0,0066 \text{ bar} \quad (29)$$

Převedeno na ztrátovou výšku vodního sloupce [23]:

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

$$h_z = 0,0066 \cdot 10,19 \doteq 0,067 \text{ mH}_2\text{O} \quad (31)$$

Ztrátová výška jednoho ventilu Stasto automation 1810 – 2" při průtoku $Q = 21,528 \text{ m}^3/\text{h}$ činí $h_z = 0,067 \text{ mH}_2\text{O}$, tedy při použití dvou ventilů $h_z = 0,134 \text{ mH}_2\text{O}$.

3.4.1.5 Vedení sekundárního okruhu

Ztráty v potrubí sekundárního okruhu jsou další vstupní veličinou, která ovlivňuje objemový průtok okruhu. V okruhu jsou dvě kolena 90°. Při výpočtu ztrát se vychází z geometrie kolen, viz. (Obr. 17) Vzhledem k uvažovanému připojení sekundárního okruhu výměníku tepla k vodovodním rozvodům na zkušebně komponenty s trubkovým závitem G2" je ztrátový součinitel ξ kolen pro výpočet místních ztrát následující:



Velikost kolene	2''
Poloměr ohybu R	76,2 mm
Vnitřní průměr D	47,5 mm

Tab. 8 rozměry kolen sekundárního okruhu [27]

$$\frac{R}{D} = \frac{76,2}{47,5} = 1,6 \rightarrow \xi \doteq 0,3 \quad (32)$$

Velikost místní ztráty, resp. ztrátová výška, při proudění chladicí vody vedením sekundárního okruhu (ztráty třením po délce vedení zanedbány) činí (2.3.1.2):

$$h_z = \xi \cdot \frac{v_{stř}^2}{2g} [mH_2O] \quad (33)$$

Přičemž střední rychlost proudění pro připojení G2'' (Tab. 5) je rovna:

$$v_{stř} = \frac{Q}{S} [m/s] \quad (34)$$

$$v_{stř} = \frac{0,00598}{\frac{0,047^2 \cdot \pi}{4}} = 3 \text{ m/s} \quad (35)$$

Kde:

- Q = objemový průtok primárního okruhu [m³/s]
- S = plocha průřezu potrubí [m²]

Z toho vyplývající místní ztráty vedení sekundárního okruhu:

$$h_z = 2 \cdot 0,3 \cdot \frac{3^2}{2 \cdot 9,81} = 0,28 \text{ mH}_2\text{O} \quad (36)$$



3.4.1.6 Ovládací ventil VO1 (sekundární okruh)

Ovládací ventil VO1 v systému řídí průtok sekundárního okruhu. V případě, že motor nebude do chladicí kapaliny uvolňovat 100 kw, procento předimenzování navrženého výměníku bude stoupat. Vzhledem k tomu, že je systém řízen autonomně (PID regulátor ovládá ventil VO2 na základě teplot v daných místech okruhu), řízení výkonu výměníku, resp. průtoku sekundární strany jednotky, poskytne odezvě PID regulátoru více prostoru pro nekolíšavé ovládání teplot jednotky (4). Byl vybrán třícestný ventil se servopohonem SIEMENS MXG 461. Ventil se pro provoz v jednotce zaslepí cesta B (Obr. 30). Vzhledem k očekávanému průtoku sekundárním okruhem $Q = 5,98 \text{ l/s}$ (Tab. 5) byla s přihlédnutím na minimalizaci tlakových ztrát zvolena varianta MXG 461.50-30.



Obrázek 28 - třícestný ventil SIEMENS MXG.461 [28]

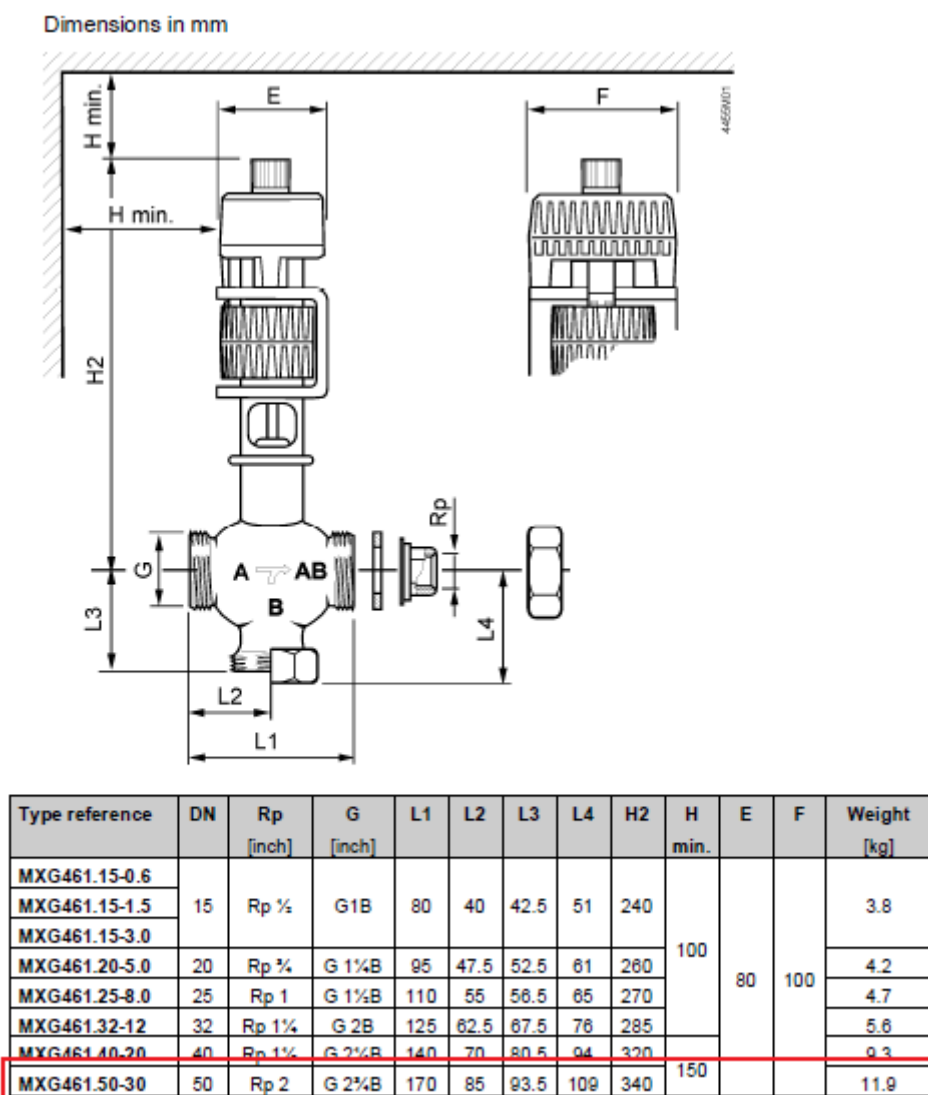
Type reference		DN	k _{vs} [m ³ /h]	Δp _{max} [kPa]	Δp _s [kPa]	Operating voltage	Positioning		Spring return
MX..461..	MX..461..P ¹⁾						signal	time	
MX..461.15-0.6	MX..461.15-0.6P	15	0.6	300	300	AC / DC 24 V	DC 0...10 V or DC 2...10 V or DC 4...20 mA	<2 s	✓
MX..461.15-1.5	MX..461.15-1.5P		1.5						
MX..461.15-3.0	MX..461.15-3.0P		3.0						
MX..461.20-5.0	MX..461.20-5.0P	20	5.0						
MX..461.25-8.0	MX..461.25-8.0P	25	8.0						
MX..461.32-12	MX..461.32-12P	32	12						
MX..461.40-20	MX..461.40-20P	40	20						
MX..461.50-30	MX..461.50-30P	50	30						
MXF461.65-50	MXF461.65-50P	65	50						
M3P80FY	M3P80FYP	80	80	see datasheet N4454					
M3P100FY	M3P100FYP	100	130						

Obr. 29 - specifikace třícestných ventilů Siemens MX..461.... [28]



Kde:

- DN = vnitřní průměr vyústění ventilu [mm]
- k_{vs} = nominální průtok kapaliny o teplotě (5-30) °C skrze plně otevřený ventil (A-AB, viz. Obr. 30) při diferenčním tlaku 100 kPa [m^3/h]
- ΔP_{max} = maximální přípustný diferenční tlak [kPa]
- ΔPs = maximální přípustný diferenční tlak, při kterém se ventil zavře [kPa]



Obr. 30 - rozměrové schéma ventilu [28]



Třícestný ventil Siemens MXF 461.50-30 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 (**Obrázek 18**). Rozsah teplot pro řadu MXF 461 je <1;130> °C. Ventil se otevře/zavře za méně než 2 s a jeho provozní tlak je 1 MPa [28].

