



## **Diplomová práce**

# **Posouzení vlivu expanzního ventilu na termodynamické chování výparníku chladicího zařízení**

*Studijní program:*

N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení

*Autor práce:*

**Bc. Matěj Vejvoda**

*Vedoucí práce:*

doc. Ing. Petra Dančová, Ph.D.  
Katedra energetických zařízení

Liberec 2023



## Zadání diplomové práce

# Posouzení vlivu expanzního ventilu na termodynamické chování výparníku chladicího zařízení

<i>Jméno a příjmení:</i>	<b>Bc. Matěj Vejvoda</b>
<i>Osobní číslo:</i>	S20000230
<i>Studijní program:</i>	N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení
<i>Zadávající katedra:</i>	Katedra energetických zařízení
<i>Akademický rok:</i>	2021/2022

### Zásady pro vypracování:

Předmětem diplomové práce je zhodnocení vlivu expanzního ventilu chladicího zařízení na termodynamické chování jeho výparníku. Porovnání bude provedeno pro dva vybrané typy chladicích expanzních ventilů za předpokladu použití nových typů chladiv a s ohledem na vybrané termodynamické parametry výparníku chladicího zařízení.

#### Zásady pro vypracování:

1. Uveďte přehled nejdůležitějších součástí chladicích zařízení a zákonitostí chladicích oběhů.
2. Vyberte klíčové komponenty pro předmět zadání, doplňte jejich podrobnější popis a proveďte rozbor jejich vlivu na chladicí cyklus.
3. Definujte fyzikální veličiny a technické parametry, na jejichž základě bude vyhodnocován vliv vybraných typů ventilů na termodynamické chování výparníku, stanovte metodiku hodnocení.
4. Za použití dostupných dat a softwarových nástrojů vypracujte závěrečné posouzení.

*Rozsah grafických prací:*  
*Rozsah pracovní zprávy:* 60 stran  
*Forma zpracování práce:* tištěná/elektronická  
*Jazyk práce:* Čeština

### **Seznam odborné literatury:**

1. DVOŘÁK, Zdeněk. *Chladicí technika*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1971. Řada strojírenské literatury.
2. DVOŘÁK, Zdeněk a Oldřich ČERVENKA. *Průmyslová chladicí zařízení*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962. Řada strojírenské literatury.
3. CHLUMSKÝ, Vladimír. *Konstrukce chladicích zařízení*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1958. Učební texty vysokých škol.
4. DVOŘÁK, Zdeněk. *Chladiva a okruhy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1956. Učební texty vysokých škol.

*Vedoucí práce:* doc. Ing. Petra Dančová, Ph.D.  
Katedra energetických zařízení

*Datum zadání práce:* 1. listopadu 2021  
*Předpokládaný termín odevzdání:* 30. dubna 2023

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan

L.S.

doc. Ing. Petra Dančová, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 1. listopadu 2021

## Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

## **Poděkování**

Chtěl bych především poděkovat firmě JDK, která mi umožnila provedení této diplomové práce a poskytla patřičné vybavení. Také bych chtěl poděkovat panu Ing. Jančíkovi za vstřícný přístup a rady. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat svým nejbližším, kteří při mně vždy stáli.

# Abstrakt

Účelem diplomové práce je prověřit a porovnat chování dvou typů expanzního ventilu za použití nového typu chladiva. Nový typ chladiva je v současné době minimálně prozkoumán výrobci chladicích zařízení. Cílem práce je prověřit chování dvou typů expanzních ventilů na chladicí zařízení v různých provozních bodech, ověřit jejich očekávané chování s chladivem a porovnat vliv ventilů na jednotku. Práce byla měřena na standardní chladicí jednotce poskytnuté od firmy JDK spol. s.r.o. Na jednotce proběhla řada měření za stejných provozních podmínek. Výsledkem diplomové práce je řada grafů a tabulek, které porovnávají průběžné chování jednotky při různých teplotách pro mechanický a elektronický expanzní ventil. V průběhu vyhodnocení měření jsme došli k překvapivému závěru, že jednotka s mechanickým expanzním ventilem má celkově vyšší účinnost než s elektronickým ventilem. Nicméně lepší hodnoty mechanického ventilu jsme dostali na úkor bezpečnosti zařízení, a to zejména při nižších teplotách chlazené kapaliny. Proto jsme došli k závěru, že pro nižší teploty chlazené kapaliny je lepší použít elektronický expanzní ventil a mechanický při vyšších teplotách.

Klíčová slova: elektronický expanzní ventil, mechanický expanzní ventil, nové chladivo, chladicí zařízení, přehřátí

# Abstract

The purpose of this thesis is to examine and compare the behaviour of two types of expansion valve using a new type of refrigerant. The new type of refrigerant is currently minimally investigated by refrigeration equipment manufacturers. The objective of this thesis is to examine the behavior of two types of expansion valves on refrigeration equipment at different operating points, verify their expected behavior with the refrigerant, and compare the effect of the valves on the unit. The work was measured on a standard refrigeration unit provided by JDK Ltd. A series of measurements were carried out on the unit under the same operating conditions. The result of the thesis is a series of graphs and tables comparing the continuous behaviour of the unit at different temperatures for the mechanical and electronic expansion valve. In the course of evaluating the measurements, we came to the surprising conclusion that the unit with the mechanical expansion valve has a higher overall efficiency than the unit with the electronic valve. However, the better values of the mechanical valve were obtained at the expense of the safety of the equipment, especially at lower coolant temperatures. Therefore, we concluded that it is better to use an electronic expansion valve for lower coolant temperatures and a mechanical valve at higher temperatures.

Keywords: electronic expansion valve, mechanical expansion valve, new refrigerant, refrigeration equipment, overheating

# Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů .....	11
1 Úvod.....	14
2 Chladicí a klimatizační technika .....	15
2.1 Dělení chladicí a klimatizační techniky .....	15
2.1.1 Sorpční, proudové, parní a adiabatické chlazení.....	15
2.1.2 Rozdělení na přímé a nepřímé chlazení .....	17
2.1.3 Rozdělení podle teploty .....	18
2.2 Termodynamika chladicí techniky.....	18
2.3 Přestup tepla.....	20
2.4 Konstrukční provedení parního chladicího okruhu.....	22
2.4.1 Jednostupňový okruh .....	22
2.4.2 Dvoustupňový okruh.....	23
2.4.3 Kaskádní okruh .....	24
2.4.4 Vícekompresorová chladicí zařízení .....	25
3 Chladiva .....	27
3.1 GWP a ODP.....	27
3.2 Přírodní chladiva.....	27
3.3 Dělení syntetických chladiv .....	28
3.3.1 Jednosložková chladiva .....	28
3.3.2 Vícesložková chladiva .....	28
3.3.3 Azotropická a zeotropická chladiva.....	29
3.4 Dělení chladiv podle hořlavosti .....	30
3.5 Historie legislativního omezení chladiv.....	30
3.6 Současná legislativa chladiv a jejich budoucnost .....	31
4 Komponenty parního chladicího okruhu.....	32
4.1 Kompresory.....	32
4.1.1 Pístové kompresory.....	32



4.1.2 Šroubové kompresory .....	32
4.1.3 Scroll kompresory .....	32
4.2 Kondenzátory .....	33
4.3 Výparníky .....	34
4.3.1 Kotlové výparníky .....	35
4.3.2 Deskové výparníky .....	35
5 Expanzní ventily.....	38
5.1 Mechanický expanzní ventil .....	39
5.1.1 Mechanický expanzní ventil termostatický.....	40
5.2 Elektronický expanzní ventil .....	42
5.2.1 Elektronický expanzní ventil pulzní .....	43
5.2.2 Elektronický expanzní ventil s krokovým motorem .....	43
6 Testovací chladicí zařízení .....	44
6.1 Popis zařízení .....	44
6.1.1 Kompresory .....	44
6.1.2 Kondenzátor a ventilátor.....	44
6.1.3 Výparník .....	45
6.1.4 Mechanický expanzní ventil .....	46
6.1.5 Elektronický expanzní ventil .....	47
6.1.7 Chladivo R454C .....	49
6.1.8 Ostatní důležité komponenty .....	50
6.1.9 Maření výkonu .....	50
6.2 Popis měřících zařízení .....	53
6.2.1 Tlakoměry .....	53
6.2.2 Teplotní čidla .....	53
6.2.3 Testo.....	53
6.2.4 Průtokoměry.....	54
6.2.5 Měřící zařízení v p-h diagramu.....	55
6.3 Postup měření.....	56

6.3.1	Zpracování dat .....	57
6.3.2	Výpočet chladicího výkonu a účinnosti .....	58
6.3.3	Výpočet chyby měření .....	58
6.4	Ověření naměřených hodnot .....	59
6.4.1	Měření pomocí zařízení Testo .....	59
6.4.2	Měření pomocí průtokoměru .....	62
6.4.3	Závěr ověření měření .....	63
6.5	Porovnání hodnot EX a EEX v jednotlivých provozních bodech .....	63
6.5.1	Porovnání chování EX a EEX při provozní teplotě 0 °C .....	64
6.5.2	Porovnání chování EX a EEX při provozní teplotě -5 °C .....	67
6.5.3	Porovnání chování EX a EEX při provozní teplotě -10 °C .....	72
6.5.4	Porovnání chování EX a EEX při provozní teplotě +5 °C .....	76
6.6.	Porovnání chování EX a EEX .....	79
6.7	Vyhodnocení měření .....	82
	Závěr .....	83
	Seznam použité literatury .....	85
	Seznam příloh .....	88

# Seznam použitých zkratek a symbolů

## Symboly

Zkratka/symbol	Název	Jednotky
$a$	práce kompresoru	$(W)$
$\alpha$	spolehlivost	$(1)$
$a_e$	měrná expanzní práce	$(J. kg^{-1})$
$a_{ie}$	měrná izoentropická kompresní práce	$(J. kg^{-1})$
$c_p$	měrná tepelná kapacita	$(J. kg^{-1}. K^{-1})$
$\Delta$	přípustná odchylka	$(^{\circ}C)$
$\eta$	účinnost	$(1)$
$h$	měrná entalpie	$(J. kg^{-1})$
$\eta$	účinnost	$(1)$
$I$	proud celkový	$(A)$
$I_s$	proud jedné fáze	$(A)$
$\dot{m}$	hmotnostní tok	$(kg. s^{-1})$
$n$	počet cyklů	$(1)$
$p$	tlak	$(Pa)$
$P$	příkon	$(W)$
$P_c$	kondenzační tlak	$(Pa)$
$P_e$	vypařovací tlak	$(Pa)$
$P_{ie}$	příkon kompresoru	$(W)$
$\rho$	hustota	$(kg. m^{-3})$
$q_k$	odváděné teplo kondenzátoru	$(J. kg^{-1})$
$Q_k$	kondenzační výkon	$(W)$
$q_m$	hmotnostní chladivost	$(J. kg^{-1})$

$q_o$	měrné vypařovací teplo	$(J.kg^{-1})$
$Q_o$	chladičí výkon	$(W)$
S	výběrová směrodatná odchylka	$(^{\circ}C)$
t	teplota	$(^{\circ}C)$
$t_{\alpha(n-1)}$	tabulková kritická hodnota	(1)
$T_d$	teplota kompresoru	$(^{\circ}C)$
$\Delta T$	rozdíl teplot	$(K)$
$T_{l1}$	teplota za sběračem chladiva	$(^{\circ}C)$
$T_{s11}$	teplota za výparníkem	$(^{\circ}C)$
$T_{w2}$	teplota ethylenglykol za výparníkem	$(^{\circ}C)$
$T_{w3}$	teplota ethylenglykolu v nádrži	$(^{\circ}C)$
$T_{w4}$	teplota ethylenglykolu z maření výkonu	$(^{\circ}C)$
U	napětí	$(V)$
$\dot{V}$	objemový průtok	$(m^3.s^{-1})$
$\bar{x}$		
$x_i$		

## Zkratky

Zkratka/symbol	Název
C	kompresor
CFC	chlorofluorokarbony
CN	kondenzátor
$COP_c$	chladičí faktor
EEX	elektronický expanzní ventil
EV	výparník
EX	mechanický expanzní ventil
GWP	Global Warning Potential

HCFC	hydrochlorofluorokarbony
HF	přírodní chladiva
HFC	hydrofluorokarbony
HFO	hydrofluoro-olefiny
MOP	Maximum Operating Pressure
ODP	Ozone Depletion Potential

# 1 Úvod

Obor chlazení je velmi důležitým oborem, který je uplatňován ve velkých průmyslových provozech, ale také v každodenním životě obyčejných lidí a je takřka v současné době nepostradatelný. Smyslem tohoto oboru je dlouhodobé zajištění odvodu tepla a tedy chlazení. Technická provedení chladicího zařízení jsou však poměrně náročná s celou řadou komponentů a možností, které se navzájem velice ovlivňují a doplňují. Zároveň v současné době zažívá obor chlazení velmi dramatický vývoj v odvětví chladiv, a to z důvodu zpřísňujících se nařízení o ochraně životního prostředí. Z tohoto důvodu můžeme na trhu najít mnoho nových chladiv, která jsou zcela zásadní pro chod chladicího zařízení a která ještě nejsou plně vyzkoušena na straně výrobců chladicích zařízení.

Prvním úkolem této práce je pomoci čtenáři se základní orientací v chladicí technice, v konstrukčních možnostech a v samotném konstrukčním provedení. Druhý úkol se zabývá měřeními na testovací chladicí jednotce a vyhodnocením chování dvou druhů expanzních ventilů a jejich vlivu na chladicí výkon a celkovou účinnost testovací chladicí jednotky s velkým důrazem na vzájemné porovnání chování expanzních ventilů.

Součástí diplomové práce bylo také provedení rešerše. V oblasti porovnání expanzních ventilů zde již byla publikována podobná studie od pana Ing. Adamce z ČVUT. Cílem práce pana Adamce bylo vytvořit software pro zhodnocení vhodnosti daného ventilu a jeho technickoekonomická rozvaha. [6] Nicméně naše diplomová práce je zaměřena spíše na zkoumání a porovnání průběhu chování mechanického a elektronického ventilu. Zároveň byly pro měření využity komponenty od jiných výrobců a v naší testovací jednotce byl použit nový typ chladiva.

První část diplomové práce je věnovaná pochopení chladicí techniky. Nejprve se zaměříme na možné dělení chladicí techniky a určení oblasti chladicích zařízení, na kterou je diplomová práce zaměřena. Poté si rozebereme chlazení z pohledu termodynamiky. Následně se seznámíme se základním dělením chladiv, jejich vlivem na životní prostředí s jejich legislativní historií. V neposlední řadě si rozebereme nejdůležitější komponenty chladicího okruhu, jejich vliv na chladicí cyklus a popíšeme je.

V druhé části si představíme chladicí testovací jednotku s konstrukčním popisem a popsáním jednotlivých komponentů. Součástí popisu komponent bude i popis měřicích zařízení a jejich umístění. Následně si rozebereme postup, jakým bylo zařízení měřeno, vyhodnocení a porovnání expanzních ventilů a jeho vliv na chladicí výkon. Poté si ověříme správnost naměřených a vypočtených hodnot. V neposlední řadě provedeme diskusi naměřených hodnot.

## 2 Chladicí a klimatizační technika

Obor chlazení a klimatizace je obor zabývající se snižováním teploty objektu či prostoru za pomoci chladicí nebo klimatizační techniky. V současné době je tento obor velmi rozšířen jak v případě klimatizací, tak i chlazení supermarketů, pivovarů, ledových ploch, zařízení jako ledničky, elektrárny a jiné.

### 2.1 Dělení chladicí a klimatizační techniky

Ač se může zdát rozdíl mezi chlazením a klimatizací zanedbatelný, opak je pravda. Klimatizace i chlazení je možné považovat za zcela odlišné obory a firmy, které se zabývají těmito obory se primárně zaměřují na jeden z nich. Nejzákladnější odlišení těchto oborů však můžeme rozdělit přibližně kolem 0 °C. [11] Tedy pokud jde o teplotu nižší než 0 °C, jde spíše o chladicí techniku, pokud se jedná o teploty nad 0 °C, jde spíše o klimatizační techniku. I v tomto rozdělení lze ovšem najít výjimku, například pomocné chlazení pro klimatizace, které musí být navrženo pro nadnulovou teplotu. Dále pak chlazení kapalin do vstřikolisů a mnoho dalších.

V neposlední řadě je nutné zmínit, že kromě chladicí a klimatizační techniky, existuje ještě obor kryotechniky. Kryotechnika je technologie pro velmi nízké teploty, kde přibližným teplotním bodem, kterým se určuje rozdíl mezi chladicí technikou a kryotechnikou je 120 K neboli -153 °C. [2]

Zde budeme popisovat chladicí techniku, a to zejména v oblasti teplot relativně blízkých nule, ač se budou v některých principech s klimatizační technikou shodovat.

Samotnou chladicí techniku je možné dělit hned podle několika různých kategorií, jak z pohledu jednotlivých konstrukčních principů a provedení, tak z pohledu chlazených látek. Tato kapitola je zaměřena pouze na několik rozdělení, které ovšem v praxi jsou naprosto klíčové.

#### 2.1.1 Sorpční, proudové, parní a adiabatické chlazení

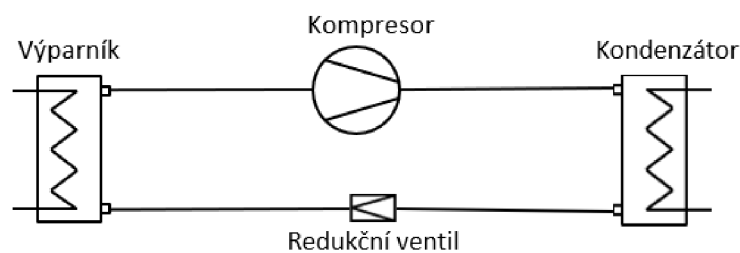
Jako prvním dělením můžeme uvést dělení podle technického principu, tedy na chlazení sorpční, proudové, parní a adiabatické.

##### Adiabatické chlazení

Adiabatické chlazení je nejjednodušším typem chlazení. Můžeme se s ním setkat například u chladicích věží jaderných elektráren nebo při pomocném dochlazování. Principem je izoentropický pokles teploty chlazené látky, čímž klesne teplota a zvýší se vlhkost. Jelikož jde o chlazení s atmosférickým tlakem, používá se tato technika pro technologie jako jsou elektrárny nebo také jako pomocné chlazení v chladicí technice jako je ochlazování kondenzátorů.

##### Chladicí okruh parní

Parní chladicí okruh neboli kompresorový chladicí okruh je navržen tak, že chladivo v podobě přehřáté páry je nasáto kompresorem, pomocí kterého dojde ke zvýšení tlaku a zároveň teploty. Následně chladivo vstupuje do kondenzátoru. Kvůli vyššímu tlaku a konstrukci kondenzátoru chladivo odevzdává svoje teplo a zkondenzuje. Kapalné chladivo následně pokračuje dál do expanzního ventilu. Expanzní ventil přiškrtí chladivo a dochází ke snížení tlaku. Ve výparníku pak kapalné chladivo přijímá teplo, díky kterému se vypařuje a stává se z něj opět přehřátá pára. Chladivo v podobě přehřáté páry je opět nasáto kompresorem a celý okruh se opakuje.



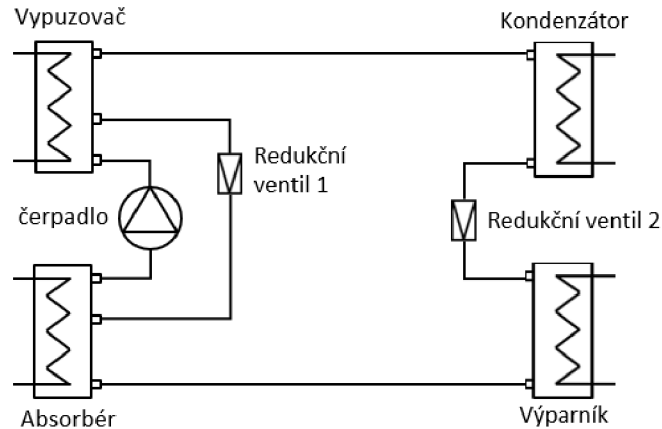
**Obrázek 1** Schéma parního okruhu inspirováno z [2]

Parní chladicí okruh je nejrozšířenějším typem chladicího okruhu. Jeho využití můžeme najít v supermarketech, pivovarech, při konstrukci ledových ploch a na mnoha dalších místech. A proto se v dalších kapitolách budeme zabývat tímto typem chladicích zařízení.

### **Sorpční chladicí okruh**

Základním principem sorpčního oběhu je nahrazení komprese tepelným pochodem, v němž se chladivo za nízkého tlaku pohlcuje vhodnou látkou (absorbérem). Potom se roztok dopravuje do dalšího výměníku pracujícího při vyšším tlaku, kde se přívodem tepla opět z roztoku varem chladivo uvolňuje (vypuzuje). Sorpční oběhy lze dělit na adsorbční, absorpční, resorpční a difúzní. [2]. Nejčastěji vyskytující se sorpční oběh můžeme nalézt v chladničkách malých výkonů. [11]

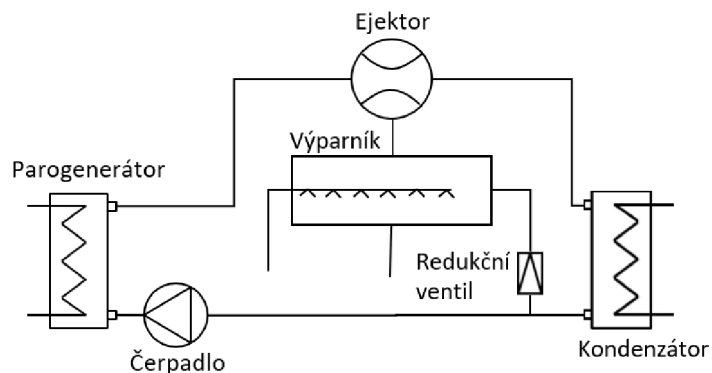




**Obrázek 2** Schéma absorpčního okruhu inspirováno z [2]

### Proudový chladicí okruh

V proudovém nebo také ejektorovém oběhu se stlačení par chladiva z tlaku vypařovacího na tlak kondenzační dosahuje paroproudým kompresorem, ejektorem, pomocí pracovní (hnací) páry, jejíž oběh se částečně spojuje s oběhem chladiva. Hnací energii je v zásadě energie tepelná. [2]



**Obrázek 3** Schéma proudového okruhu inspirováno z [2]

### 2.1.2 Rozdělení na přímé a nepřímé chlazení

Velmi zásadním rozdílem v tomto oboru je dělení na přímé a nepřímé chlazení. Nepřímé chlazení probíhá většinou tak, že chladicí zařízení chladí nějakou tekutinu, která je ochlazována a následně distribuována do míst, která chladí. V praxi se tyto chladicí jednotky nazývají chladiče kapalin. Přímé chlazení je navrženo tak, že jednotka přímo chladí požadovaný prostor či objekt. V praxi se většinou přistupuje k nepřímému chlazení v případě více objektů např. několika místností a větších objektů. Nepřímé a přímé chlazení je konstrukčně zcela odlišné, proto se dále budeme bavit pouze o nepřímém chlazení neboli o chladičích kapalin.

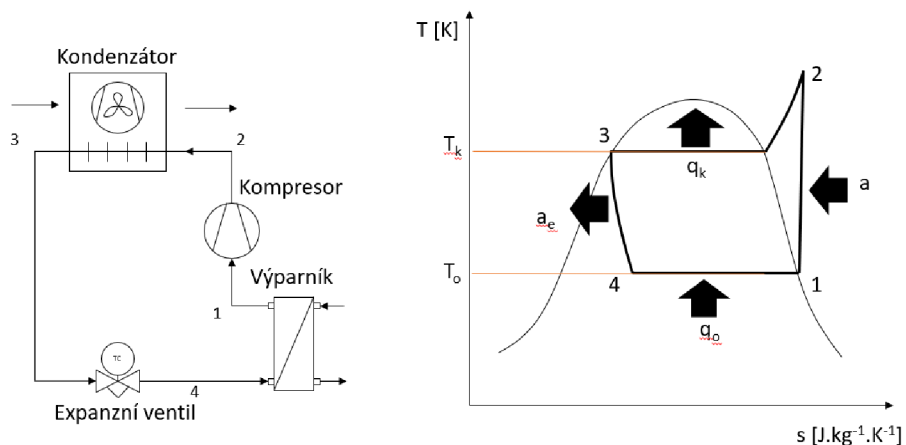
### 2.1.3 Rozdělení podle teploty

Pro výrobu chladicí jednotky je velmi důležité, jaká je požadovaná teplota výrobku či prostoru. Zařízení je pak nutné navrhovat do určitého provozního bodu a určitých teplotních rozsahů od požadovaného provozního bodu, neboť i samotné komponenty mají své omezené funkční rozsahy. Zároveň je pro chlazenou kapalinu důležitým faktorem pracovní teplota. Jakmile nastane teplota tuhnutí, dojde k poškození přístroje. V neposlední řadě teploty nejsou pevně legislativně stanoveny pro chladiče kapalin a každá firma si toto teplotní rozdělení určuje sama.

Pro rozdělení zde tedy použijeme rozdělení teplot firmy JDK. Vysokoteplotní chladicí jednotky jsou jednotky s teplotním rozsahem mezi +5 až +10 °C. Středně teplotní mají rozsah mezi -10 až +5 °C a jednotky s nízkými teplotami se pohybují mezi -25 až -10 °C. V některých specifických případech se přistupuje k ultranízkým teplotám -40 až -25 °C nebo velmi vysokým teplotám +15 až +25 °C.

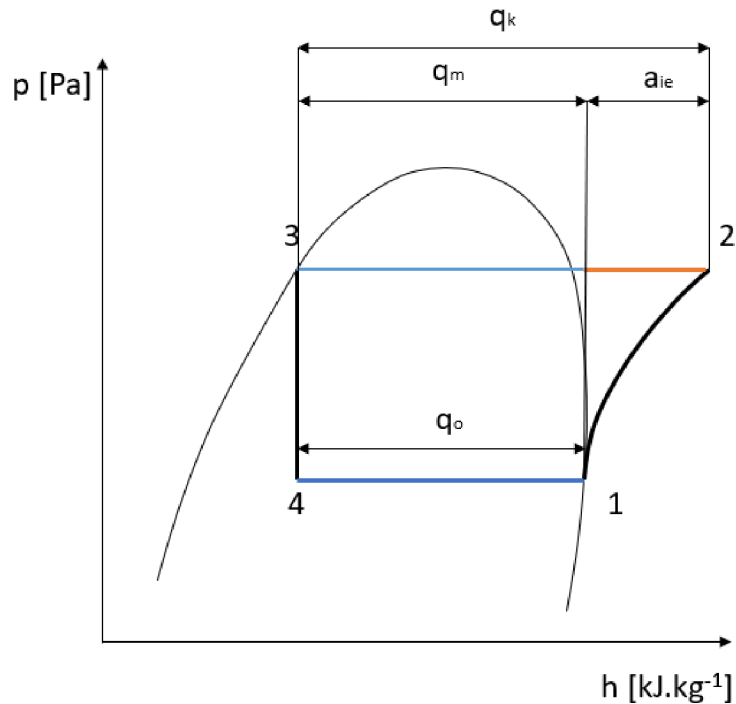
## 2.2 Termodynamika chladicí techniky

Pro pochopení základních spojitostí chladicího zařízení je nejprve třeba rozebrat chladicí zařízení z pohledu jeho termodynamického chování. Celkový okruh si lze představit v T-s diagramu zakreslený jako Rankin-Clausiův cyklus, jak můžeme vidět na obrázku 4, kde postup chladicího okruhu je v protisměru hodinových ručiček, tedy opačným směrem než jsou například parní turbíny. Pro jednotlivé části je pak  $q_o$  měrné vypařovací teplo,  $q_k$  je kondenzační teplo, a je práce kompresoru a  $a_e$  je expanzní práce.



**Obrázek 4** Rankin-Clausiův oběh pro chladicí a klimatizační techniku inspirováno z [2]

V oboru chladicích zařízení se ovšem častěji přistupuje ke schematickému zakreslení v p-h diagramu, jak můžeme vidět na obrázku 5. Tento graf je opět v protisměru hodinových ručiček. Zde je opět znázorněno měrné teplo kondenzační  $q_k$  a vypařovací  $q_o$  a dále pak  $a_e$ , což je měrná izoentropická komprese.



