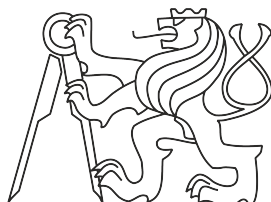


**České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní**

**Ústav energetiky
Obor: Energetika**



Ohřev TV odpadním teplem z chladicího zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

**Vypracoval: Bc. Eduard Suleymanov
Vedoucí práce: prof. Ing. Jiří Petrák CSc.
Konzultant: Ing. Jan Sedlář
Rok: 2017**

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti použití tohoto školního díla ve smyslu §60 Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne

.....

podpis

Poděkování

Děkuji prof. Ing. Jiřímu Petrákovi CSc. za vedení mé diplomové práce, za konzultace a podnětné návrhy, které obohatily mou práci.

Také bych chtěl poděkovat své rodině a Mgr. Yulianně Tolkunové za podporu při psaní mé diplomové práce.

Bc. Eduard Suleymanov

Název práce:

Ohřev TV odpadním teplem z chladicího zařízení

Autor: Bc. Eduard Suleymanov

Obor: Energetika

Druh práce: Diplomová práce

Vedoucí práce: prof. Ing. Jiří Petrák CSc.

Ústav energetiky, Fakulta strojní, České vysoké učení technické v Praze

Konzultant: Ing. Jan Sedlář

Ústav energetiky, Fakulta strojní, České vysoké učení technické v Praze

Abstrakt: Tato diplomová práce pojednává o problematice ohřevu teplé vody odpadním teplem z chladicího zařízení pracujícího na principu oběhu parního. Popsané jsou jak jednotlivé součásti chladicího zařízení, tak i způsoby využití odpadního tepla z tohoto zařízení. Teoretické podklady byly aplikovány na reálném chladicím zařízení, u něhož byly změřeny vlastnosti chladiva v potřebných bodech. Na základě znalosti charakteristiky chladicího zařízení byly navrženy dva výměníky tepla: trubkový a deskový VT. Deskový výměník byl zvolen jako vhodnější výměník pro zkoumané zařízení. Také jsou spočítány charakteristiky jiných součástí rekuperačního systému a poté byl celý projekt ekonomicky vyhodnocen.

Klíčová slova: ohřev teplé vody, chladicí zařízení, odpadní teplo.

Title:

Hot water heating by waste heat from refrigeration system

Author: Bc. Eduard Suleymanov

Abstract: This diploma thesis deals with the issue of hot water heating by waste heat from a vapor-compression refrigeration system. Individual components of refrigeration system and the methods of utilizing waste heat from that system are described. Theoretical base was applied to a real refrigeration unit where the refrigerant properties were measured at the required points. Based on the knowledge of the refrigeration system characteristics, two heat exchangers were designed: tube and plate heat exchangers. The plate heat exchanger was chosen as a more suitable exchanger for the research unit. Also, the characteristics of the other components of the recovery system are calculated and the whole project has been economically evaluated.

Key words: Hot water heating, refrigeration system, waste heat.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Suleymanov** Jméno: **Eduard** Osobní číslo: **413017**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Energetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Ohřev teplé vody odpadním teplem z chladicího zařízení

Název diplomové práce anglicky:

Pokyny pro vypracování:

Proveďte technicko- ekonomické posouzení možností využití tepla z kondenzační strany pro ohřev teplé vody u jednodušového chladicího zařízení pracujícího na principu oběhu parního. Posuďte vhodnost použití tohoto opatření u chladicího zařízení instalovaného v kavárně 'Dallucci' se sídlem Praha 8, Rohanské nábřeží 678/23.

Seznam doporučené literatury:

1. Nařízení Evropského parlamentu a Rady č. 517/2014 o fluorovaných skleníkových plynech a o zrušení nařízení (ES) č. 842/2006. Brusel 2014.
2. Chladicí a klimatizační technika. Učební texty Svazu chladicí a klimatizační techniky, Praha 2012. 1. vydání.
3. Petrák J., Petrák M.: Tepelná čerpadla. ČVUT v Praze, 2004. ISBN 80-01-03126-8
4. Software fy. Copeland: Select, verze 7.13

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:


prof. Ing. Jiří Petrák CSc., ústav energetiky FS


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

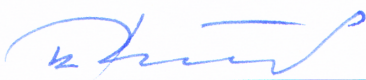
Datum zadání diplomové práce: **12.04.2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **02.06.2017**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2018**


Podpis vedoucí(ho) práce

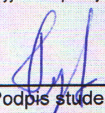

Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

9.5.2017
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	8
Úvod	10
Cíl práce	11
1 Parní chladicí oběh	12
1.1 Chladiva	14
1.1.1 Označení chladiv	15
1.2 Chladivové kompresory	16
1.2.1 Pístové kompresory	17
1.2.2 Šroubové kompresory	17
1.2.3 Rotační kompresory	17
1.2.4 Spirálové kompresory	18
1.2.5 Rychlostní a ostatní kompresory	18
1.3 Kondenzátory	19
1.3.1 Vzduchem chlazené kondenzátory	19
1.3.2 Vodou chlazené kondenzátory	20
1.4 Výparníky	21
1.5 Rekuperace odpadního tepla	21
2 Výměníky tepla	24
2.1 Rozdělení výměníků	24
2.1.1 Rekuperační výměníky	24
2.1.2 Regenerační výměníky	28
2.2 Základní vztahy pro výpočet výměníku tepla	28
2.2.1 Výpočet prostupu tepla stěnou	28
2.2.2 Tlaková ztráta ve VT	32
2.3 Software pro výpočet výměníků tepla	32
2.3.1 Návod na použití SSP Online Calculation Software	33
3 Praktická část	35
3.1 Seznam použitých přístrojů a zařízení	35
3.2 Určení parametrů chladicího okruhu	36
3.3 Popis zařízení v podniku	37
3.3.1 Kompresor	37
3.3.2 Kondenzátor	37
3.3.3 Chladivo	42

3.3.4	Potrubí	43
3.3.5	Chladicí boxy, vitríny a ostatní zařízení	45
3.4	Podniková spotřeba TV	45
3.5	Výpočet výměníku tepla	45
3.5.1	VT typu trubka v trubce	46
3.5.2	Deskový výměník tepla	48
3.6	Výpočet AZTV a vodního okruhu	48
3.7	Ekonomické vyhodnocení	51
	Diskuse	54
	Závěr	56
	Seznam použité literatury	57

Seznam zkratek a symbolů

a_{AZTV}	—	výška vnitřního prostoru akumulčního zásobníku teplé vody [m]
AZTV	—	Akumulační zásobník teplé vody
b_{AZTV}	—	šířka vnitřního prostoru akumulčního zásobníku teplé vody [m]
c_p	—	měrná tepelná kapacita [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
$c_{p,kap}$	—	měrná tepelná kapacita chladiva ve stavu syté kapaliny [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
$c_{p,par}$	—	měrná tepelná kapacita chladiva ve stavu syté páry [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
d	—	průměr [m]
d_h	—	hydraulický průměr [m]
g	—	gravitační zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
Gr	—	Grashofovo kritérium [-]
GWP	—	potenciál globálního oteplování [-]
h	—	entalpie [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
k	—	součinitel prostupu tepla [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
k_{dr}	—	střední geometrická drsnost [mm]
\dot{m}	—	hmotnostní průtok [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
M_m	—	molární hmotnost [$\text{kg}\cdot\text{mol}^{-1}$]
N_{ee}	—	cena elektrické energie [$\text{Kč}\cdot\text{kWh}^{-1}$]
N_{inv}	—	celkové investiční náklady [Kč]
N_{CZT}	—	náklady na ohřev vody odebrané z centrálního zásobníku tepla [Kč]
Nu	—	Nusseltovo kritérium [-]
o	—	smáčený obvod [m]
ODP	—	potenciál poškození ozonové vrstvy [-]
p	—	tlak [Pa, bar]
P_{ie}	—	izoentropický příkon [W]
P_{sk}	—	skutečný příkon [W]
p_{krit}	—	kritický tlak [Pa]
Pr	—	Prandtlovo kritérium [-]
Pr_w	—	Prandtlovo kritérium při teplotě stěny [-]
Q	—	tepelná energie [J]
\dot{Q}	—	tepelný tok [W]
\dot{Q}_k	—	kondenzační výkon [W]
\dot{Q}_o	—	vypařovací výkon [W]
r	—	poloměr [m]
Re	—	Reynoldsovo kritérium [-]
SV	—	studená voda