Shrnutí hlavních parametrů

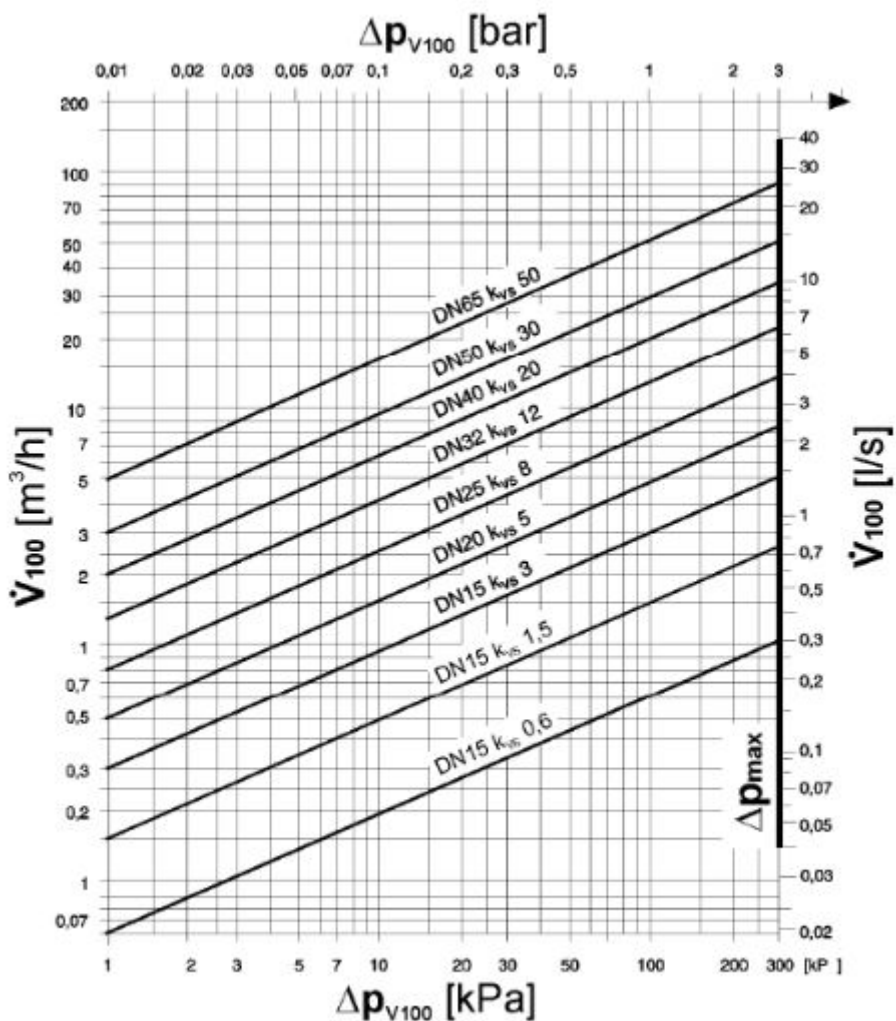
nominální průtok	30 m ³ /h
vnitřní průměr vyústění	50 mm
maximální přípustný diferenční tlak	300 kPa
maximální přípustný diferenční tlak při zavírání ventilu	300 kPa
Napájecí napětí	24 V
Napájecí frekvence	45-65 Hz
Vstupní signál	DC 0/2-10 V nebo DC 4-20 mA
Výstupní signál	DC 0-10 V
Doba zavírání/otevírání ventilu	<2 s
Teplotní rozsah média	<1;130> °C
Provozní tlak	1 MPa

Tab. 9 – hlavní parametry ventilu VO2 [28]



Tlakové ztráty ventilu

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



Obr. 31 - tlakové ztráty třicestného ventilu [28]

Kde:

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



Při průtoku sekundárním okruhem $Q = 5,98 \text{ l/s}$ (Tab. 5) byla z (Obr. 31) odečtena tlaková ztráta ventilu SIEMENS MXG.461.50-30 (DN 50):

$$\Delta p = 0,3 \text{ bar} \quad (37)$$

Převedeno na ztrátovou výšku vodního sloupce [23]:

$$h_z = \Delta p \cdot 10,19 \text{ [mH}_2\text{O]} \quad (38)$$

$$h_z = 0,3 \cdot 10,19 = 3 \text{ mH}_2\text{O} \quad (39)$$

Shrnutí ztrátových výšek jednotlivých komponent sekundárního okruhu

Komponenta	Ztrátová výška h_z
Výměník tepla (Tab. 5)	1,68 mH ₂ O
Vodní filtr FI1 (rovnice 27)	0,815 mH ₂ O
Servisní ventil VS2 (rovnice 31)	0,0678 mH ₂ O
Servisní ventil VS3 (rovnice 31)	0,0678 mH ₂ O
Vedení (rovnice 36)	0,28 mH ₂ O
Ovládací ventil VO1(rovnice 39)	3 mH ₂ O
Vedení (přímé části)	Zanedbáno
Vedení (vstup a výstup VS2, VS3)	Zanedbáno – uvažuje se stejný průměr připojení

Tab. 10 – ztrátové výšky vodního sloupce jednotlivých komponent

3.4.1.7 Ověření průtoku sekundární strany výměníku tepla

Pro ověření, zdali hodnoty tlaku vody na zkušebně vyhovují požadovaným provozním podmínkám, se použije upravená Bernoulliho rovnice ve výškovém tvaru (rovnice 23)



(40)

$$p_1 = p_b + \frac{v_{stř}^2 \cdot \rho}{2} + \rho \cdot g \cdot \sum_1^n h_{zn}$$

KDE:

- p_1 = přetlak v potrubí vůči atmosféře [Pa]
- p_b = atmosférický tlak (uvažováno 100 000 Pa) [Pa]
- ρ = hustota proudícího média (voda - 995,6 kg/m³ při 30 °C [26]) [kg/m³]
- g = gravitační konstanta [m/s²]
- $v_{stř}$ = střední rychlost proudění [m/s]
- h_{zn} = ztrátová výška vodního sloupce jednotlivé komponenty [m]

Suma ztrátových výšek jednotlivých komponent je dle (Tab. 10):

$$\sum_1^n h_{zn} = 1,68 + 0,815 + 0,0678 + 0,0678 + 0,28 + 3 = 5,9 \text{ mH}_2\text{O} \quad (41)$$

Střední rychlost proudění (rovnice 35) při uvažovaném připojení G2'':

$$v_{stř} = 3 \text{ m/s} \quad (42)$$

Nyní jsou známy veškeré hodnoty pro dosazení do rovnice 40 a určení přetlaku potrubí vůči atmosféře, který je potřebný k dosažení průtoku sekundárního okruhu výměníku tepla navrženého výpočtovým softwarem.

$$p_1 = 100\,000 + \frac{3^2 \cdot 995,6}{2} + 995,6 \cdot 9,81 \cdot 5,9 = 162\,104 \text{ Pa} \quad (43)$$



SHRNUTÍ:

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	40 °C
Teplota výstupu primární strany	31 °C
Teplota vstupu sekundární strany	30 °C
Průtok média primární strany	2,96 l/s
Průtok média sekundární strany	5,98 l/s

Tab. 11 – provozní podmínky jednotky

Musí být pro splnění chladicího výkonu a překonání odporů veškerých tlakových ztrát sekundárního okruhu přetlak v potrubí sekundárního okruhu $p = 162\,104$ Pa. Vzhledem k možným hodnotám tlaku vody na zkušebně (3.1.1):

- $p = 130\,000$ Pa
- $p = 220\,000$ Pa

by musela být k dispozici druhá hodnota tlaku, tedy $p = 220\,000$ Pa.

Parametr, kdy teplota vody na vstupu sekundárního okruhu je $T_{B_2} = 30$ °C (Obr. 15), bude pouze v letních měsících. Jak již bylo řečeno v kapitole (3.1.1), teplota chladicí vody na zkušebně je závislá na venkovní teplotě. Pokud bude teplota chladicí vody na zkušebně nižší než 30 °C, klesne i nejnižší možná teplota provozu motoru při plném zatížení, což bude k dostání z konkrétního měření.



3.4.2 Ovládací ventil VO2 (primární okruh)

Ovládací ventil VO2 v systému během provozu simuluje termostat spalovacího motoru. Vzhledem k provoznímu režimu (2) z kapitoly (1), tedy možnost řízení teploty chladícího média během provozu motoru, byl zvolen ventil totožný s ventilem VO1 včetně konkrétní modelové řady-MXG 461.50-30. Veškeré parametry VO2 se shodují s parametry VO1 (3.4.1.6).

Tlakové ztráty

Navrhovaný průtok primárním okruhem jednotky je dle (Tab. 5) 2,96 l/s. Z (Obr. 31) byla pro tuto hodnotu odečtena tlaková ztráta ventilu:

$$\Delta p = 0,1 \text{ bar} \quad (44)$$

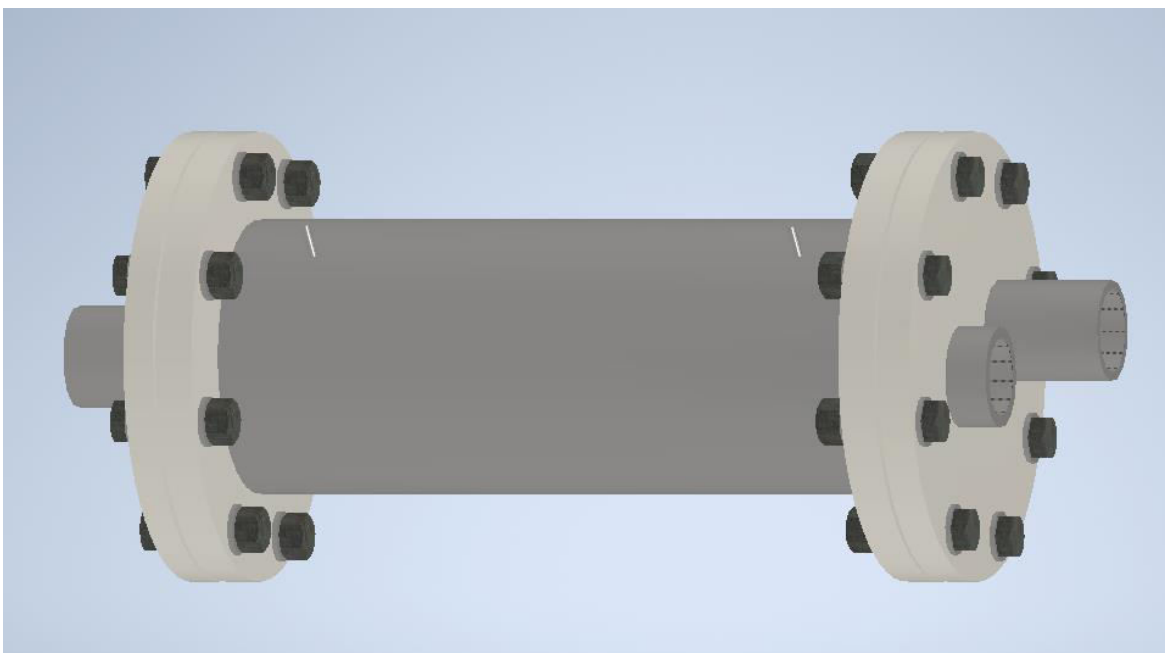
Převeďeno na ztrátovou výšku vodního sloupce [23]:

$$h_z = \Delta p \cdot 10,19 \text{ [mH}_2\text{O]} \quad (45)$$

$$h_{zVO2} = 0,1 \cdot 10,19 \doteq 1 \text{ mH}_2\text{O} \quad (46)$$



3.4.3 Nádoba N1 s topným tělesem (primární okruh)



Obr. 32 – 3D model nádoby N1

Nádoba N1 je sestava z následujících dílů:

- Ocelová trubka (156x3) mm o délce 400 mm
- Dvě ploché příruby s otvorem s PN6 a DN = 150 mm dle DIN 2573
- Dvě ploché záslepky pro příruby s PN6 a DN = 150 mm dle DIN 2573
- Dva varné nátrubky s vnitřním závitem 2''
- Dva varné nátrubky s vnějším průměrem 8 mm pro připojení průhledné hadičky k indikaci stavu média
- Jeden varný závitový nátrubek M 48x2 určený k instalaci topných těles.
- Temasil těsnění PN 2,5 – 6, D = 165 x 207 mm (vnitřní x vnější) průměr, tloušťka 2 mm
- Šrouby se šestihrannou hlavou M16 x 65 ISO 4017
- Šestihranné matice M16 ISO 4032
- Ploché podložky pro šrouby M16 DIN 126
- Termoizolační sklolaminátová folie

Průchozí varné příruby jsou přivařeny na konce trubky. Na ty jsou přišroubovány přírubové záslepky. Těsnost je zajištěna těsněním pro pracovní tlak 0,6 MPa a provozní teplotu 250 °C. Přírubové záslepky jsou upraveny (vyvrtány v daných místech a osazeny



varnými závitovými nátrubky). Dva varné nátrubky s vnějším průměrem 8 mm na plášti trubky slouží k připojení průhledné silikonové hadičky pro indikaci stavu hladiny v nádobě. Povrch trubky je obalen termoizolační sklolaminátovou folií. Při použití izolace nádoby bude při zahřívání primárního okruhu topným tělesem docházet k menším tepelným ztrátám. Dále slouží izolace jakožto bezpečnostní ochrana.

Nádoba N1 je v jednotce instalována před čerpadlo primárního okruhu. Slouží pro implementaci topného tělesa a jako zásobník vody o určité teplotě, který při skokových změnách výkonu motoru poskytne systému setrvačnost chladícího výkonu. Řídící systém jednotky bude mít tím pádem více času na reakci (ovládání servoventilu na základě teplot kapaliny primárního okruhu v daných místech) **2.2**. V nádobě je dle **2.5.4** vnitřní přetlak $p = 1,4$ bar. Tato informace byla vzata v potaz při volbě tvaru nádoby. Jelikož je válec ideální geometrie pro rozložení napětí vzniklého při vnitřním přetlaku, byla zvolena nádoba válcovitého tvaru.

Délka nádoby N1 (délka trubky) byla zvolena 400 mm. Topné těleso má délkový rozměr $L = 333$ mm (3.4.3.2). Při volbě průměru trubky byla hlavním parametrem hmotnost. Tloušťka stěny trubky byla pevně stanovena na 3 mm, jelikož je chladící jednotka navrhována na zkušebnu, kde může být vlivem například nehody vystavena vnější mechanické zátěži. V případě volby průměru bylo zvoleno ze tří možností.

varianta	Délka trubky [mm]	D x s [mm]	Hmotnost trubky [kg]	Hmotnost ploché příruby (1 kus) [kg]	Hmotnost příslušné přírubové záslepky (1kus) [kg]	Hmotnost celku (bez varných závitů) [kg]
1	400	129 x 3	3.9	4,6	6,11	25.3
2	400	156 x 3	4.7	5.22	7.51	30.1
3	400	219.1 x 3	6.57	7,15	12,3	45,5

Tab. 12 – Návrhové varianty nádoby N1



Varianta 1 je ideální z hlediska hmotnosti. Úprava zaslepující příruby (osazení závitovými návarky) v tomto případě nebyla možná, jelikož součet vnějších průměrů návarků je větší než vnitřní průměr trubky. Varianta 3 byla zavržena z důvodu vysoké hmotnosti. Proto byla zvolena rozměrová varianta číslo 2.

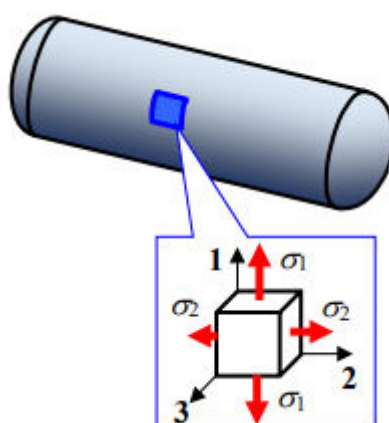
Hmotnost prázdné nádoby s návarky [kg]	Objem nádoby [l]
33,5	7,64

Tab. 13 – 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 %) [29] vhodný pro svařování. Je chemicky i teplotně odolný vůči očekávané směsi chladicí kapaliny (3.3.2)

3.4.3.1 Pevnostní kontrola nádoby

Dle (3.4.4) bude nádoba 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. 33 – element pláště válce [30]

Z teorie je známo, že v případě dvouosé napjatosti tenkostěnné válcové nádoby je tečné napětí dvojnásobkem napětí osového a radiální napětí je rovno nule. [30]



$$\sigma_1 = \sigma_t = \frac{p \cdot R}{s} = \sigma_{max} \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad (47)$$

$$\sigma_2 = \sigma_o = \frac{p \cdot R}{2 \cdot s} \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad (48)$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = 0 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad (49)$$

KDE:

- σ_t = tečné napětí
- σ_o = osově napětí
- σ_r = radiální napětí
- p = vnitřní přetlak v nádobě [MPa]
- R = poloměr nádoby [mm]
- s = tloušťka stěny nádoby [mm]

pro kontrolní výpočet je zvolena teorie τ^{MAX} , která říká, že rozdíl největší a nejmenší složky napětí (redukované napětí) musí být menší nebo roven napětí dovolenému [30], tedy:

$$\sigma_{max} - \sigma_{min} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \frac{\sigma_k}{k} \quad (50)$$

KDE:

- σ_k = mez kluzu materiálu
- 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 (3.4.4)
- $R = 78$ mm (Tab. 11)
- $s = 3$ mm (Tab. 11)
- $\sigma_k = 157$ MPa – hodnota pro ocel 17 240 při 100 °C [29]

$$\frac{p \cdot R}{s} - 0 \leq \frac{\sigma_k}{k} \quad (51)$$

$$\frac{0,14 \cdot 78}{3} \leq \frac{157}{k} \rightarrow k = 43,13 \quad (52)$$

Pro navrženou nádobu N1 vychází bezpečnostní koeficient $k = 43,13$. 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 konstrukčních podmínek zmíněných výše v této kapitole.

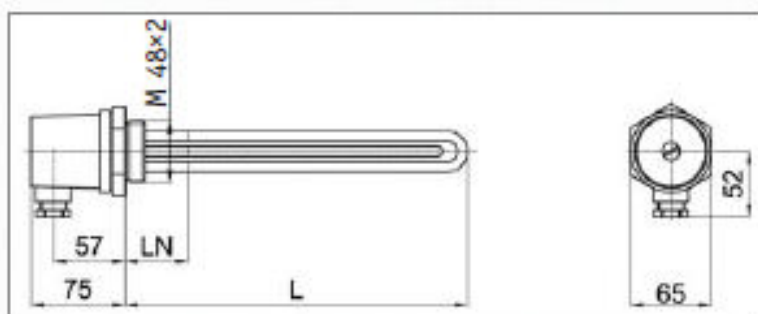
3.4.3.2 Topné těleso (primární okruh)



Obr. 34 – topné těleso Regulus ETT-B [31]



Topné těleso implementováno v nádobě N1 dodává v případě potřeby primárnímu chladicímu okruhu teplo. 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 4,5. [31]



Obr. 35 – rozměry topného tělesa Regulus ETT-B [31]

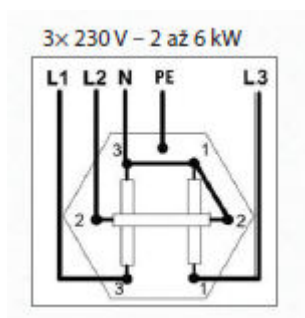
MODEL		ETT-B 2,0	ETT-B 3,0	ETT-B 4,5	ETT-B 6,0	ETT-B 7,5	ETT-B 9,0
JMENOVITÝ VÝKON	kW	2,0	3,0	4,5	6,0	7,5	9,0
JMENOVITÝ PROUD JEDNOU FÁZÍ	A	2,9/8,7*	4,3/13,0*	6,5/19,6*	8,7/26,1*	10,8	13
DÉLKA TĚLESA (L)	mm	178	240	333	428	520	615
DÉLKA NETOPÍČÍHO KONCE (LN)	mm	45	45	45	45	45	45
OBJEDNACÍ KÓD	–	4973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

* zapojení 3x 230 V/zapojení 1x 230 V

Obr 36 – rozměry použitého topného tělesa Regulus ETT-B 4,5 [31]

Dle obrázku výše je jmenovitý proud jednou fází tělesa Regulus ETT-B 4,5 v případě zapojení 3x 230 V roven 6,5 A. Pro zapojení 1x230 V je to 19,6 A. Na zkušebně jsou zásuvky o hodnotách 400 V a 32 A. Těleso je tím pádem pro použití na zkušebně na Julisce vhodné.