**Obrázek 5** Chladicí okruh v p-h diagramu inspirováno z [2]

Z obou těchto grafů lze následně určit, že jedny z nejdůležitějších veličin pro měření chladicího okruhu jsou kondenzační a vypařovací tlak a kondenzační a vypařovací teplota. Na kondenzační teplotě pak můžeme vidět teplo odevzdané a na vypařovací teplotě teplo dodané. Energetická bilance pro teplo a práci v chladicím oběhu se v chladicí technice z praktických důvodů převádí na bilanci příslušných výkonů. Jelikož je chladicí okruh hermeticky uzavřený, je možné bilanci výkonu dodaného vůči výkonu odevzdanému zapsat jako rovnici 1, která byla převzata z [2]:

$$Q_o + P_{ie} = Q_k \quad (1)$$

- kde:
- $Q_o$  - chladicí výkon ( $W$ )
  - $P_{ie}$  - izoentropický příkon kompresoru ( $W$ )
  - $Q_k$  - kondenzační výkon ( $W$ )

Z této bilance lze následně dopočítat chladicí faktor ( $COP_c$ ), což je podíl mezi chladicím výkonem a příkonem v rovnici 2 převzaté z [2]. Někdy je toto číslo mylně nazýváno účinností. To ovšem není pravda, neboť COP se zaměřuje na teplo, účinnost na práci a COP je většinou vyšší než jedna.

$$COP_c = \frac{Q_o}{P_{ie}} \quad (2)$$

- kde:
- $COP_c$  - chladicí faktor (1)

Přijatý výkon, jak můžeme vidět na obrázku 5 a v rovnici 1, dělíme na chladicí výkon a příkon kompresoru. Výkon kompresoru lze napsat také jako součin hmotnostního toku a měrné izoentropické komprese. Měrná izoentropická komprese je rozdíl měrných entalpií, jedna entalpie je entalpie na sání kompresoru a druhá entalpie je na výtlačku z kompresoru. Obě tyto rovnice nalezneme v rovnici 3 a 4 převzaté z [2].

$$a_{ie} = h_2 - h_1 \quad (3)$$

kde:  $h$  - měrná entalpie ( $J \cdot kg^{-1}$ )  
 $a_{ie}$  - měrná izoentropická kompresní práce ( $J \cdot kg^{-1}$ )

$$P_{ie} = \dot{m} a_{ie} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4)$$

kde:  $\dot{m}$  - hmotnostní tok ( $kg \cdot s^{-1}$ )

Druhou dodanou energií je chladicí výkon. Tento parametr je v oboru chlazení zcela zásadním pro návrh zařízení. Vypočítá se jako hmotnostní tok vynásobený hmotnostní chladivostí. Měrné vypařovací teplo nebo také hmotnostní chladivost lze pomocí p-h diagramu zapsat jako rozdíl entalpií před výparníkem  $h_4$  a před sáním do kompresoru  $h_1$ . Obě tyto rovnice jsou zapsány čísly 5 a 6 a byly převzaty z [2]

$$q_o = h_1 - h_4 \quad (5)$$

$$Q_o = \dot{m} \cdot q_o = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (6)$$

kde:  $q_o$  - měrné vypařovací teplo ( $J \cdot kg^{-1}$ )

Kondenzační výkon neboli energii získanou je možné vypočítat jako součin hmotnostního toku a měrného kondenzačního tepla. Měrné kondenzační teplo je možné po úpravě také zapsat jako součet mezi hmotnostní chladivostí a měrné izoentropické komprese.

$$Q_k = \dot{m} \cdot q_k = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (7)$$

$$q_k = h_2 - h_3 = (h_2 - h_1) + (h_1 - h_4) = a_{ie} + q_m \quad (8)$$

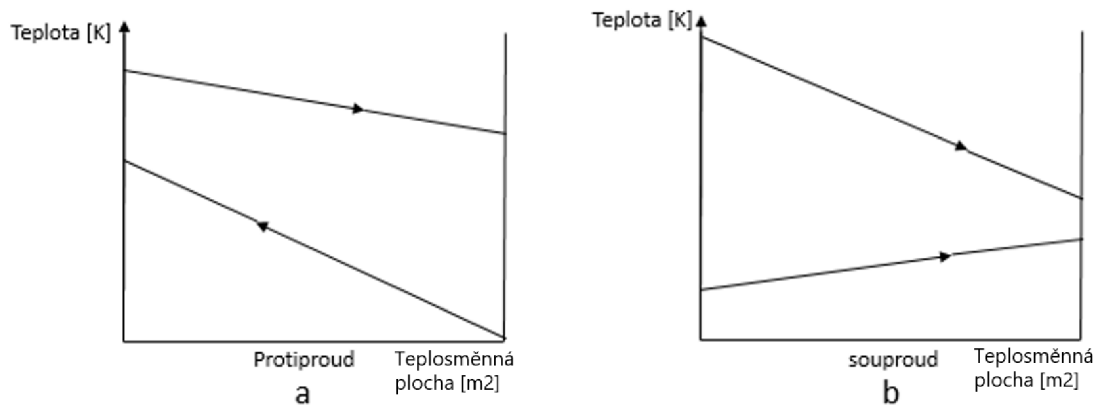
kde:  $q_k$  - odváděné teplo kondenzátoru ( $J \cdot kg^{-1}$ )

$q_m$  - hmotnostní chladivost ( $J \cdot kg^{-1}$ )

## 2.3 Přestup tepla

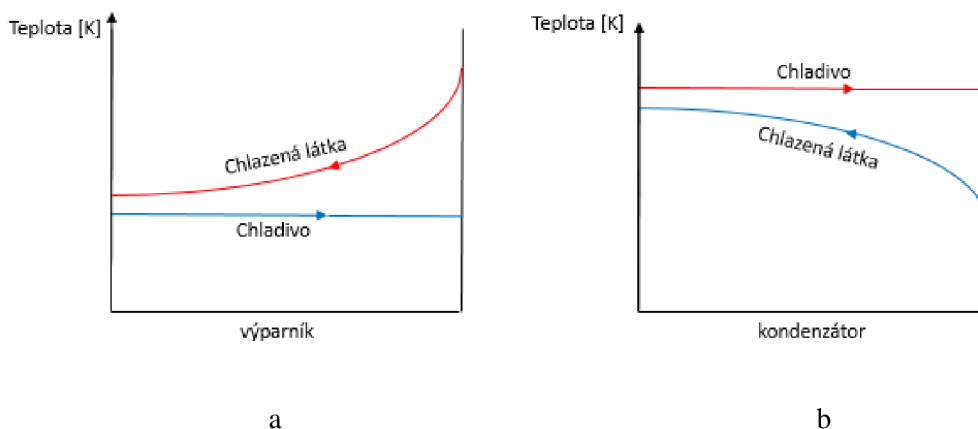
Výměníky jsou základním stavebním kamenem pro veškerou energetiku. Proto se nejdříve stručně seznámíme s touto teoretickou částí, neboť zahrnuje jak kondenzátory, tak i výparníky. Jak už název napovídá, výměníky slouží k cílenému převodu tepla mezi dvěma tekutinami.

Z hlediska termodynamiky rozdělujeme výměníky na dva základní typy: souproudé, tj. kdy proudy tekutin mají stejný směr, a protiproudé, tj. kdy proudy směřují proti sobě. Na obrázku 6 pak můžeme vidět teplotní rozdíl obou typů výměníků.



**Obrázek 6** Protiproudá a souproudá výměna tepla inspirováno z [2]

Z těchto dvou variant se následně v praxi přistupuje spíše k protiproudé variantě, díky větší účinnosti. Ve výměnících však může nastat speciální situace, kdy v chladicím zařízení cíleně dochází ke změně skupenství, a to z kapalného na plynné či naopak. Což má za následek konstantní teplotu chladiva nebo kapaliny, a dále vysoké využití energie teplotního pole. V případě změny skupenství z kapalné na plynnou můžeme hovořit o výparníku, jak můžeme vidět na obrázku 7 (a). V případě změny z plynného na kapalné lze hovořit o kondenzátoru, na obrázku 7 (b).

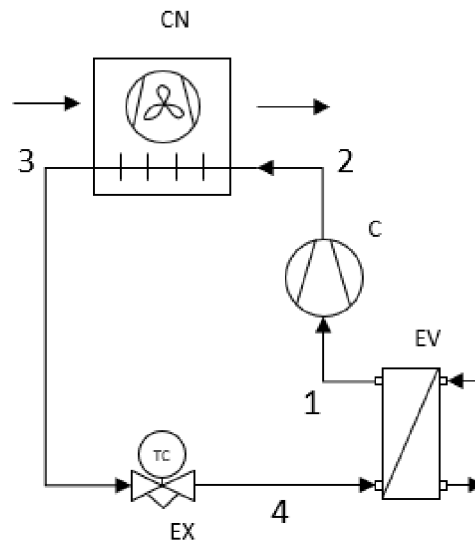


**Obrázek 7** Teplotní diagram a – výparníku a b – kondenzátoru inspirováno z [4]

## 2.4 Konstrukční provedení parního chladicího okruhu

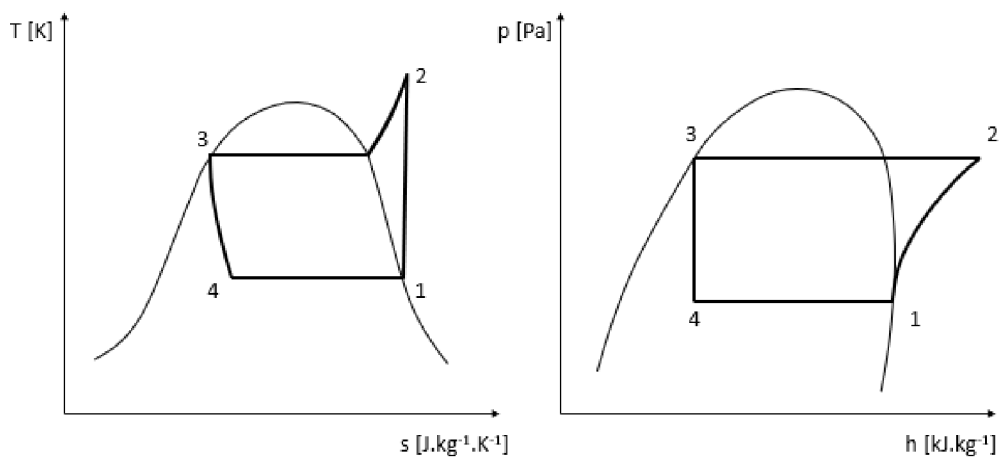
### 2.4.1 Jednostupňový okruh

Jednostupňový chladicí okruh je nejjednodušším okruhem, který je tvořen většinou pouze jedním kondenzátorem, expanzním ventilem, výparníkem a kompresorem v tomto pořadí. Zobrazené i na obrázku 8, kde chladivo koluje proti směru hodinových ručiček.



**Obrázek 8** Jednostupňový chladicí okruh – schéma inspirováno z [4]

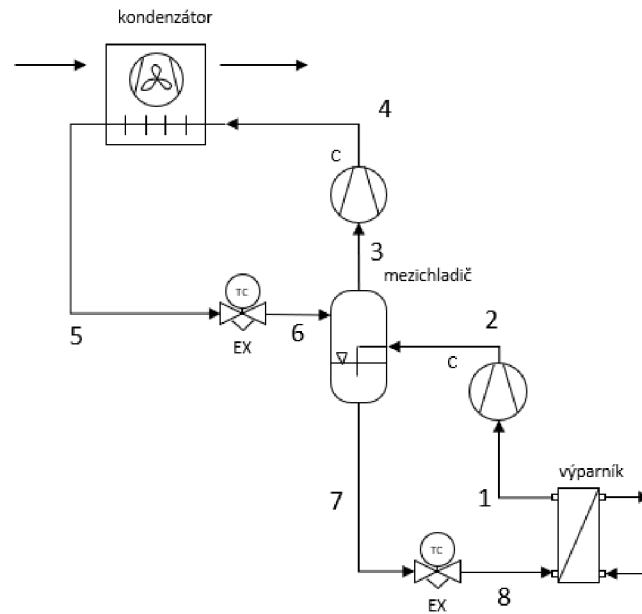
Jednostupňový chladicí okruh můžeme vidět graficky znázorněný v T-s a p-h diagramu na obrázku 9. Jde o klasické znázornění Chladicího okruhu. Jednostupňová chladicí zařízení jsou nejčastěji používaným konstrukčním typem pro chladicí zařízení.



**Obrázek 9** Průběh chladicího cyklu jednostupňového chladicího zařízení v T-s a p-h diagramu inspirováno z [2]

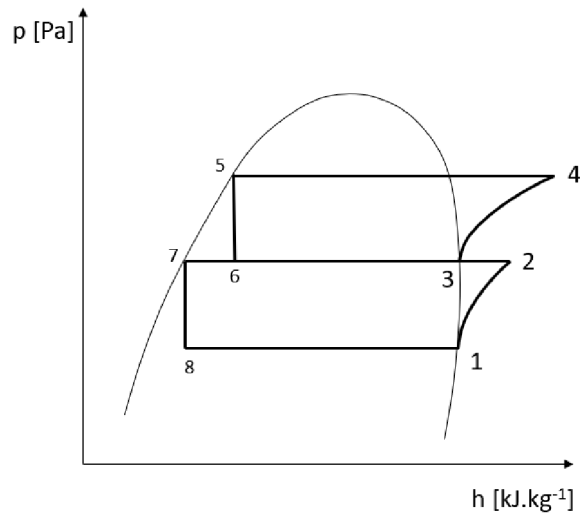
## 2.4.2 Dvoustupňový okruh

Jako druhé možné uspořádání je dvoustupňové chladičí zařízení. To je tvořeno dvěma chladičími okruhy, kde jeden ochlazuje druhý pomocí mezichladiče, jak můžeme vidět na obrázku 10. Tento okruh se primárně používá například při velkém rozdílu tlaku nebo pro úspornější zátěž kompresoru, než kdyby se jednalo o jednostupňový okruh.[4]



**Obrázek 10** Dvoustupňový chladičí okruh inspirováno z [4]

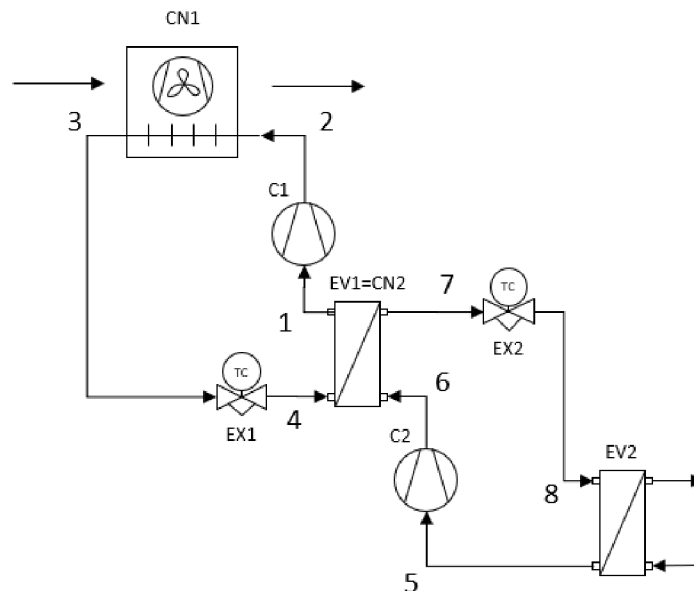
Z diagramu pro dvoustupňový okruh je jasně patrné, že jeden okruh dochlazuje druhý a dochází tak k vyšší výměně energie.



**Obrázek 11** Chladicí cyklus dvoustupňového chladicího okruhu v p-h diagramu inspirováno z [4]

### 2.4.3 Kaskádní okruh

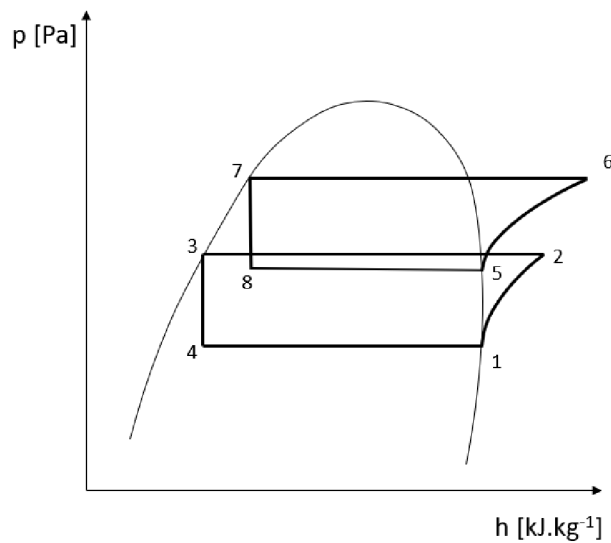
Jako poslední typ je kaskádní okruh. Tento okruh se od dvoustupňového liší tím, že je tvořen více jednostupňovými okruhy, jejichž chladiva se navzájem nemísí. Důvodem je, že se ve většině případů jedná o rozdílná chladiva, a tedy lze okruh rozdělit na nízkoteplotní a vysokoteplotní. Případně je možné kaskádní okruh rozšířit o další okruhy pro větší snížení teplot. Proto se kaskádní okruh primárně používá v případech, kdy je zapotřebí dosáhnout velmi nízkých teplot. [4]



**Obrázek 12** Kaskádní chladicí okruh inspirováno z [4]



V p-h diagramu můžeme vidět jasné rozdělení mezi jednotlivými okruhy, které pracují na sobě nezávisle, proto je taky možné je zakreslit jako dva jednostupňové okruhy.



**Obrázek 13** p-h diagram kaskádního chladicího okruhu se stejným typem chladiva inspirováno z [2]

#### 2.4.4 Vícekompresorová chladicí zařízení

Při konstrukčním návrhu chladicího okruhu se v mnoha případech přistupuje k chladicím jednotkám se dvěma či více kompresory. Kompresory do vícekompresorových jednotek se zpravidla volí jako kompresory stejného typu, ovšem i v tomto případě jsou výjimky a je možné vidět jednotky s rozdílnými kompresory.

Vícekompresorové jednotky dělíme podle konstrukčního uspořádání na jednotky se sériovým zapojením a jednotky paralelním zapojením.

U sériového zapojení kompresorů dochází k zvýšení výtlačného tlaku a výtlačné teploty. V praxi se k tomuto zapojení téměř nepřistupuje, vysoká výtlačná teplota a tlak by mohly mít za následek poškození pájených spojů. Nejčastěji se tedy toto zapojení používá pro nahrazení drahého kompresoru dvěma levnějšími a menšími. Pouze v sériovém zapojení je možné využívat dva různé druhy kompresoru.

Naopak využití jednotek s paralelním zapojením je používáno velmi často. Při paralelním zapojení stoupá celý chladicí výkon jednotky. Vzhledem ke konstrukčnímu uspořádání musí být všechny použité kompresory stejné. V praxi se k tomuto druhu stavby jednotek přistupuje hlavně z jeho regulačního hlediska, které si popíšeme na jednostupňovém chladicím okruhu s dvěma kompresory.

Výrobce je nastavena požadovaná teplota. Jakmile je jednotka spuštěna, zapnou se oba kompresory. Po dosažení nastavené teploty se jeden z kompresorů vypne, běží pouze jeden z nich

a teplota začne stoupat díky polovičnímu výkonu. Jakmile se jednotka dostane na horní limit (přibližně 2 °C od požadované teploty) oba kompresory zapnou a přístroj opět dojde do cílové teploty. V tuto chvíli se vypne druhý z kompresorů a opět začne růst teplota. Díky tomuto střídání kompresorů dochází jednak k poměrně ustáleným cílovým teplotám, zároveň je tímto prodloužena životnost celé jednotky a je lépe regulovatelná. V praxi se paralelní dvoukompresorové jednostupňové jednotky vyrábějí primárně kvůli jejich snadnější ovladatelnosti a regulaci.

## 3 Chladiva

Chladivem se nazývá látka, která v chladicím oběhu přijímá teplo při nízkém tlaku a teplotě a odevzdává je při vyšším tlaku a vyšší teplotě. [2] Pro chladiva jsou klíčové vlastnosti jako např. rozsah pracovních teplot a tlaků, snadná výroba/dostupnost, bezpečná manipulace a další. [4]

### 3.1 GWP a ODP

GWP a ODP jsou indexy spjaté s ochranou životního prostředí. Tuto hodnotu mají všechna chladiva a jsou pro ně klíčová.

Global Warming Potential (GWP) neboli potenciál globálního oteplování. Tento potenciál je zaměřen na skleníkové plyny. Hodnota GWP značí ekvivalent v tunách CO<sub>2</sub>, tedy pokud máme chladivo s GWP 148, znamená to, že jedna tuna daného chladiva odpovídá 148 tunám CO<sub>2</sub> za 100 let.

Ozone Depletion Potential (ODP) neboli potenciál poškozování ozonové vrstvy. Jak už název napovídá, některá chladiva reagují s ozonovou vrstvou planety, čímž ji ničí. Hodnota ODP je odvozena od chladiva R 11, které má ODP 1, tedy pokud máme chladivo R22 s ODP 0,055, poškozování ozonové vrstvy odpovídá 5,5% chladiva R11. [16]

### 3.2 Přírodní chladiva

Přírodní chladiva neboli HC chladiva jsou nejstarší skupinou chladiv. Nejčastějšími zástupci přírodních chladiv jsou čpavek, oxid uhličitý, propan atd.

Čpavek je velmi často používané chladivo pro svou velmi dobrou chladivost a pro velký pracovní rozsah teplot -50 až +50 °C. Nevýhodou tohoto chladiva je, že je výbušné, hořlavé a prudce jedovaté. Zároveň toto chladivo reaguje s vodou a vzdušnou vlhkostí, kde vytváří hydroxid amonný (NH<sub>4</sub>OH), který napadá především neželezné kovy. [4]

Oxid uhličitý je přírodní chladivo, které se od ostatních přírodních chladiv odlišuje především svojí bezpečností a netečností. Nevýhodou tohoto chladiva ovšem je, že je používáno při vysokých tlacích, což má za následek vyšší nároky na konstrukci. Použití tohoto chladiva v současné době stoupá. [4]

**Tabulka 1** Ukázka přírodních chladiv

Přírodní chladiva			
Látka	Zkratka	GWP	ODP
Čpavek	R717	0	0
Oxid uhličitý	R744	1	0
Propan	R290	3	0

## 3.3 Dělení syntetických chladiv

### 3.3.1 Jednosložková chladiva

Jednosložková chladiva dělíme podle jejich chemického složení a jejich hodnot ODP a GWP, a to na CFC, HCFC, HFC a HFO chladiva.

CFC neboli chlorofluorokarbony jsou nejstarší generací syntetických chladiv. Známe je pod pojmem tvrdé freony. První freony byly vyvinuty ve 30. letech 20. století. Mají velmi dobré vlastnosti v podobě chemické stálosti a snadné zkapalnitelnosti. Kromě chladicí techniky a klimatizací se také používaly jako hnací plyny v aerosolových sprejích či jako nadouvadla při výrobě polyesteru a v mnoha dalších případech. Jejich nevýhodou je interakce s ozonovou vrstvou, díky čemuž je ozonová vrstva ničena. [15]

HCFC neboli hydrochlorofluorokarbony jsou druhou generací fluorovaných plynů. Nazýváme je také jako měkké freony. Na rozdíl od CFC chladiv má být degradace mnohem rychlejší, což mělo zabránit poškozování ozonové vrstvy, nicméně i tato chladiva ozon poškozují, ale ne v takové míře jako tvrdé freony neboli CFC chladiva. HCFC chladiva jsou chemicky stabilní a nehořlavé. [17]

HFC hydrofluorokarbony jsou třetí generací chladiv. Jedná se o mírně toxická chladiva. Výhodou oproti předchozím chladivům je nulové ODP, přesto však mají vysoké GWP. Kromě chlazení se používají při výrobě polovodičů, také jako součást hasicích přístrojů a mnoho dalších. [18]

HFO hydrofluoro-olefiny jsou čtvrtou generací fluorovaných plynů. Díky jejich nulovému nebo zápornému ODP a velmi nízkému GWP se přibližují k přírodním chladivům. Nevýhodou tohoto typu chladiva je mírná hořlavost. Další důležitým faktorem je jejich odmašťovací efekt.[11]

### 3.3.2 Vícesložková chladiva

Kromě jednosložkových chladiv existují také vícesložková chladiva. Jedná se o směs více jednosložkových syntetických chladiv. Vícesložková chladiva mají na trhu větší zastoupení než jednosložková. Chladiva mohou být ze dvou nebo více složek v různém poměru. K tomuto kroku výrobci přistupují za účelem získání rozumných chladicích vlastností a zároveň snížení GWP či ODP.

V tabulce 2 pak následně můžeme vidět některé zástupce jednotlivých kategorií chladiv, přičemž rozdíl mezi jednosložkovými a vícesložkovými chladivy poznáme už podle značení, kdy vícesložková chladiva mají vždy první číslici 4, tedy R4xx.[11]

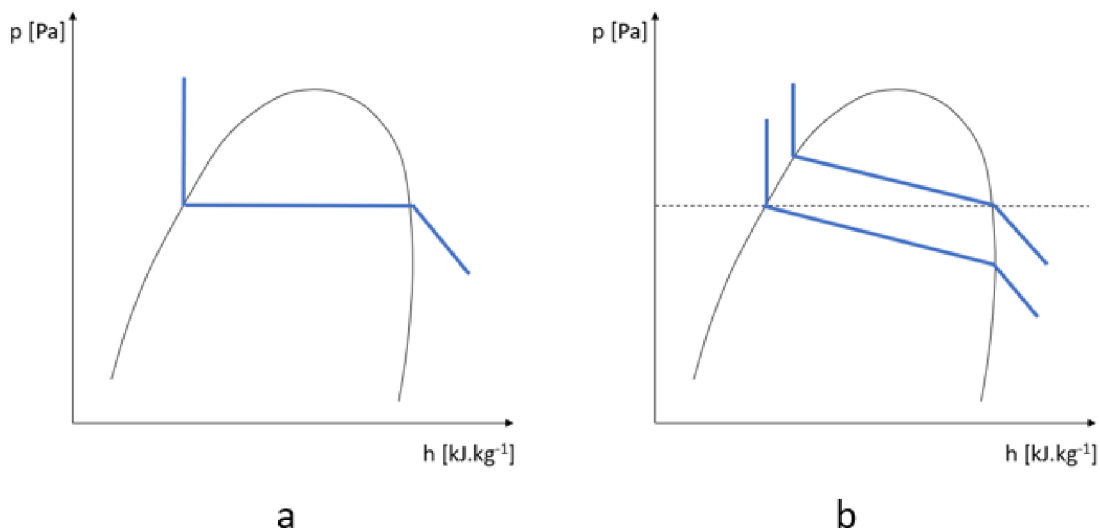
**Tabulka 2** Ukázka různých chladiv [12]

Jednosložková a vícesložková syntetická chladiva			
Kategorie	Chladivo	GWP	ODP
CFC	R11	4750	1
	R12	10900	1
	R113	6130	0,8
HCFC	R22	1810	0,055
	R123	77	0,02
	R401A	128	0,037
HFC	R32	675	0
	R404A	3922	0
	R410A	2088	0
HFO	R1234yf	4	0
	R449A	1397	0
	R454C	148	0

### 3.3.3 Azotropická a zeotropická chladiva

Azeotropická a zeotropická chladiva neboli chladiva bez skluzu a chladiva se skluzem. Jedná se o nepříznivý efekt některých vícesložkových syntetických chladiv. Některá vícesložková chladiva se nedokonale směšují a v případě jejich zanechání v nádobě, může docházet k jejich oddělení na jednosložková chladiva. V praxi to znamená, že různá chladiva mají různou teplotu vypařování, což znamená, že zatímco jedna složka se už vypařuje, druhá ještě ne a naopak, zatímco jedna složka už je vypařena, druhá se ještě vypařuje. Tento problém si následně můžeme prohlédnout na obrázku 14 a, kde vidíme jednosložkové chladivo nebo vícesložková chladiva bez skluzu a na obrázku 14 b, kde vidíme chování chladiva se skluzem. U chladiv se skluzem tedy může docházet i k poměrně velkým rozdílům v teplotě a tlaku, což má za následek horší chladicí výkon.

Díky špatné smísitelnosti by tedy podle výrobců neměly být v okruhu žádné velké nádoby, aby chladivo mělo nepřetržitý průtok. [8]



**Obrázek 14** Jednosložková a dvousložková chladiva v p-h diagramu a – chladiva bez skluzu b – chladiva se skluzem inspirováno z [11]

### 3.4 Dělení chladiv podle hořlavosti

Jako druhým možným dělením chladiv, které funguje primárně jako doplňovací, je rozdělení podle hořlavosti chladiva na kategorie A1, A2, A2L, A3, kde A1 je označení pro nehořlavá chladiva A2 a A2L mírně hořlavá A3 vysoce hořlavá. Toto platí pouze pro přírodní a HFO chladiva s tím, že pravděpodobnost hořlavosti stoupá s klesajícím GWP. [12]

### 3.5 Historie legislativního omezení chladiv

V 70. letech 20. století F. S. Rowland a M. J. Molina vystoupili s domněnkou, že freony poškozují ozonovou vrstvu Země, která chrání zemský povrch před tvrdým UV zářením. [15] Po následném potvrzení této domněnky vznikla Vídeňská úmluva.

Vídeňská úmluva byla podepsána v rámci rady OSN dne 22. března 1985. Jednalo se o první právní opatření o ochraně ozonové vrstvy. Zúčastněné státy se zavázaly ke spolupráci při její ochraně. Tato úmluva vešla v platnost 22. září 1988. Tehdejší ČSFR přistoupila k úmluvě v roce 1990 a vešla v platnost 1. ledna 1991.

Dne 16. září 1987 byl přijat Montrealský protokol. Hlavním cílem Montrealského protokolu bylo zavázání k postupné eliminaci chladiv poškozujících ozonovou vrstvu. Původním cílem bylo snižování pěti CFC chladiv (R11, R12, R113, R114, R115) a CFC chladiv obsahujících brom.

Londýnský dodatek je první doplňující dodatek k Montrealskému protokolu a byl přijat 29. června 1990. Londýnským dodatkem byl rozšířen počet vyloučených chladiv z 5 na 15 s jejich následným zákazem používání od roku 2000.