S	— teplosměnná plocha [m ²]
S_p	— plocha průtočného průřezu [m ²]
t_e	— teplota okolí [K]
t_k	— kondenzační teplota [K]
t_{krit}	— kritická teplota [K]
t_o	— vypařovací teplota [K]
TSV	— termostatický směšovací ventil
TV	— teplá voda
V_{AZTV}	— objem vnitřní nádoby akumulacího zásobníku teplé vody [l]
\dot{V}_{TV}	— objemový průtok teplé vody [m ³ ·s ⁻¹]
VT	— výměník tepla
α	— součinitel přestupu tepla [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
α_{ch}	— součinitel přestupu tepla chladiva [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
α_v	— součinitel přestupu tepla vody [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
β	— teplotní součinitel objemové roztažnosti tekutiny [K ⁻¹]
δ	— tloušťka stěny [m]
Δp	— tlakový spad [Pa]
Δt_{max}	— maximální teplotní rozdíl [K]
Δt_{min}	— minimální teplotní rozdíl [K]
Δt_{skluz}	— teplotní skluz [K]
Δt_{str}	— střední logaritmický teplotní rozdíl [K]
ε_l	— délkový součinitel [-]
ζ	— korekční součinitel [-]
η	— dynamická viskozita [Pa·s]
η_{eb}	— účinnost elektrického bojleru [-]
η_{ie}	— izoentropická účinnost kompresoru [-]
η_{kap}	— dynamická viskozita chladiva v kapalném stavu [Pa·s]
η_{par}	— dynamická viskozita par chladiva [Pa·s]
λ	— tepelná vodivost [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
λ_{kap}	— tepelná vodivost chladiva ve stavu syté kapaliny [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
λ_{par}	— tepelná vodivost chladiva ve stavu syté páry [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
λ_{tr}	— součinitel tření [-]
ν	— kinematická viskozita [m ² ·s ⁻¹]
ρ	— hustota [kg·m ⁻³]
ρ_{kap}	— hustota směsi v kapalném stavu [kg·m ⁻³]
ρ_{par}	— hustota par chladiva [kg·m ⁻³]
v	— střední rychlost toku [m·s ⁻¹]

Úvod

Chladicí zařízení je specializované technologické zařízení, které je určeno pro umělé snižování teploty nějaké hmoty nebo uzavřeného prostoru pod teplotu okolí odvedením tepla mimo tento prostor nebo předmět. Pro odvod a přenos tepla chladicí zařízení spotřebovávají poměrně velké množství energie. Odebrané teplo se většinou uvolňuje do okolí.

Chladicí zařízení, jež pracují na principu oběhu parního, jako teponosnou látku využívají chladivo — látku nebo směs látek, které podléhají fázovým přeměnám z plynu na kapalinu a zpět. Pro uskutečnění tohoto cyklu dochází k přehřátí a kompresi par chladiva v kompresoru, její kondenzaci v kondenzátoru, expanzi v regulačním ventilu a vypařování ve výparníku. V kompresoru se chladivo během komprese ohřívá na poměrně vysokou teplotu, která není nijak využívána a odvádí se v kondenzátoru.

Vysoká cena elektrické energie, která se využívá například k pohonu kompresoru a ohřevu TV, zvyšuje celkové náklady pro provoz celého podniku. Pokud je k dispozici chladicí zařízení a je třeba TV, je vhodné instalovat rekuperační systém, pomocí něhož se dá předávat odpadní teplo z chladicího zařízení vodě. Takto se náklady na ohřev teplé vody zmenší na minimum. Ovšem jsou nezbytné prvotní investiční náklady na realizaci rekuperačního systému. Nicméně rychlá návratnost prvotní investice je výhodou tohoto opatření.

Cíl práce

Cílem této práce je provést technicko-ekonomické posouzení možností využití tepla z kondenzační strany pro ohřev teplé vody u jednostupňového chladicího zařízení pracujícího na principu oběhu parního na příkladě chladicího zařízení instalovaného v kavárně "Dallucci" se sídlem Praha 8, Rohanské nábřeží 678/23.

Kapitola 1

Parní chladicí oběh

Chladicí oběhy jsou založené na bázi levotočivých oběhů a podle II. zákona termodynamiky je tento pochod možný jen za přívodu pohonné energie. Podle [1] se pro chlazení využívají tyto jevy a pochody:

- vypařování chladiva — parní, sorpční a proudové oběhy;
- expanze a škrcení plynu — plynové oběhy, vírová trubice;
- elektrické a magnetické jevy — termoelektrické a termomagnetické chlazení, odmagnetování paramagnetických solí.

Jelikož cílem této práce řešení problematiky ohřevu teplé vody odpadním teplem z chladicího zařízení pracujícího na principu oběhu parního, nebudou dále popsány ostatní chladicí oběhy. Pokud by čtenáře zajímala tato informace, může být nalezená [2],[3].

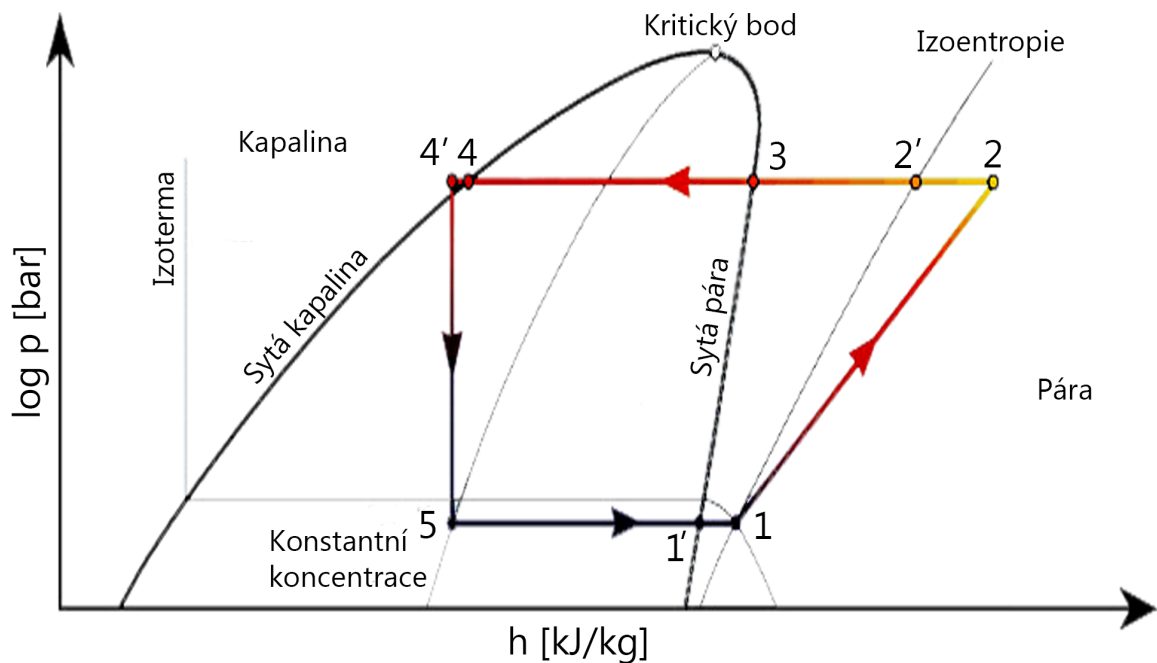
Parní oběh je založen na kompresním chladicím oběhu, jehož hlavními prvky jsou kompresor, výparník, kondenzátor, regulační ventil a spojovací potrubí (uzavřený systém). Kromě zajištění cirkulace kompresor udržuje v kondenzátoru dostatečně vysoký tlak [4].

Dále jsou popsány jednotlivé segmenty parního oběhu [5], který je zároveň znázorněn na Obrázku 1.1:

- **1-2.** Pára se stlačuje v kompresoru na kondenzační tlak. Komprese by měla být co nejvíce dokonalá, to znamená, že páře by neměla být udělena tepelná energie, ale pouze mechanická.

Pára by měla být stlačena izotropicky — v diagramu je tento proces zobrazen izotropou 1-2'. Zde nedochází k výměně tepla, ale k její přeměně v mechanickou energii, chladivo by tedy mělo být stlačováno izotropicky. Nicméně při stlačení se teplota chladiva zvyšuje.

Z důvodu tření molekul páry, tření mazacího oleje, vnitřní netěsnosti atd. komprese neprobíhá dokonale. To však vede k dalšímu ohřevu páry. Proto



Obrázek 1.1: Parní chladicí oběh. Převzato a upraveno z [5]

pára skutečně není stlačená podle izoentropie 1-2', ale podle nějaké jiné cesty s vyšší konečnou teplotou. Skutečná komprese, která je zobrazena jako 1-2, závisí na izoentropické účinnosti kompresoru η_{ie} a spočítá se podle vztahu:

$$\eta_{ie} = \frac{P_{ie}}{P_{sk}} = \frac{\dot{m}(h'_2 - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{(h'_2 - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (1.1)$$

kde $P_{ie,sk}$ je izoentropický a skutečný příkon, \dot{m} je hmotnostní průtok, $h_{1,2,2'}$ jsou hodnoty entalpie v jednotlivých bodech.

Skutečnou entalpii na výtlaku kompresoru h_2 se dá určit ze změřeného tlaku a teploty a to pomocí p-h diagramu nebo z tabulek.

- **2-3.** Přehřátá pára vystupuje z kompresoru při relativně vysoké teplotě. Tato energie je příliš cenná, aby byla ztracena. Odpadní tepelná energie může být odstraněna a zároveň použita ve speciálním tepelném výměníku. Teplo se používá pro ohřev vody nebo pro vytápění prostoru.
- **3-4'.** Pára vstupuje do kondenzátoru mírně přehřátá (bod 3 může být posunutý až k bodu 2) a v něm kondenzuje. Na výstupu z kondenzátoru chladivo vystupuje nejenom jako sytá kapalina, ale navíc je mírně podchlazená.
- **4'-5.** Kapalina expanduje v regulačním ventilu. Nevyměňuje si s okolím ani tepelnou, ani mechanickou energii. Expanze probíhá při konstantní entalpii.

Tento proces expanze je znázorněn na Obrázku 1.1 jako přímkou kolmá na osu entalpie.

Když tlak začne klesat, teplota se příliš nemění a zůstává téměř konstantní. Když stav chladiva dosáhne dolní mezní křivky, další pokles tlaku způsobí pokles teploty.