Těleso je možné zapojit dle následujícího schématu:



Obr. 37 – schéma zapojení topného tělesa [31]



Doba výhřevu primárního okruhu

Ohřev primárního okruhu je závislý na objemu média v něm.

Objem nádoby N1	7,64 l (Tab. 12)
Objem vedení	2,4
Uvažovaný objem v motoru	2 l
Objem kapaliny v expanzní nádobě	1 l
Objem primární strany výměníku tepla	8.8 l (Tab. 5)

Tab. 14 – objem primárního okruhu

Výpočet doby ohřevu lze provést dle [32]:

$$t = \frac{m \cdot c \cdot \Delta T}{P} \text{ [s]} \quad (50)$$

KDE:

- t = čas doby ohřevu [s]
- m = hmotnost média [kg] (Tab. 14)
- c = měrná tepelná kapacita média [J/kg.k] (Tab. 14)
- ΔT = změna teploty média [°C]
- P = jmenovitý výkon ohříváče [W] (Obr. 35)

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

$$t = \frac{(2 + 2,4 + 7,64 + 1 + 8,8) \cdot 3283 \cdot 90}{4500} 790 \text{ s} = 0,4 \text{ h} \quad (54)$$

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



3.4.4 Expanzní nádoba EN (primární okruh)

Expanzní nádoba v systému umožňuje rozpínání chladicího 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 chladicího média, nicméně je nutno tlak omezit, aby nedošlo k poškození komponent systému. Expanzní nádoba musí odolávat provozním teplotám chladicího média. Dále je požadavkem, aby byly do expanzní nádoby svedeny od vzdušňovací hadičky systému a případné vzduchové bubliny se tak mohly stát součástí prostoru nad hladinou chladicího média v nádobě. Expanzní nádoba také slouží k indikaci hladiny chladicí 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 od vzdušňovacích 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 [33]:

$$V = V_1 \cdot (1 + \beta \cdot \Delta T) [l] \quad (55)$$

KDE:

- V = objem média po ohřátí o ΔT [l]
- V_1 = původní objem nezahřátého média [l] (Tab. 14)
- β = součinitel objemové teplotní roztažnosti [1/K] (Tab. 2)
- ΔT = změna teploty látky [K]



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

$$V = 21,84 \cdot (1 + 6,3 \cdot 10^{-4} \cdot 90) = 23,07l \quad (56)$$

Změna objemu tedy bude:

$$\Delta V = V - V_1 = 23,01 - 21,84 = 1,2l \quad (57)$$

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



Obr. 38– expanzní nádoba Multicar M 26,5 [34]



Obr. 39 – tlakové víčko 1 bar [35]



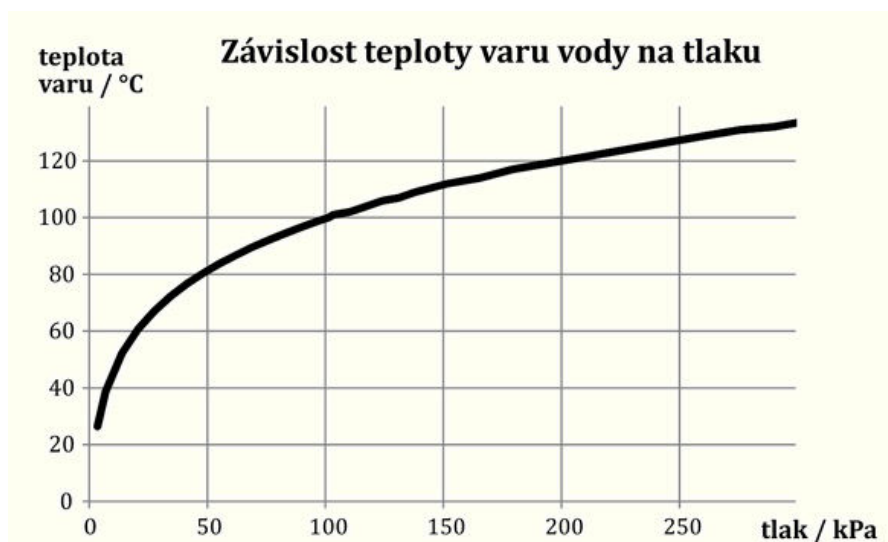
Objem	3,5 l
Vnější průměr spodního připojení	23 mm
Vnější průměr horního připojení	10 mm

Tab. 15 – parametry expanzní nádoby

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

3.4.4.1 Bod varu

Při přetlaku 1 bar primárního okruhu se posune jeho bod varu. Ten lze vyčíst z (Obr. 40)



Obr. 40 – závislost bodu varu vody na tlaku

Při přetlaku v systému 1 bar bude celkový tlak pro určení hodnoty bodu varu média primárního okruhu 2 bar (atmosférický tlak uvažován 1 bar). Bod varu dle (Obr. 40) 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:

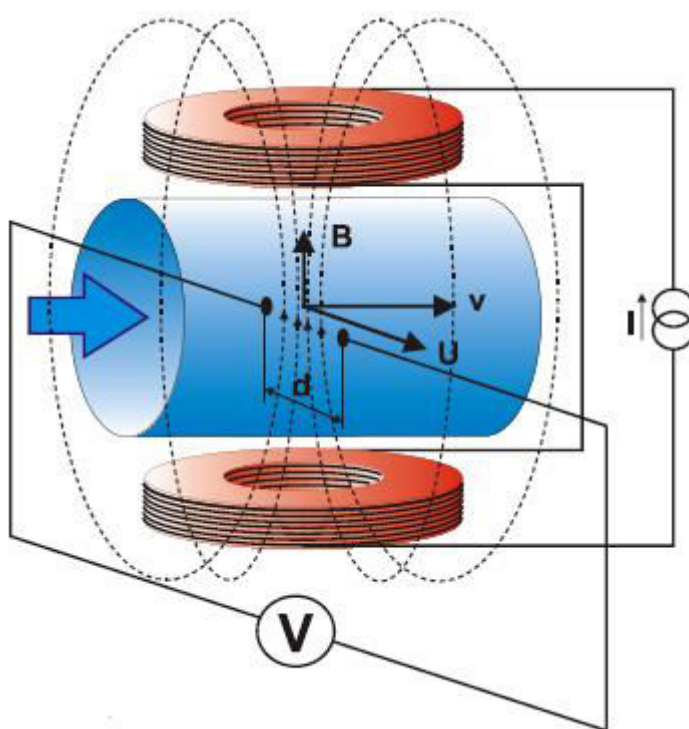
$$T > 120^{\circ}\text{C} \quad (58)$$



3.4.5 Průtokoměr PM1 (primární okruh)

Průtokoměr PM1 poskytuje řídicímu systému informaci o hodnotě průtoku primárního okruhu. Pro měření průtoku byl zvolen indukční průtokoměr Flomag 3000 P50 A5. z toho důvodu, že při měření průtoku elektromagnetickou indukcí dochází téměř nulovým ztrátám.

„Princip měření je založen na Faradayově 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. 41 – princip měření [36]



Obr. 42 – indukční průtokoměr Flomag 3000 [36]

Průtokoměr Flomag 3000 P50 A5 má následující parametry:

Vnitřní průměr	50 mm
Maximální průtok	23,56 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

Tabulka 16 – základní parametry Flomag 3000 P50 A5 [36]



3.4.6 Senzory teploty (primární/sekundární okruh)

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. [37]



Obr. 43 – 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: $\pm 1/3 \times (0.3 + 0.005 \times [t])$ °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: $\pm 1/6 \times (0.3 + 0.005 \times [t])$ °C; pro platinové snímače teploty v rozsahu -200 až +850 °C

Obr. 44 – třídy snímačů PT... [37]

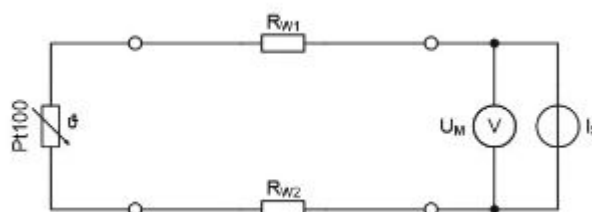


Na základě konzultací bylo dohodnuto, že se pro jednotku bude stačit snímač PT100 třídy B.

Snímače PT100 mohou být zapojeny v následujících konfiguracích:

- Dvouvodičové zapojení
- Třívodičové zapojení
- Čtyřvodičové zapojení

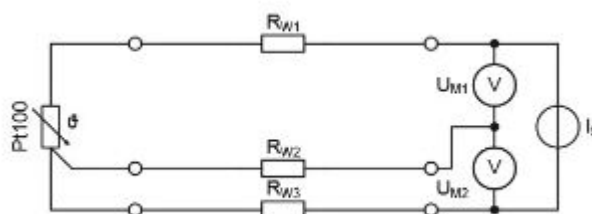
Dvouvodičové zapojení



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

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

Třívodičové zapojení

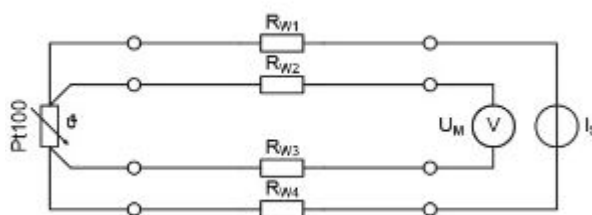


Obr. 46 - schéma třívodičového zapojení snímače PT100 [37]

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. Kompenzaci vyhodnocuje řídicí jednotka. [37]



Čtyřvodičové zapojení



Obr. 47 – 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 kompenzaci opět vyhodnocuje řídicí jednotka. Použití čtyřvodičového zapojení senzoru PT100 je tak z možných konfigurací zapojení nejpřesnější. [37]