Zákazem používání v tomto kontextu je rozuměno, že výrobci chladicí a klimatizační techniky mají zakázáno vyrábět jednotky s daným chladivem. Neplatí to pro jednotky, které už jsou funkční a v oběhu. Nicméně při poruše jednotky, ať už nedostatkem chladiva nebo jinak, je nemožné stejné chladivo znovu doplnit a je použita nová jednotka.

Kodaňský dodatek byl dalším schváleným dodatkem k Montrealskému protokolu roku 1992. Tento dodatek rozšířil seznam na všechny CFC plyny s úplným vyřazením od 1. 2. 1996. Zároveň bylo rozhodnuto a schváleno postupné utlumení HCFC chladiv s jejich úplným vyřazením v roce 2030 nicméně jen pro ekonomicky vyspělé země. Tato výjimka však byla zrušena Montrealským dodatkem roku 1997.

Montrealský protokol od začátku platnosti podepsalo přes 195 zemí a je v současné době nejúspěšnější ekologickou úmluvou v historii.

Kjótský protokol je další důležitý dokument týkající se tentokrát snižování produkce skleníkových plynů. Tento protokol zavazuje státy, které přistoupily na tento protokol, snížit tvorbu vybraných skleníkových plynů o 5,2 %. Snižování se týká šesti nejvýznamnějších skleníkových plynů tvořených člověkem. Přestože i na tento protokol přistoupila spousta zemí světa, tak velké průmyslové země jako je Čína a Spojené státy tuto úmluvu nepodepsaly. Proto tento protokol nemůžeme považovat za efektivní. A navzdory snahám se množství těchto plynů nadále zvyšuje. [19]

### **3.6 Současná legislativa chladiv a jejich budoucnost**

V současné době je legislativně zakázáno od 1. ledna 2020 distribuovat jednotky s chladivem o hodnotě GWP vyšší než 2500.

Z důvodu snižování GWP pro mnohé byla naděje v HFO chladivech, která měla nahradit ostatní syntetická chladiva. Nicméně v roce 2018 na konferenci konané v Birminghamu bylo prezentováno, že HFO chladiva se rozkládají a posléze pronikají do spodních vod, kde ovlivňují tvorbu bakterií v půdě. Proto již spousta zemí jedná o omezení těchto chladiv. [11]

Pokud bychom se ohlédli, je možné vyjádřit dva názory na budoucnost chladiv. Buď využít přírodní chladiva, která mají minimální dopad na životní prostředí, nicméně jsou nebezpečná a životnost jednotek je kratší nebo přejít zpět na chladiva ne zcela ekologická, jako je například R22, a k těmto chladivům dát bezpečnostní dodatky a pokuty, aby byla zaručena nulová ztráta chladiva a aby tyto jednotky měly dlouhou životnost. V současné době je však jasné, že tento obor se spíše vydává směrem ekologických chladiv.

## 4 Komponenty parního chladicího okruhu

### 4.1 Kompresory

Kompresory jsou bezesporu srdcem chladicího okruhu. Kromě zajištění části chladicího cyklu, kdy je chladivu zvýšen tlak a teplota. Kompresor také jedinou hybnou komponentou chladiva v okruhu.

Kompresory dělíme podle konstrukčního provedení na objemové a rychlostní. V chladicí technice se používají převážně objemové kompresory, které fungují na principu stlačování pomocí zmenšení prostoru. Objemové kompresory můžeme dále dělit na kompresory pístové, s membránou a rotační, přičemž každá z těchto kategorií má opět spoustu podkategorií. Pro chladicí techniku jsou však nejdůležitější typy kompresorů pístové a šroubové.

#### 4.1.1 Pístové kompresory

Pístové kompresory jsou kompresory s vratným pohybem. Jedná se o jedny z nejčastěji používaných kompresorů.

Pístový kompresor funguje tak, že do pístového válce je přivedeno chladivo a následně je sání zavřeno. Poté je pomocí pístu chladivo stlačeno a odvedeno do výtlaku.

Hlavní problém pístového kompresoru je jeho časová prodleva. Ta se kompenzuje tím, že se jedná většinou o víceválcový motor, který má různé fáze, a tím kompenzuje pauzu mezi kompresí jednoho pístu. Největší výhodou pístového kompresoru je jeho aplikační rozsah a jeho schopnost dosáhnout velmi vysokého výtláčného tlaku. Nevýhodou ovšem je, že se zvyšujícím se výkonem pístového kompresoru roste i jeho velikost. [4]

#### 4.1.2 Šroubové kompresory

Šroubové kompresory jsou dalším velmi používaným typem kompresoru v oboru chlazení.

Jsou navrženy tak, že dvě šroubovice se navzájem dotýkají a jejich rotací se postupně chladivo přesouvá. Prostor mezi šroubovicemi se následně zmenšuje a dochází ke kompresi. Výkon kompresoru se odvíjí od otáček tedy výkon roste se zvyšujícími se otáčkami.

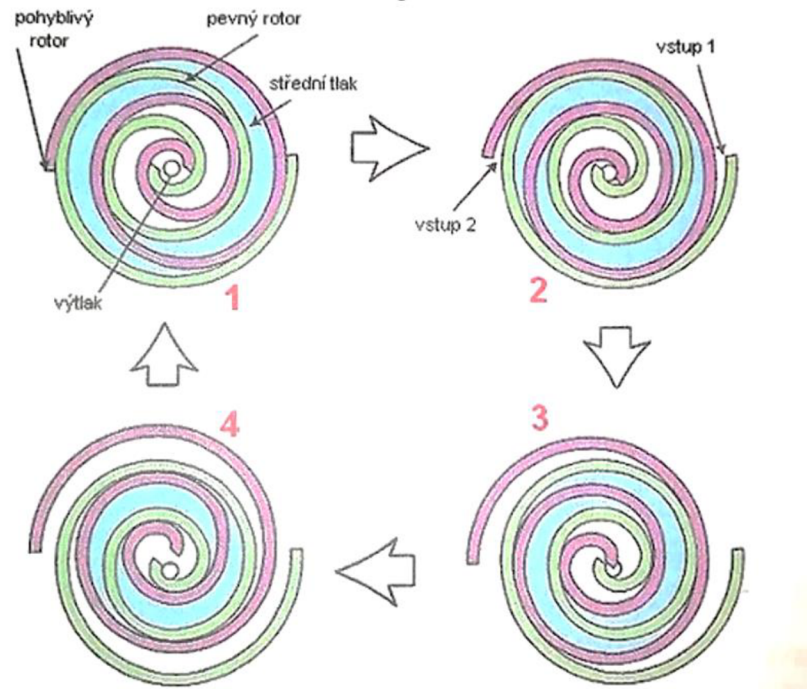
Výhodou šroubových kompresorů je stejně jako u pístových kompresorů jejich velký výtláčný tlak. Ovšem jejich výhodou je, na rozdíl od pístového kompresoru, že s jejich výkonem neroste velikost a jsou plynulé.

#### 4.1.3 Scroll kompresory

Tyto kompresory jsou v současné době jedny z nejpoužívanějších kompresorů, a to nejen v oboru chlazení, ale také v oboru klimatizací a tepelných čerpadel.



Kompresory Scroll patří do skupiny spirálovitých kompresorů. Komprese je dosaženo za pomoci dvou do sebe posazených spirál, přičemž jedna ze spirál je nehybná a druhá se pohybuje rotačním pohybem kolem první. Chladivo je pak nasáto na okraj spirály a postupně je tlačeno do středu spirály, kde chladivo je vytlačeno, čímž je dosaženo komprese, jak můžeme vidět na obrázku 15.



**Obrázek 15** Pohyb kompresoru Scroll [4]

Největší výhodou kompresoru Scroll jsou nízké ztráty a tolerance menšího množství kapalného chladiva díky jeho konstrukci, na rozdíl od ostatních typů kompresoru. Dále pak největší výhodou je plynulost otáčení, čímž na rozdíl od pístového kompresoru je zajištěna plynulá komprese. Zároveň jsou šetrnější na spotřebu energie a s menší hlučností. Největší nevýhodou tohoto kompresoru je jeho oblast použití, která je pouze pro malé a střední výkony.

## 4.2 Kondenzátory

Kondenzátory primárně slouží k odvodu tepla z chladiva, čímž chladivo kondenzuje. Kondenzátory lze dělit několika způsoby, které se liší konstrukčním provedením zejména podle tekutiny, kterou chladivo chladíme. Nejčastěji využívané typy kondenzátorů jsou kondenzátory využívající vzduchu okolního prostředí.

Kondenzátory chlazené okolním prostředím jsou konstruovány jako potrubí procházející lamelami pro zvětšení přestupní plochy (lamelové kondenzátory). K zaručení cirkulace vzduchu lamelami jsou pak kondenzátory vybaveny ventilátory. V praxi je kondenzátor největší součástí chladicího zařízení a převážně se počítá, že jedna třetina kondenzátoru je zaplavena. Proto při

výpočtu objemu chladiva pro chladicí zařízení je kondenzátor jednou z největších položek. V současné době se objevují speciální druhy kondenzátorů, které se snaží snížit objem kondenzátoru se zachováním průtočného množství. To je docíleno změnou tvaru potrubí na kondenzátoru, kde klasický lamelový kondenzátor má klasický tvar potrubí. Namísto toho kondenzátory microchannel mají potrubí zploštělé a vytvarované komory, jak si můžeme prohlédnout na obrázku 25.

### 4.3 Výparníky

Výparníky jsou z hlediska oboru chlazení zásadním komponentem. Jak už bylo řečeno, chladivo přijímá od druhé tekutiny energii, čímž tekutinu ochlazuje a samo chladivo mění své skupenství. [4]

Jak už jsme na začátku říkali, v oboru chlazení je klíčové rozlišovat, jaká látka je chlazená. Zde se bude jednat o chladiče kapalin tedy výparník kapalina-chladivo. Účinnost samotného výparníku neovlivňuje pouze chladicí část, ale i chlazená část. Proto je důležité si uvědomit, jakou kapalinu použijeme. Při výběru je klíčovým parametrem cílená teplota ochlazené tekutiny, protože kdyby se tato teplota dostala pod teplotu tuhnutí, mohlo by dojít k zamrznutí výparníku a jeho poškození. Také mechanické vlastnosti kapaliny ovlivňují účinnost výparníku, tj. teplota tání, rychlost proudění, tlak kapaliny atd.

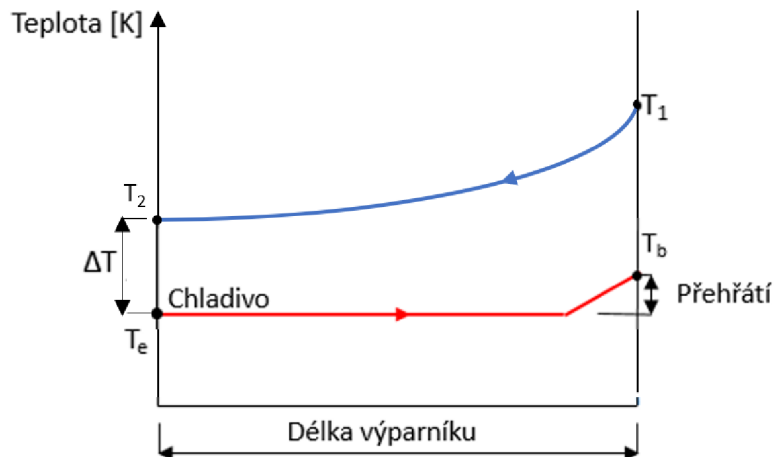
Z konstrukčního hlediska se výparníky dělí podle principu na dva základní typy: výparníky suché a výparníky zaplavené a následně podle konstrukčního provedení na kotlové, deskové aj.

Suché výparníky jsou výparníky, které jsou sestaveny tak, aby na výstupu z něj vycházela přehřátá pára. Což konstrukčně umožňuje páru zavést rovnou do sání kompresoru. Přehřátí páry je docíleno pokračováním ohřevu i za mezi sytosti. Expanzní ventil díky snížení tlaku umožní var kapaliny (chladiva) za podstatně nižší teploty než za normálních podmínek.

Druhou možností je výparník zaplavený. Na rozdíl od suchého výparníku je zde nástřík zajištěn buď výškou chladiva ve výparníku nebo v pomocné nádobě.[4]

Na obrázku 9 můžeme pozorovat realistickou výměnu tepla v protiproudém suchém výměníku. Kde  $T_1$  je teplota chlazené látky před vstupem do výparníku a  $T_2$  teplota chlazené látky na výstupu z výparníku. Důležitým parametrem je také hodnota  $\Delta T$ , která popisuje rozdíl mezi chladivem na vstupu a chlazenou kapalinou na výstupu. Za předpokladu dokonalého přestupu tepla by byla hodnota  $\Delta T$  nulová. Oproti idealizovanému ději zde můžeme pozorovat také přehřátí.

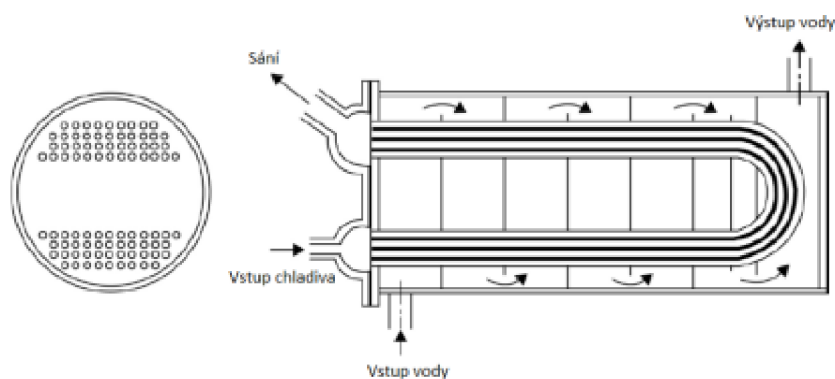
Přehřátí je rozdíl mezi vypařovací teplotou a naměřenou teplotou za výparníkem. Tedy jde o část, kdy skončilo vypařování a zvedá se teplota. Pakliže je teplota přehřátí moc vysoká, dochází ke snížení účinnosti výparníku, a pakliže je teplota přehřátí moc malá, může hrozit nasátí kapaliny kompresorem, což by mělo za následek zničení kompresoru. Přehřátí se vypočítá jako teplo na výstupu z výparníku a vypařovací teplota chladiva.



Obrázek 16 Výměna teplot v protiproudém výparníku inspirováno z [11]

### 4.3.1 Kotlové výparníky

Kotlové neboli trubkové výparníky jsou výparníky, jejichž konstrukce je uspořádána tak, že se nejčastěji jedná o nádobu, v níž jsou trubky ve tvaru písmene U. Těmito trubkami pak protéká chladivo a ve zbývajícím meziprostoru protéká kapalina, jak můžeme vidět na obrázku 17. Zároveň pak na straně kapaliny může dojít k úpravě toku, aby docházelo k co největšímu přenosu tepla, a tedy k co nejvyšší účinnosti.

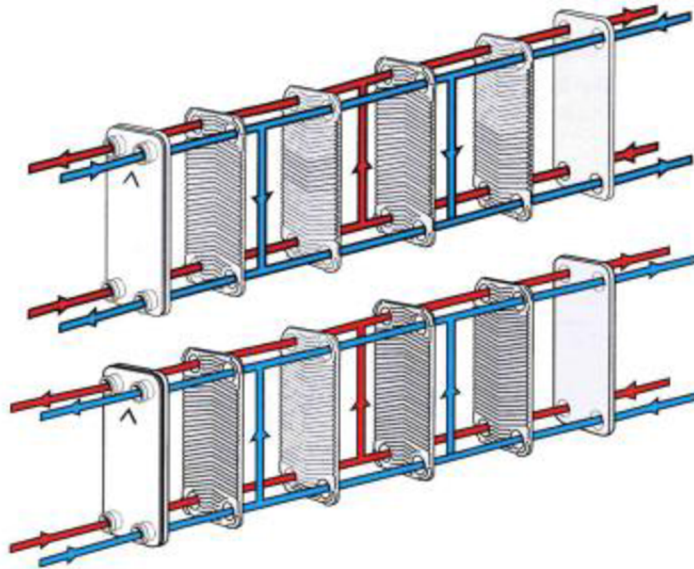


Obrázek 17 Kotlový výměník [6]

### 4.3.2 Deskové výparníky

Deskové výparníky jsou v oboru chlazení velmi používanými výparníky, a to především díky jejich velké teplosměnné ploše, která je v oboru chlazení klíčová. Jejich konstrukce spočívá,

jak už název naznačuje, v tenkých deskách postavených za sebou. V meziprostoru pak protéká střídavě kapalina a chladivo, jak můžeme vidět na obrázku 18, kde je znázorněn rozdíl mezi souproutým a protiproutým deskovým výměníkem.



**Obrázek 18** Konstrukční provedení protiproudového a souproutého deskového výparníky [8]

Kromě souproutého a protiproudého uspořádání se deskové výměníky dělí hlavně podle konstrukčního provedení a způsobu utěsnění desek. Konstrukčním provedením lze deskový výměník použít na jeden chladicí okruh na obrázku 18. Deskové výměníky lze však také navrhnout pro více okruhů.

Podle způsobu utěsnění desek se dělí na těsněné, modulové, pájené a celosvařované. [4]

Těsněné výměníky jsou těsněné desky, které jsou stažené svorníky a jsou na sebe natlačeny čelními tlakovými deskami. Jsou rozebíratelné a velmi dobré na údržbu. Nicméně životnost těsnění je omezena. Pro účely deskového výparníku pro chladicí zařízení jsou tyto výparníky nevhodné a nepoužívají se.

Modulové výměníky se od těsněného typu liší tím, že na místo těsněných spojů se střídají těsněné a pájené spoje. I tak jsou částečně rozebíratelné a lze je snadno čistit. Modulové výměníky se v chladicí technice používají, nicméně pouze zřídka.

Pájené výměníky jsou kompletovány tak, že se mezi desky umísťuje tenká folie mědi a poté se desky dají do pece. Folie se vypaří a zůstane pouze pájený spoj při dotyku desek. Pájené výměníky jsou vhodné především pro nízké výkony a v oboru chlazení velmi používané.

Celosvařované výměníky, jak už tento název napovídá, jsou k sobě postupně svařovány deska po desce.

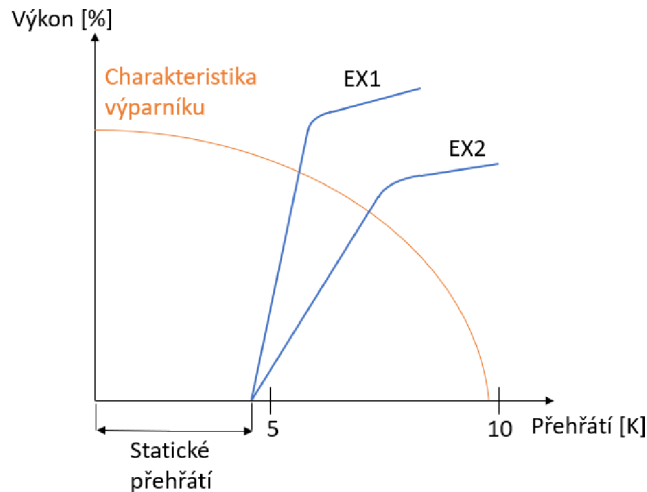
Z hlediska konstrukčního provedení deskového výparníku je zde ještě často řešena problematika optimálního nastříku chladiva. Tato problematika souvisí s optimálním využitím přestupní plochy výparníku. Tedy pokud je chladivo nastříkováno moc rychle, má chladivo tendenci dostávat se do zadní části výparníku a nepoužívat přední desky. Pokud je chladivo zase nastříkováno moc pomalu, nemusí se ve výparníku využívat naopak zadní část. Proto je výrobcí na vstupu do výparníku umístěn takzvaný distributor. Distributor je část, která pomáhá k optimálnímu nastříkování chladiva, a tedy rovnoměrnému vypařování v celém výparníku.

## 5 Expanzní ventily

Poslední hlavní součástí chladicího zařízení je expanzní ventil, který se nachází na potrubí za sběračem chladiva, tedy na kapalinové části. Hlavní funkcí je regulace přehřátí chladiva na výstupu z výparníku. Expanzní ventil snižuje tlak chladiva a při tom dochází k jeho rozprašování. Díky poklesu tlaku se snižuje vypařovací teplota a následně dochází k vypařování ve výparníku. Proto se expanzní ventil umísťuje co nejbližší k výparníku a zároveň je žádáno, aby potrubí do výparníku bylo rovné a expanzní ventil byl umístěn ve správné vzdálenosti.

Na první pohled se expanzní ventil nemusí jevit jako jedna z klíčových částí. Zdáni ovšem klame. Je to právě expanzní ventil, který přímo ovlivňuje účinnost výparníku. Vyšší přehřátí snižuje výkon výparníku a nižší přehřátí než optimální může způsobit poškození kompresoru nasátím neodpařeného chladiva.

Na obrázku 19 můžeme pozorovat pracovní charakteristiky expanzních ventilů a výparníku. Na obrázku 19 jsou znázorněny dva expanzní ventily EX1 a EX2, které mají stejné statické přehřátí, ale rozdílnou strmost charakteristiky. Strmosti charakteristik ovlivňuje rozsah pracovního přehřátí na úkor výkonu. Statické přehřátí je přehřátí nastavené výrobcem ventilu a jedná se o hodnotu, při které se začne expanzní ventil otevírat. Poté se otevření expanzního ventilu zvyšuje a využívá se větší plochy výparníku. Bod, kdy se protne charakteristika expanzního ventilu a výparníku, můžeme pokládat za pracovní bod charakteristiky těchto dvou komponentů. V optimálním bodě se totiž využívá maximální plocha výparníku za adekvátního otevření expanzního ventilu. Tím se rozumí maximální možný chladicí výkon. Po překonání optimálního bodu expanzního ventilu množství chladiva už není schopné unést teplo dodané chlazenou kapalinou. Tedy energie, kterou dodáváme chlazenou látkou, je příliš velká a chladivo se přehřívá. Dochází tak k nárůstu přehřátí a snížení účinnosti. V této části můžeme také pozorovat změnu na charakteristice expanzního ventilu. Tato změna je zapříčiněna plným otevřením expanzního ventilu, kdy po překonání zlomu se ventil otevírá pouze na 100 %. Strmost expanzního ventilu je ovlivněno konstrukčně a projevuje se tím, že pro každý ventil má přehřátí a výkon jinou optimální hodnotu, přičemž s rostoucím přehřátím klesá výkon.



**Obrázek 19** Charakteristika expanzního ventilu a výparníku inspirováno z [11]

Jak už jsme si říkali, otevřením expanzního ventilu se zvyšuje užitá plocha výparníku. Využití výparníku lze nepřímo pozorovat pomocí rozdílu teploty  $\Delta T$ . Když tento rozdíl klesá, zvyšuje se užitá plocha výparníku.

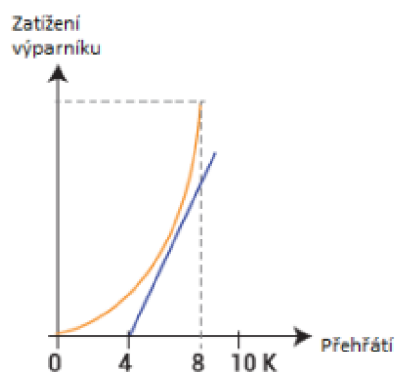
Expanzní ventily dělíme na expanzní ventily mechanické a elektronické. Mechanické expanzní ventily dále lze dělit na ventily automatické a termostatické. V současné době jsou však ventily automatické na ústupu a téměř se nevyužívají, proto se zde budeme zabývat pouze ventily termostatickými. Elektronické expanzní ventily se primárně dělí na dvě kategorie elektronické ventily pulzní a s krokovým motorem.

## 5.1 Mechanický expanzní ventil

Mechanické expanzní ventily jsou velmi používány, jejich největší výhodou je jednoduchá a levná konstrukce. Zároveň jsou tyto konstrukce spolehlivé.

Omezení maximálního sacího tlaku MOP (maximum operating pressure) je schopnost mechanických expanzních ventilů k omezování sacího tlaku do výparníku, čímž se ovlivňuje vypařovací teplota. [4]

Na obrázku 20 můžeme vidět charakteristiku ventilu (modrá čára) a křivku stability (oranžová čára). Tato čára představuje hranici mezi stabilní částí, tj. na straně, kde je křivka ventilu, a nestabilní částí, tj. vlevo od křivky. Nedoporučuje se, aby se obě křivky křížily, ale zároveň, čím blíže tyto křivky jsou, tím lepší je účinnost výměníku. Z obrázku 20 je patrné, že charakteristika expanzního ventilu spolu se statickým přehřátím má za následek pouze velmi úzkou oblast vysoké efektivity. [7]



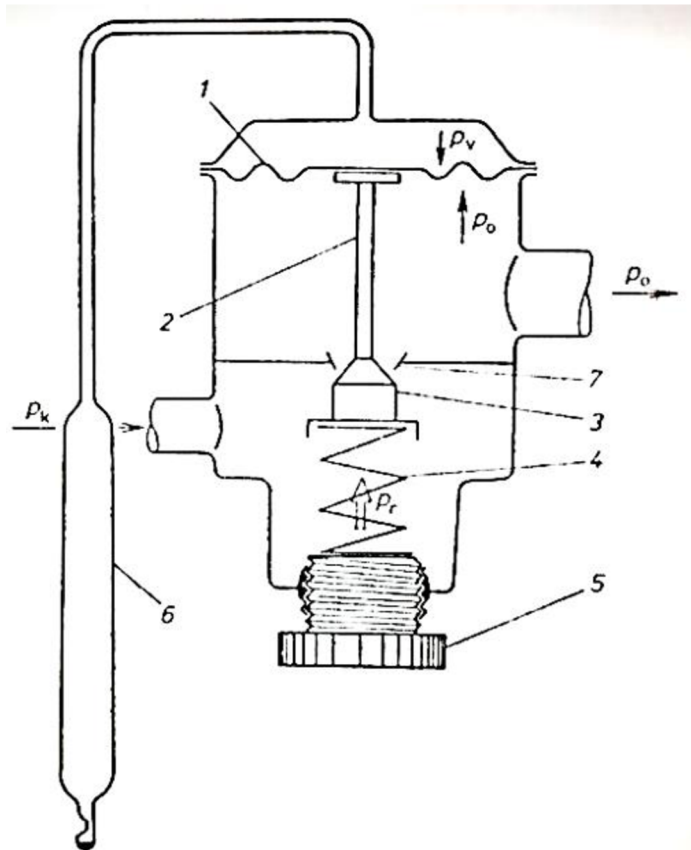
**Obrázek 20** Chování mechanického expanzního ventilu [6]

### 5.1.1 Mechanický expanzní ventil termostatický

Tento typ expanzního ventilu je velmi rozšířený v praxi a prakticky jediným typem používaného mechanického expanzního ventilu. Také se mu někdy říká regulátor přehřátí. [4] Termostatické expanzní ventily dělíme na expanzní ventily s vnitřním a vnějším vyrovnáním tlaků.

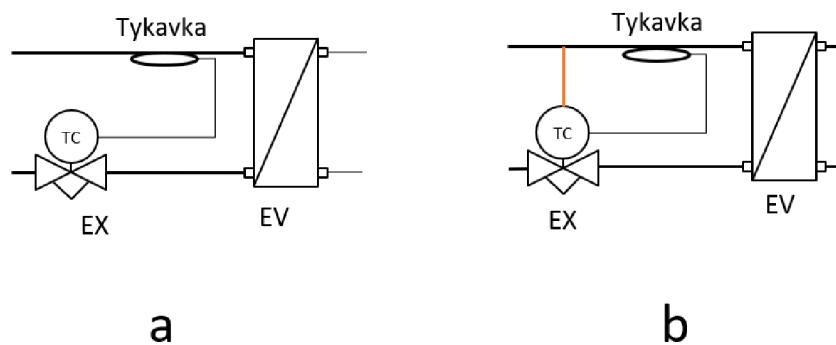
U vnitřního expanzního ventilu, jak můžeme vidět na obrázku 21, je ventil z jedné strany tlačěn pružinou 4 a z druhé strany tlačěn membránou 1. Tato membrána je z druhé strany vyplněna náplní, která je rozpínána za pomoci tykavky 6, a ta tlačí na membránu. Tykavka je podélný váleček, jak je možné vidět na obrázku 21, která je následně přikládána na potrubí vycházející z výparníku. Umístění samotné tykavky je závislé na průměru potrubí a typu aplikace. Samotný ventil lze regulovat tím, že utáhnutím šroubku 5 na jedné straně je ovlivněna pružina 4, a tedy změněn tlak na ventil. Expanzní ventily s vnitřním vyrovnáním tlaků se používají převážně v jednoduchých chladicích zařízeních s chladicím výkonem výparníku do 1 kW a výparníku bez rozdělovače chladiva.