Kapalina se ochladí a uvolněná energie se spotřebuje na vypařování kapaliny, jinými slovy, vypařování kapaliny způsobuje ochlazení zbývající kapaliny. Čím nižší je tlak, tím se více kapaliny vypaří.

V bodě 5 kapalina dosahuje nejnižšího tlaku (pokud nebudeme brát v úvahu tlakové ztráty ve výparníku a na sání kompresoru).

- **5-1.** Částečně vypařené chladivo vstupuje do výparníku. Zbývající kapalina se v něm vypařuje, čímž se dosahuje požadovaného chladicího účinku. Nejprve chladivo dosáhne bodu 1' (100% nasycená pára), a poté ve výparníku dochází k jejímu malému přehřátí — systém přejde do bodu 1. Důvodem je zabezpečení kompresoru vůči kapalině. Poměr plynu ku kapalině může být určen pomocí čar konstantních koncentrací.

Ve skutečnosti, v důsledku tlakových ztrát, které se vyskytují ve ventilech kompresoru, sacím a výtlačném potrubí vypadá reálný kompresorový oběh poněkud jinak, než tomu bylo popsáno výše [5].

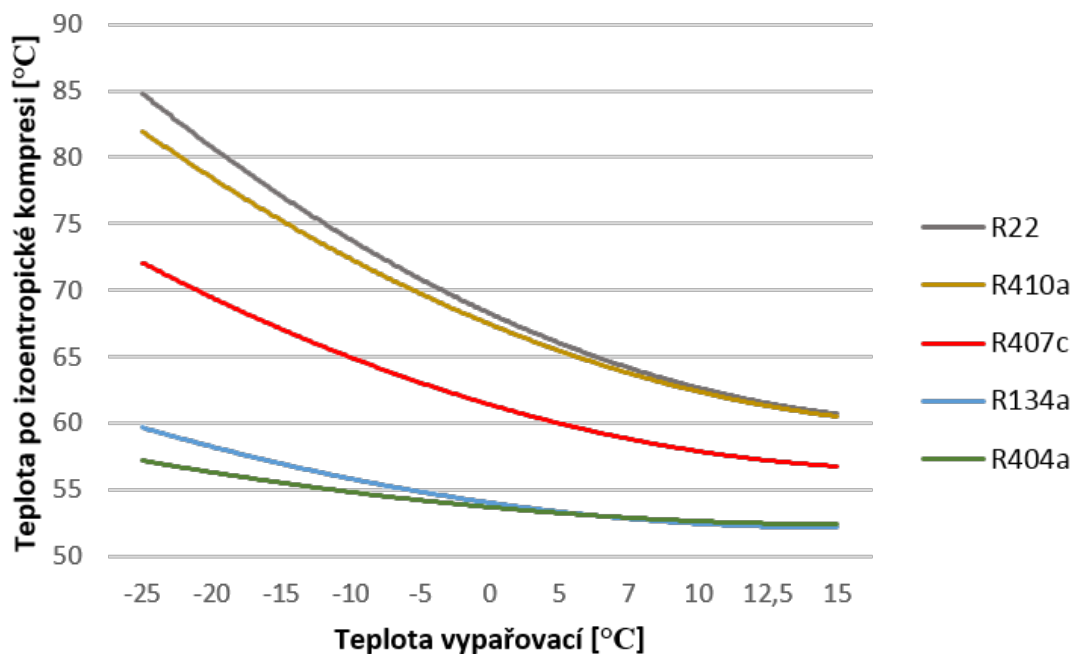
Z jedné strany kompresoru, vzhledem k tlakovým ztrátám na vstupu, kompresor musí nasávat chladivo při nižším tlaku než tlak vypařovací. Na druhé straně, v důsledku tlakové ztráty na výstupu, kompresor musí stlačit páry chladiva na tlak vyšší, než je tlak kondenzační. Kromě tlakových ztrát v potrubí a armaturách odchylku skutečného cyklu od teoretického způsobují ztráty během samotné komprese. Nutnost kompenzace těchto ztrát zvýší kompresní práci, tudíž se zvýší příkon kompresoru a sníží se účinnost oběhu [5].

1.1 Chladiva

Chladiva jsou pracovní látky chladicích zařízení, které slouží k realizování obrácených termodynamických cyklů. Chladiva lze roztrdit do tří skupin: organické čisté látky, směsi chladiv a anorganická chladiva [1].

Některá chladiva mohou mít *teplotní skluz*, jenž je zdůvodněn tím, že se chladivo skládá z několika jednotlivých chladiv, které mají různou vypařovací a kondenzační teplotu při stejném tlaku. Takové chladiva se nazývají zeotropická, v jiném případě jsou azeotropická [6].

Na tom jaké chladivo obíhá chladicím oběhem, záleží kolik tepla je možné využít z jeho přehřátých par. Pro kondenzační teplotu $t_k = 40\text{ °C}$ jsem sestrojil graf závislosti výtlačné teploty na vypařovací teplotě po izoentropické kompresi ze stavu syté páry (Obrázek 1.2).



Obrázek 1.2: Teplota po izoentropické kompresi pro $t_k = 40\text{ °C}$

1.1.1 Označení chladiv

Pro označení chladiv se používá jeho anglický překlad — *refrigerant*, značí se podle normy DIN 8960 písmenem *R*, s dodatečným individuálním označovacím číslem pro každou látku. Tyto identifikační čísla se určují na základě molekulární struktury chladiva. Normou jsou předepsaná pravidla a instrukce, podle kterých se chladiva označují. Ty nejdůležitější jsou [7]:

1. První číslice zprava udává počet atomů fluoru obsažených ve sloučenině.
2. Druhá číslice zprava udává o 1 vyšší než počet atomů vodíku obsažených ve sloučenině.
3. Třetí číslice zprava udává o 1 nižší než počet atomů uhlíku obsažených ve sloučenině. Je-li ve sloučenině obsažen jen jeden atom uhlíku, neuvádí se výsledná nula.
4. Čtvrtá číslice zprava specifikuje počet obsažených dvojných vazeb (např. R-1270, propen). Pokud sloučenina neobsahuje žádné dvojně vazby, toto číslo se neuvádí.

5. Nejsou-li obsazeny možné vazné body atomů uhlíku atomy fluoru nebo vodíku, nachází se na volných pozicích atomy chlóru.
6. Jestliže byly atomy chlóru nahrazeny atomy bromu, uvede se za číselnou notaci písmeno "B", za kterým následuje počet atomů bromu (např. R-13B1, bromtrifluormetan).
7. Cyklické sloučeniny jsou deklarovány písmenem "C" uvedeným před charakteristickým číslem (např. R-C318, oktafluorocyclobutan).
8. Různé izomery sloučeniny mají stejné charakteristické číslo. Charakteristické číslo nejsymetričtějšího izomeru se uvádí bez dodatku. Všechny zbývající se označují podle stoupající asymetrie s dodatečným malým písmenem (a, b, c, ...).
9. Nelze-li kódovat organické čisté látky podle výše uvedené číselné notace, jsou zařazeny do řady 600 (např. R-600, butan nebo R-600a, isobutan).
10. Řady 400 obsahují směsi chladiv, které v plynné fázi vykazují vždy jiné procentuální složení než v kapalně fázi (zeotropní směsi chladiv) a řady 500 obsahují směsi chladiv, které mají při určité teplotě v plynné a kapalně fázi stejné procentuální složení (azeotropní směsi chladiv).
11. Řada 700 obsahuje všechna chladiva anorganického původu. Charakteristické číslo vyplývá ze součtu relativní molekulové hmotnosti sloučeniny a čísla 700. Při stejné relativní molekulové hmotnosti několika anorganických chladiv dochází k jejich rozlišení doplněním velkého písmena za charakteristickým číslem.

1.2 Chladivové kompresory

Jeden z nejdůležitějších prvků parního chladicího oběhu je kompresor, jenž stlačením předává energii parám chladiva. Kompresor je hnací silou celého oběhu. Zajišťují požadovaný vysoký tlak. Současně se zvýšením tlaku se zvyšuje i teplota. Jinými slovy kompresor nasává plyn, který má nízkou teplotu a nízký tlak a vytlačuje plyn při vyšší teplotě a vyšším tlaku [3].

Chladivové kompresory můžeme rozdělit na dvě skupiny [3]:

- objemové — páry chladiva jsou nasáté do pracovního prostoru a dále stlačeny na výsledný objem, který odpovídá tlaku na výtlačku;
- rychlostní — páry chladiva jsou urychlovány na vysokou rychlost, tato pohybová energie se v difuzoru přeměňuje v tlakovou energii.

Objemové chladicí kompresory se dále dělí na pístové, spirálové, šroubové, rotační, lamelové, membránové atd.

Do skupiny rychlostních kompresorů patří axiální, diagonální, radiální kompresory a ejektory.

1.2.1 Pístové kompresory

Pro oblast chladicí techniky platí, že největší zastoupení pístových kompresorů je v bílé technice. Pro vratný pohyb pístu používají klikový mechanismus nebo excenter. Uspořádání konstrukčního řešení pístových kompresorů může být velmi různorodé, např. se můžeme setkat s kompresory se šikmou deskou, vorodornými třístupňovými s diferenciálním pístem, s vějířovými osmiválcovými atd. Dále lze dělit pístové kompresory podle uspořádání ventilového ústrojí na kompresory souproudé a protiproudé [8].