3.4.6.1 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	45 mm
Rozsah teplot	<-50;200> °C
Doba odezvy	4,5 s

Tab. 17 – hlavní parametry snímače SENSIT TG12-2 mm [39]

3.4.7 Ventily VS1, VS4, VS5 (primární okruh)

Kulové ventily jsou před místem 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



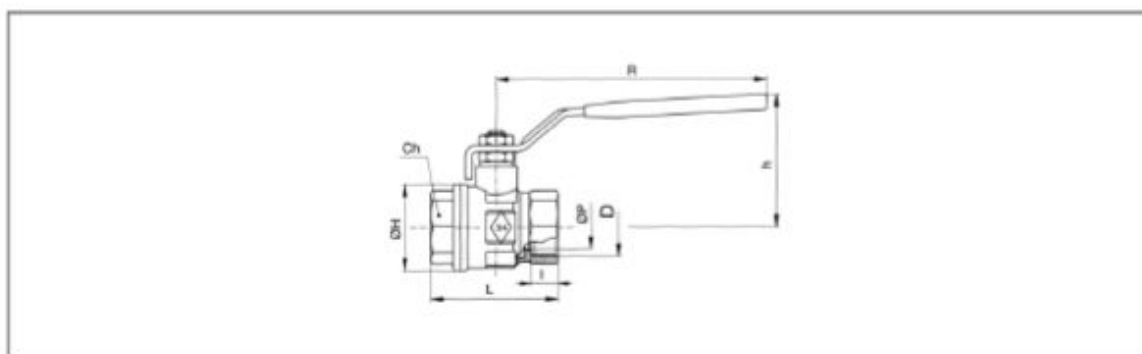
nečinnosti (odpojení jednotky od motoru). Ventil VS1 je pro zachování průměru vedení shodný s ventily VS2 a VS3, tedy Stasto automation ze série 1810 – 2" viz (3.4.1.4). Ventily VS4 a VS5 jsou vzhledem k průměru výtlačkové části čerpadla o řadu menší, tedy Stasto automation 1810–1 1/2" [24].

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. 18 parametry ventilu Stasto automation 1810 – 1 1/2" [24]

Rozměry a další údaje



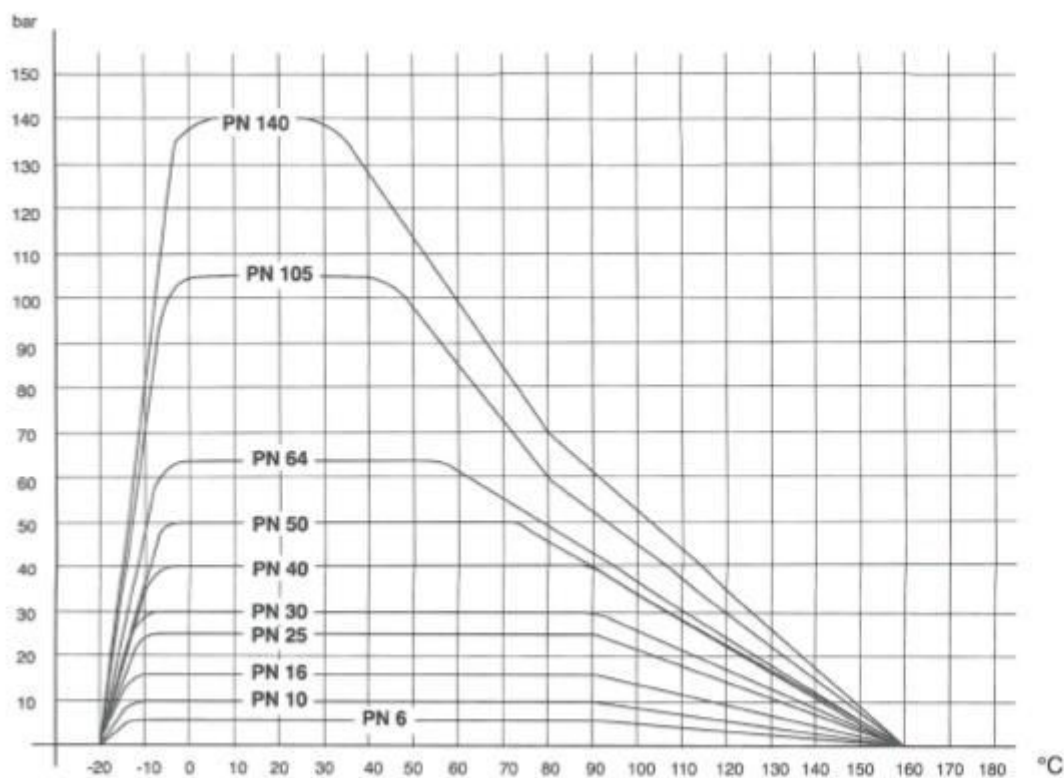
D	DN [mm]	PN [bar]	CH	h	H	I	L	R	P	Kv - hodnoty [m ³ /h]	hmotnost [cca kg]	typ
RP1/4"	8	64	20	42	23	11	51,5	96	10	5,4	0,15	1810-1/4"
RP3/8"	10	64	20	42	23	11,4	51,5	96	10	6	0,14	1810-3/8"
G1/2"	15	64	25	47	33	13,5	55	95	15	16,3	0,20	1810-1/2"
G3/4"	20	50	31	59	39	12,5	57	120	20	29,5	0,32	1810-3/4"
G1"	25	50	38	63	49	15	69,5	120	25	43	0,49	1810-1"
G1 1/4"	32	50	48	76,5	59	17	81,5	150	32	89	0,80	1810-1 1/4"
G1 1/2"	40	40	54	82,5	73	18	95	150	40	230	1,18	1810-1 1/2"
G2"	50	40	67	95	86	22	113	159	50	265	1,80	1810-2"
RP2 1/2"	65	25	90	123	111	30,2	152	206	65	540	3,71	1710-2 1/2"
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. 48 - doplňující parametry ventilu Stasto automation 1810-1 1/2" [24]



Provozní tlak ventilu

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



Obr. 49 – diagram závislosti provozního tlaku ventilu na teplotě média [24]

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 vycházet z následujícího vzorce [25]:



(59)

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

KDE:

- Δp = tlaková ztráta kulového ventilu [bar]
- Q = Objemový průtok primárního okruhu jednotky [m^3/h] (Tab. 5)
- k_v = průtokový součinitel ventilu [m^3/h] (Obr. 48)
- ρ = hustota proudícího média [kg/m^3] (Tab. 2)

$$\Delta p = 1082 \cdot \left(\frac{10,73}{230}\right)^2 \cdot 10^{-3} = 0,0024 \text{ bar} \quad (60)$$

Převáděno na ztrátovou výšku vodního sloupce [23]:

$$h_z = \Delta p \cdot 10,19 \text{ [mH}_2\text{O]} \quad (61)$$

$$h_z = 0,0024 \cdot 10,19 \doteq 0,024 \text{ mH}_2\text{O} \quad (62)$$

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. 26).

$$\Delta p = 1082 \cdot \left(\frac{10,73}{265}\right)^2 \cdot 10^{-3} = 0,0017 \text{ bar} \quad (63)$$

Převáděno na ztrátovou výšku vodního sloupce [23]:

$$h_z = \Delta p \cdot 10,19 \text{ [mH}_2\text{O]} \quad (64)$$



$$h_z = 0,0017 \cdot 10,19 \doteq 0,018 \text{ mH}_2\text{O}$$

(65)

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

Ventil	Ztrátová výška vodního sloupce
VS4	0,024 mH ₂ O
VS5	0,024 mH ₂ O
VS1	0,018 mH ₂ O

Tab. 19 – 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:

$$h_z = 0,024 + 0,018 = 0,042 \text{ mH}_2\text{O} \quad (66)$$

3.4.8 Čerpadlo chladící kapaliny (primární okruh)

Pro dimenzování čerpadla chladící kapaliny musí být známa hodnota požadovaného průtoku. Ta je pro nasimulované provozní podmínky (Tab. 10) 2,96 l/s.

3.4.8.1 Tlakové ztráty komponent primárního okruhu systému

Vzhledem k tomu, že 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 – ztráta třením po délce, místní ztráta v ohybech vedení



- Proudění kapaliny nádobou N1
- Ventil VO2
- Výměník tepla
- Průtokoměr PM1

3.4.8.2 Ventily VS4/VS5, VS1

Tlaková ztráta při proudění ventily vyjádřena výškou vodního sloupce činí dle (rovnice 66)

$$h_z(\text{ventily}) = 0,042 \text{ mH}_2\text{O} \quad (67)$$

3.4.8.3 Vedení – změna směru toku

V primárním okruhu jednotky je šest pryžových kolen a dvě ocelová kolena, tedy celkem 8 kolen s identickými rozměry:

Velikost kolene	2"
Poloměr ohybu R	76,2 mm
Vnitřní průměr D	47,5 mm

Tab. 20 – rozměry ocelových kolen [27]

Velikost ztrátového součinitele je dle (Obr. 17):

$$\frac{R}{D} = \frac{76,2}{47,5} = 1,6 \rightarrow \xi \doteq 0,3 \quad (68)$$

Ztrátová výška vodního sloupce způsobená změnou směru toku (dvě ocelová kolena) činí (3.3.3.2):

$$h_z(\text{směr}) = \xi \cdot \frac{v_{stř}^2}{2g} = 8 \cdot 0,3 \cdot \frac{1,51^2}{2 \cdot 9,81} = 0,9 \text{ m H}_2\text{O} \quad (69)$$



3.4.8.4 Místní ztráty nádoby N1

Dle (rovnice 15) je ztrátový součinitel výstupu z nádoby N1:

$$\xi = \left(\frac{1}{0,57 + \frac{0,043}{1,1 - \frac{S_2}{S_1}}} - 1 \right)^2 \quad [-] \quad (70)$$

KDE:

S_2 = obsah profilu nádoby N1 [mm] (Tab. 12)

S_1 = obsah profilu zúženého potrubí [mm] (Tab. 18)

$$\xi = \left(\frac{1}{0,57 + \frac{0,043}{1,1 - \frac{0,19}{0,019}}} - 1 \right)^2 = 0,56 \quad (71)$$

Ztrátová výška činí:

$$h_{z(N1)} = \xi \cdot \frac{v_{stř}^2}{2g} = 0,56 \cdot \frac{1,51^2}{2 \cdot 9,81} = 0,06 \text{ m H}_2\text{O} \quad (72)$$

3.4.8.5 Vedení – ztráta třením po délce

Ztráta třením po délce se určí dle 3.3.3.1:



$$h_{z-tření} = 0,25 \cdot \left[\log \left(3,715 \cdot \frac{d}{k} \right) \right]^{-2} \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{Q}{S^2 \cdot 2} \quad [m] \quad (73)$$

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 [m]
- S = plocha průřezu potrubí [m^2]

Při výpočtu bude uvažováno tření v pryžových hadicích a ocelových kolenech. 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.