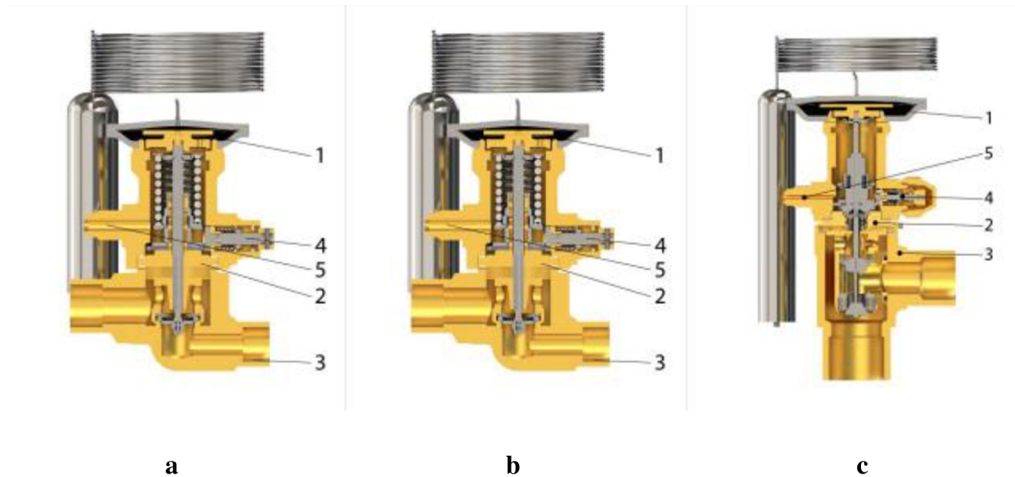
**Obrázek 21** Termostatický expanzní ventil s vnitřním vyrovnáním tlaků [4]

Expanzní ventily s vnějším vyrovnáním tlaků se používají při vyšších výkonech výparníku, kde dochází k větším ztrátám. Propojení vnějšího vyrovnání tlaku je vidět na obrázku 22 (b) do expanzního ventilu, kde tlak na výstupu z výparníku působí na druhé straně membrány, než je tlak od tykavky. Na membránu je opět upevněn píst, který expanzní ventil zavírá a otvírá s regulací pomocí šroubku.



**Obrázek 22** a - Termostatický expanzní ventil b - termostatický expanzní ventil s vnějším vyrovnáním tlaku inspirováno z [4]

Při vyšších výkonech pro expanzní ventily s vnějším vyrovnáním tlaků jsou rozdíly tlaku tak výrazné, že je nelze zanedbávat, proto se využívají expanzní ventily s vnitřní kompenzací. Jeho konstrukční provedení dělíme do 3 kategorií, jak můžeme vidět na obrázku 23, kde vidíme provedení s vlnovcem (a), provedení s dvojitým sedlem (b), provedení s pístem (c)

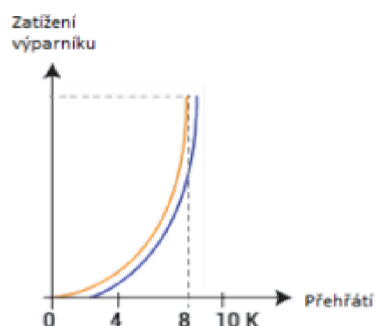


**Obrázek 23** Termostatický expanzní ventil s vnitřní kompenzací a - s vlnovcem, b - s dvojitým sedlem, c - s pístem

## 5.2 Elektronický expanzní ventil

Hlavní rozdíl mezi elektronickým a mechanickým expanzním ventilem spočívá v jeho regulaci. Elektronický expanzní ventil je řízen elektronickým regulátorem přehřátí a je možné jej monitorovat i nastavovat digitálně. Také vyhovuje pro zvyšující se nároky na bezpečnost a regulovatelnost.

Z obrázku 24 je patrné, že elektronický expanzní ventil by měl lépe napodobovat, díky lepší regulaci, křivku stability na rozdíl od mechanického expanzního ventilu na obrázku 20, čímž by měl mít lepší účinnost.



**Obrázek 24** Chování elektrického expanzního ventilu [6]

Základní uspořádání elektronického expanzního ventilu je velmi podobné jako u mechanického ventilu termostatického. Tak jako u termostatického expanzního ventilu máme

tykavku za deskovým výparníkem, tak i u elektronického expanzního ventilu máme snímače. Tyto snímače posílají údaje o tlaku a teplotě do regulátoru, který následně vypočítá přehřátí a ovládá ventil na požadovanou hodnotu. [4]

Elektronické expanzní ventily dělíme do dvou základních typů na expanzní ventily pulzní a expanzní ventily s krokovým motorem.

### **5.2.1 Elektronický expanzní ventil pulzní**

Elektronický expanzní ventil pulzní funguje jako elektromagnetický ventil. Jeho funkce spočívá ve snímání vypařovací teploty a tlaku a následném otevírání a zavírání ventilu, přičemž jedno otevření a zavření je jeden pulz. Délka pulzu bývá nastavena do 5 až 10 vteřin. Regulace změny výkonu je následně poměr doby uzavření a otevření v jednom pulzu.[4]

Elektronický expanzní ventil pulzní je díky své konstrukci přímo závislý na dodávce elektrické energie. V případě výpadku energie je pak ventil uzavřen. Velkou výhodou tohoto ventilu je jeho velká životnost, která se pohybuje přibližně kolem 60 milionů pulzů. [4]

### **5.2.2 Elektronický expanzní ventil s krokovým motorem**

Na rozdíl od pulzního elektronického expanzního ventilu je tento expanzní ventil navržen tak, že signál je přiveden do regulátoru, poté se přivádí do krokového motoru. Ten se při každém pulzu pootočí podle velikosti ventilu. Průtok chladiva je zde na rozdíl od pulzního ventilu možné regulovat a mít tak ventil částečně otevřený.

Ventil s krokovým motorem je používán na větší výkony než elektronický ventil pulzní.

## 6 Testovací chladicí zařízení

V předchozí kapitole jsme se zaměřovali na základní popis a konstrukci klíčových komponent chladicího zařízení.

V této kapitole se zaměříme na zkoumání chování testovacího chladicího zařízení za použití nového typu chladiva s nízkým GWP a jeho vlivu na chladicí okruh. Zejména pak porovnání vlivu chladiva na chování elektronického expanzního ventilu a mechanického expanzního ventilu.

K tomuto zkoumání byla poskytnuta testovací chladicí jednotka vyrobená firmou JDK, spol. s.r.o., která vyrábí kondenzační chladicí jednotky a chladiče kapalin. Testování a měření bylo provedeno v areálu firmy JDK a za technické asistence odborníků. K zařízení byla poskytnuta i výrobní dokumentace a také konstrukční schéma jednotky uvedené v příloze 1 a obrázky samostatné jednotky v příloze 5.

### 6.1 Popis zařízení

Testovací jednotka byla chladič kapalin a konstrukčně navržena jako jednostupňový chladicí okruh s dvěma paralelními kompresory. Optimální pracovní bod neboli pracovní teplota jednotky byla navržena na teplotu tekutiny z výparníku  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$  s chladicím výkonem jednotky 16,5 kW. Chladicí výkon je ovšem závislý na aktuální pracovní teplotě. Teplotní rozsah testovací jednotky byl výpočty stanoven firemním konstruktérem na  $+10$  až  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Originální schéma testovacího okruhu bylo následně rozšířeno o schéma jednotky na maření výkonu a o schéma přístrojů pro ověření správnosti měření. Vytvořenou výkresovou dokumentaci najdeme na obrázku 33. Tato dokumentace je dále ve formátu A3 v příloze 2. V této výkresové dokumentaci jsou barevně zakresleny otevřené a zavřené kulové ventily – červeně uzavřené a zeleně otevřené.

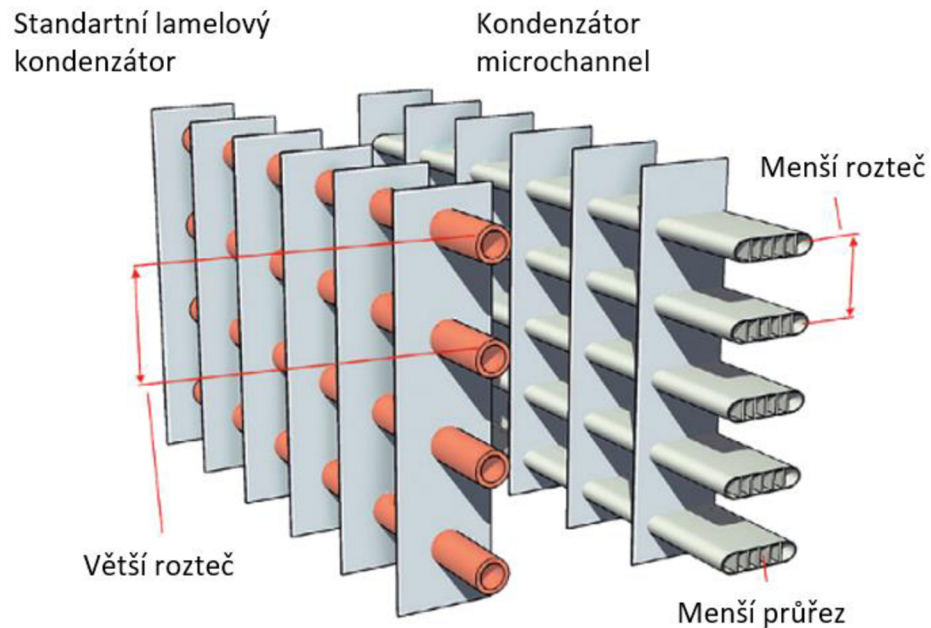
#### 6.1.1 Kompresory

Jako kompresory na testovacím zařízení byly navrženy dva shodné kompresory typu Scroll. Jedná se o kompresory typu YB od firmy Copeland Emerson Climate Technologies, s.r.o. Kompresory byly zapojeny paralelně s propojením olejových van. Tyto kompresory jsou určeny pro chladírenská zařízení a pracují v rozsahu vypařovací teploty  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  až  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$  a kondenzační teploty  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$  až  $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$  s výkonností  $16,7\text{ m}^3/\text{h}$ .

#### 6.1.2 Kondenzátor a ventilátor

V případě kondenzátoru se jedná o jeden z novějších typů kondenzátorů, který používá technologii microchannels. Technologie microchannels je konstrukční změnou lamelového výměníku, kde chladivo prochází mikrotrubicemi. Hlavní výhodou této technologie je efektivnější přenos tepla na stejném povrchu, než je tomu u normálních typů kondenzátorů, což

primárně slouží ke snížení objemu chladiva potřebného k dosažení žádaného kondenzačního výkonu. Tento typ kondenzátoru byl vyroben firmou Climetal, S.L. Kondenzátor je také vybaven dvěma EC ventilátory od firmy Ziehl - Abegg, s.r.o.



**Obrázek 25** Lamelový kondenzátor (vlevo) a kondenzátor microchannel (vpravo) [21]

### 6.1.3 Výparník

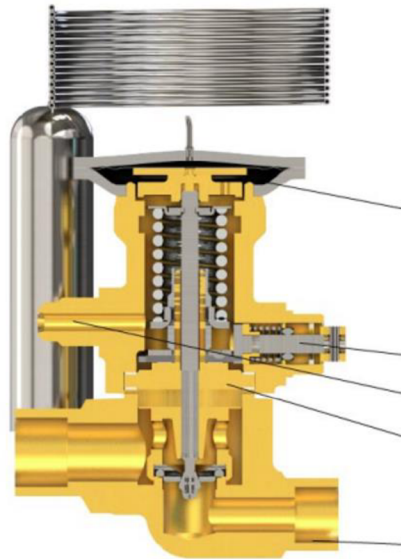
Jako výparník chladicího okruhu byl vybrán deskový výměník od firmy SWEP. Jedná se o pájený protiproudý deskový výměník V80Hx50, který má na jedné straně vstup a výstup chladicího okruhu a na druhé straně vstup a výstup chlazeného okruhu s počtem 50 desek. Deskový výparník je vyroben se zabudovaným distributorem na vstupu do výparníku pro zlepšení distribuce chladiva ve výparníku, a tedy pro efektivnější využití plochy výparníku.



**Obrázek 26** Deskový výparník od firmy SWEP [20]

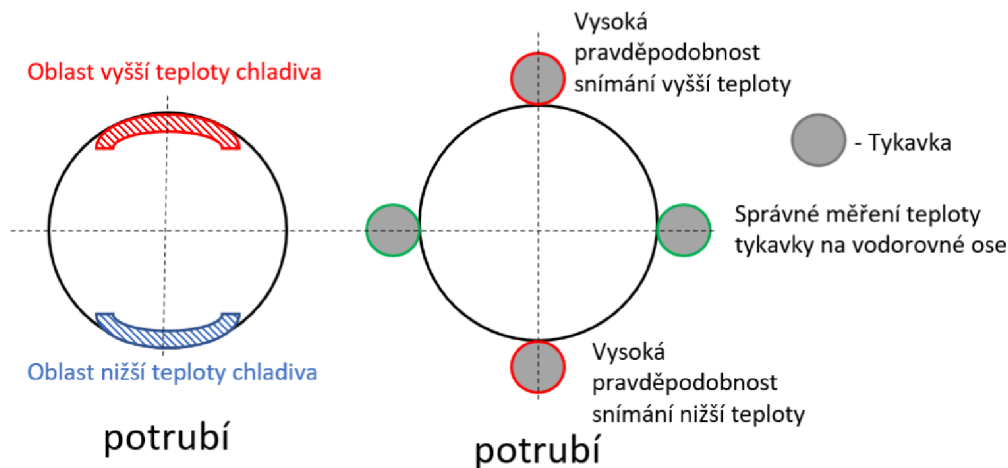
## 6.1.4 Mechanický expanzní ventil

Jako mechanický ventil byl zvolen ventil od firmy Danfoss s.r.o. Jedná se o termostatický ventil s vnějším vyrovnáním tlaku, jak můžeme vidět na obrázku 27. Expanzní ventil obsahuje vnitřní kompenzaci v provedení s vlnovcem.



**Obrázek 27** Termostatický expanzní ventil na chladicím zařízení 1- membrána, 2- přívod potrubí pro vnější vyrovnání tlaku, 3- těsnění, 4- přívod chladiva do expanzního ventilu [11]

Expanzní ventil je na chladicím zařízení umístěn 44 cm před výparníkem a tykavka 60 cm za výparníkem. Trubka do výparníku však není rovně, 17 cm před výparníkem je vidět připojení trubky, jak můžeme vidět na obrázku 30. Optimální umístění tykavky můžeme vidět na obrázku 28. Expanzní ventil byl výrobcem nastaven, aby byl schopen udržovat přehřátí mezi 6–8 kelviny.



**Obrázek 28** Poloha umístění tykavky na potrubí inspirováno z [11]

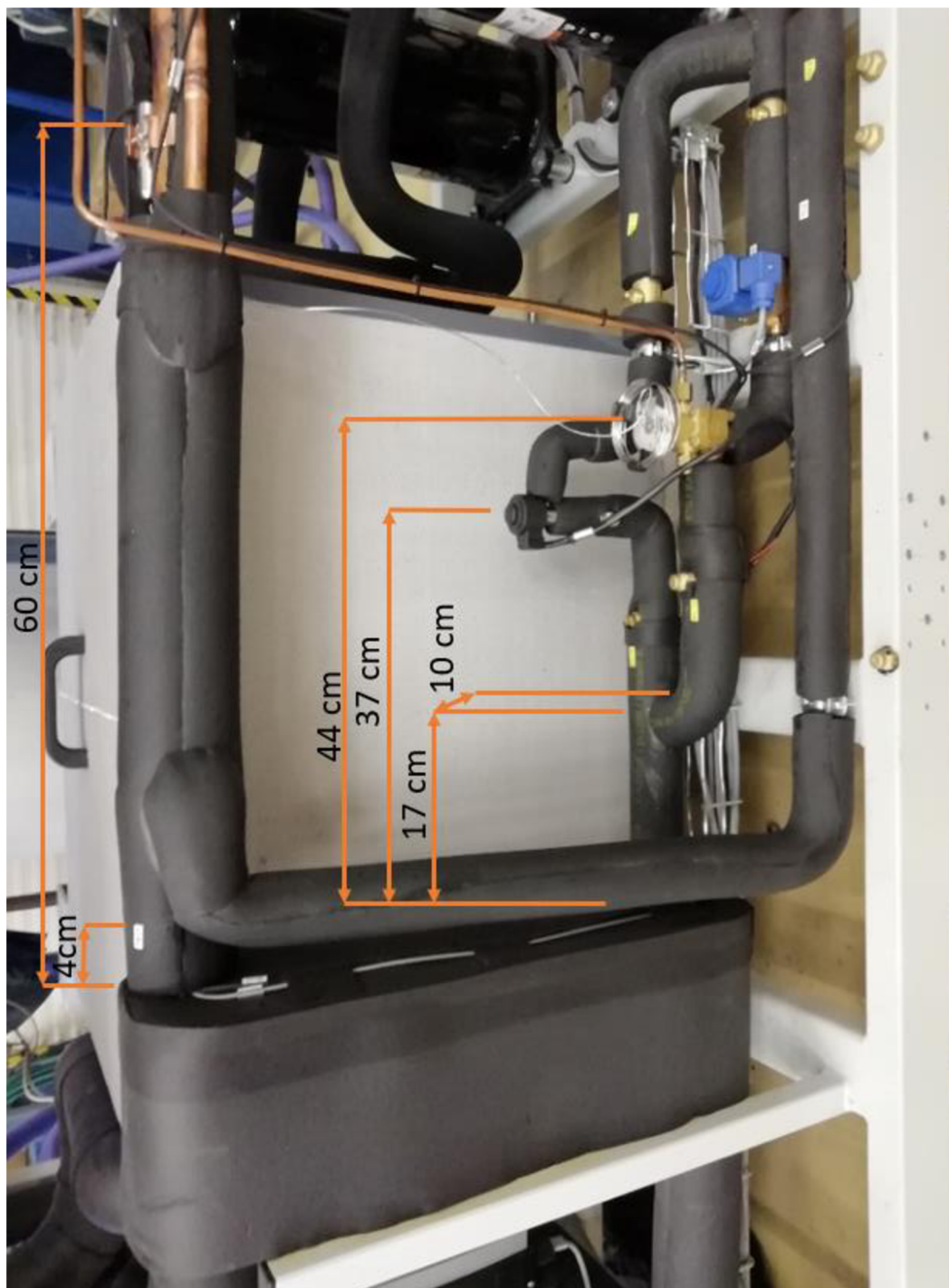
### 6.1.5 Elektronický expanzní ventil

Elektronický expanzní ventil byl vybrán od firmy Sanhua International Europe, S.L. Jedná se o elektronický ventil s krokovým motorem.



**Obrázek 29** Elektronický expanzní ventil Sanhua [11]

Elektronický expanzní ventil je umístěn přibližně 37 cm před výparníkem a potrubí vede přímo do výparníku. Přibližně 17 cm od výparníku se na toto potrubí připojuje potrubí od mechanického expanzního ventilu. Čidlo měřící teplotu za výparníkem je označeno jako Tw11 a je umístěno 4 cm za výparníkem. Na rozdíl od mechanického expanzního ventilu lze hodnotu přehřátí u elektronického expanzního ventilu nastavovat digitálně. Tuto hodnotu jsme tak jako mechanický ventil nastavili na 6 K. [11] Umístění mechanického a elektronického expanzního ventilu na chladicím zařízení najdeme na obrázku 29 v příloze 3. Tato příloha také obsahuje naměřené vzdálenosti ventilů od výparníku.



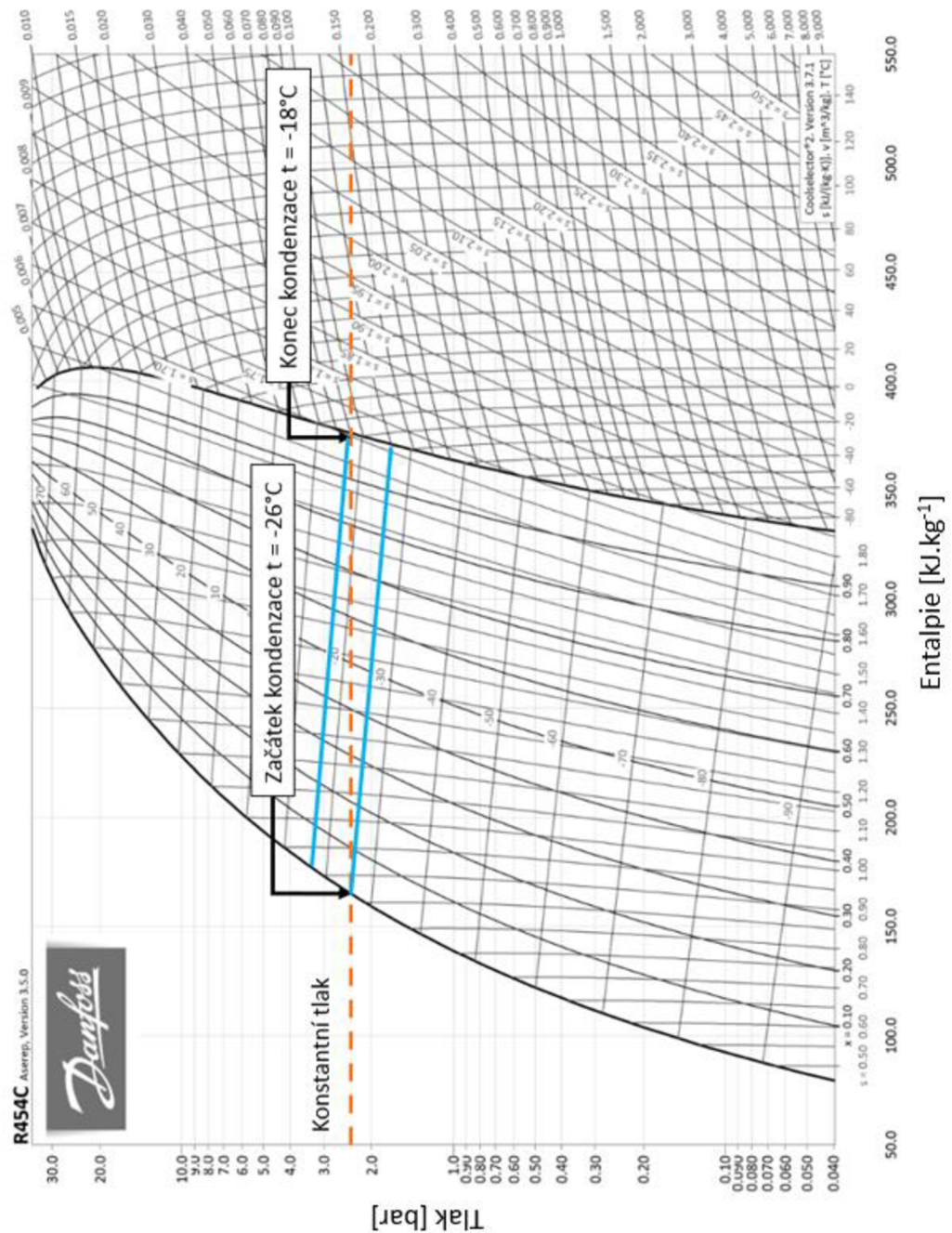
**Obrázek 30** Fotografie umístění expanzních ventilů na chladicím zařízení včetně vzdáleností  
[autor]



## 6.1.7 Chladivo R454C

Jako chladivo testovacího okruhu bylo zvoleno chladivo R454C. Jedná se o HFO typ chladiv. Jeho GWP je velmi nízké a to 148.

Jedná se o chladivo dvousložkové, skládající se z chladiva R32 a R1234yf ve vzájemném poměru 69/31 %, kde větší podíl má chladivo R32. A zároveň se jedná o zeotropní chladivo, tedy se skluzem. Skluz tohoto chladiva je přibližně 8 kelvinů při změně skupenství, jak můžeme vidět na obrázku 31. [7], [15]



Obrázek 31 Skluz chladiva pro chladivo R454C [14]

Jednou z nevýhod tohoto chladiva je, že má výrazný odmašťovací efekt, proto je nutné klást důraz na to, aby se kapalina nedostala do kompresoru, kde by hrozilo zadření třecích ploch. Z toho důvodu byl před kompresory dán sací akumulátor, jak můžeme vidět na obrázku 33 pod zkratkou LS, který v případě možného „úniku“ kapalného chladiva z výparníku je schopen toto chladivo zachytit. Zároveň je doporučováno výrobcem tohoto chladiva udržovat přehřátí na 6 kelvinech. [11]

### **6.1.8 Ostatní důležité komponenty**

Jak už bylo zmíněno chladicí zařízení je vybaveno sacím akumulátorem, který zaručuje ochranu kompresoru. Při velmi nízkém přehřátí by hrozilo nasátí kapalného chladiva, a to by mělo pro kompresor zničující účinek.

Další důležitou komponentou je sběrač chladiva. Sběrač je umístěn za kondenzátorem. Jeho funkce je vyrovnat objem zkondenzovaného chladiva, aby se oddělily zbytky nezkondenzovaného a kapalného chladiva. Sběrač tedy slouží ke stabilizaci dodávky kapalného chladiva do expanzního ventilu.

Konstrukce chlazené části je tvořena chladicí akumulací nádrží. Chladicí nádrž je rozdělena na dvě části. Z nádrže je pomocí primárního čerpadla kapalina dopravena do deskového výparníku, kde je zchlazena a dopravena do druhé části nádrže. Odtud je pomocí sekundárního čerpadla distribuována dál k maření výkonu a následně poslána zpět do první části nádoby, kde je kapalina opět nasáta primárním čerpadlem, a celý cyklus se opakuje.

Jako chlazená kapalina na jednotce byl použit 35 % ethylenglykol. Následně tato kapalina byla zkoumána pomocí refraktometru LH-T50. Naměřený bod tuhnutí byl  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  je tedy vhodný pro zkoušení jednotky.

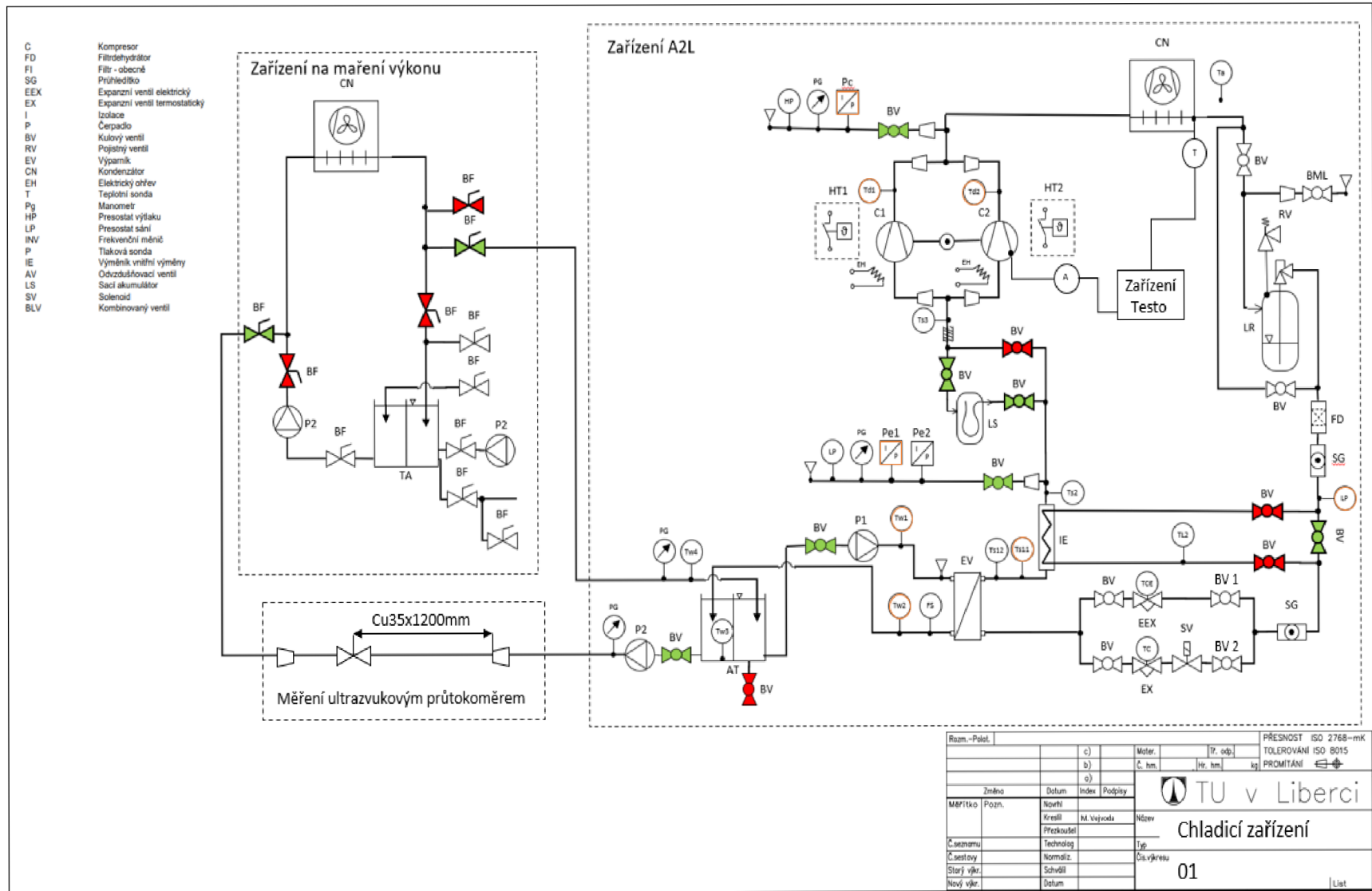
### **6.1.9 Maření výkonu**

Pro maření výkonu chladicího zařízení byl vybrán standardní lamelový výměník s ventilátory na pomocné jednotce, jak můžeme vidět na obrázku 32 a 33. Velikost maření výkonu je ručně regulovatelná pomocí změny otáček u ventilátoru.