1.2.2 Šroubové kompresory

Rozměry kompresoru mají souvisí s výkonností kompresoru tak, že s jejím růstem se zvětšují, totéž platí i pro hmotnosti pístových kompresorů. Předností šroubových kompresorů ve srovnání s pístovými kompresory s vratným pohybem pístu je to, že mají troj- až dvacetinásobnou rychlost rotorů oproti střední pístovou rychlostí kompresorů pístových. Díky tomu lze zmenšit stroj, aniž by došlo k poklesu chladicího výkonu. Výroba šroubových kompresorů probíhá v několika základních verzích, jimiž jsou dvourotorové a jednorotorové v mazaném nebo bezmazném provedení. Bezmazná koncepce nachází uplatnění i pro práci s plyny s hrozbou výbuchu. Co se týče jednorotorových kompresorů, tak ty mohou disponovat jednou nebo dvěma pomocnými různými [8].

Šroubové kompresory patří mezi dvoupístové kompresory s vnitřní kompresí. Pracovní prvky dvourotorového kompresoru jsou šroubové s nestejným počtem zubů a vybráním v obou rotorech. Hlavní rotor pracuje při otáčkách 1450 až 30 000 za minutu (v závislosti na velikosti kompresoru) a je většinou osazen třema až čtyřmi vnějšími zuby. Tento rotor může být spojen prostřednictvím synchronizačního soukolí s druhým rotorem, jež má obvykle čtyři až šest vybrání. Případně může být přenos kroutícího momentu zajištěn přímo od hlavního rotoru. V takovém případě je kovový kontakt rotorů vymezen olejovou vrstvou mezi povrchy šroubů. Nasávání par chladiva je zajištěno tak, že se při odvalování šroubů prostor mezi šrouby otevírá a poté co jsou páry nasáty se opět postupně uzavírá, čímž dojde ke kompresi par chladiva na hodnotu výtlačného tlaku [8].

Šroubové chladicí kompresory obvykle disponují výkony řádově v desítkách kW až MW a nacházejí uplatnění pro většinu běžných chladiv [8].

1.2.3 Rotační kompresory

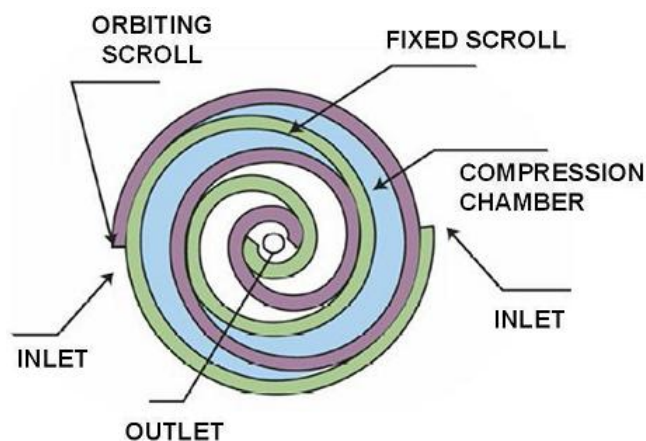
Rotační objemové kompresory se vyznačují rozličnou konstrukcí vycházející z tendence k zjednodušování konstrukčního řešení eliminace vratného pohybu pístu, kterým se pístové kompresory vyznačují. Mezi tyto kompresory patří kompresory s rotujícím pístem, dále kompresory lamelové, Rootsovy, "svingující" a mnoho dalších. Řada rotačních kompresorů má vestavěný kompresní poměr, některé jsou vybaveny pracovními ventily a kompresní poměr se pak na základě jednosměrného stlačování řídí vnějšími podmínkami [8].

1.2.4 Spirálové kompresory

Spirálové kompresory, označované také jako kompresory Scroll, patří mezi objemové kompresory s kompresí pracovní látky při interakci dvou spirál, z nichž jedna zůstává nehybná a druhá se excentricky bez rotace pohybuje, v důsledku čehož dochází k přesunu pracovního média ze sací do výtlačné komory [8].

Výhody spirálových kompresorů jsou [8]:

- nízká hlučnost;
- nízké vibrace;
- kontinuální komprese;
- vysoká energetická účinnost.



Obrázek 1.3: Uspořádání spirálového kompresoru. Převzato z [3]

1.2.5 Rychlostní a ostatní kompresory

Rychlostní kompresory lze rozdělit na dvě skupiny [8]:

- rotační kompresory — turbokompresory,
- kompresory bez pohyblivých částí — ejektory (slouží k dopravě tekutiny využitím kinetické energie jiné tekutiny).

Turbokompresory v chladicí technice nacházejí uplatnění především v oblasti vysokých objemů nasávaných par chladiva čili pro velké výkony, řádově v MW. Typy turbokompresorů jsou — axiální, radiální a diagonální, přičemž toto rozdělení závisí na proudění par chladiva oběžným kolem (případně oběžnými koly, jedná-li se o vícestupňové uspořádání). Stlačení páry je zajištěno snížením vysoké rychlosti z oběžného kola v difuzoru kompresoru, čímž se pohybová energie transformuje na energii tlakovou [8].

Příkladem ostatních kompresorů lze uvést různé typy membránových kompresorů, které jsou obvykle určeny pro malé výkony. Princip membránového kompresoru spočívá v pohybu (průhybu) pracovní membrány, která při jednom prohnutí plyn do prostoru s membránou nasaje a při dalším vytlačí [8].

1.3 Kondenzátory

Kondenzátor je výměník tepla, v němž se odvádí teplo z chladicího oběhu. V závislosti na použité chladicí látce a koncepci lze kondenzátory dělit na [8]:

- chlazené vzduchem, u nichž je veškeré teplo z kondenzační strany odváděno do vzduchu. V tomto případě dochází k využití pouze citelného tepla vzduchu. Nejčastější uplatnění tohoto typu lze zaznamenat u živnostenského chlazení a v klimatizaci;
- odpařovací, u kterých je využíváno latentní teplo odpařující se vody odváděné ze zařízení ve formě vodní páry smíšené se vzduchem, tzn. jako vlhký vzduch. Z toho plyne, že zařízením proudí i vzduch. Ten však přinejmenším v letním období plní pouze funkci transportního prostředku pro odvod vlhkosti. Na výstupu z kondenzátoru se vzduch vyznačuje vyšší vlhkostí než na vstupu. Princip práce kondenzátoru je obdobný jako u uzavřené vodní věže, liší se od něj však tím, že zde kondenzuje nikoli voda (případně jiná kapalina), nýbrž chladiivo. Použití v chladicí technice najdou odpařovací kondenzátory pouze u čpavkových průmyslových chladicích zařízeních, přičemž v ostatních oblastech chladicí a klimatizační techniky je tento princip používán nepřímo prostřednictvím vodní věže a kapalinou chlazeného kondenzátoru a oběhu vhodné teplosměnné látky, jež mezi nimi probíhá;
- chlazené vodou (kapalinou), neboli průtočné. U těchto kondenzátorů lze aplikovat jako chladicí látku vodu nebo nemrznoucí kapalinu. V případě, že ohřátá voda nebo kapalina nenachází další technologické využití, je třeba chladit odvodem tepla do okolí. Za účelem toho se využívají buď vodní věže (otevřené či uzavřené) anebo suché chladiče. Z konstrukčního hlediska jsou vodou chlazené kondenzátory řešené jako deskové či kotlové.

1.3.1 Vzduchem chlazené kondenzátory

Hlavní částí vzduchem chlazených kondenzátorů je lamelová teplosměnná plocha. Další významnou částí jsou ventilátory zajišťující nucené proudění vzduchu. Zařízení nacházející se ve venkovním prostředí jsou obvykle vybaveny axiálními ventilátory. V případě výměníků nacházejících se uvnitř budov se aplikují ventilátory radiální za účelem překonání tlakových ztrát ve vzduchotechnickém potrubí, jímž se vzduch přivádí. Při poklesu otáček ventilátorů klesá rovněž jejich příkon [8].

V případě malého živnostenského chlazení je obvykle ke chlazení boxů, případně v prodejném nábytku použito kompaktních blokových jednotek s kondenzátorem nacházejícím se v místnosti. U této koncepcie je odvod kondenzačního tepla realizován

přímo do místnosti, což vyžaduje její odpovídající větrání - jinak by docházelo k permanentnímu ohřívání vzduchu v místnosti a v důsledku toho nárůst kondenzačního tlaku a tudíž i spotřeba energie pro provoz kompresoru, jakož i pokles chladicího výkonu zařízení, které by tím pádem hůře plnilo svou chladicí funkci [8].

Za účelem toho, aby výkon kondenzátorů odpovídal aktuálnímu výkonu chladicího zařízení, a tím pádem byl zajištěn vhodný kondenzační tlak nutný pro správnou práci zařízení, je třeba regulace vzduchem chlazených kondenzátorů. Regulace tedy závisí na kondenzačním tlaku. Regulace kondenzátorů se dá rozdělit na [8]:

- autonomní, neboli nezávislou regulaci chladicího zařízení, při níž je regulátoru dodávána informace o momentálním kondenzačním tlaku z tlakového čidla, následně dojde k jejímu porovnání se kýženu hodnotou nastavenou na regulátoru a v závislosti na odchylce jsou vydány pokyny k řízení kondenzátorů;
- neautonomní, jejíž řízení je zajištěno nadřazeným regulátorem chladicího zařízení, v případě čehož regulátor kondenzátorů buď vůbec není přítomen, a pokud ano, tak jen předává dál příkazy obdržené z nadřazeného systému (např. prostřednictvím signálu 0-10 V).