K výpočtu tlakové ztráty třením po délce v pryžových kolenech musí být nejprve určena délka střednicového oblouku kolen, která se určí následovně (předpoklad identity kolen):

$$L_{kolena-pryž} = n \cdot \frac{\pi}{180} \cdot r \cdot \alpha \quad [mm] \quad (74)$$

KDE:

- n = počet kolen [-]
- r = průměr kolen [mm] (Tab. 18)
- α = úhel kolen [°]

$$L_{kolena-pryž} = 6 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 47,5 \cdot 90 = 447 \text{ mm} \quad (75)$$

Rovné pryžové úseky jsou dlouhé $L_{rovne-pryž} = 1808 \text{ mm}$ (odečteno z 3D modelu)

Celková délka pryžových částí:



(76)

$$L_{\text{pryž}} = L_{\text{rovné-pryž}} + L_{\text{kolena-pryž}} = 447 + 1808 = 2255 \text{ mm}$$



Pro výpočet ztrátové výšky v pryžových částech se použijí následující hodnoty:

gravitační konstanta	9.81 m/s ²
délka potrubí L	2,255 m
průměr potrubí d	0.0475 m
objemový průtok potrubím	0,00296 m ³ /s
absolutní drsnost potrubí, kterou definuje materiál potrubí k	0.03 · 10 ⁻³ m [40]
plocha průřezu potrubí S [m ²]	0.00177 m ²

Tab. 21 – pryžové části vedení

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

$$h_{z(\text{pryž})} = 0,25 \cdot \left[\log \left(3,715 \cdot \frac{0,0475}{0,03 \cdot 10^{-3}} \right) \right]^{-2} \cdot \frac{2,255}{0,0475} \cdot \frac{0,00296^2}{0,00177^2 \cdot 2} \quad (77)$$

= 0,58 mH₂O

K výpočtu tlakové ztráty třením po délce v ocelových kolenech musí být nejprve opět určena délka střednicového oblouku kolen, která se určí následovně (předpoklad identičnosti kolen):

$$L_{\text{kolena-ocel}} = n \cdot \frac{\pi}{180} \cdot r \cdot \alpha \text{ [mm]} \quad (78)$$

KDE:

- n = počet kolen [-]
- r = průměr kolen [mm]
- α = úhel kolen [°]

$$L_{\text{kolena-ocel}} = 2 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 47,5 \cdot 90 = 149 \text{ mm} \quad (79)$$



Hodnoty pro výpočet výškové ztráty vodního sloupce třením po délce ocelových kolen:

gravitační konstanta	9.81 m/s ²
délka potrubí	149 m
průměr potrubí	0.0475 m
objemový průtok potrubím	0.00296 m ³ /s
absolutní drsnost potrubí, kterou definuje materiál potrubí	0,2 · 10 ⁻³ [40]
plocha průřezu potrubí	0.00177 m ²

Tab. 22 – ocelová kolena

Ztrátová výška vodního sloupce:

$$h_{z(ocel)} = 0,25 \cdot \left[\log \left(3,715 \cdot \frac{0,0475}{0,2 \cdot 10^{-3}} \right) \right]^{-2} \cdot \frac{0,239}{0,0475} \cdot \frac{0,00296^2}{0,00177^2 \cdot 2} = 0,2 \text{ m} \quad (80)$$

Celková ztráta třením po délce vedení ve výše uvedených částech s výše uvažovanými hodnoty činí:

$$h_{z-tření} = h_{z(pryž)} + h_{z(ocel)} = 0,58 + 0,2 = 0,78 \text{ mH}_2\text{O} \quad (81)$$

3.4.8.6 Ventil VO2

Ztrátová výška vodního sloupce ventilu VO2 je dle (3.4.2):

$$h_{z-VO2} = 1 \text{ mH}_2\text{O} \quad (82)$$



3.4.8.7 Výměník tepla

Ztrátová výška vodního sloupce ventilu VO2 je dle (Tab. 5):

$$h_{z-VT} = 0,51 \text{ mH}_2\text{O} \quad (83)$$

3.4.8.8 Průtokoměr PM1

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

Shrnutí uvažovaných ztrát primárního okruhu

$h_{z-ventily}$	0,042 mH ₂ O
$h_{z-směr}$	0,9 mH ₂ O
h_{z-N1}	0,06 mH ₂ O
$h_{z-tření}$	0,78 mH ₂ O
h_{z-VO2}	1 mH ₂ O
h_{z-VT}	0,51 mH ₂ O

Tab. 23 – ztrátové výšky komponent primárního okruhu

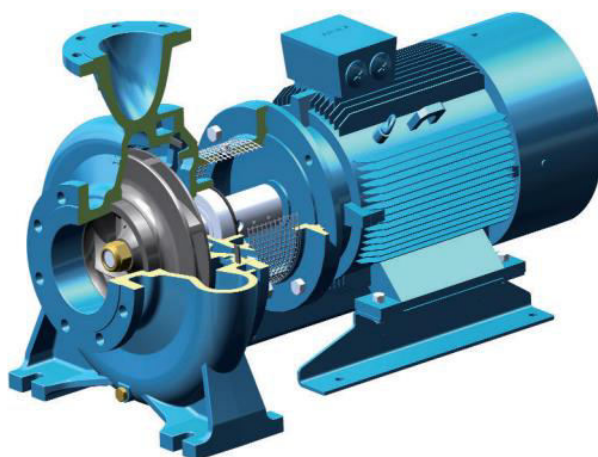
Celková ztrátová výška komponent primárního okruhu:

$$h_{z-primární\ okruh} = h_{z-ventily} + h_{z-směr} + h_{z-nádoba} + h_{z-tření} + h_{z-VO2} + h_{z-VT} \quad (84)$$

$$h_{z-primární\ okruh} = 0,042 + 0,9 + 0,06 + 0,78 + 1 + 0,51 = 3,292 \text{ mH}_2\text{O} \quad (85)$$



3.4.8.9 Výběr čerpadla primárního okruhu



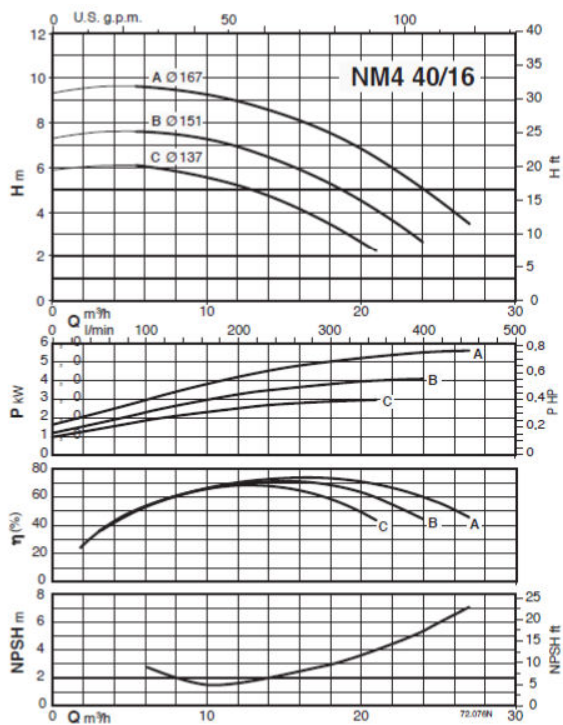
Obr. 50 – čerpadlo CALPEDA [41]

Pro systém bylo zvoleno vodní čerpadlo CALPEDA NM4 40/16/A. Při průtoku $Q = 3 \text{ l/s}$ je schopno poskytovat výtlač $9,1 \text{ mH}_2\text{O}$, při uvažované ztrátě primárního okruhu (rovnice 85) $h_{z - \text{primární okruh}} = 3,292 \text{ mH}_2\text{O}$ je zde pro tlakovou ztrátu motorem rezerva $h_{z - \text{motor}} = 5,8 \text{ mH}_2\text{O}$.