**Obrázek 32** Zařízení na maření výkonu [autor]

Obrázek 33 Schéma testovacího zařízení inspirováno z [11]



## 6.2 Popis měřících zařízení

Pro měření testovacího zařízení byla využita měřící zařízení od firmy Eliwell Controls srl. Existují primárně dva druhy měřících zařízení pro chladicí okruh, tlakoměry a teplotní čidla. Měřící komponenty jsou kalibrovány dle vnitřních nařízení firmy. Veškerou kalibrační dokumentaci je možné si prohlédnout v příloze 4 včetně dokumentace od dodavatele.

### 6.2.1 Tlakoměry

Tlakoměry jsou základním měřícím prvkem chladicího zařízení, protože se jedná o klíčové měřící prvky. Tlakoměry jsou klíčové pro nejvyšší přesnost, která je zapříčiněna téměř konstantními hodnotami. Tlakoměry jsou zavedeny přímo do zařízení. Pomocí tlakoměru je měřen kondenzační a vypařovací tlak. Vypařovací tlak  $P_e$  je měřen mezi výparníkem a kompresorem, jak můžeme vidět na obrázku 33. Kondenzační tlak  $P_c$  je měřen mezi kompresorem a kondenzátorem, nicméně je možné jej měřit od kompresoru po expanzní ventil. Měření kondenzačního tlaku za kompresorem se provádí z důvodu minimalizovat tlakové ztráty od jednotlivých komponent, čímž opět zvyšujeme přesnost měření. Kalibrace tlakoměrů byla dodatečně prověřena pracovníky firmy JDK i na zkušebním tlakovém zařízení firmy. Toto zařízení je kalibrováno v příloze 4. Samotný tlakoměr pak měří s možnou chybou 1 % podle kalibračního listu.

### 6.2.2 Teplotní čidla

Teplotní čidla jsou na rozdíl od tlakoměru umístěna vně zařízení v menší trubičce připájené na potrubí a namazána teplotnosnou pastou. Tato trubička přispívá k lepšímu a přesnějšímu měření, tedy lepšímu přenosu tepla mezi čidlem a potrubím a je z izolována v chlazené části. Nejdůležitějším teplotním čidlem je čidlo pod zkratkou  $T_{s11}$ , které se nachází přibližně čtyři centimetry za výparníkem. Pomocí této teploty a vypařovacímu tlaku je následně dopočítávána velikost přehřátí.

Rozdílné provedení umístění čidel je v případě čidla  $T_{w3}$  a  $T_{w4}$ . Čidlo v nádrži  $T_{w3}$  je umístěno na dně vychlazené části akumulární nádrže a čidlo  $T_{w4}$  je umístěno před akumulární nádrží po vracení glykolu z maření výkonu, kde  $T_{w4}$  je teplota umístěna v teplotní jímce, a tedy velmi přesná.

Kalibrační odchylka pro toto čidlo je v průměru 5 %. viz kalibrační listy v příloze 4.

### 6.2.3 Tlakoměrný analyzátor chladicího okruhu Testo

Pro ověření měření bylo využito zařízení Testo 570. S tímto přístrojem byla měřena teplota chladiva před vstupem do kondenzátoru. Teplotní čidlo bylo přiloženo na povrch potrubí a zároveň byl měřen elektrický proud na jednom z kompresorů. Celé zařízení je nakresleno ve

schématu jednotky na obrázku a v příloze 2. Přesnost teplotního čidla je  $\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  a přesnost proudu  $\pm 0,5\text{ A}$ .

## 6.2.4. Průtokoměry

### Zařízení Flexim Fluxus

Měřicí zařízení je ultrazvukový průtokoměr od firmy Fluxus. Jedná se o příložený ultrazvukový průtokoměr na potrubí. Průtokoměr jsme umístili po konzultaci s firemním specialistou. Jedná se o dva snímače, které jsou připevněny na potrubí a zároveň jsou spojeny pravítkem pro zadávání vzájemné vzdálenosti, která byla 26 mm, jak můžeme vidět na obrázku 34. Celé zařízení bylo umístěno do vzdálenosti 110 cm od testovací jednotky, jak můžeme vidět na obrázku 35, aby splňovalo délku rovného potrubí pro ustálené proudění v potrubí. Tedy pro zamezení turbulentního proudění.



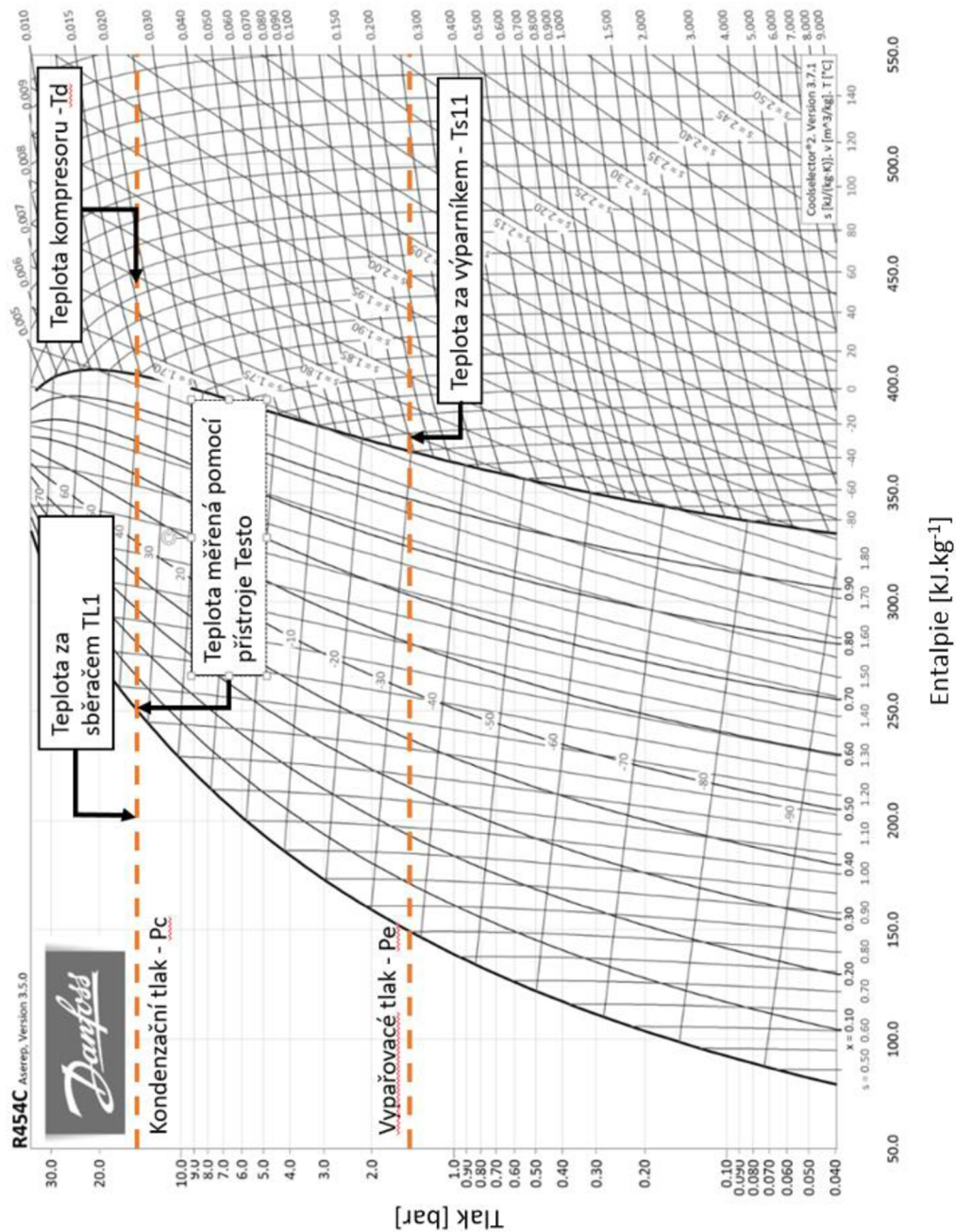
**Obrázek 34** Ultrazvukové snímače Flexim Fluxus na jednotce [autor]



**Obrázek 35** Fotografie zkušební jednotky s napojením na maření výkonu včetně průtokoměru a jejich vzdáleností od jednotky [autor]

### 6.2.5 Měřicí zařízení v p-h diagramu

Jak můžeme vidět na obrázku 33, v celém chladicím okruhu je umístěna řada teplotních čidel. Z hlediska zakreslení chladicího okruhu v p-h diagramu, jak můžeme vidět na obrázku 36, je klíčový vypařovací tlak  $P_e$  a kondenzační tlak  $P_c$ . Následně je na vypařovacím tlaku odečtena teplota  $T_{s11}$ . Na kondenzačním tlaku nalezneme teplotu kompresoru  $T_d$  a jako poslední důležitou teplotu použijeme teplotu za sběračem TL1. Všechny tyto důležité měřené hodnoty můžeme vidět na obrázku 36, kde jsou zvýrazněny. V neposlední řadě je na obrázku 36 zakresleno, kde je umístěno zařízení Testo.



Obrázek 36 Znárodnění hodnot v p-h diagramu [14]

### 6.3 Postup měření

Nejprve jsme si stanovili parametry měření. Důležitý prvek zde představuje výstupní teplota etylenglykolu z výparníku označená pod názvem  $T_{w2}$ , protože právě pomocí této teploty je přístroj nastavován a měřen. V případě, že by teplota na výstupu  $T_{w2}$  byla nižší než požadovaná teplota  $T_{w2}$ , přístroj vypne jeden z kompresorů, dokud není teplota vyšší než dva stupně nad požadovanou teplotou.



Parametry měření jsme si zvolili pro konstantní kondenzační tlak chladicí jednotky. Díky tomu by měla být zachována konstantní teplota kondenzace, dále konstantní výkon čerpadla, čímž je zajištěno stejné průtokové množství etylenglykolu pro danou teplotu. V neposlední řadě je žádoucí, aby testovací zařízení mělo 100% příkon, tzn. aby nepřetržitě běžely oba kompresory, pokud nedojde k příliš nízké teplotě  $T_{w2}$ . Tedy jediné parametry chladicího okruhu, které se mění s časem, jsou polohy expanzních ventilů a vypařovací tlak.

V dalším kroku jsme si stanovili teplotní rozsah měření a dobu trvání jednoho měření, pro které budeme expanzní ventily porovnávat. Měřicí rozsah byl zvolen od  $+5$  do  $-10^{\circ}\text{C}$ . Jednotlivá měření byla prováděna s 5 stupňovým rozdílem, tedy na referenční teploty etylenglykolu  $T_{w2} + 5^{\circ}\text{C}$ ,  $0^{\circ}\text{C}$ ,  $-5^{\circ}\text{C}$  a  $-10^{\circ}\text{C}$ . Cílem měření je dosáhnout ustáleného stavu, doba jednoho měření se na základě zkušeností odhaduje mezi 30-60 minutami.

V neposlední řadě byl před spuštěním měření nastaven optimální mařicí výkon pro danou provozní teplotu a vybrán typ expanzního ventilu, který chceme měřit. Toho bylo docíleno tak, že před expanzním ventilem je kulový ventil – na obrázku 33, označený zkratkami BV1 a BV2. V případě měření elektronického expanzního ventilu se otevřel kulový ventil BV1 a BV2 uzavřel. V případě měření mechanického expanzního ventilu se otevřel kulový ventil BV2 a uzavřel BV1.

Po všech těchto nastaveních jsme spustili měření. V první části měření jsme mohli pozorovat klesající teplotu etylenglykolu. V druhé části měření se chladicí zařízení dostalo do tzv. ustáleného stavu, tj. když se teplota přiblíží k požadované referenční teplotě a ustálené vypařovací teplotě. Dosáhnout ustáleného stavu je pro nás důležité z hlediska pozorování chování expanzního ventilu, kde v tomto stavu se pohybuje pouze expanzní ventil jako jediná komponenta chladicího zařízení.

Po ukončení měření jsme přístroj vypnuli, změnili expanzní ventily, nechali opět zvýšit teplotu etylenglykolu na přibližně  $+10^{\circ}\text{C}$  a opět měřili. Po tomto měření byla změněna hodnota mařicího výkonu a následně se celý proces opakoval pro jinou referenční teplotu. Žádná referenční teplota nikdy nebyla měřena dvakrát za sebou.

Měření bylo z technických důvodů rozebráno na dvě etapy, a to na dubnové měření a srpnové měření. V dubnu byla jednotka umístěna do haly firmy a testována. V srpnovém měření proběhlo měření stejné jednotky umístěné venku se zařízením na ověření měření. Při měření byl kladen velký důraz na zachování podobných teplotních podmínek.

### **6.3.1 Zpracování dat**

Data získaná z měření jsme zaznamenávali na SIM kartu, která je následně posílala na stránku Xweb. Tato data byla posílána v nejkratším možném intervalu, každou půlminutu.

Vzhledem k plynulé změně stavu zařízení a stálosti výsledných datových hodnot lze předpokládat, že datový tok byl dostačující.

Následně z formátu Xweb byly hodnoty extrahovány do formátu Microsoft Excel pro další zpracování. V tomto formátu pomocí tabulkových hodnot pro přehřáté chladivo R454C byla z vypařovacího a kondenzačního tlaku vypočtena vypařovací a kondenzační teplota na vypařovací straně p-h diagramu.

### 6.3.2 Výpočet chladicího výkonu a účinnosti

Z vypařovací a kondenzační teploty jsme následně dopočetili přehřátí a pomocí charakteristického polynomu i chladicí výkon a příkon kompresoru. K danému typu kompresoru a chladiva jsme použili příslušné polynomy od výrobce – firmy Emerson Copeland. Tyto polynomy jsou naměřeny a certifikovány výrobcem v laboratorních podmínkách dle metodiky stanovené EN 12900. V neposlední řadě jsme vypočetili z chladicího výkonu a příkonu kompresoru chladicí faktor neboli COP chladicího zařízení a dostupná data porovnali.

### 6.3.3 Výpočet chyby měření

Po dokončených měřeních jsme dopočetili chybu pro referenční teploty 0 °C, -5 °C a -10 °C. Nejprve jsme vypočetili průměrnou hodnotu jednotlivých měření v ustáleném stavu pomocí vzorce 9, kde n je počet všech použitých hodnot v ustáleném stavu pro jedno měření. Rovnice byla převzata z [23]

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (9)$$

kde:	$\bar{x}$	-	průměr
	$x_i$	-	dílčí měřená hodnota
	n	-	počet cyklů

Následně byly tyto hodnoty opět zprůměrovány pomocí stejného vzorce, kde n je množství jednotlivých měření pro danou referenční teplotu. Množství měření bylo pro jednotlivé referenční teploty následující: dvojí měření pro teploty 0 °C a -10 °C a trojí měření pro referenční teplotu -5 °C. Toto malé množství opakování měření bylo provedeno zejména z důvodu technické náročnosti měření, energetické náročnosti a časového omezení. Z celkové průměrné hodnoty pro danou referenční teplotu byla následně vytvořena výběrová směrodatná odchylka S popsaná v rovnici 10 převzata z [23]

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{(n-1)}} \quad (10)$$

kde:  $S$  - výběrová směrodatná odchylka

Po vypočtení výběrové směrodatné odchylky jsme použili vzorec 11 převzatý z [23] a dopočítali přípustnou odchylku.

$$\Delta = t_{\alpha(n-1)} * \sqrt{\frac{S^2}{n}} \quad (11)$$

kde  $t_{\alpha(n-1)}$  - tabulková kritická hodnota

$\alpha$  - spolehlivost

$\Delta$  - přípustná odchylka

K dopočítání této hodnoty bylo zapotřebí tabulky kritických hodnot Studentova rozdělení [22], ze které jsme dostali hodnotu  $t_{\alpha(n-1)}$ . Jako hodnotu spolehlivosti  $\alpha$  jsme použili hodnotu přesnosti teplotního čidla a tlakoměru. Následně byly vytvořeny tabulky pro jednotlivé referenční body, které je možné najít v kapitole porovnání hodnot EX a EEX v jednotlivých provozních bodech. Výpočet chyby měření byl prováděn pouze na teplotách a tlacích přímo změřených, nebyly počítány odchylky hodnot dopočtených z důvodu předpokládané vysoké přesnosti hodnot z polynomu.

## 6.4 Ověření naměřených hodnot

Jak jsme si říkali v předchozí kapitole, pro výpočet chladicího výkonu, příkonu kompresoru a proudu jsme použili vytvořené polynomy doložené výrobcem kompresoru pro daný typ kompresoru. Tato kapitola je zaměřena na dodatečné ověření správnosti výpočetních polynomů a zároveň pro ujištění, zda chladicí zařízení funguje podle předpokladů.

Pro ověření naměřených a vypočtených hodnot byla využita zařízení Testo a Flexim Fluxus popsané v kapitole popis měřících zařízení.

### 6.4.1 Měření pomocí zařízení Testo

Jak už bylo vysvětleno v přechozích kapitolách, byly pomocí zařízení Testo měřeny teplota a proud, konkrétně výstupní teplota z kondenzátoru a elektrický proud v kompresoru.

Vzhledem k předpokládané stálé hodnotě elektrického proudu a kondenzační teploty bylo stanoveno ověřovací měření pro teploty  $-5\text{ °C}$  a  $-10\text{ °C}$ . V průběhu měření nedošlo k žádným nepravděpodobným okolnostem. Po skončení měření byla data ze zařízení Testo stažena a následně byla porovnána s hodnotami naměřenými na jednotce.

Teplotní čidlo zařízení bylo umístěno na konec kondenzátoru v co nejvyšším bodě. Kdybychom čidlo dali na konec kondenzátoru v nižší poloze, naměřili bychom teplotu s podchlazením. Nejvyšší poloha je tedy možným nejpřesnějším bodem. Ovšem je téměř nemožné určit optimální polohu čidla, a to především díky zeotropním vlastnostem chladiva.

V případě měřicího zařízení byla teplota kondenzace vypočítána pomocí tabulek pro chladivo R454C. Pomocí tabulkových hodnot jsme dopočítali z naměřeného kondenzačního tlaku kondenzační teplotu a porovnali s naměřenou hodnotou.

Jak můžeme vidět v tabulce 3 je průměrný rozdíl naměřené a vypočtené kondenzační teploty minimální. Po vypočtení vychází, že průměrný procentuální rozdíl teploty změřené a vypočtené jsou 3,3 %. Podle výrobce je přesnost měřicího čidla  $\pm 0,5$  °C tedy přibližně 1 %.

**Tabulka 3** Porovnání spočítaných a naměřených hodnot pro teplotu pomocí Testo

referenční teplota	-5 °C	-10 °C
teplota za kondenzátorem[°C]	39,7	38,5
teplota dopočítaná [°C]	38,2	37,5
průměrný rozdíl teplot [K]	1,5	1,4
rozdíl [%]	3,3	3,3

Vzniklý rozdíl pod 5 % je přijatelný výsledek a můžeme tedy říci, že dopočítaná kondenzační teplota z tabulek pro chladivo R454C je velice použitelný způsob stanovení kondenzační teploty.

Druhá sada dat byla naměřena pomocí ampérmetru, který byl opět připojen na zařízení Testo. Ampérmetr byl nasazen na jeden přívod do kompresoru pro stanovení elektrického proudu. Pomocí této hodnoty bylo provedeno srovnání mezi polynommem proudu a polynommem příkonu.

Z hlediska dopočítání polynomů proudu bylo zapotřebí dosadit do daného polynomu pouze vypařovací a kondenzační teplotu. Po naměření byla data vypočteného proudu i naměřeného proudu porovnána a uvedena v následující tabulce.

**Tabulka 4** Porovnání průměrných spočítaných a naměřených hodnot pro proud pomocí Testo

referenční teplota	-5 °C	-10 °C
proud změřený [A]	7,4	7,1
proud polynom [A]	7,3	7,1
průměrný rozdíl [A]	0,1	0,1
rozdíl [%]	2,0	1,4

Jak můžeme pozorovat v tabulce 4, procentní chyba při obou referenčních teplotách se pohybuje v rozmezí 1-2 %. Po započtení chyby měřidla, která se pohybuje  $\pm 0,5$  % je tato chyba akceptovatelná.

Jak už jsme si říkali, z hodnoty proudu lze dopočítat příkon kompresoru. Kompresor má trojfázové zapojení, tedy nejprve jsme dopočítali celkový proud kompresoru jako:

$$I = I_s \cdot \sqrt{3} \quad (12)$$

kde: I - proud celkový (A)

$I_s$  - proud jedné fáze (A)

Po dopočítání celkového proudu kompresoru jsme dosadili do výpočtu příkonu hodnoty získané od dodavatele. Chladicí jednotka je napojena na napětí 400 V a účinnost kompresoru je 75 %.

$$P = U \cdot I \cdot \eta \quad (13)$$

kde: P - příkon kompresoru (A)

U - napětí (V)

$\eta$  - účinnost (1)

Pro dosažení do polynomu na výpočet příkonu jsme opět použili vypařovací a kondenzační teploty. Jelikož hodnota polynomu vychází pro oba kompresory, tak i změřený příkon kompresoru jsme po vypočtení vynásobili dvěma. Po dopočtení jsme oba příkony porovnali a vytvořili průměrné hodnoty uvedené v tabulce 5.

**Tabulka 5** Porovnání spočítaných a naměřených hodnot pro příkon pomocí Testo

referenční teplota	-5 °C	-10 °C
příkon změřený [kW]	7,7	7,4
příkon z vypočteného polynom [kW]	7,3	6,6
průměrný rozdíl příkonu [A]	0,4	0,4
rozdíl [%]	5,4	6,3

Z porovnání příkonů je patrné, že pouze výpočty procentuální odchylky vzrostly o 4 %. Vzniklá vyšší odchylka může být způsobena například nezapočítanými ztrátami. Celkový rozdíl mezi vypočteným výsledkem a naměřeným je méně než 7 %. Tento výsledek můžeme označit za použitelný.

## 6.4.2 Měření pomocí průtokoměru

Druhým měřicím zařízením pro ověření byl příložený ultrazvukový průtokoměr od firmy Flexim Fluxus, který jsme popisovali v kapitole měřicí zařízení včetně jeho umístění na straně ethylenglykolu. Před spuštěním zařízení byla zkontrolována umístění průtokoměru a zároveň zkontrolován signál pro sběr dat mezi oběma kontakty. Následně byly na průtokoměru nastaveny parametry měření – drsnost potrubí, materiál potrubí a vlastnosti měřené látky. Poté byla jednotka spuštěna.

Průtok byl měřen pro teploty 0 °C, -5 °C a -10 °C. Průtokoměr v průběhu měření měřil objemový průtok. Po měření byla následně data získána ze zařízení a zpracována pro výpočet chladicího výkonu. Pro výpočet byly použity tabulkové hodnoty pro výpočet ethylenglykolu:

$$Q_o = \dot{V} \cdot \zeta \cdot c_p (T_{w_4} - T_{w_3}) \quad (14)$$

kde:	$\dot{V}$	-	objemový průtok ( $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ )
	$\zeta$	-	hustota ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )
	$c_p$	-	měrná teplotní kapacita ( $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )
	$T_{w_4}$	-	teplota vracečky glykolu (°C)
	$T_{w_3}$	-	teplota glykolu v nádrži (°C)

K porovnání se opět použil vypočtený chladicí výkon pomocí polynomu za použití kondenzační a vypařovací teploty.

Po měření a následnému porovnání hodnot jsme zjistili, že průměrná chyba se pohybuje v rozmezí 8-22 %, ovšem jak je patrné z tabulky 6, s rostoucím chladicím výkonem rostla i velikost chyby, která je právě nejvyšší pro teplotu 0 °C. Tato chyba mohla být zapříčiněna špatným nastavením nebo snímáním přístroje. Zároveň zde mohlo dosud být turbulentní proudění nebo byl proud narušován zařízením Belimo. Kromě těchto možných chyb zde také může docházet k tepelným ztrátám například v místě nádrže, která není hermeticky uzavřena.

**Tabulka 6** Porovnání spočítaných a naměřených hodnot pro chladicí výkon pomocí ultrazvukového průtokoměru Flexim Fluxus

referenční teplota	Průtok [m <sup>3</sup> /h]		Chladicí výkon polynom [kW]		Chladicí výkon měřený [kW]		Rozdíl chladicích výkonů [%]	
	EX	EEX	EX	EEX	EX	EEX	EX	EEX
0 °C	1,91	1,91	20,62	19,94	16,26	15,60	21,14	21,76
-5 °C	1,78	1,77	17,74	16,92	15,04	14,88	15,22	12,10
-5 °C	1,81	1,77	17,71	16,80	15,17	14,50	14,28	13,62
-5 °C	1,79	1,78	17,77	17,19	14,92	14,74	16,00	14,28
-Δ5 °C	1,79	1,78	17,74	16,97	15,04	14,70	15,17	13,33
-10 °C	1,56	1,63	14,37	14,28	13,56	13,82	8,72	5,86

Přes chybu ultrazvukového průtokoměru, která je 8–22 %, jde považovat výsledek za rozumný a v daných měřicích podmínkách dostačující.

### 6.4.3 Závěr ověření měření

Ověření výsledků bylo provedeno sadou ověřovacích měření proudu, kondenzační teploty a průtoku ethylenglykolu. Všechny tyto metody potvrdily přijatelnou shodu měřených a dopočtených hodnot testovacího zařízení pomocí polynomů. Největší chyba byla při měření pomocí ultrazvukového průtokoměru 10-20 %. Oproti tomu chyba měření proudu byla průměrně 2 %, což po zohlednění chyby měřicího čidla, můžeme považovat téměř za bezchybný výsledek.

## 6.5 Porovnání hodnot EX a EEX v jednotlivých provozních bodech

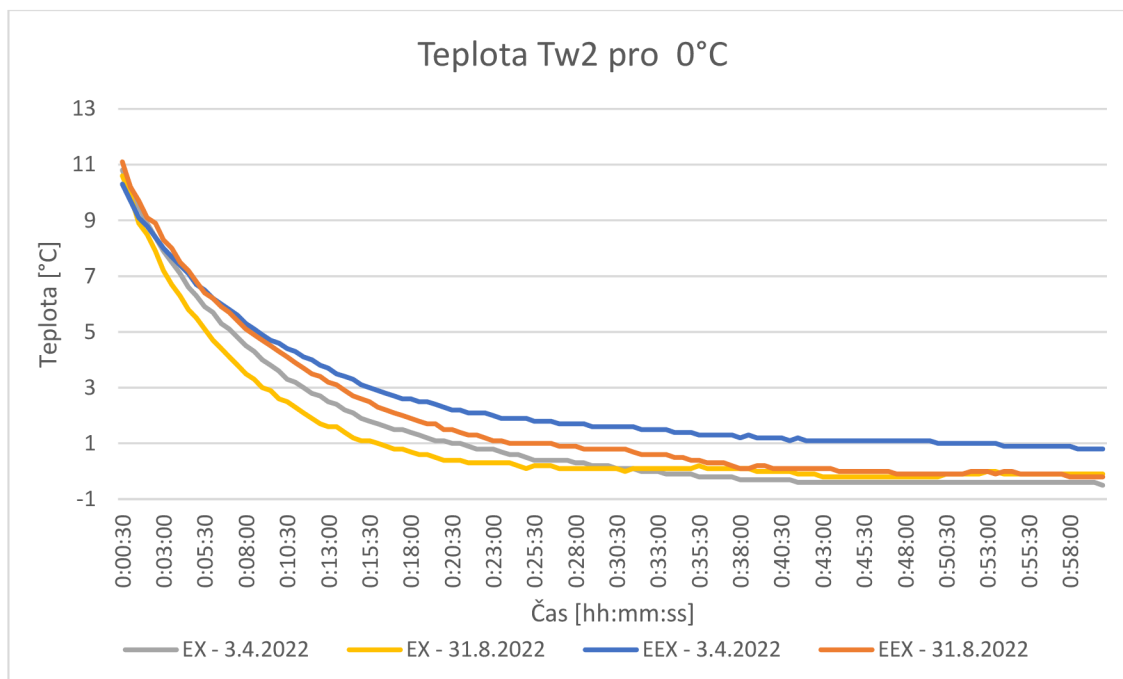
Předchozí kapitoly byly zaměřeny na popis měřicího zařízení, postup měření jednotky a ověření hodnot polynomu. Po úspěšném změření byla data zpracována a uvedena pro jednotlivé teplotní hladiny, kde teplota glykolu Tw2 a hodnota přehřátí by měly fungovat jako ukazatel chování testovací chladicí jednotky.

Bohužel v průběhu měření jsme zjistili, že teplotní čidlo Tw2 bylo špatně z izolováno. Z praktického pohledu ovšem tento fakt nijak nemění naměřené hodnoty a vypočtené hodnoty na straně chladicího zařízení. Účelem měření teploty Tw2 v rámci této práce je především kontrola dosažení ustáleného stavu. Pouze grafy teploty glykolu Tw2 jsou přibližně o 2 °C nižší, než je uvedeno. V příloze 6 můžeme nalézt tabulky vybraných naměřených hodnot a v příloze 7 dodatečné grafy.