Protože vazba mezi kondenzační teplotou a tlakem je jednoznačná, je možné, aby nastavení bylo realizováno podle kondenzační teploty ve stupních Celsia a nikoli podle tlaku. Na zřeteli je přitom nutné mít, zda zobrazované či nastavované hodnoty na regulátoru, případně měřicím přístroji, představují přetlak vzhledem k okolí, což je v technické praxi obvyklejší jev, a nebo absolutní tlak. Tyto údaje se liší o hodnotu atmosférického tlaku vzduchu, čili cca o 101 kPa [8].

Realizace regulace výkonů kondenzátorů probíhá primárně z vnější strany omezením průtoku vzduchu, čehož lze docílit buď vypínáním ventilátorů nebo změnou jejich otáček. V případě, že touto cestou nelze docílit požadovaného stavu, Nelze-li tímto způsobem dosáhnout uspokojivého stavu, přistupuje se v sekundárním kroku k regulaci výkonu z vnitřní strany prostřednictvím zaplavení části teplosměnné plochy kapalným chladičem. Dále lze zajistit pokles výkonu přepouštěním teplého vzduchu z výtlaku do sání, což je postup aplikovatelný u zařízení s radiálními ventilátory [8].

Způsoby regulace výkonu kondenzátorů omezením průtoku vzduchu můžeme rozdělovat na [8]:

- skoková regulace — odpínání ventilátorů a přepínání trojúhelník hvězda;
- plynulá regulace — tyristor, transformátor, frekvenční měnič, EC ventilátor.

Skoková regulace je levnější než plynulá, ale je hrubá, neboť může probíhat jen v určitých početně omezených stupních daných počtem ventilátorů [8].

1.3.2 Vodou chlazené kondenzátory

U chladicího zařízení, které používá vodou chlazený kondenzátor, se dá použít kondenzátor k predehřátí teplé vody. Kondenzátor ohřeje chladicí vodu na nějakou

vyšší teplotu, než počáteční teplota. Tato chladicí voda pomocí VT předá teplo studené vodě. Poté by se za výstupem z kondenzátoru tato částečně přehřátá voda mohla ohřát v tepelném výměníku na požadovanou teplotu.

1.4 Výparníky

Ve výparníku dochází k odebrání tepla chlazené látky, která se tím pádem ochlazuje. Odebrané teplo je předáno chladivu, jež se v důsledku toho vypařuje. Výparník je tedy výměníkem tepla. Na základě způsobu regulace přívodu chladiva a zaplavení teplosměnné plochy se výparníky rozdělují na[8]:

- **suché** — příčinou jejichž názvu je nejspíš skutečnost, že lze zaznamenat suchou (nejčastěji přehřátou) páru chladiva, díky čemuž ji lze vést přímo do sání kompresoru. Díky expanznímu ventilu je realizováno zajištění expanze chladiva z kondenzačního tlaku v těsné blízkosti před výparníkem (odtud označení v zahraniční literatuře DX - Direkt eXpansion). U zařízení rozdělených do více sekcí se samostatným vstupem a výstupem je vhodné použít samostatný expanzní ventil pro každou ze sekcí, cílem čehož je zajistit, že nástřik chladiva bude korespondovat s reálnou tepelnou zátěží každé sekce a bylo tak zabráněno problémy s rozdělením chladiva;
- **zaplavené** — u nichž je prováděno řízení nástřiku chladiva v závislosti na výšce chladiva buď přímo ve výparníku, nebo v pomocné nádobě. Prostřednictvím oběhového čerpadla je pak prováděn oběh chladiva z pomocné nádoby (nucená cirkulace). Též lze docílit případně samotíží na principu termosifonu v případě, že expanzní nádoba se nachází ve větší výšce než výparník.

Výparníky mohou chladit [8]:

- **vzduch** — konstrukčně jsou řešené jako lamelové;
- **vodu nebo jinou kapalinu** — konstrukčně se řeší jako deskové nebo kotlové s chladivem uvnitř trubek (suché výparníky) nebo v mezitrubkovém prostoru (zaplavené výparníky).

Zaplavené systémy se používají zejména u čpavkových chladicích zařízení, která se využívají v průmyslu. V běžném živnostenském chlazení a klimatizaci jsou většinou používány suché systémy [8].

1.5 Rekuperace odpadního tepla

Rekuperace (z lat. *recuperatio* — navrácení) je návrat materiálů nebo energie, která se spotřebuje na provedení nějakého technologického procesu. Výhodou rekuperace je úspora energie, jinými slovy úspora prostředků pro provoz celého systému. Však nevýhodou je nutnost prvotní investice, například instalace tepelného výměníku.

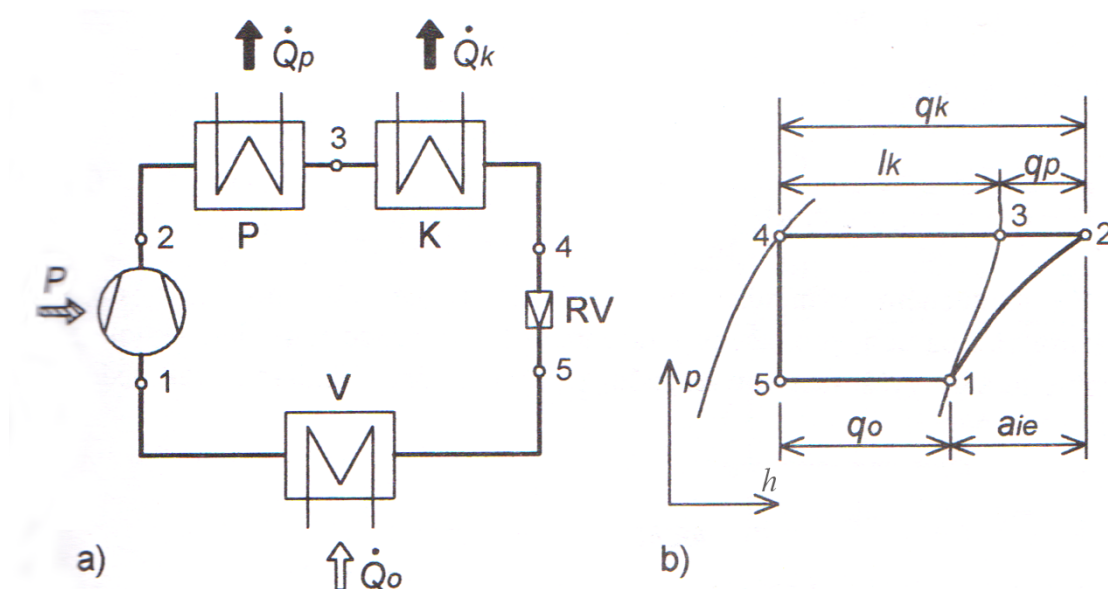
Dnes je stále aktuální hledání způsobů minimalizace množství spotřebované elektrické energie a stále rostoucích nákladů na energii. Chladicí zařízení produkují dostatečně velké množství tepla, které je v procesu ochlazování a kondenzace chladiva, obvykle, vypouští do okolního prostředí pomocí kondenzátorů. Právě v důsledku přítomnosti tohoto odpadního tepla existuje příležitost k úspoře energie v průmyslu a obchodu. Je třeba poznamenat, že systém rekuperace tepla se dá instalovat na již existující chladicí zařízení [9].

Rekuperace tepla je aktuální pro místa, kde je potřeba zároveň něco chladit a ohřívat vodu.

Existují dva základní způsoby využití tepla, které se produkuje chladicími jednotkami [9]:

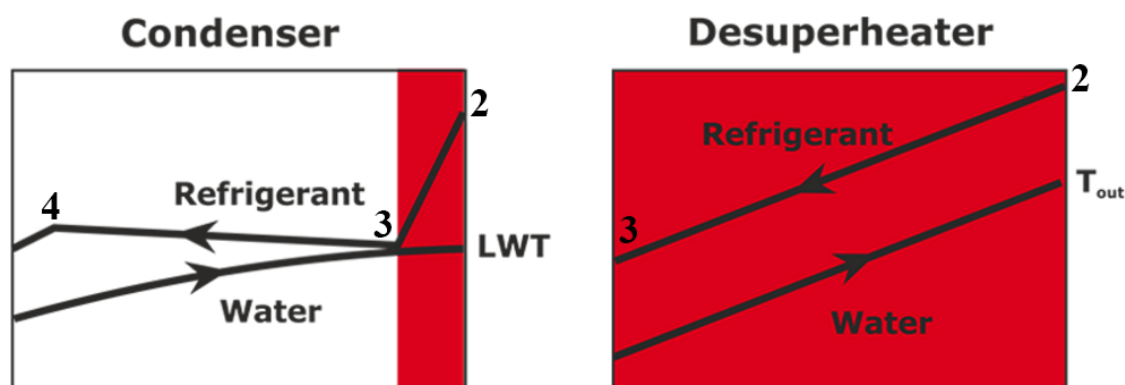
- rekuperace tepla pro **ohřev vody**, jež se používá pro technologické účely nebo vytápění. Tato metoda umožňuje efektivně používat až 20% tepla, které je generované chladicím zařízením. Na chladicí systém se napojí tepelný výměník, připojený přes zásobník (boiler), ve kterém se teplá voda akumuluje;
- rekuperace tepla pro **ohřev vzduchu** (obchodní místnosti, sklad, kancelářské prostory). Tato metoda je mnohem účinnější a umožňuje použít skoro veškeré teplo. Instalují se aktivní a pasivní topná tělesa.