Parametry čerpadla:

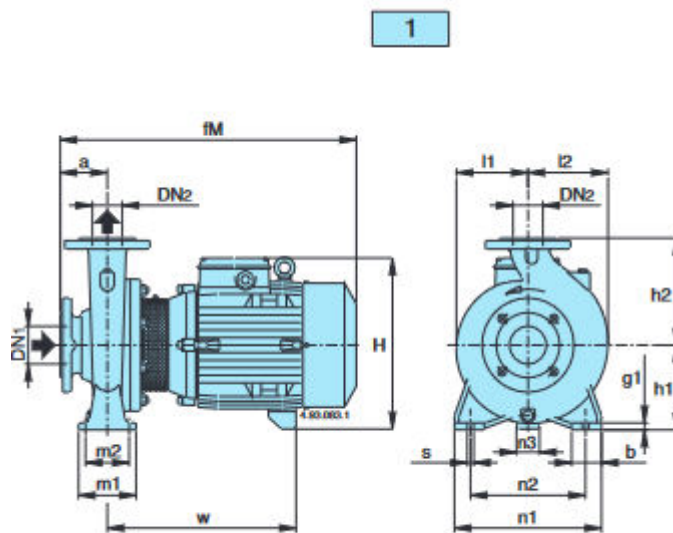
Výkon [kw]	0,75
Jmenovitý proud	3,3 A (230 V Δ), 1,9 A (400 V Y)

Tab. 24 – elektropřipojení čerpadla Calpeda [41]



Obr. 51 – výkonové křivky čerpadla CALPEDA NM4 40/16/A [41]

Použitého čerpadla se týkají křivky „A“



Obr. 52 – rozměrové schéma čerpadla [41]



Picture	NM	mm																				kg						
		DN1	DN2	a	IM	h1	h2	H	h4	m1	m2	n1	n2	n3	n5	w1	b	b1	s	s1	l1		l2	w	m4	m5	g1	g2
	NM 32/12DE-FE NM 32/12S/A-A/A	50	32	80	405	112	140	240	-	100	70	190	140	37	-	-	50	-	14	-	93	97	245	-	-	12	-	23,5-23,5 27-26
	NM 32/16B/A NM 32/16A/B	50	32	80	410 450	132	160	260	-	100	70	240	190	47	-	-	50	-	14	-	120	120	250 290	-	-	12	-	33 36,5
	NM 32/20D/B NM 32/20A/B-C/A	50	32	80	450 475	160	180	288 298	-	100	70	240	190	62 60	-	-	50	-	14	-	140	140	290 295	-	-	12	-	41 52,5-49
	NM 32L/16C NM 32L/16A-B	50	32	80	450 475	132	160	260 270	-	100	70	240	190	47 45	-	-	50	-	14	-	121	121	290 295	-	-	10	-	35,2 47-43,4
	NM 32L/20C NM 32L/20A-B	50	32	80	475 508	160	180	298 320	-	100	70	240	190	60 49	-	-	50	-	14	-	142	142	295 279	-	-	12	-	50,6 67,5-62
	NM 40/12C/B-F/B NM 40/12A/C	65	40	80	410 450	112	140	240	-	100	70	210	160	37	-	-	50	-	14	-	100	113	250 290	-	-	12	-	29,5-27,5 32
	NM 40/16C/C NM 40/16A/C-B/B	65	40	80	450 475	132	160	260 270	-	100	70	240	190	47 45	-	-	50	-	14	-	121	122	290 295	-	-	10	-	36,5 48-45

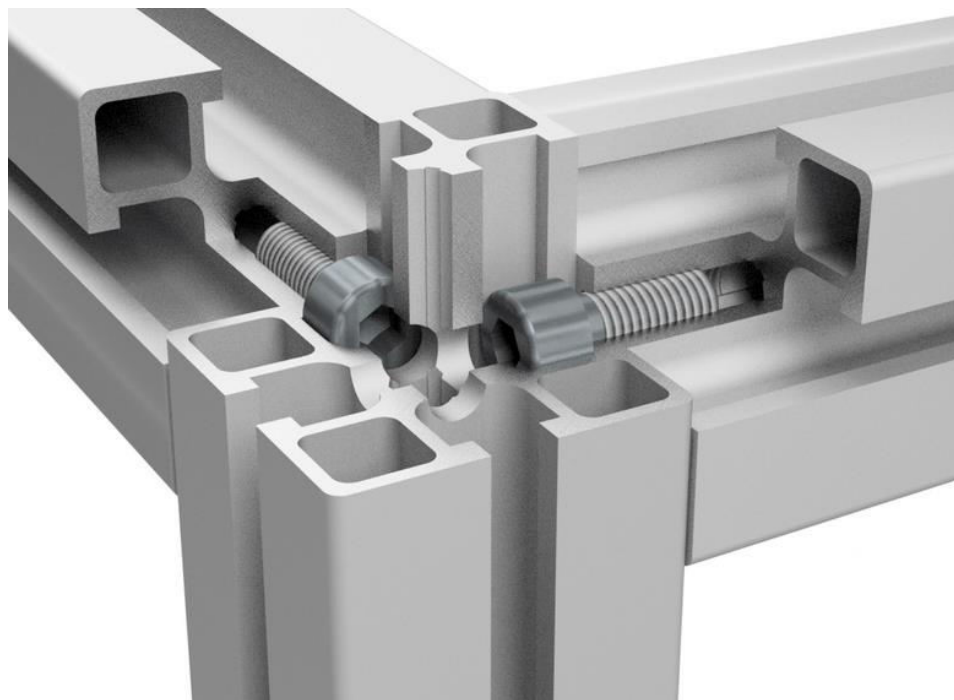
Obr. 53 – rozměrové hodnoty čerpadla [41]

3.5 Rám jednotky

Rám jednotky je složen z hliníkových konstrukčních profilů o rozměru 30 x 30 od firmy Alutec KK s produktovým označením 103030.



Obr. 54 – profil 103030 30x30 Alutec KK [42]



Obr. 55 – příklad spojení profilů

Profily budou při konstrukci rámu muset být nařezány na požadovanou délku. Navzájem se spojí šrouby M6 DIN 912 s válcovou hlavou, kdy svislý profil (Obr. 55) se vyvrtá podle průměru hlavy šroubu a do vodorovného profilu (Obr. 55) se vytvoří závit M6.

Na spodku rámu budou pojezdová kolečka Alutec KK 517508 a k rámu budou přichyceny šrouby M8 DIN 912/A2

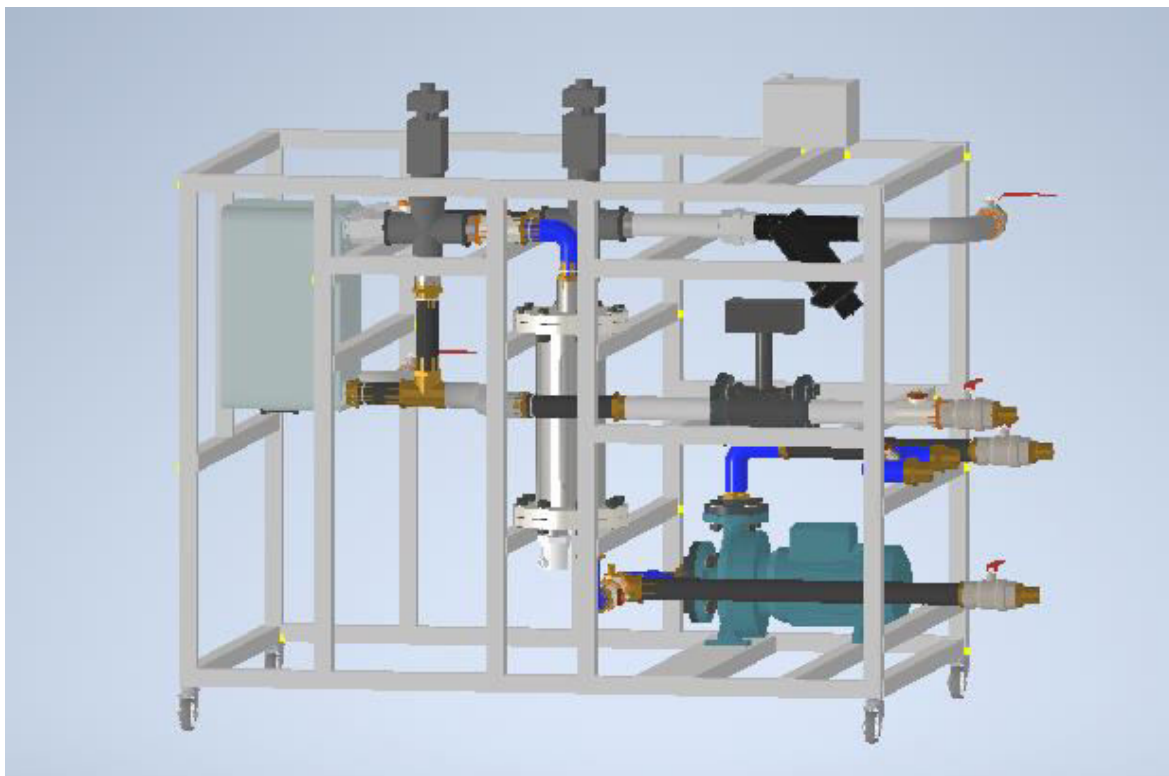


Obr. 56 pojezdové kolečko Alutec KK 517508 [42]

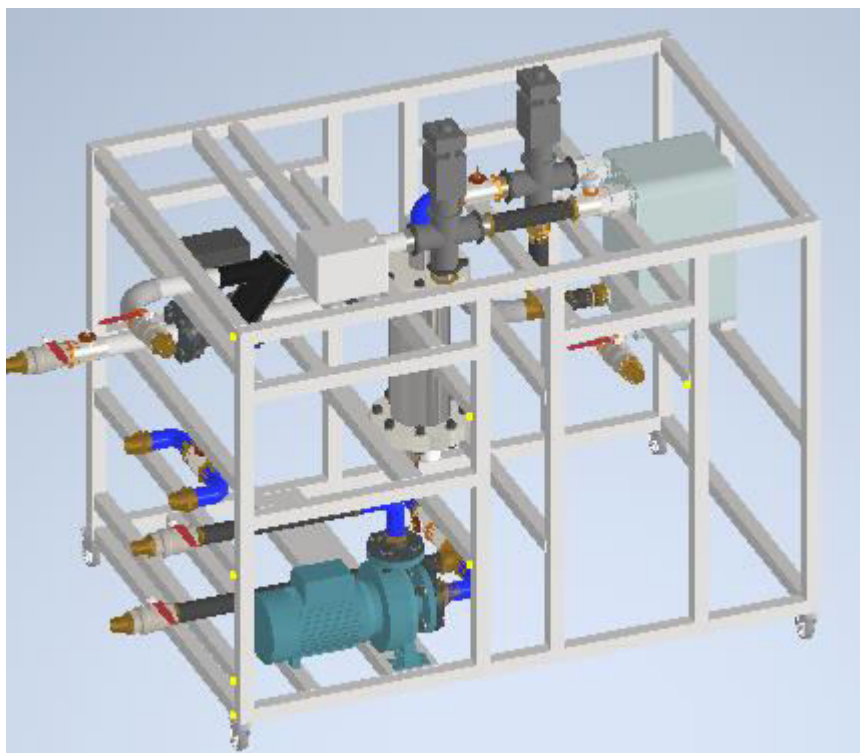


3.6 3D model sestavy

Na základě schémat (Obr. 15) a vybraných komponent byl vytvořen návrhový 3D model sestavy jednotky.