### 6.5.1 Porovnání chování EX a EEX při provozní teplotě 0 °C

Z grafu 1 můžeme pozorovat průběžné chování jednotky. Z grafu je jasně patrný pokles na požadovanou teplotu, tedy teplotu  $T_{w2} = 0 \text{ °C}$ . Teplota se v tomto případě ustálila přibližně v druhé třetině měření.

Při porovnání chování chladicího zařízení z dubnového a srpnového měření není pozorovatelná žádná výrazná změna chování pro tuto teplotu a jednotlivá měření se pohybují přibližně  $\pm 1 \text{ °C}$  od požadované teploty.

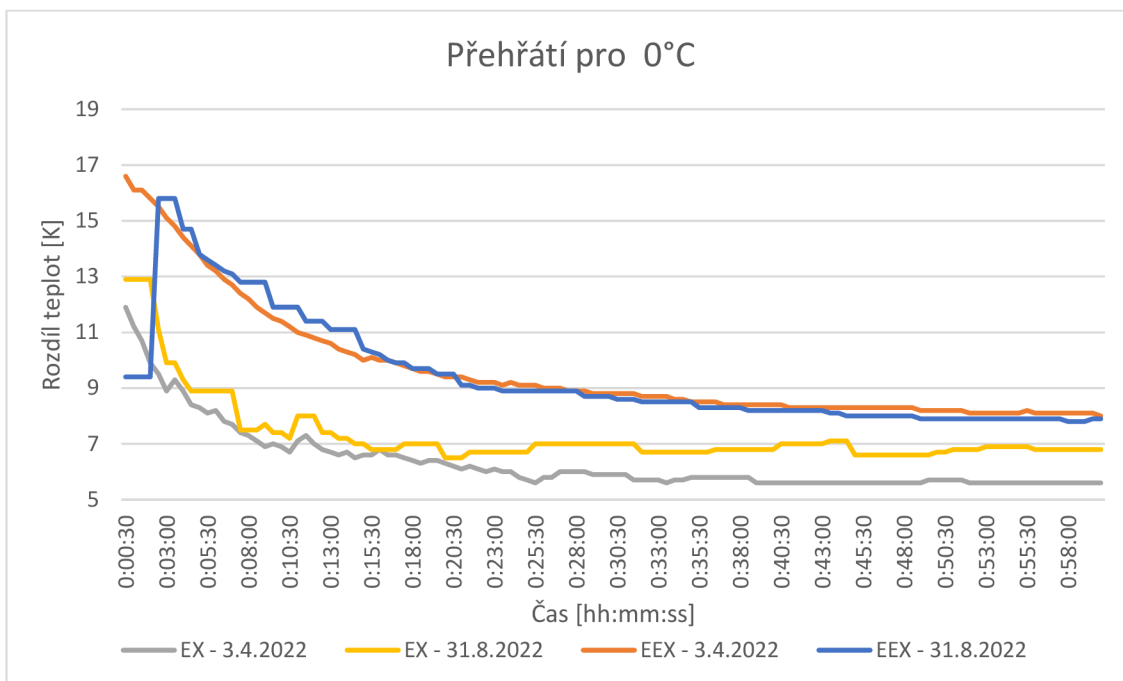


**Graf 1** Porovnání průměrných hodnot pro referenční teplotu 0 °C

Z grafu 1 je možné pozorovat nepatrný rozdíl mezi teplotami při fungování různých ventilů, při čemž mechanický expanzní ventil dosahuje nižších teplotních hodnot než elektronický expanzní ventil. Z grafu 2 je rozdíl mezi ventily znatelnější. Průměrná ustálená hodnota přehřátí pro mechanický expanzní ventil je 6,28 K a pro elektronický expanzní ventil 8,45 K. S přihlédnutím na tato data je možné říci, že elektronický expanzní ventil plně neplní svoji funkci, protože by v případě správného fungování měl udržovat přehřátí na hodnotě 6 K. Naproti tomu mechanický expanzní ventil funguje podle všech očekávání.

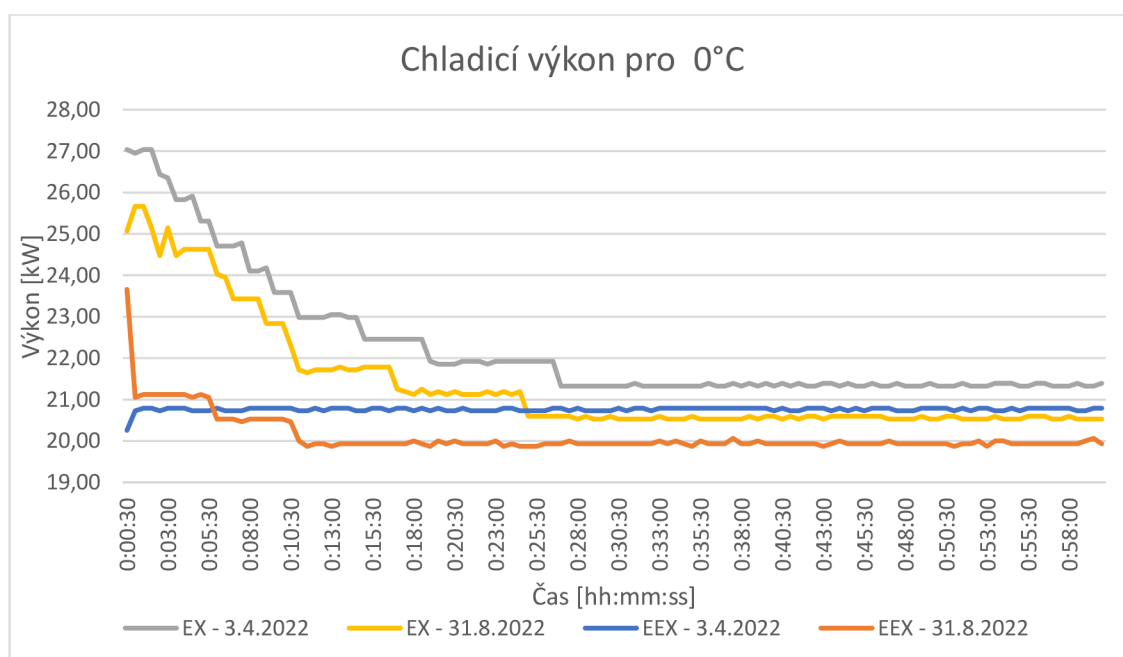
Na začátku je také vidět strmý nárůst přehřátí pro elektronický ventil. To je zapříčiněno startem jednotky, kdy elektronika jednotky začíná měřit a zároveň chladivo cirkulovat. Tato hodnota ovšem nijak neovlivňuje chování zařízení ani nemá vliv na jeho funkci jako takovou.





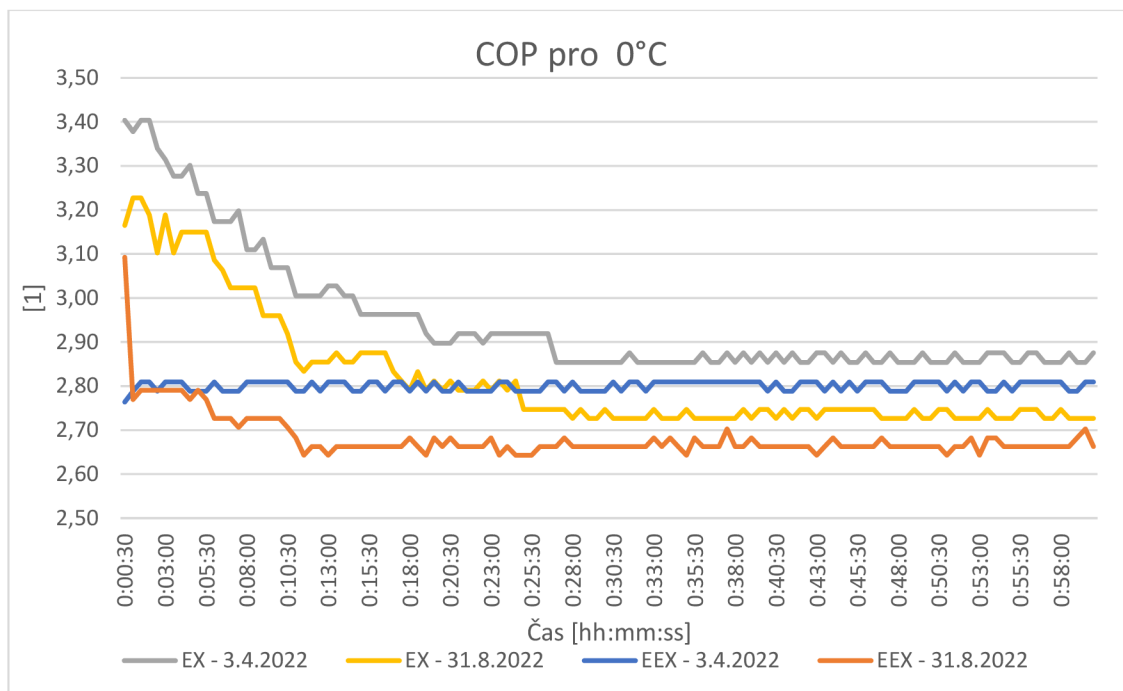
**Graf 2** Porovnání přehřátí pro referenční teplotu 0 °C

V grafu 3 je jasně pozorovatelný vliv přehřátí na chladicí výkon jednotky. Chladicí výkon mechanického expanzního ventilu je vyšší. V případě elektronického expanzního ventilu je možné pozorovat ustálený chladicí výkon, což nám potvrzuje špatné regulační chování expanzního ventilu, kde expanzní ventil byl v plně otevřeném stavu. V grafu 3 je možné pozorovat, že v ustáleném stavu je chladicí výkon elektronického ventilu větší než u mechanického. Průměrný rozdíl chladicího výkonu je ovšem přibližně 0,7 kW.



**Graf 3** Porovnání chladicího výkonu pro referenční teplotu 0 °C

I v grafu 4 pro chladicí faktor je jasně pozorovatelné, že mechanický expanzní ventil je efektivnější. Samotný chladicí faktor jednotky pro 0 °C se pohybuje mezi 2,72 až 2,87.



**Graf 4** Porovnání chladicího faktoru pro referenční teplotu 0 °C

Při porovnání chování expanzního ventilu mechanického a elektronického je možné říci, že mechanický expanzní ventil reagoval daleko lépe než elektronický expanzní ventil. U elektronického ventilu zde byly patrné problémy regulace, které byly patrné i v čase měření na expanzním ventilu. Pravděpodobným problémem zde je naprogramované chování elektronického ventilu, který je pravděpodobně nastaven na reagování v určitém bodu přehřátí, které v průběhu měření nebylo dosaženo. Zároveň je také možné, že ventil je v tomto případě moc malý velikostně, a tedy nevyhovující.

Oproti tomu zde se ukázala výhoda mechanického ventilu, který reguluje samostatně po celou dobu bez ohledu na jeho hodnotu přehřátí. Díky tomu udržel své přehřátí přibližně na rozdílu teplot 6 K a lze jeho chování považovat za ideální stav, což dokazuje i výkonový rozdíl kolem 0,7 kW.

V tabulce 7 je možné pozorovat, že vlivem špatné regulace elektronického expanzního ventilu nám také pravděpodobně vyrostla přípustná odchylka měřených veličin.

**Tabulka 7** Tabulka naměřených hodnot s chybou měření pro 0 °C

		Průměrná hodnota [°C]	Přípustná odchylka [°C]	Počet cyklů	Spolehlivost [%]
Tw2 - výstup [°C]	EX	-0,01	±0,247	2	95
	EEX	0,87	±3,058		
Pe -Vypřovací tlak [bar]	EX	2,77	±1,668		99
	EEX	2,65	±1,591		
Pc-kondenzační tlak [bar]	EX	15,22	±4,409		99
	EEX	15,22	±5,540		
Ts11 - teplota sání [°C]	EX	1,78	±1,293		95
	EEX	3,1	±2,815		

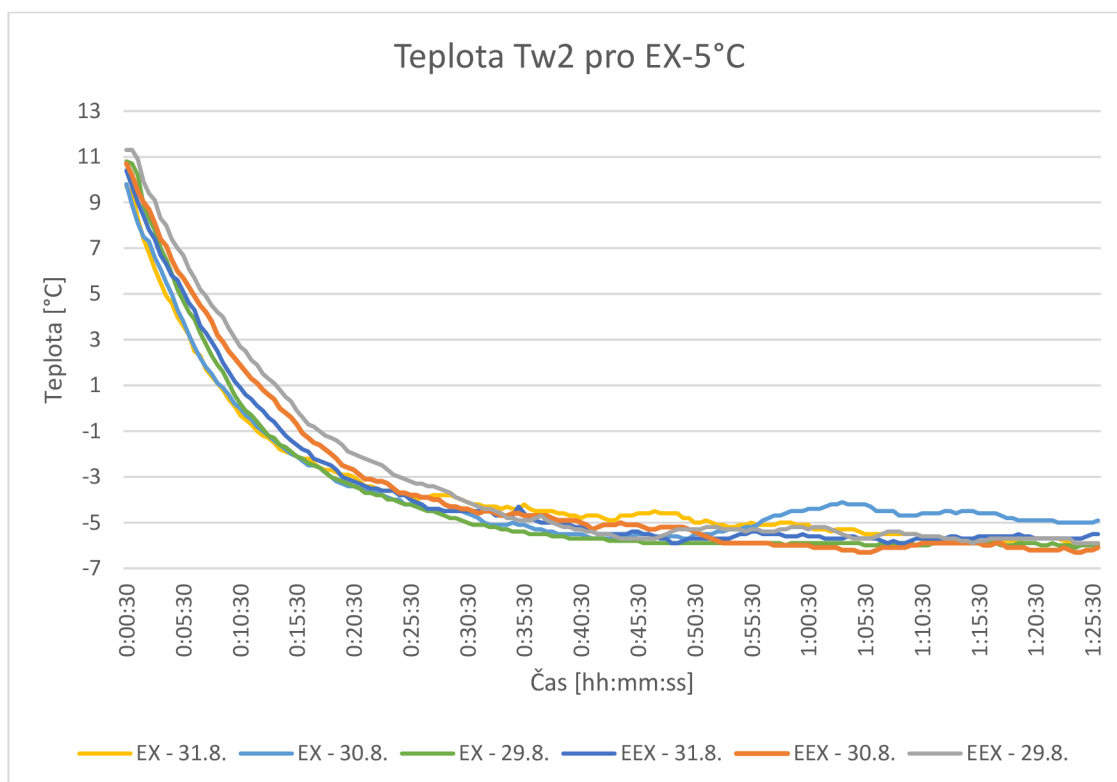
### 6.5.2 Porovnání chování EX a EEX při provozní teplotě -5 °C

Měřená teplota Tw2= -5 °C byla pro naše měření klíčová, a to především díky tomu, že se nachází blízko návrhové teploty, která pro tuto jednotku byla stanovena na teplotu -7 °C. Při zohlednění chyby na teplotním čidle toto měření proběhlo právě na teplotě, pro kterou byl tento přístroj navržen. V tabulce 8 je možné si prohlédnout krátký úsek některých naměřených veličin v ustáleném stavu pro teplotu -5 °C.

**Tabulka 8** Ukázka naměřených hodnot pro referenční teplotu -5 °C

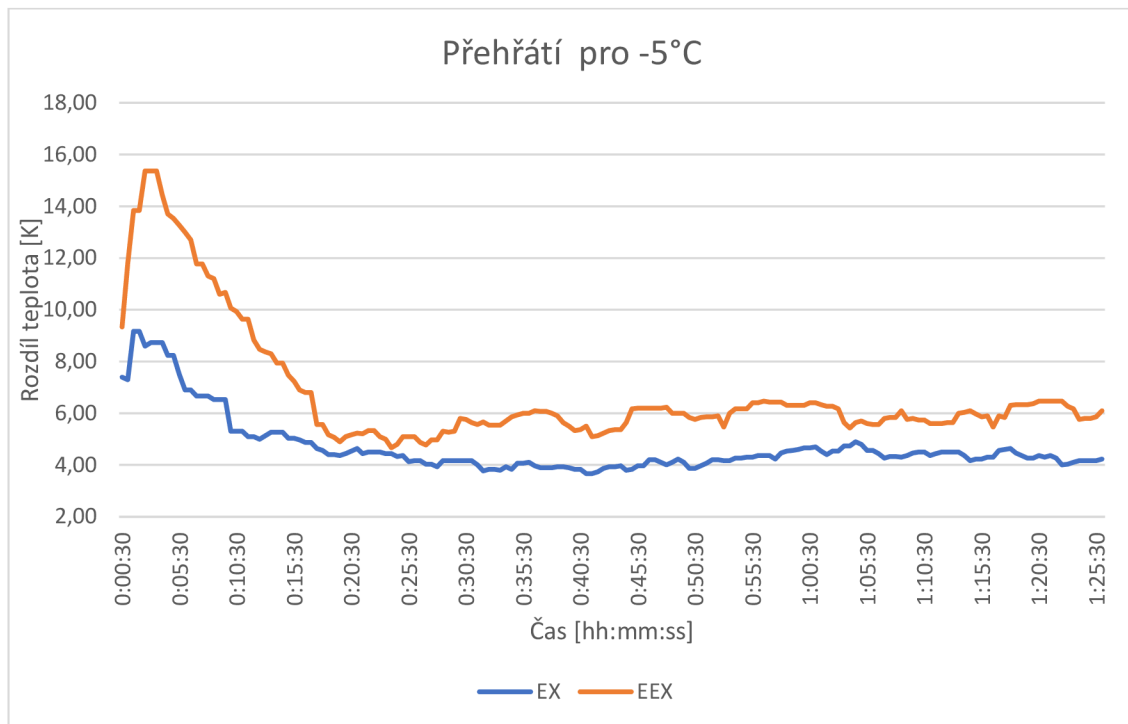
	Tw1 - vstup [°C]		Tw2 – výstup [°C]		Ts11 - teplota sání [°C]		Pe -Vypřovací tlak [bar]		Pc kondenzační tlak [bar]	
	EX	EEX	EX	EEX	EX	EEX	EX	EEX	EX	EEX
1:06:00	-3,13	-3,80	-5,27	-5,90	-4,47	-4,60	2,20	-7,37	15,13	0,40
1:06:30	-3,20	-3,73	-5,33	-5,83	-4,63	-4,63	2,20	-7,37	15,17	0,50
1:07:00	-3,23	-3,67	-5,30	-5,80	-4,80	-4,33	2,20	-7,37	15,13	0,53
1:07:30	-3,20	-3,70	-5,30	-5,80	-4,77	-4,27	2,20	-7,37	15,13	0,57
1:08:00	-3,27	-3,70	-5,30	-5,77	-4,77	-4,23	2,20	-7,37	15,13	0,57
1:08:30	-3,27	-3,70	-5,37	-5,80	-4,73	-4,23	2,20	-7,37	15,10	0,57
1:09:00	-3,27	-3,73	-5,37	-5,83	-4,67	-4,60	2,20	-7,37	15,07	0,57
1:09:30	-3,27	-3,63	-5,37	-5,77	-4,67	-4,57	2,20	-7,37	15,13	0,57
1:10:00	-3,27	-3,63	-5,40	-5,73	-4,57	-4,33	2,20	-7,37	15,10	0,57
1:10:30	-3,27	-3,60	-5,40	-5,73	-4,57	-4,33	2,20	-7,37	15,10	0,57
1:11:00	-3,27	-3,63	-5,40	-5,73	-4,63	-4,50	2,20	-7,37	15,10	0,57
1:11:30	-3,27	-3,60	-5,37	-5,73	-4,57	-4,30	2,20	-7,37	15,07	0,60
1:12:00	-3,23	-3,60	-5,37	-5,73	-4,57	-4,30	2,20	-7,37	15,10	0,57
1:12:30	-3,23	-3,63	-5,37	-5,77	-4,57	-4,23	2,20	-7,37	15,13	0,50
1:13:00	-3,23	-3,63	-5,37	-5,73	-4,57	-4,37	2,20	-7,37	15,13	0,50
1:13:30	-3,30	-3,67	-5,43	-5,73	-4,67	-4,33	2,20	-7,37	15,13	0,50
1:14:00	-3,30	-3,70	-5,40	-5,80	-4,77	-4,30	2,20	-7,40	15,10	0,50
1:14:30	-3,27	-3,70	-5,40	-5,80	-4,90	-4,23	2,20	-7,40	15,10	0,50
1:15:00	-3,30	-3,73	-5,40	-5,83	-4,87	-4,37	2,20	-7,40	15,13	0,50
1:15:30	-3,33	-3,67	-5,43	-5,77	-4,87	-4,37	2,20	-7,40	15,13	0,50
1:16:00	-3,37	-3,67	-5,47	-5,80	-4,77	-4,60	2,20	-7,40	15,13	0,50
1:16:30	-3,33	-3,63	-5,47	-5,77	-4,87	-4,83	2,20	-7,40	15,13	0,53
1:17:00	-3,33	-3,67	-5,43	-5,73	-4,70	-4,63	2,20	-7,40	15,13	0,53
1:17:30	-3,37	-3,70	-5,50	-5,73	-4,47	-4,47	2,20	-7,40	15,13	0,47
1:18:00	-3,40	-3,73	-5,53	-5,80	-4,53	-4,37	2,20	-7,40	15,13	0,43
1:18:30	-3,40	-3,73	-5,53	-5,80	-4,67	-4,27	2,20	-7,40	15,13	0,43
1:19:00	-3,43	-3,77	-5,53	-5,77	-4,73	-4,27	2,20	-7,40	15,13	0,43
1:19:30	-3,40	-3,73	-5,50	-5,80	-4,73	-4,27	2,20	-7,40	15,13	0,43
1:20:00	-3,40	-3,77	-5,50	-5,83	-4,80	-4,20	2,20	-7,40	15,10	0,43
1:20:30	-3,40	-3,80	-5,50	-5,87	-4,77	-4,20	2,20	-7,40	15,13	0,43
1:21:00	-3,40	-3,83	-5,53	-5,87	-4,77	-4,20	2,20	-7,40	15,10	0,43
1:21:30	-3,40	-3,80	-5,53	-5,87	-4,73	-4,23	2,20	-7,40	15,13	0,43
1:22:00	-3,37	-3,73	-5,50	-5,87	-4,70	-4,23	2,20	-7,40	15,10	0,43
1:22:30	-3,40	-3,73	-5,57	-5,87	-4,70	-4,23	2,20	-7,40	15,07	0,43
1:23:00	-3,43	-3,80	-5,60	-5,83	-4,90	-4,23	2,20	-7,40	15,13	0,43
1:23:30	-3,43	-3,87	-5,63	-5,87	-4,87	-4,27	2,20	-7,40	15,13	0,40

Z grafu 5 teploty Tw2 pro  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  je pozorovatelná větší fluktuace na rozdíl od teploty  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , která vzniká díky nutnosti dosáhnout nižší teploty. Z grafu 5 je patrné, že probíhala podobně a k ustálenému stavu došlo přibližně po 40 minutách zapnutého zařízení. Z grafu 5 je možné pozorovat jednu teplotu, která vybočuje od ostatních. Toto by mohlo být zapříčiněno náhlou změnou mařičího výkonu (náhlá vlna vedra nebo přímé osvětlení slunce). Zbytek naměřených teplot se však pohybuje přibližně  $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$  s podobným průběhem.



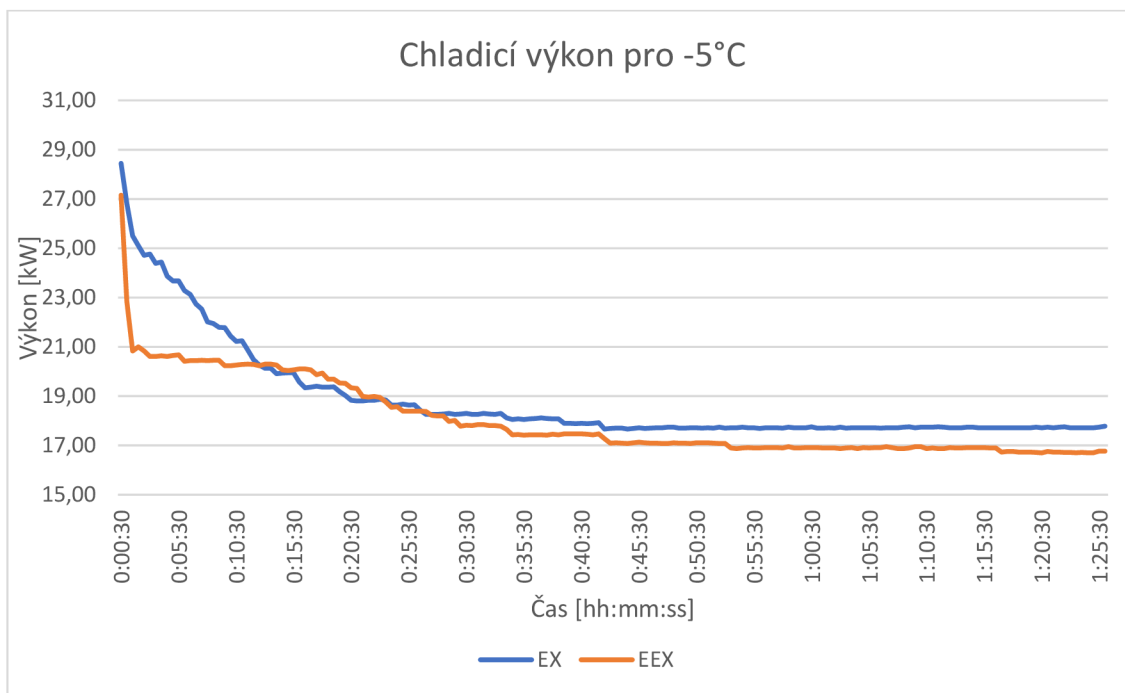
**Graf 5** Porovnání průměrných hodnot pro referenční teplotu  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$

V grafu přehřátí můžeme pozorovat, že na začátku přehřátí rychle vzrostlo u obou ventilů, což je zapříčiněno startem přístroje. V grafu je patrné, jak přehřátí klesá. Po ustálení se elektronický expanzní ventil snaží udržet nastavené přehřátí průměrně na  $6,1\text{ K}$ . Oproti tomu přehřátí u mechanického elektronického expanzního ventilu klesá na průměrnou hodnotu  $4,33\text{ K}$ . V případě mechanického ventilu je přehřátí nižší než doporučené přehřátí výrobcem, nicméně tato hodnota by se dala považovat za dostačující s nutným dohledem. Minimální hodnota přehřátí u mechanického expanzního ventilu je  $3,67\text{ K}$ .



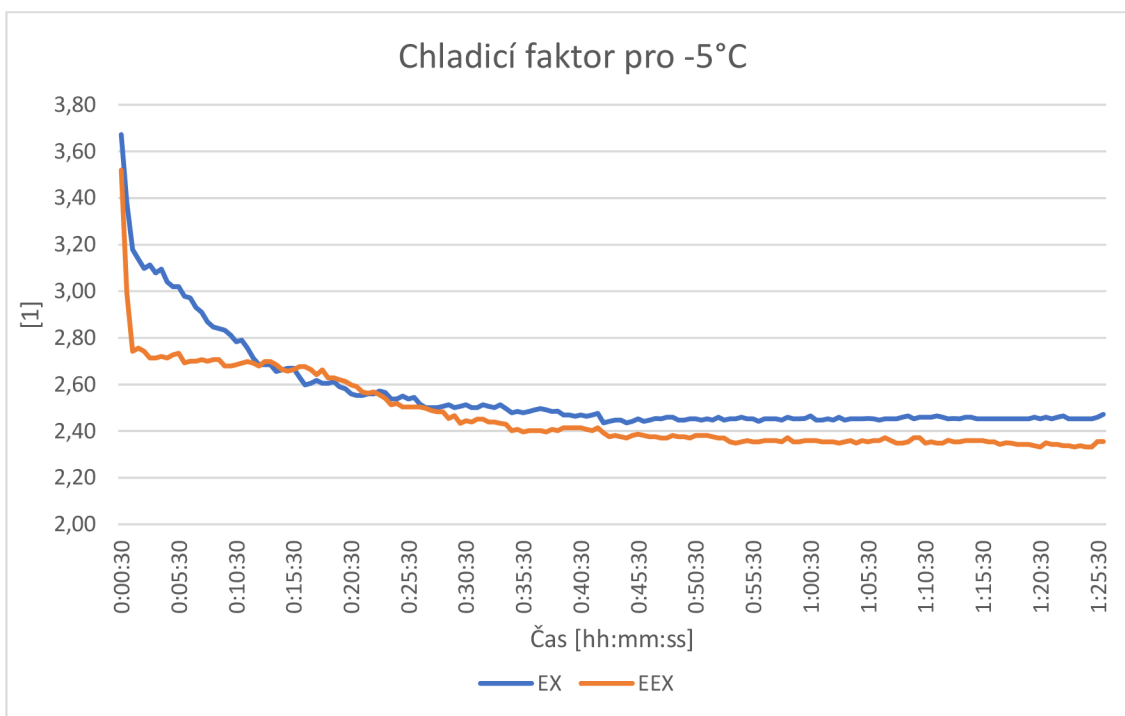
**Graf 6** Porovnání přehřátí pro referenční teplotu -5 °C

Důsledkem nižšího přehřátí můžeme vidět v grafu 7, že chladicí zařízení v případě zapojení termostatického ventilu má vyšší výkon, než je tomu u ventilu elektronického. Tento rozdíl činí podle výsledku přibližně 0,7 kW. Také lze v grafu 7 vidět okamžik, kdy je výkon jednotky s elektronickým ventilem vyšší než u mechanického ventilu. Tento efekt je zapříčiněn poklesem přehřátí u elektronického ventilu na jeho minimální hodnotu 5,1 K. Jedná se o přechodnou fázi, kdy se jednotka pomalu začíná ustalovat a kdy se právě díky přechodu z dynamického stavu do statického přehřátí u elektronického ventilu dostane na nižší hodnotu.