Schéma zařízení je na Obrázku 1.4, kdy vlastnímu kondenzátoru je předřazen chladič přehřátých par. Jako chladič přehřátých par může být použitý výměník tepla, pomocí něhož teplo bude předáno vodě.



Obrázek 1.4: Jednostupňový parní oběh s chladičem přehřátých par, kde a) schéma zapojení b) znázornění v diagramu h-p. Převzato z [1]

Použitím samostatného výměníku tepla pro odvedení tepla v přehřátých parách je možné ohřát vodu na vyšší teplotu, než by bylo možné v kondenzátoru [10], viz Obrázek 1.5.



Obrázek 1.5: Teplotní diagramy chladivo–voda. Na levém obrázku VT je realizován jako kondenzátor a chladič přehřátých par dohromady, na pravém obrázku VT je umístěn před kondenzátorem jako samostatný chladič přehřátých par. Převzato a upraveno z [10]

Nicméně ve skutečném výměníku se neodvede úplně všechno teplo obsažené v přehřátých parách, teplota teplosměnné plochy musí být vyšší než kondenzační teplota, a páry chladiva se tak nedochladí až na mez sytosti [1].

Kapitola 2

Výměníky tepla

Výměník tepla je strojní zařízení, které slouží ke zprostředkování přenosu tepla mezi teplotně nosnými látkami. Pokud omezíme tyto látky hranicí termodynamické soustavy, potom tuto společnou část hranic nazýváme teplosměnná plocha, která většinou je realizována pevnou stěnou. Pomocí zákonů prostupu tepla se řídí teplo, jež přechází ze soustavy o vyšší teplotě do soustavy o teplotě nižší. Jsou případy kde hranice není hmotně realizovaná, potom jsou zákony a modely složitější [11].

2.1 Rozdělení výměníků

Výměníky tepla se dělí na rekuperační, regenerační a směšovací [8].

U směšovacích výměníků se ohřívání i chlazená látka bezprostředně stýkají. Sdílení tepla je zde spojeno s přestupem hmoty [8]. Jelikož pro účely ohřívání vody chladič této výměníky nejsou použitelné, nebudou dále podrobněji popsány.

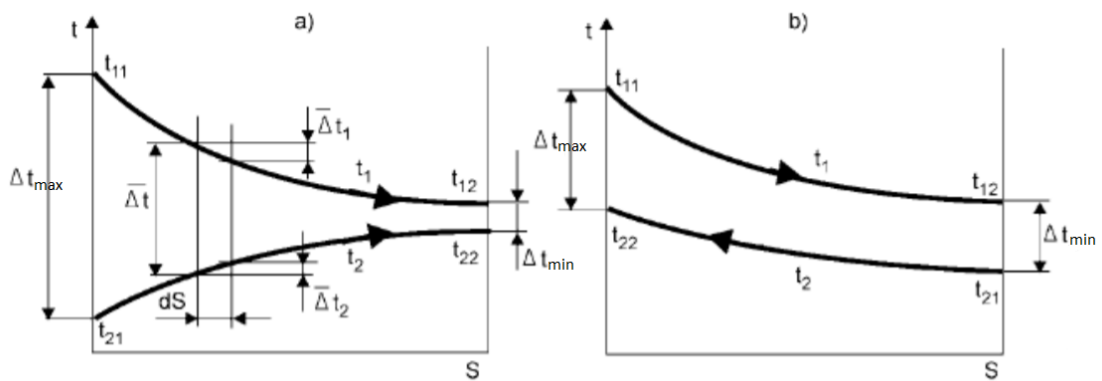
2.1.1 Rekuperační výměníky

U rekuperačních výměníků se teplo mezi látkami sdílí přes teplosměnnou plochu tvořenou stěnou. Obě látky jsou tak odděleny. Jedná se o nejčastější typ výměníků v chladičské technice [8].

Uspořádání toku pracovních látek v rekuperačních výměnících tepla

Základem teoretického řešení rekuperačních výměníků jsou dva druhy proudů: souproudý a protiproudý. V nichž se realizuje přestup tepla z jedné látky do druhé. Obecně lze konstatovat, že se teplota látek ve výměníku mění. Studenější médium se ohřívá a teplejší se ochlazuje. Průběh změny teplot obou médií je závislý na směru jejich vzájemného pohybu. Například proudí-li obě látky ve výměníku souběžně a ve stejném směru, jedná se o souproudý výměník. Proudí-li obě látky ve výměníku souběžně, ale v obráceném směru, jedná se o protiproudý výměník. Proudí-li obě látky navzájem křížem, jedná se o křížový výměník [8].

Na Obrázku 2.1 jsou znázorněny schématické průběhy teplot obou médií ve výměníku pro různé případy.



Obrázek 2.1: Průběhy teplot teplonosných médií ve výměníku tepla, a) souproud b) protiproud. Převzato z [12]

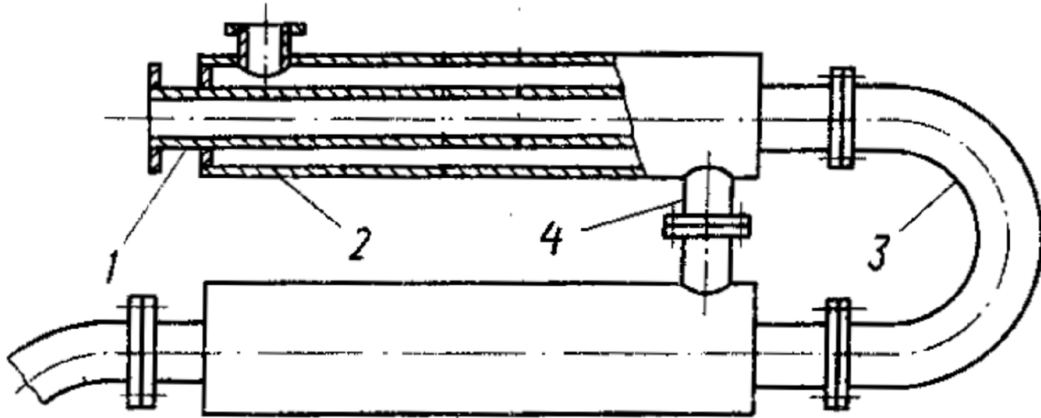
V chladicí technice zejména pro tepelnou výměnu chladivo—voda se používají dva druhy výměníku: kotlové a deskové.

Kotlové výměníky

Podstatu kotlového výměníku tvoří svazek zavařených, zapájených nebo zaválcovaných do trubkovic trubek, jež jsou uloženy ve válcovém plášti. Trubkami putuje médium, jež vstupuje a vystupuje z výměníku hrdly na jeho víkách. Pomocí vložení přepážek do vík je možné docílit vícetahového uspořádání. V mezitrubkové oblasti proudí druhé médium, jehož vstup a výstup představují hrdla na plášti výměníku. Hlavní směr proudění představuje příčné obtékání trubek. Umístí-li se přepážky do vnitřní oblasti pláště, docílí se tím vícetahového průtoku. Vedle toho mají přepážky i konstrukční význam, poněvadž představují podpěry trubek a eliminují tím jejich průhyb a kmitání. Můžeme se setkat s trubkami tvaru U (především v případech, kdy trubkami proudí halogenované chladivo) a s trubkami s vnitřním nebo vnějším žebrováním, jež se používají pro intenzifikaci přestupu tepla (žebra jsou obvykle válcovaná) [8].

Kotlové výměníky se vyznačují širokým spektrem využití; mají dobrou pevnost a kromě toho vynikají technologickou jednoduchostí a snadnou čistitelností trubkového prostoru, která spočívá zejména v možnosti realizace čištění, aniž by došlo k zásahu do druhého okruhu. Přesto jsou v mnoha případech v dnešní době na jejich místo instalovány výměníky deskové. Ty mají obvykle ležaté uspořádání, i když mohou být koncipovány i jako stojaté. Tento typ výměníku je rovněž nazýván jako trubkový [8].

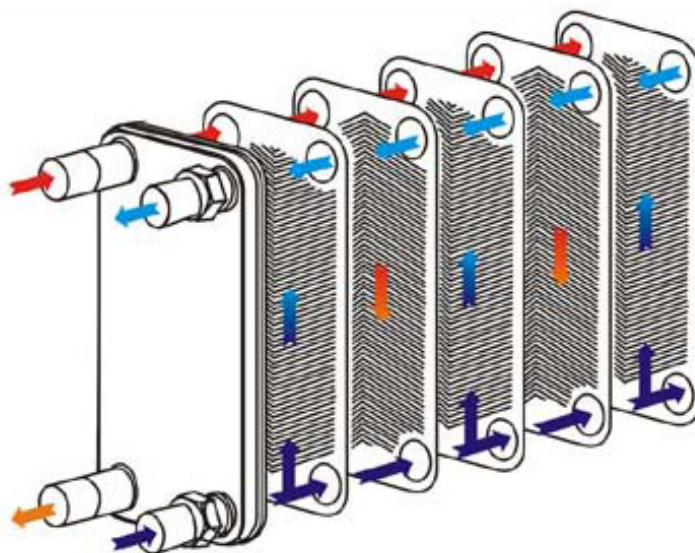
Nejjednodušším příkladem kotlového výměníku je tak zvaný výměník trubka v trubce. Vyrábí se rozebíratelné a nerozebíratelné výměníky. Používají se pro nízké tepelné zatížení, když je požadovaná teplosměnná plocha nepřesahuje 30 m^2 . Jedno médium proudí ve vnitřní trubce 1 (viz. Obrázek 2.2), druhé médium proudí ve vnější trubce 2, která je upevněna kolem vnitřní trubky. Vnitřní trubka je spojena pomocí kolena 3, vnější je spojeno pomocí hrdla 4 [13].