Obr. 57 – 3D model sestavy – 1. pohled



Obr. 58 – 3D model sestavy – 2. pohled

3D model vychází ze schémat v kapitole (3.2). Výměník tepla je osazen závity M10 (Obr. 20). Hliníkové profily budou muset být v daných místech provrtány, aby mohla být na závít výměníku tepla našroubována matice. Na horní části výměníku tepla je šroubením „holendr“ připojen třicestný ventil VO2 (3.4.2) ze kterého jde kapalina přes T-kus osazený hadičníkem pro připojení odvodušňovacího okruhu do nádoby N1. Nádoba N1 je svisle položena na příčky rámu, ke kterým je přišroubována šrouby M16. Z nádoby N1 osazené topným tělesem jde kapalina T-kusem, ve kterém je senzor PT100. Následuje další T-kus, ve kterém je opět hadičník pro připojení odvodušňovacího okruhu. Dle konfigurace provozu motoru (1) jde kapalina černou pryžovou hadicí rovnou do motoru, nebo modrým pryžovým kolenem do sací částí čerpadla a poté do motoru. Z motoru jde kapalina skrze T-kus osazený senzorem PT100 přes průtokoměr. Dle otevření ventilu VO1 kapalina cirkuluje rovnou do nádoby N1, nebo jde nejdříve skrze výměník tepla.

Sekundární okruh se připojí před vodní filtr. Chladicí voda poté cirkuluje do výměníku tepla přes ventil VO2 skrze T-kus s odvodušňovacím ventilem, který je na výměník připojen opět šroubením „holendr“. Z výměníku tepla se vrací zpět do vodních rozvodů zkušebny.

Rám byl sestaven tak, aby vznikly potřebné opěrné body pro uchycení.



4 Závěr

Tato bakalářská práce řešila mechanický návrh komponent chladicí jednotky pro experimentální jednoválcové motory. Pro konstrukci jednotky je třeba na základě 3D modelu navrhnout vedení. Při tvorbě 3D modelu byly brány v potaz skutečné rozměry veškerých komponent vedení, aby bylo možno návrh vedení realizovat. Navržené komponenty chladicí jednotky včetně jejich sestavení do 3D modelu splňují viz. kapitola (1) všechny vytyčené požadavky jak na uvažované konfigurace provozu motoru, tak na jeho provozní režimy. Aby mohla být jednotka provozována, je třeba navrhnout řídicí systém (PID regulátor), který bude kompatibilní se zvolenými komponenty. Dále je nutno realizovat návrh elektroinstalace včetně veškerých ochranných mechanismů pro bezpečný provoz jednotky.



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] In: *PUBLI.CZ.* Dostupné také z: <https://publi.cz/books/160/14.html>
- [4] *Autodily Štancl.* Dostupné také z: https://www.autodily-stancl.cz/fabia/i-6y_karoserie_chladice-hadice-vody/chladic-vody-1.html
- [5] *AUTO.CZ.* Dostupné také z: https://zbozi.auto.cz/ventilator-skoda-fabia-6y-1_2-1_4-1_9d_2-d403070582
- [6] *Autodily DUFY.* Dostupné také z: https://dufy.cz/vyrovnavaci-nadoba-chladici-kapalina-nrf-454030?gclid=CjwKCAjw7SWBhAnEiwAx8ZLaky07xkl9yasBXAi3G-ldq7yc8GeG7BQeu32ZftCpdhprl77H1hDeRoC2SEQAvD_BwE
- [7] *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)
- [8] *EGR ventil.* Dostupné také z: <https://blogauto.cz/egr-ventil/>
- [9] *Automobilovedily24.* Dostupné také z: <https://www.automobilovedily24.cz/maxgear/8974229>
- [10] *Autoforum.cz.* Dostupné také z: <https://www.autoforum.cz/zivot-ridice/co-zpusobuje-prehrivani-motoru-auta-a-jak-predejtit-nejhorsimu/>
- [11] ING. JAN HROMÁDKO, Ph.D. *Tepelná bilance a účinnosti spalovacích motorů .*
- [12] *Chemická laboratoř Velvary.*
- [13] *Laid thermal.* Dostupné také z: <https://www.lairdthermal.com/thermal-technical-library/application-notes/common-coolant-types-and-their-uses-liquid-cooling-systems>
- [14] NOŽIČKA, Jiří. *Mechanika Tekutin .* 2004.
- [15] PH.D., Ing. *Hydraulické ztráty v potrubí.* 2009. Dostupné také z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=15930
- [16] GIPKA, Bc. *Ekonomický náhled volby rychlozávěrného ventilu pro vodní dílo Vranov .*
- [17] BALÁZSIOVÁ, Katarína. *Externí zdroj tlakového oleje spalovacího motoru .*
- [18] NOŽIČKA, Jiří. *Mechanika tekutin .*



- [19] *IPotrubí*. Dostupné také z: <https://www.ipotrubí.cz/clanky/6.-hydrodynamicke-a-termodynamicke-vypocty/2.-vypocet-tlakovych-ztrat/3.-mistni-tlakove-ztraty.html>
- [20] *G-MAR*. Dostupné také z: g-mar.cz
- [21] *Výpočtový program CAIRO*.
- [22] *AZUD Filtration technologies DATASHEET*.
- [23] *Conversion of measurement units*. Dostupné také z: <https://hextobinary.com/unit/pressure/from/mmH2O/to/bar>
- [24] *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-prutok-vnitri-zavit-tesneni-ptfe-paka-ocel-1.aspx>
- [25] Burkert fluid control systems. *Fluidní kalkulačka Burkert* . Dostupné také z: www.burkert.cz
- [26] *Tepelné vlastnosti vody při tlaku nasycení* . Dostupné také z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/7-tepelne-vlastnosti-vody-pri-tlaku-nasyceni>
- [27] *KOLENA 90° - přehled rozměrů*. Dostupné také z: <https://armat.cz/pdf/nerezova-kolena-prehled-rozmeru.pdf>
- [28] *Katalog třicestných ventilů Siemens MX..461....* Dostupné také z: <https://sid.siemens.com/v/u/A6V10230300>
- [29] *Materiálové listy - 1.4301*. Dostupné také z: https://www.techportal.cz/searchcontent.phtml?getFile=2AXR_TUAMiBFGAgUc6BzY5pKR4a_RmSdJyeRJhvvhWt6GT3USXlrODF32bS3UUhLnzI00RA9x7p75N8MGgz73w
- [30] DOC. ING. JAN ŘEZNÍČEK, CSc. *Pružnost a pevnost 2 - Příklady*. 2019.
- [31] *Technický list - Regulus ETT-B*. Dostupné také z: https://www.regulus.cz/?download=tech-listy/cz/tl_cz_technicky-list_ett-b.pdfhttps://www.regulus.cz/?download=tech-listy/cz/tl_cz_technicky-list_ett-b.pdf
- [32] *Čas potřebný k ohřátí vody*. Dostupné také z: <https://www.premereni.cz/cs/dulezite-informace/kalkulacky-energie/ohrev-vody/cas-potrebnny-k-ohrati-vody/>
- [33] *Teplotní objemová roztažnost kapalin* . Dostupné také z: <https://sites.google.com/site/fyzika007/struktura-a-vlastnosti-latek/teplotni-objemova-roztaznost-kapalin>
- [34] *Svetlustka.cz*. Dostupné také z: <https://eshop.svetluska.cz/nadobka-expanzni-multicar-m26-5-euro-3-947448.html>
- [35] *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/>



- [36] *Manuál_Flomag_3000*. Flomag. Dostupné také z:
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_tploty
- [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%2bLRyyEdqqNsKPPljVljE1zTkZuj4W88ByZFDH200B3X%2fu%2b7MVDxxaOaKI3EG6znkDlaMYi4u2MCOi2I8OtTPmkidorGjdaHvNjP47UGt2DcksSXUtDjOE2OoH3ak%2fBncElbdzkE0UZzc6mKUO5dbufwqhuUnRm3P>
- [40] *VSCHT. Absolutn9 drsnost potrub9 pro r;yn0 materi8lz*. In: . Dostupné také z: <http://uchiold.vscht.cz/uploads/etabulky/drsnost.html>
- [41] *Katalog Calpeda*. Dostupné také z:
https://www.calpeda.com/system/product/catalogue_50hz/53/en/NM__NMS_EN2021.pdf?1628165528
- [42] *Katalog Alutec KK*. Dostupné také z: <http://katalogalutecck.aspone.cz/#>
- [43] *Farnell*. Dostupné také z: https://cz.farnell.com/mikroelektronika/mikroe-2885/pt100-3-wire-temperature-probe/dp/2931451?gclid=CjwKCAjw2rmWBhB4EiwAiJ0mtYDZXk_2QgNAoBk4wHgqT_jwhZ97BstNOZrjntQTLx4krVQUUpZ5PBoCCg4QAvD_BwE&mckv=_dc|pcrid||plid||keyword||match||slid||product|2931451|pgrid