**Graf 7** Porovnání chladicího výkonu pro referenční teplotu -5 °C

Opět v případě COP, tedy grafu 8, můžeme pozorovat, že jednotka s vyšší účinností je jednotka s mechanickým expanzním ventilem.



**Graf 8** Porovnání chladicího faktoru pro referenční teplotu -5 °C

Při výsledném porovnání chování obou expanzních ventilů pro teplotu  $T_{w2} = -5$  °C jsme zjistili, že naměřené hodnoty jasně ukazují, že při použití mechanického expanzního ventilu má

zkušební testovací jednotka vyšší účinnost. Proto je jednotka s mechanickým expanzním ventilem efektivnější než jednotka s elektronickým ventilem.

Nicméně při porovnání jsme zjistili, že vyššího výkonu bylo docíleno pomocí nižší teploty přehřátí, než doporučuje výrobce. Přehřátí u mechanického ventilu se pohybovalo kolem 3-4 K, které by se v praxi mohlo považovat za relativně přípustné, nicméně by tato jednotka byla opatřena sacím akumulátorem pro ochranu kompresoru. Oproti tomu jednotka s elektronickým expanzním ventilem se pohybovala okolo přehřátí 6 K, čímž by sací akumulátor nebyl potřeba a jednotka by měla levnější a jednodušší konstrukční provedení.

V tabulce 9 je pak možné si prohlédnout průměrné naměřené hodnoty pro  $-5\text{ °C}$  a jejich přípustné odchylky.

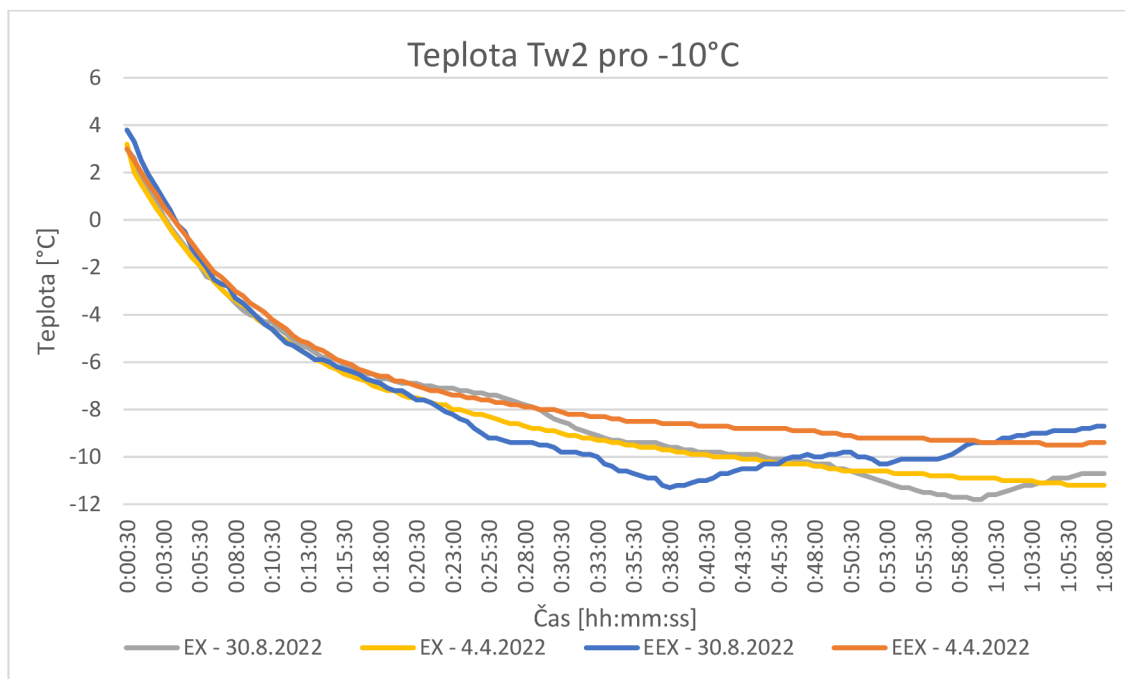
**Tabulka 9** Tabulka naměřených hodnot s chybou měření pro  $-5\text{ °C}$

		Průměrná hodnota [°C]	Přípustná odchylka [°C]	Počet cyklů	Spolehlivost [%]
Tw2 - výstup [°C]	EX	-5,38	±0,816	3	95
	EEX	-5,65	±0,247		
Pe -Vypřovací tlak [bar]	EX	2,20	±0,015		99
	EEX	2,07	±0,167		
Pc-kondenzační tlak [bar]	EX	15,14	±0,593		99
	EEX	15,18	±0,385		
Ts11 - teplota sání [°C]	EX	-4,74	±0,862		95
	EEX	-4,23	±0,466		

### 6.5.3 Porovnání chování EX a EEX při provozní teplotě $-10\text{ °C}$

V grafu 9 můžeme pozorovat, že teploty Tw2 pro jednotlivé ventily se v prvních okamžicích shodují. V přechodu do ustáleného stavu pak můžeme pozorovat nepatrné odchylky od požadované teploty v čase. Tyto odchylky ovšem nepřesahují rozdíl  $\pm 2\text{ °C}$ . Tyto rozdíly lze považovat za dobrý výsledek s ohledem na konstrukční provedení jednotky. Odchylky pravděpodobně vznikly při změně mařičiho výkonu. Pro nízké teploty může mít nepatrná změna odporu veliký dopad na celou jednotku. Dalším důvodem může být, že teplota se přibližuje minimální navržené teplotě jednotky. V tomto případě jednotka hlídá vypařovací tlak a zařízení v případě ohrožení jednotky se automaticky vypne. Nicméně i před touto fází může dojít k nestabilnímu chování, které se projevuje rozkmitáním teploty Tw2 a přehřátím.

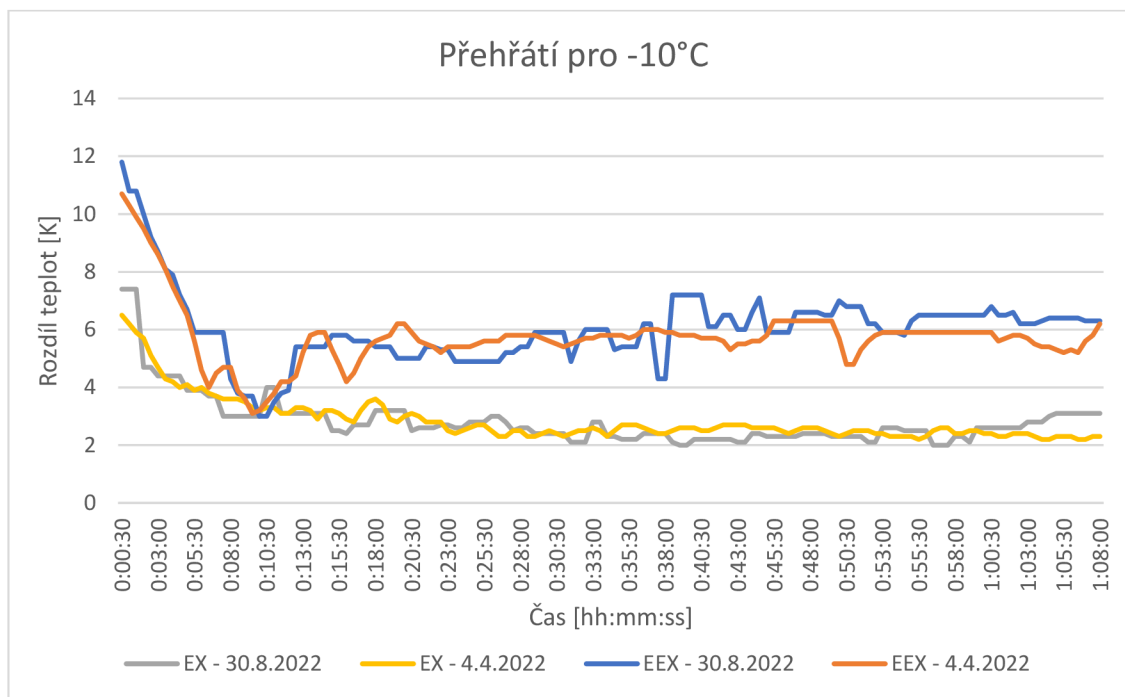




**Graf 9** Porovnání průměrných hodnot pro referenční teplotu -10 °C

Z grafu 10 můžeme pozorovat veliký rozdíl mezi průměrnými hodnotami přehřátí u mechanického expanzního ventilu a elektronického expanzního ventilu. V případě elektronického expanzního ventilu je jeho průměrná hodnota přehřátí v ustáleném stavu 6,17 K. Tato hodnota odpovídá doporučení výrobce a pro jednotku je bezpečná. Nicméně nebezpečné přehřátí pro elektronický ventil nastává v momentě, kdy jednotka přechází do ustáleného stavu. Zde je vidět pokles na hodnotu přehřátí 3 K, které by mohlo obsahovat riziko vsání kapaliny do kompresoru. Tento pokles je sice náhodný, nicméně při normálním fungování jednotky je tento pokles častý a mohl by znamenat komplikace pro celou jednotku.

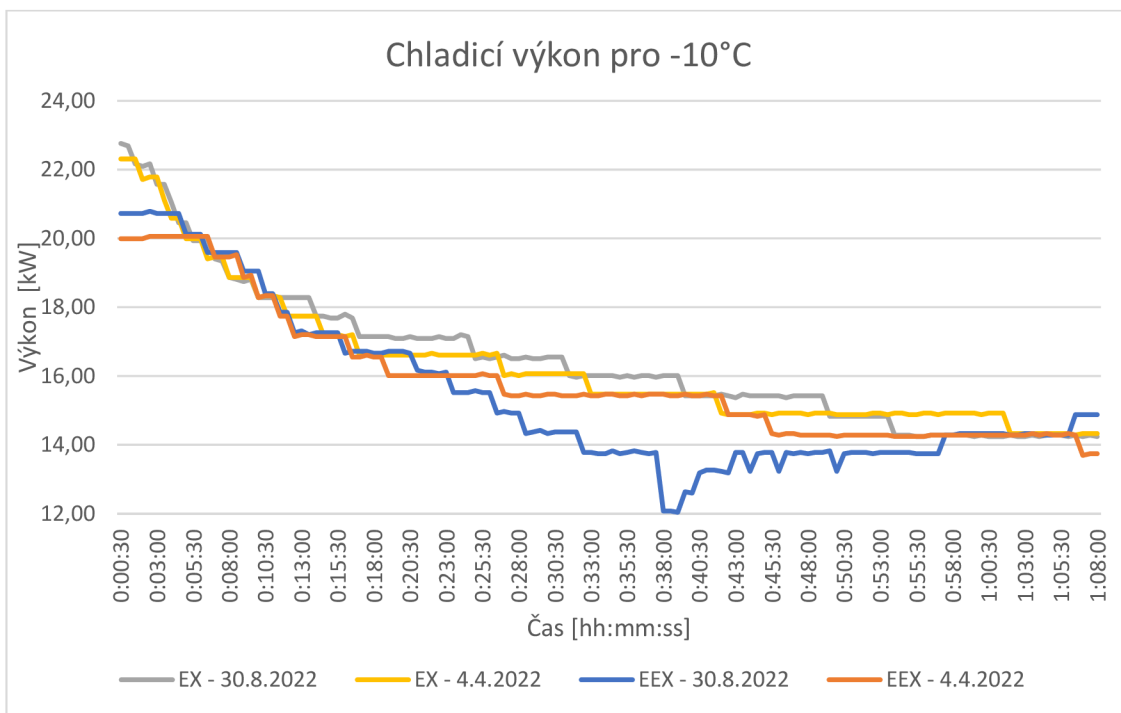
Přehřátí mechanického ventilu pro teplotu  $T_{w2} = -10$  K je podle grafu velmi kritické. Hodnota přehřátí se průměrně pohybuje kolem 2,6 K. Při takto nízké hodnotě by byla pravděpodobnost nasátí kapalného chladiva opravdu vysoká. Proto je zde potřeba sacího akumulátoru pro zajištění bezpečí kompresu. Nicméně tato hodnota je příliš nízká, a proto by výrobcem chladicího zařízení ani nebyl mechanický expanzní ventil použit.



**Graf 10** Porovnání přehřátí pro referenční teplotu -10 °C

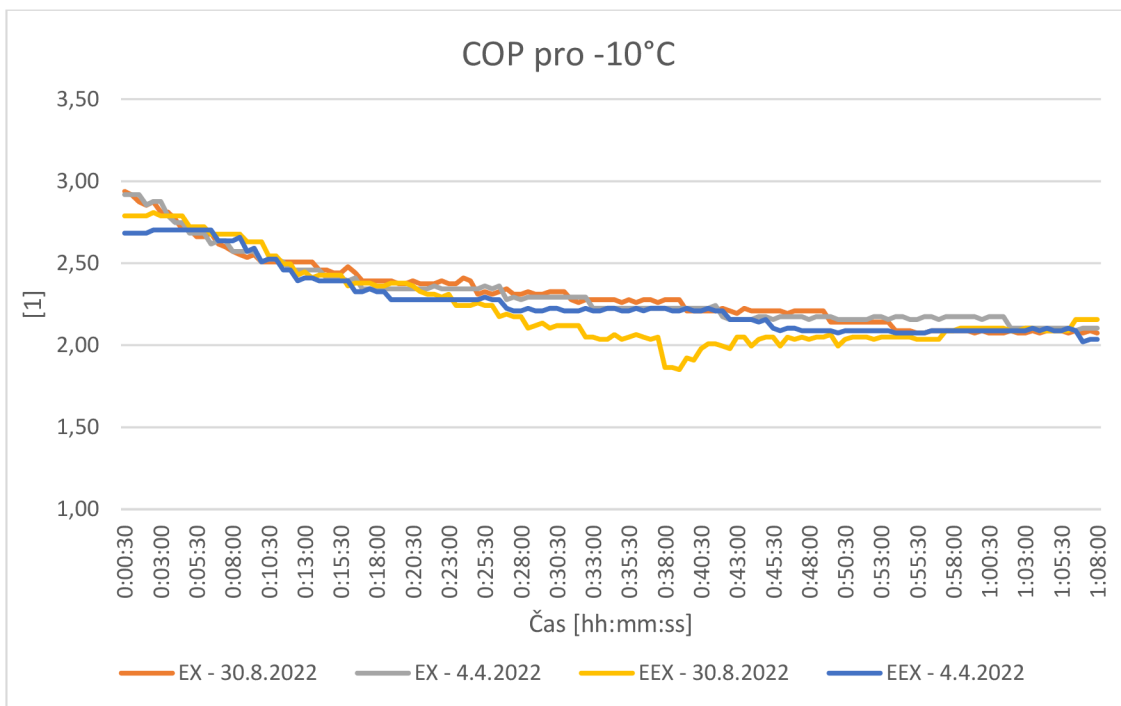
Důsledkem nižšího přehřátí u mechanického ventilu, jak můžeme vidět v grafu 10, je vyšší chladicí výkon viditelný v grafu 11, nicméně tento rozdíl je v průměru 0,1 kW, což oproti teplotám -5 a 0 °C je zanedbatelný rozdíl.

U elektronického expanzního ventilu je také vidět chvilkový pokles výkonu oproti ostatním měřením. Pokles, který můžeme vidět v grafu 10, je pravděpodobně zapříčiněn prudkou změnou polohy otevření elektronického expanzního ventilu, který odpovídá v grafech 10 a 11.



**Graf 11** Porovnání chladicího výkonu pro referenční teplotu -10 °C

V grafu 12 je opět vidět menší pokles teploty v případě elektronického ventilu.



**Graf 12** Porovnání chladicího faktoru pro referenční teplotu -10°C

V případě naměřených hodnot pro teplotu  $T_w$  -10 °C je možné s jistotou říci, že využití mechanického expanzního ventilu je nevhodné a jeho použití by mohlo ohrozit celou jednotku. Zároveň je v grafech patrné, že rozdíl účinností obou jednotek je na rozdíl od teplot -5 a 0 °C

zanedbatelný, a proto pro tuto teplotu můžeme zcela jasně říci, že elektronický expanzní ventil je jedinou použitelnou variantou.

V případě elektronického ventilu je vidět schopnost držet dobré přehřátí. Nicméně i pro tento ventil by bylo vhodné využít sací akumulátor, a to především kvůli již zmíněnému poklesu teploty v přechodném stavu, který je v praxi velmi častý.

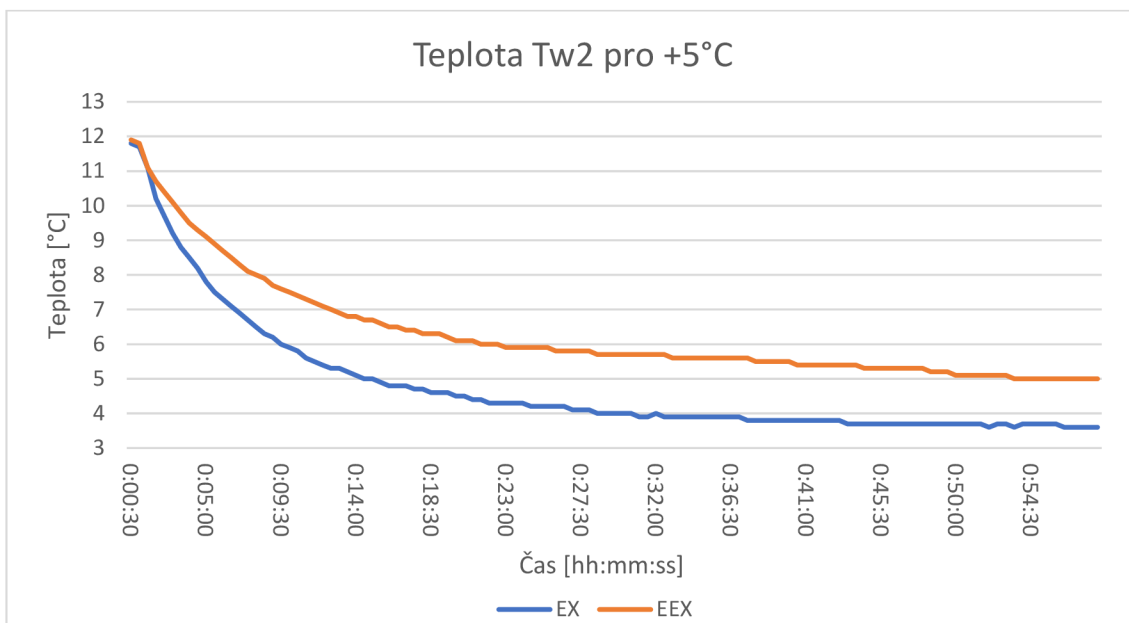
**Tabulka 10** Tabulka naměřených hodnot s chybou měření pro -10 °C

		Průměrná hodnota [°C]	Přípustná odchylka [°C]	Počet cyklů	Spolehlivost [%]
Tw2 - výstup [°C]	EX	-10,79	±0,027	2	95
	EEX	-9,62	±2,347		
Pe -Vypřovací tlak [bar]	EX	1,68	±0,415		99
	EEX	1,55	±1,349		
Pc-kondenzační tlak [bar]	EX	14,9	±2,352		99
	EEX	14,82	±2,560		
Ts11 - teplota sání [°C]	EX	-11,26	±0,199		95
	EEX	-8,8	±2,876		

#### 6.5.4 Porovnání chování EX a EEX při provozní teplotě +5 °C

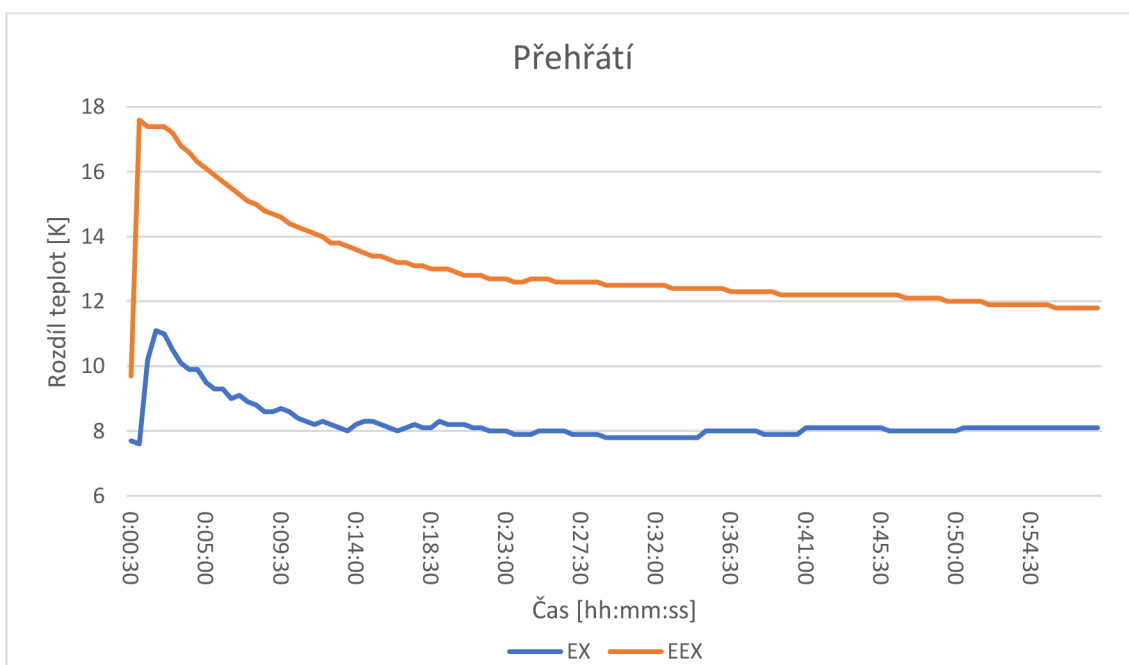
Poslední stanovenou teplotou byla teplota +5 °C. Při měření však bylo zjištěno, že elektronický expanzní ventil je celou dobu otevřen na 100 %, tedy se dá považovat za nefunkční. Přesto jsou zde uvedeny výsledky měření, kde validní část tvoří pouze chování ventilu termostatického.

Jak můžeme vidět na grafu 13, teplota postupně klesá. Přestože bylo nastaveno stejné maření výkonu, je zde patrné, že teplota Tw2 pro mechanický expanzní ventil je nižší.



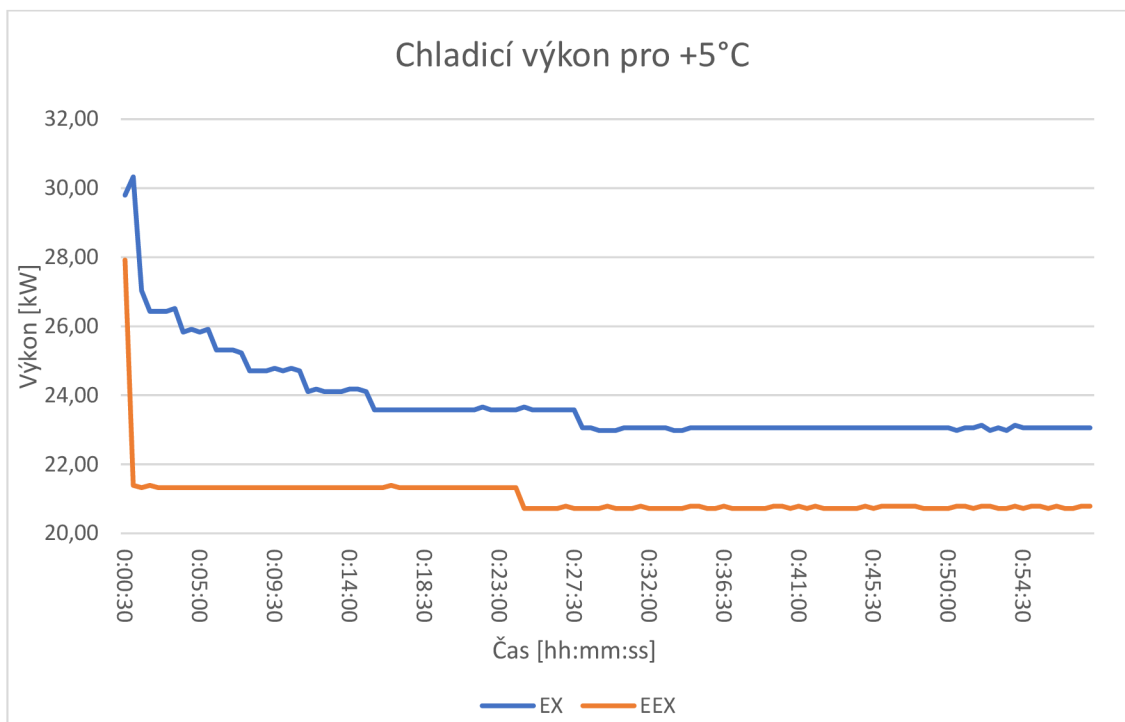
**Graf 13** Porovnání průměrných hodnot pro referenční teplotu +5 °C

Na grafu 14 pak můžeme pozorovat, že jak elektronický, tak i mechanický expanzní ventil začíná být pro tuto jednotku nedostačující. Průměrné přehřátí mechanického expanzního ventilu je 8,25 K a elektronického 13,06 K. Zároveň je pravděpodobné, že vlivem výrazně nižšího přehřátí dosahovala jednotka s mechanickým expanzním ventilem nižších teplot, jak můžeme vidět v grafu 13.

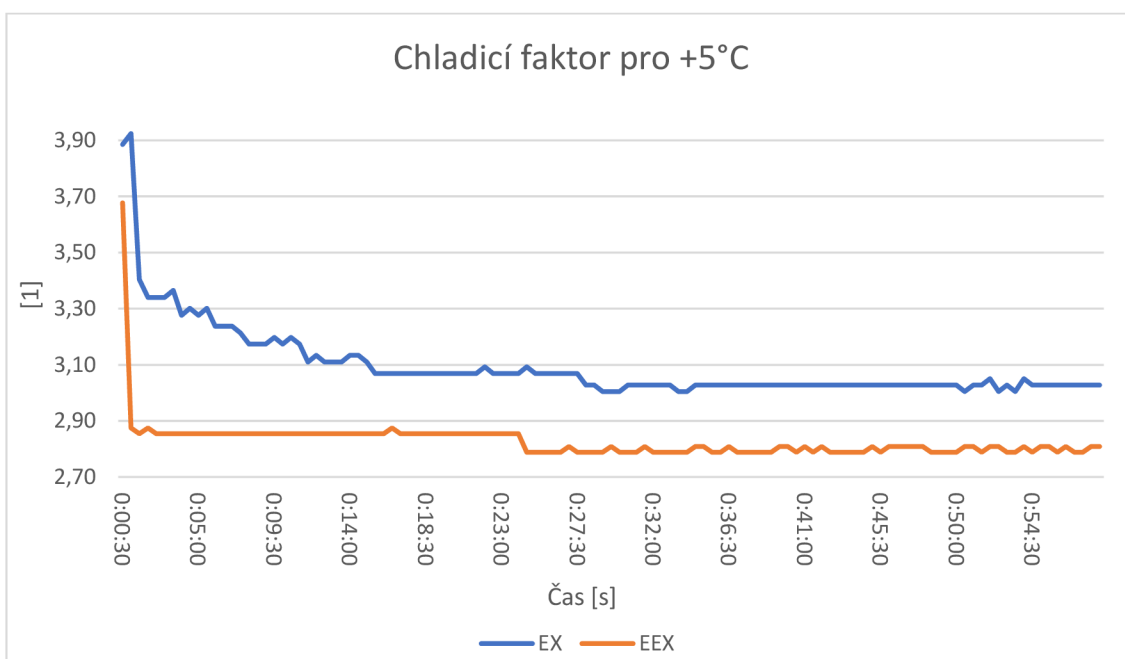


**Graf 14** Porovnání přehřátí pro referenční teplotu +5 °C

V grafu 15 je pozorovatelný velký rozdíl mezi mechanickým a elektronickým expanzním ventilem, který je průměrně 2,3 K.