Obrázek 2.2: Nerozebiratelný výměník trubka v trubce, kde 1 je vnitřní trubka, 2 je vnější trubka, 3 je spojovací koleno, 4 je spojovací hrdlo. Převzato z [13]

Deskové výměníky

Teplosměnná plocha deskových výměníků je tvořena profilovanými paralelními deskami, které oddělují média, viz. Obrázek 2.3. Pomocí těsnění nebo svárů jsou média střídavě rozdělená mezi deskami. Desky jsou střídavě uloženy v aparátu a každá druhá deska je otočená o 180° . Takové uspořádání desek poskytuje střídání teplých a studených médií. Média většinou proudí v protiproudu — směry proudu médií jsou rovnoběžné, ale mají opačný smysl. Desky mají ve svém profilu vyhloubené kanálky. Nejčastěji mají obdélníkový tvar se zaoblenými rohy. Tvar a hloubka prolisů desek určují součinitel přestupu tepla a tlakové ztráty [8], [13].



Obrázek 2.3: Proudění médií v deskovém výměníku. Převzato z [14]

Podle provedení utěsnění prostoru mezi deskami lze výměníky dělit na [8]:

- **těsněné** — jež nacházejí využití v případě pracovních látek, pro které je dostupné vhodné těsnění. Je nutné, aby desky byly staženy svorníky mezi dvě čelní tlakové desky — díky tomu je zajištěno, že zařízení bude držet pohromadě. Předností této koncepce je plná rozebíratelnost desek, což umožňuje snadné čištění. Těsnění je nutno občas obnovovat z důvodu omezení životnosti, na níž má vliv jednak druh a teploty použité pracovní látky a rovněž četnost otevírání a rozebírání výměníku;
- **modulové** — v jejichž případě jsou k sobě desky spojeny pomocí lasarového svaru. Takto vzniklý svařovaný modul umožňuje proudění média, které z důvodu jeho složení nebo teplot neumožňuje použití odpovídajícího těsnění. Druhé médium je vedeno kanálem, který se nachází v oblasti mezi sousedními moduly, která je již těsněná. Toto těsnění je realizováno podobně jako u výše uvedených těsněných zařízení. V důsledku této koncepce je u modulových výměníků do částečné míry zachována rozebíratelnost a relativně snadná čistitelnost těsněného prostoru;
- **pájené** — mezi jejichž desky je umístěna tenká fólie mědi. Měď je použita i pro pájení těchto výměníků, které probíhá ve vakuu v peci při teplotě tání mědi a jeho princip spočívá v tom, že ve volném prostoru kanálku dojde k výparu měděné folie a následném proniknutí do materiálové struktury v oblasti styku vedle sebe se nacházejících desek, čímž dojde ke vzniku pájeného spoje. Důsledkem tohoto přístupu je zajištění hermetičnosti obou médií. Pájené výměníky nacházejí uplatnění při aplikacích pro menší výkony;
- **celosvařované** — zde dochází k postupnému svařování desek k sobě a z toho plynoucím vznikem kompaktního aparátu poskytujícího hermetičnost obou pracovních médií.

V závislosti na proudících médiích desky se vyrábějí z nerezové oceli nebo podle potřeby z jiného materiálu. Výhodou deskových výměníků je jejich kompaktnost, a proto výměník má poměrně malý zástavbový prostor.

V chladicí technice je jedním z hlavních požadavků vysoká hermetičnost chladičového okruhu, a proto je vhodné se u výměníků, v nichž proudí chladivo, vyhnout těsněné konstrukci a používat výměníky pájené, celosvařované, eventuálně modulové [8].

Výhody deskových výměníků tepla v porovnání s trubkovými [15]:

- tuhá konstrukce, odolná vibracím;
- nízký celkový objem chladiwa $1-1,5 \text{ l}\cdot\text{m}^{-2}$ teplosměnné plochy;
- výrazně nižší nároky na zabranou plochu při stejných výkonech (4-8 krát menší velikost výměníku, než výměník typu trubka v trubce se stejnou teplosměnnou plochou);

- vyšší účinnost vlivem turbulentního proudění;
- v případě potřeby lze přidáním desek zvýšit výkon výměníku a snížit tlakovou ztrátu.

Nevýhody deskových výměníků tepla [13]:

- nedostatečná hermetičnost těsnění rozehratelných deskových výměníků za velkého tlaku (používají se pro tlaky do 10 bar);
- nebezpečí deformaci svařených výměníků (používají se pro tlaky do 40 bar);
- problematické čištění a oprava svařených výměníků.

2.1.2 Regenerační výměníky

V případě regeneračních výměníků dochází ke střídavému ohřívání, respektive ochlazování teplosměnné plochy teplejším, respektive chladnějším médiem. Pro teplosměnnou plochu je použit tentýž materiál jako pro náplň výměníku [8].

Pracovní činnost výměníků může probíhat ve dvou režimech [8]:

- periodicky — dochází k ohřevu hmoty při průtoku teplejšího média výměníkem, následně po určitém čase dojde k zastavení průtoku teplejšího média a následnému průtoku média chladnějšího, jež se ohřívá horkou hmotou, čímž ji opět ochlazuje;
- kontinuálně — dochází k aplikaci dvou periodicky se střídajících výměníků, jedním z nichž je transportována teplejší látka, druhým chladnější. Následně dojde k výměně tohoto proudění. Dále je možno použít rotační výměníky vyznačující se tím, že zde dochází k otáčení hmoty a tudíž jejímu střídavému putování oddělenými oblastmi obou látek.

2.2 Základní vztahy pro výpočet výměníku tepla

2.2.1 Výpočet prostupu tepla stěnou

Prostup tepla stěnou výměníku tepla se skládá z přestupu tepla z teplejší tekutiny do stěny výměníku, vedení tepla stěnou a přestupu tepla ze stěny do chladnější tekutiny.

Množství tepla, které sdělí teplejší tekutina studenější tekutině za jednotku času při proměnlivých teplotách tekutin se spočítá podle vztahu [11]:

$$\dot{Q} = kS\Delta t_{str}, \quad (2.1)$$

kde k je součinitel prostupu tepla, S je teplosměnná plocha a Δt_{str} je střední logaritmický teplotní rozdíl.

Střední logaritmičtý teplotní rozdíl se spočítá podle vztahu:

$$\Delta t_{str} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}}, \quad (2.2)$$

kde $\Delta t_{max,min}$ jsou maximální a minimální teplotní rozdíly.

Rovnice tepelné bilance výměníku tepla:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ch}(h_{ch,1} - h_{ch,2}) = \dot{m}_v c_{p,v}(t_{v,1} - t_{v,2}) \quad (2.3)$$

kde \dot{m}_{ch} je hmotnostní průtok chladiva, $h_{ch,1}$ je entalpie chladiva na vstupu do VT, $h_{ch,2}$ je entalpie chladiva na výstupu z VT, \dot{m}_v je hmotnostní průtok vody, $c_{p,v}$ je měrná tepelná kapacita vody, $t_{v,1}$ je teplota vody na vstupu do VT, $t_{v,2}$ je teplota vody na výstupu z VT.

Prostup tepla rovinnou deskou

Součinitel prostupu tepla v případě proudění tekutiny rovinnou deskou se spočítá podle vztahu [11]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ch}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_v}} \quad (2.4)$$

kde δ je tloušťka stěny, $\alpha_{ch,v}$ součinitel přestupu tepla na straně chladiva nebo vody, λ tepelná vodivost.

Je-li rovinná stěna složena z n – vrstev o tloušťkách δ_i a tepelných vodivostech λ_i součinitel prostupu tepla se spočítá podle vztahu:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ch}} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_v}} \quad (2.5)$$

Rozhodující hodnotou pro výpočet součinitele prostupu tepla k je součinitel přestupu tepla α , který vyjadřuje tepelný tok přes 1 m² a při tepelném spadu 1 K. Tento součinitel závisí na mnoha činitelích, zejména na vlastnostech tekutiny, na jejím pohybovém stavu, na tvaru povrchu tělesa atd. Jeho závislost na uvedených činitelích je složitou funkcí, kterou lze obecně formulovat takto [11]:

$$\alpha = (v, t_{str}, t_w, \lambda, c_p, \rho, \eta, L_1, L_2, L_3 \dots) \quad (2.6)$$

kde v je rychlost, t_{str} je střední teplota, t_w je teplota na stěně, λ je tepelná vodivost, c_p je měrná tepelná kapacita, ρ je hustota, η je dynamická viskozita, L_1, L_2, L_3 vyjadřují tvar a velikost tělesa.

Analytické určení součinitele přestupu tepla je docela komplikovanou záležitostí. Nicméně se pro jeho určení používají bezrozměrná kritéria (Re, Nu, Pr, Gr atd.), které jsou experimentálně odvozené.

Dále v tomto oddílu jsou popsány vztahy a rovnice pro výpočet součinitele přestupu tepla nucenou konvekcí.

Součinitel přestupu tepla se počítá podle vztahu [11]:

$$\alpha = \text{Nu} \frac{\lambda}{d_h} \quad (2.7)$$

kde d_h je hydraulický průměr, Nu je Nusseltovo kritérium, charakterizující podobnost přenosu tepla prouděním a vedením v termokinetické mezní vrstvě tekutiny.