**Graf 15** Porovnání chladicího výkonu pro referenční teplotu +5 °C



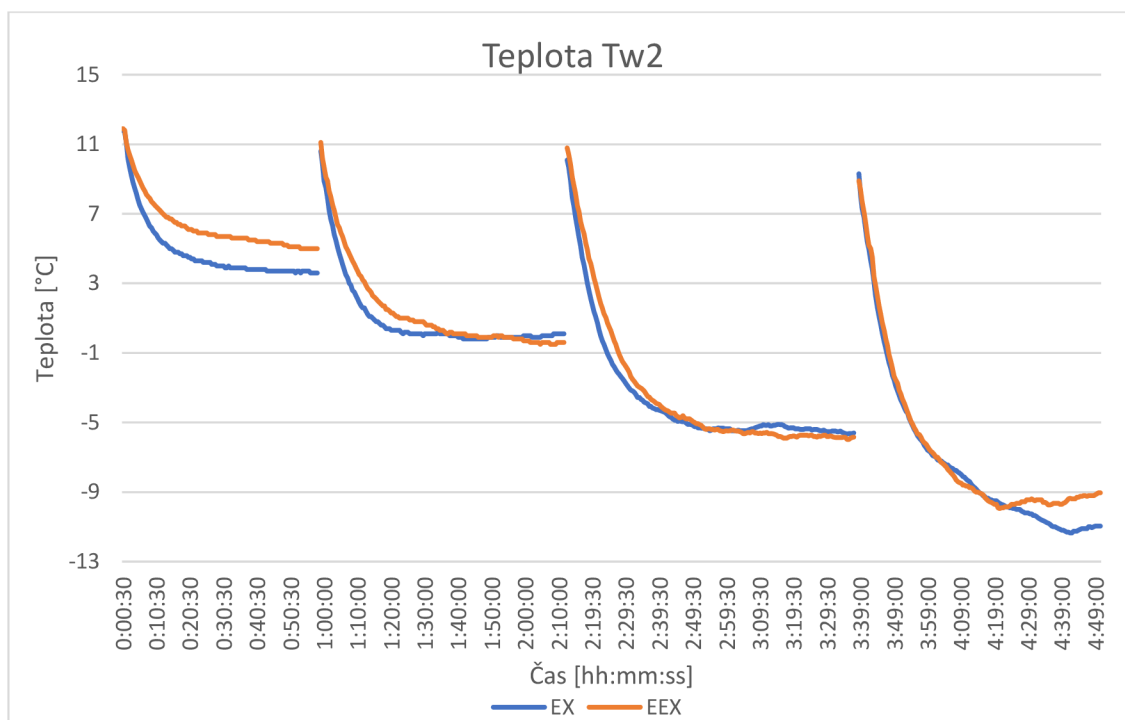
**Graf 16** Porovnání chladicího faktoru pro referenční teplotu +5 °C

Z naměřených hodnot pro  $T_{w2} = +5\text{ °C}$  je možné pozorovat, že oba ventily přestávají být schopny plně regulovat. Elektronický expanzní ventil je zde plně nefunkční. Oproti tomu mechanický ventil po celou dobu měření plně reguloval i přes poměrně vysoké přehřátí.

## 6.6. Porovnání chování EX a EEX

V této kapitole srovnáme všechny měřené teploty chladicí jednotky. Pro lepší přehlednost jsme použili průměrné hodnoty ze všech měření, které jsou podrobněji zobrazeny v předchozích kapitolách nebo v příloze 7.

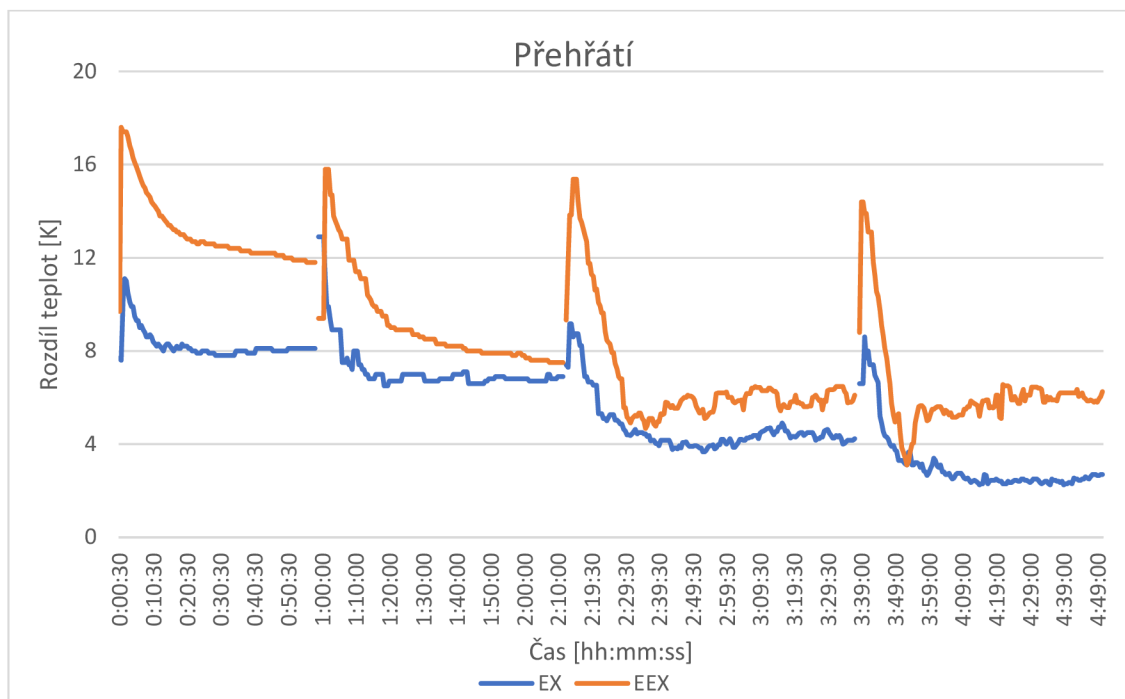
V grafu 17 při porovnání průměrných teplot je pozorovatelné, že s klesající požadovanou výstupní teplotou  $T_{w2}$  roste zároveň fluktuace v ustáleném stavu a jejich průměrná hodnota. Z grafu je patrný především již zmíněný problém s regulací elektronického expanzního ventilu při požadované teplotě výstupu  $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



**Graf 17** Porovnání průměrných hodnot pro všechny referenční teploty

V grafu 18 pro přehřátí je viditelný hlavní rozdíl mezi mechanickým expanzním ventilem a elektronickým expanzním ventilem. Mechanický expanzní ventil má ve všech teplotách nižší přehřátí. V grafu můžeme pozorovat pro teplotu  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  naprosto ideální chování, pro teplotu  $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$  je mechanický ventil velmi dobrý, ale pro teploty  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  je přehřátí pod doporučeným přehřátím výrobce chladiv a roste riziko nasátí kapaliny kompresorem.

Oproti mechanickému expanznímu ventilu je z grafu 18 patrné, že elektronický ventil velmi dobře funguje pro teploty  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . V těchto teplotách expanzní ventil prokazuje dobrou regulovatelnost. Z grafu je patrné, že teplota přehřátí se pohybuje kolem předepsané hodnoty výrobcem 6 K. Pro teplotu  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  je možné pozorovat vyšší přehřátí a hladší průběh. To samé můžeme pozorovat u teploty  $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , což u obou hodnot ukazuje na horší nebo žádnou funkci elektronického expanzního ventilu.

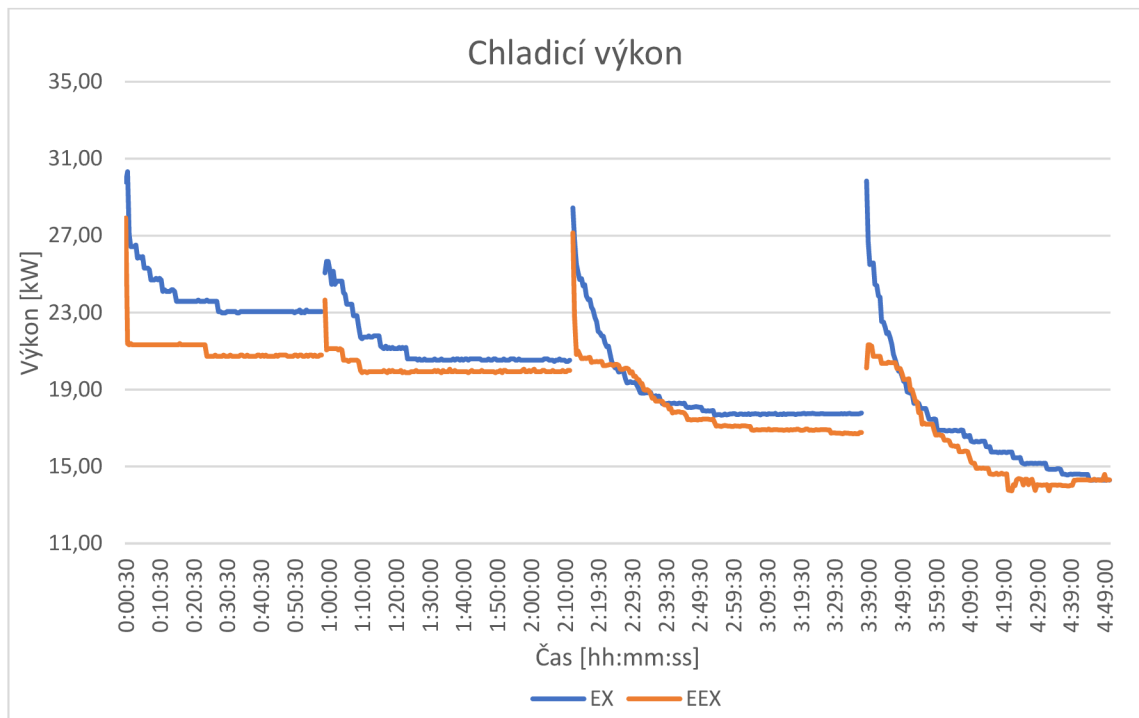


**Graf 18** Porovnání přehřátí ve všech referenčních teplotách

Z grafu 19 je možné vidět, že chladicí výkon pro  $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  je téměř stejný, což je s nejvyšší pravděpodobností způsobeno tím, že je elektronický ventil naplno otevřen a již není schopný regulovat. S rostoucí teplotou by jeho chladicí výkon byl přibližně stejný. Pro teplotu  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  u elektronického ventilu je vidět nižší startovací výkon. Ten by mohl být zapříčiněn okamžitou regulací ventilu.

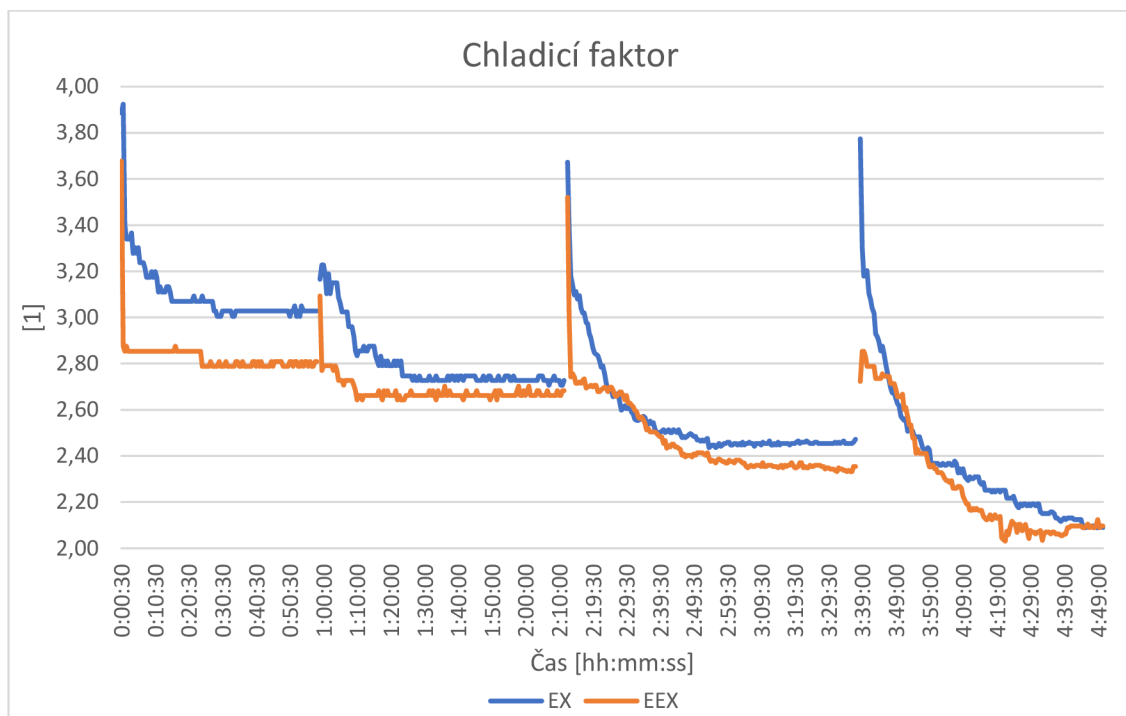
Výkon při zapojení mechanického expanzního ventilu je díky nižšímu přehřátí konstantně vyšší. Z grafu je možné pozorovat, že rozdíl mezi mechanickým a elektronickým ventilem se s nižší teplotou snižuje.





**Graf 19** Porovnání chladicího výkonu ve všech referenčních teplotách

Stejně jako v grafu 19 je i v grafu 20 vidět rozdíl mezi mechanickým ventilem a elektronickým ventilem, tentokrát pro chladicí faktor. Vzhledem k podobnosti obou grafů můžeme tvrdit, že příkon byl stálý a provoz celé jednotky plynulý.

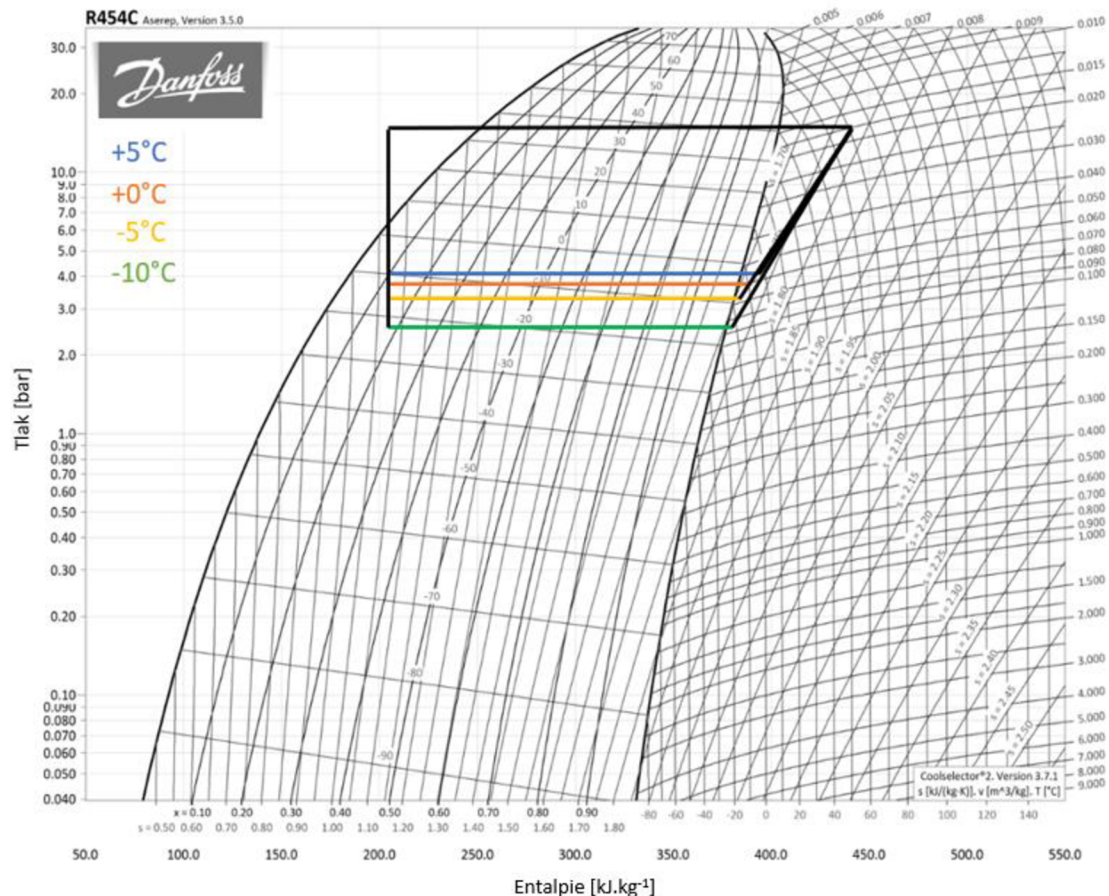


**Graf 20** Porovnání chladicího faktoru ve všech referenčních teplotách

Po naměření teplot je možné tyto teploty zakreslit do p-h diagramu. Hodnota kondenzační teploty na straně páry tedy byla naměřena jako 32,5 °C. Teplota před expanzím ventilem byla naměřena

kolem 3 °C a teplota výtlačku z kompresoru je přibližně 75 °C. Pomocí naměřených hodnot a hodnot vypařovací teploty  $t^*$  je možné pro představu zakreslit graf celkového chladicího okruhu.

Jak můžeme vidět na obrázku 37, jsou jednotlivé teplotní hladiny zakresleny různými barvami a skutečně měrné vypařovací teplo klesá s klesající teplotou, čímž klesá i chladicí výkon.



**Obrázek 37** Zakreslení chladicího testovacího okruhu v p-h diagramu pro různé provozní body [14]

## 6.7 Vyhodnocení měření

V průběhu měření bylo jasně patrné, že expanzní ventil má doopravdy nezanedbatelný vliv na chladicí zařízení. Dále jsme mohli dojít k závěru, že žádný ventil není univerzální a záleží, v jakém teplotním rozsahu pracujeme. Pro naše měření vyšších teplot lépe pracoval mechanický expanzní ventil. Mechanický expanzní ventil měl v nižších teplotách vyšší účinnost než elektronický expanzní ventil, což bylo důsledkem velmi nízkého přehřátí. Naopak elektronický expanzní ventil si udržel v nižších teplotách stabilní přehřátí 6 K, a proto byl v nižších hodnotách vhodnější k použití než mechanický ventil.

## Závěr

Tato diplomová práce byla zaměřena na porovnání chování mechanického a elektronického expanzního ventilu a vliv obou ventilů na testovací chladicí zařízení s novým typem chladiva. V teoretické části diplomové práce jsme popsali základní principy chlazení a jejich konstrukční uspořádání. Poté jsme se zaměřili na chladiva a jejich dělení. Popsali jsme vliv druhů chladiv na životní prostředí a jejich historické a současné legislativní opatření. V neposlední řadě jsme si rozebrali klíčové komponenty parního chladicího okruhu.

Praktická část diplomové práce je rozdělena do třech částí. První část praktické části byla věnována popisu komponent jednotky včetně pomocného zařízení a měřicích zařízení. Druhá část byla zaměřena na ověření polynomů, které byly získány od firmy Emerson Copeland a jejichž hodnoty se vypočítají z kondenzačního a vypařovacího tlaku. V poslední a nejdůležitější části práce jsme porovnali naměřené hodnoty pro mechanický a elektronický expanzní ventil a jejich vliv na chladicí zařízení.

Pro ověření měření byla vybrána měření kondenzační teploty na výstupu z kondenzátoru, měření proudu a měření průtoku na straně chlazeného okruhu (glykolu). Nejmenší rozdíl, a tedy nejpřesnější výsledek při porovnání naměřených hodnot a hodnot polynomu, bylo měření proudu kompresoru, kde průměrná odchylka byla do 2 %. Druhé nejpřesnější měření bylo měření kondenzační teploty, kde průměrná odchylka byla 3-4 %. Největší rozdíl vznikl při měření pomocí ultrazvukového průtokoměru s hodnotou 8-22 %, kde s klesající referenční teplotou klesal rozdíl. K takto vysoké chybě mohlo dojít pravděpodobně špatným nastavením nebo špatným snímáním zařízení na potrubí. Dalším možným důvodem vzniku chyby bylo pravděpodobně nezohlednění možných ztrát na potrubí. Posledním možným důvodem bylo nedostatečné zaizolování či nedostatečně dlouhé potrubí k odstranění turbulentního proudění. Ověřování polynomu je natolik komplexním tématem, že by mohlo obsáhnout samostatnou studii a pro další rozvíjení této práce by bylo zapotřebí v rámci testování provést sérii měření s proměnlivou kondenzační a vypařovací teplotou a vytvořit samostatný polynom porovnatelný s výrobcem.

Jako poslední praktickou částí a zároveň hlavní náplní diplomové práce bylo naměřit a porovnat chování expanzních ventilů a jejich vliv na chladicí zařízení. Měření probíhalo pro referenční teploty +5 °C, 0 °C, -5 °C a -10 °C. Dále měla jednotka po celou dobu příkon 100 % a kondenzační teplota byla nastavena na konstantní hodnotu. V rámci technické a časové možnosti probíhalo měření v etapách a žádná referenční teplota nebyla měřena dvakrát po sobě. Zároveň v průběhu měření bylo zjištěno, že teplotní čidlo, od kterého se vyvíjela referenční teplota, ukazovalo průměrně o dva stupně více. Tato chyba ovšem ovlivňuje pouze teplotu na chlazené straně, ale samotná data chladicího okruhu zůstávají neměnná. Chyba měření teploty mohla

vzniknout špatným zaizolováním čidla. Dalším možným vysvětlením je, že vlivem komponent umístěných poblíž čidla, bylo okolí pasivně vytápěno a teplotu čidla zvýšilo.

Po změření obou ventilů v každé referenční teplotě jsme došli k překvapivému závěru, že mechanický expanzní ventil má vyšší chladicí výkon i chladicí faktor v každé referenční teplotě. Nicméně s klesající referenční teplotou se snižoval i rozdíl mezi chladicím výkonem pro mechanického a elektronického expanzního ventilu. Důvod tohoto překvapivého výsledku je nízké přehřátí při použití mechanického expanzního ventilu, kdy pro teploty  $-5\text{ °C}$  a  $-10\text{ °C}$  je tato hodnota průměrně 3-4 K a 1-3 K. Pro hodnotu  $-10\text{ °C}$  je teplota přehřátí natolik nízká, že ohrožovala celou jednotku a nebyť zabudovaného sacího akumulátoru, nebylo by při této teplotě možné testovat Proto je použití mechanického ventilu v těchto referenčních teplotách nebezpečné a je vhodné ho nepoužívat.

Elektronický expanzní ventil oproti mechanickému expanznímu ventilu projevoval v nízkých teplotách dobré přehřátí, které bylo nastaveno na rozdíl teplot 6 K, kolem které se i pohybovalo. Z měření bylo patrné, že elektronický expanzní ventil měl problémy regulovat v referenčních teplotách  $+5\text{ °C}$  a  $0\text{ °C}$ , kde pro  $+5\text{ °C}$  byl expanzní ventil nefunkční. Toto mohlo být pravděpodobně zapříčiněno programem elektronického ventilu, který začíná reagovat až v nižších hodnotách přehřátí.

Závěrem bychom mohli konstatovat, že při použití chladiva R454C je pro vyšší teploty výhodnější využít mechanický expanzní ventil, který v těchto teplotách reguloval s optimálním přehřátím. V nižších teplotách byl naopak elektronický ventil schopný regulovat dle požadavků, a proto je vhodnou variantou. Pro další bližší výzkum by bylo vhodné proměřit chladicí zařízení v plném funkčním rozsahu včetně jeho krajních hodnot v laboratorních podmínkách. Z naměřených dat by bylo následně možné vytvořit charakteristiku pro oba ventily a zjistit jejich společný průsečík, tj. v jaké teplotě mají oba ventily stejné chování. Následně by bylo možné tuto část rozšířit o různé kondenzační teploty, čímž by vznikla prostorová charakteristika. Dalším možným tématem budoucího zkoumání by byla možnost proměřit funkční rozsah s rozdílnými přehřátími pro elektronický expanzní ventil. Dále by bylo možné provést komplexní měření samotné velikosti přehřátí a otestovat nejmenší bezpečné přehřátí jednotky. V neposlední řadě by bylo možné provést studii chování ventilů v teplotách blízkých kolapsu jednotky, tzn. v teplotách blížících se zamrznutí chlazené látky ve výparníku.

## Seznam použité literatury

- [1] Chladicí okruh. *JDK, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2021-12-13]. Dostupné z: <https://www.jdk.cz/index.php/cs/produkty/komponenty-chladiciho-okruhu>
- [2] DVOŘÁK, Zdeněk. *Základy chladicí techniky: celostátní vysokoškolská učebnice pro strojnické fakulty vysokých škol technických*. 1986. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1986.
- [3] DVOŘÁK, Zdeněk. *Výměníky tepla pro obor chladicí technika a tepelná čerpadla*. 2001. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Konzultační středisko pro energetiku, 2001. ISBN 80-01-02468-7.
- [4] *Chladicí a klimatizační technika*. 2011. Praha: Svaz chladicí a klimatizační technika, 2011. ISBN 978-80-260-0558-2.
- [5] KOLARČÍK, Kamil, Jaroslav KAMINSKÝ a Mojmír VRTEK. *Kompresory* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská, 2012 [cit. 2022-03-25]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/8014983-Vysoka-skola-banska-technicka-univerzita-ostava-fakulta-strojni-katedra-energetiky-kompresory-skriptum-pro-partnerske-stredni-skoly.htm>
- [6] ADAMEC, Filip. *Regulace průtoku chladiva výparníkem* [online]. Praha, 2019 [cit. 2023-01-11]. Dostupné z: [https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/83658/F2-DP-2019-Adamec-Filip-DP\\_-\\_Regulace%20prutoku%20chladiva%20vyparnikem\\_Adamec.pdf?sequence=-1&isAllowed=y.%20Diplomov%C3%A1%20pr%C3%A1ce.%20%C4%8CVUT.%20Vedo uc%C3%AD%20pr%C3%A1ce%20ji%C5%99%C3%AD%20Petr%C3%A1k..](https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/83658/F2-DP-2019-Adamec-Filip-DP_-_Regulace%20prutoku%20chladiva%20vyparnikem_Adamec.pdf?sequence=-1&isAllowed=y.%20Diplomov%C3%A1%20pr%C3%A1ce.%20%C4%8CVUT.%20Vedo uc%C3%AD%20pr%C3%A1ce%20ji%C5%99%C3%AD%20Petr%C3%A1k..) Diplomová práce. ČVUT. Vedoucí práce Prof. Ing. Jiří Petrák, Csc.
- [7] STENHEDE, Claes. *Plate heat exchangers for refrigeration applications*. 5th, revised edition. Kolding: Denmark: Prinfo Paritas Konding A/S, 2008. ISBN 91-630-5853-7.
- [8] *Technical handbook for Refrigerant Applications: Firemní literatura SWEP*. SWEP
- [9] *Chladiva* [online]. Linde plc 2011-2023 [cit. 2022-03-18]. Dostupné z: [https://www.linde-gas.cz/cs/produkty\\_and\\_zasobovani/refrigerants/index.html](https://www.linde-gas.cz/cs/produkty_and_zasobovani/refrigerants/index.html)

- [10] SEDLÁŘ, Jan. Chladiva a historie ochrany ovzduší. *Tzb-info* [online]. Praha: Linde plc 2011-2023, 2022 [cit. 2022-03-18]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/13626-chladiva-uvod-definice-historie>
- [11] Interní informace z firmy (JDK spol s.r.o.)
- [12] *Chladicí zařízení a tepelná čerpadla*. 2000. ČSN EN 378
- [13] Chladiva Chemours R454B a R454C. *Schiessl* [online]. 2020 [cit. 2022-04-27]. Dostupné z: <https://www.schiessl.cz/soubor-chladiva-chemours-r454b-a-r454c-6704-.pdf>
- [14] REFRIGERANTS P-H DIAGRAM. *Schiessl* [online]. hvac-eng, 2022 [cit. 2022-04-27]. Dostupné z: <https://hvac-eng.com/refrigerants-p-h-diagram/#gsc.tab=0>
- [15] Chlorofluorohlodivky (CFC). *Arnika* [online]. [cit. 2022-07-15]. Dostupné z: <https://arnika.org/toxicke-latky/databaze-latek/chlorofluorohlodivky-cfc>
- [16] Ozone Depletion Potential. [online]. 2021 [cit. 2022-07-15]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/ozone-depletion-potential>
- [17] Hydrochlorofluorohlodivky (HCFC). *Arnika* [online]. [cit. 2022-07-15]. Dostupné z: <https://arnika.org/toxicke-latky/databaze-latek/hydrochlorofluorohlodivky-hcfc>
- [18] Fluorohlodivky (HFC). *Arnika* [online]. [cit. 2022-07-15]. Dostupné z: <https://arnika.org/fluorohlodivky-hfc>
- [19] SEDLÁŘ, Jan. Chladiva a historie ochrany ovzduší. *Arnika* [online]. Praha: tzbinfo, 2022 [cit. 2022-07-15]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/13626-chladiva-uvod-definice-historie>
- [20] [online]. In: . SWEP [cit. 2022-09-12]. Dostupné z: <https://www.swep.net/products/p400t/>
- [21] In: : *Mitsubishi electric* [online]. SWEP [cit. 2022-09-12]. Dostupné z: <https://les.mitsubishielectric.it/en/products/>

[22] *Statistické tabulky* [online]. In: . [cit. 2023-01-07]. Dostupné z:  
<https://cit.vfu.cz/statpotr/POTR/Teorie/tabulky.htm>

[23] 1. *NEJISTOTY MĚŘENÍ* [online]. [cit. 2023-01-07]. Dostupné z:  
<http://352lab.vsb.cz/Podklady/AT/nejistoty1.pdf>

# Seznam příloh

Příloha 1: Základní výkresová dokumentace chladicí jednotky

Příloha 2: Výkresová dokumentace chladicí jednotky s mařením výkonu

Příloha 3: Umístění měřicích zařízení

Příloha 4: Kalibrace měřicích zařízení

Příloha 5: Fotografie měřicí jednotky

Příloha 6: Tabulky naměřených hodnot

Příloha 7: Grafy naměřených hodnot