Hydraulický průměr se obecně počítá podle vztahu:

$$d_h = \frac{4S_p}{o} \quad (2.8)$$

kde S_p je plocha průtočného průřezu a o je smáčený obvod.

Prandtlovo kritérium vyjadřuje fyzikální podobnost tekutin při sdílení tepla. Počítá se podle vztahu:

$$\text{Pr} = \frac{c_p \eta}{\lambda} \quad (2.9)$$

kde c_p je tepelná kapacita při stálém tlaku a η je dynamická viskozita.

Reynoldsovo kritérium charakterizuje nucené proudění tekutiny a vyjadřuje podobnost setrvačných a třecích sil. Počítá se podle vztahu:

$$\text{Re} = \frac{v d_h}{\nu} = \frac{v l \rho}{\eta} \quad (2.10)$$

kde v je střední rychlost toku, ν je kinematická viskozita a ρ je hustota.

Grashofovo kritérium charakterizuje volné proudění tekutiny a vyjadřuje podobnost vztlakových setrvačných a třecích sil. Počítá se podle vztahu:

$$\text{Gr} = \Delta t \frac{g d_h^3 \beta}{\nu^2} \quad (2.11)$$

kde β je teplotní součinitel objemové roztažnosti tekutiny a g je gravitační zrychlení.

Pro výpočet Nusseltova kritéria mohou být použité následující vztahy [16]:

- pro laminární proudění

$$\text{Nu} = 0,69 \cdot \text{Re}^{0,5} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25} \quad (2.12)$$

kde Pr_w je hodnota Prandtlova kritéria při teplotě stěny.

- pro turbulentní proudění

$$\text{Nu} = 0,037 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25} \quad (2.13)$$

Prostup tepla válcovou stěnou

Pro výpočet prostupu tepla válcovou stěnou se hydraulický průměr d_h po krácení nahradí skutečným průměrem válce d :

$$l = \frac{4S}{o} = \frac{4 \cdot \pi r^2}{2\pi r} = d$$

Součinitel prostupu tepla pro tenkostěnnou válcovou stěnou může být spočítaný podle vztahu [16]:

$$k = \frac{1}{d_{str} \left(\frac{1}{\alpha_{ch} d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_v d_2} \right)} \quad (2.14)$$

kde d_{str} je střední aritmetický průměr vnějšího (d_2) a vnitřního (d_1) průměru válce.

Pro případ nuceného proudění potrubím Nusseltovo kritérium může být spočítaný podle vztahů [16]:

- pro laminární proudění

$$\text{Nu} = 0,15 \cdot \text{Re}^{0,33} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,1} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \quad (2.15)$$

kde ε_l je délkový součinitel.

- pro přechodné proudění

$$\text{Nu} = K \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \quad (2.16)$$

- pro turbulentní proudění

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \quad (2.17)$$

l/d_h	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε_l	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

Tabulka 2.1: Hodnoty ε_l pro $\text{Re} < 2320$

V případě výměníku typu trubka v trubce se hydraulický průměr mezikruží spočítá jako rozdíl průměru dvou trubek:

$$d_h = d_2 - d_1 \quad (2.18)$$

Re	l/d_h							
	1	2	5	10	15	20	30	40
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02
$10 \cdot 10^4$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02
$100 \cdot 10^4$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01

Tabulka 2.2: Hodnoty ε_l pro $Re > 2320$

$Re \cdot 10^{-3}$	2,2	2,3	2,5	3,0	3,5	4,0	5	6	7	8	9	10
K	2,2	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	33

Tabulka 2.3: Hodnoty konstanty K v závislosti na Re pro výpočet Nu

2.2.2 Tlaková ztráta ve VT

Tlaková ztráta se skládá z délkové a místní ztráty. V případě trubkového VT můžeme místní ztrátu zanedbat. U deskového VT je to poměrně komplikovaná záležitost, kde velikost tlakové ztráty závisí na mnoha parametrech.

Délkovou tlakovou ztrátu můžeme spočítat podle vztahu:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho v^2}{2} = \lambda_{tr} \frac{l}{d_h} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.19)$$

kde ζ je korekční součinitel a λ_{tr} je součinitel tření.

Součinitel tření v potrubí určíme ze vztahů [17]:

- pro laminární proudění

$$\lambda_{tr} = \frac{64}{Re} \quad (2.20)$$

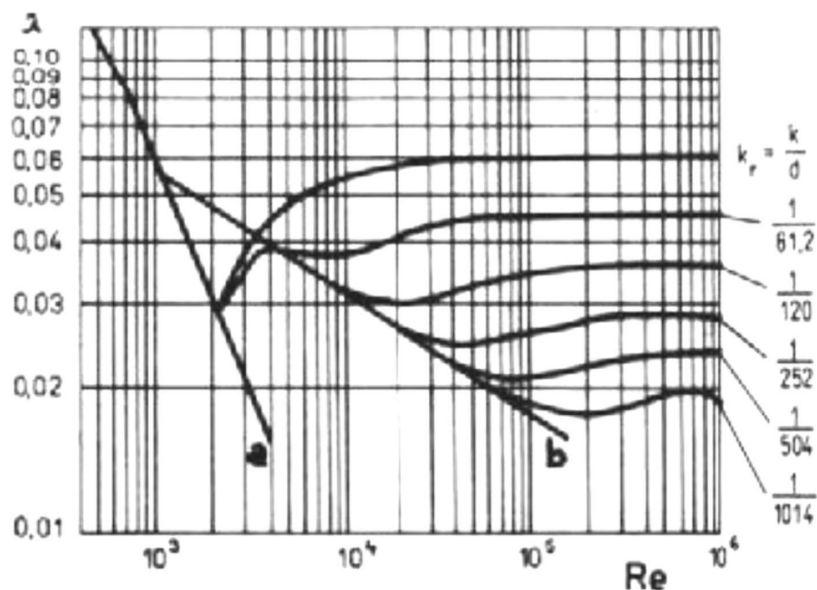
- pro turbulentní hydraulické hladké proudění

$$\lambda_{tr} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (2.21)$$

Také pokud uvažujeme střední geometrickou drsnost stěn potrubí k_{dr} součinitel tření můžeme určit pomocí Nikuradzeho diagramu, viz Obrázek 2.4

2.3 Software pro výpočet výměníků tepla

Pro správnou volbu tepelného výměníku jsou naprogramované speciální aplikace. Některé z těchto aplikací jsou k dispozici zdarma, některé jenom částečně, některé jsou k dispozici jenom po zakoupení odpovídající licence. Nejpopulárnějšími výrobci VT jsou SWEPE, Alfa Laval, Danfoss.



Obrázek 2.4: Nikuradzeho diagram. Převzato z [17]

Například firma SWEP poskytuje zdarma k dispozici SSP Online Calculation Software [18] pro volbu jednofázového výměníku tepla. V následujícím oddílu je stručně popsán návod na použití online verzi této aplikace.

2.3.1 Návod na použití SSP Online Calculation Software

Po jednoduché registraci na webové stránce <http://www.ssponline.swep.net/> se zobrazí SSP Online Calculation Software, kde po zvolení "Single Phase" se v levé části stránky objeví forma s předběžně vyplněnými parametry, viz Obrázek 2.5.

Nejprve se zvolí ohřívací a ohřívána tekutina. V rámci problematiky této práce se zvolí konkrétní chladivo na straně 1 a voda na straně 2. Dále se zvolí směr proudění — souproudý nebo protiproudý. Potom se případně vyplní hodnoty tepelné zátěže, vstupní a výstupní teploty obou médií a jejich průtok a další parametry.

Pro přednastavené parametry po stisknutí tlačítka "Calculate" se na pravé straně stránky objeví nabídka různých modelů výměníku tepla, počet desek a nejdůležitější vlastnosti, viz Obrázek 2.6. Podle nevhodnější odpovídajících parametrů se zvolí konkrétní model VT.

Pro upřesnění dalších parametrů konkrétního modelu VT se v levé části stránky místo "Design" zvolí "Performance"/"Rating", kde se navíc objeví možnost pevně zvolit počet desek.

Design Performance Rating

Calculation Type: **Single Phase - Design**

Fluid Side 1: Water

Fluid Side 2: Water

Flow direction: Counter current

Exchangers: B-Types

	Side 1	Side 2
Heat Load	50 kW	
Inlet Temperature	80 °C	30 °C
Outlet Temperature	40 °C	60 °C
Flow	kg/s	kg/s
Max pressure drop	50 kPa	50 kPa
Number of Passes		
Oversurfacing	%	
FoulingFactor	m ² , °C/kW	
Auto Performance	<input checked="" type="checkbox"/>	

Calculate

Obrázek 2.5: Předběžná forma online verzi aplikace pro výpočet jednofázového VT firmy SWEP

Material: All Pressure: All Warehouse: All

Compare	BPHE	A(m ²)	DP1(kPa)	DP2(kPa)	OS(%)
<input type="checkbox"/>	B15Tx16	0.476	35.5	48.4	0
DUTY REQUIREMENTS					
	Heat load	Unit	Side 1	Side 2	
	Inlet temperature	kW	80.00	50.11	30.00
	Outlet temperature	°C	39.91		60.07
	Flow rate	°C	0.2987		0.3988
	Max. pressure drop	kg/s	50.0		50.0
	Thermal length	kPa	2.795		2.096
PLATE HEAT EXCHANGER					
	Total heat transfer area	Unit	Side 1	Side 2	
	Heat flux	m ²	0.476		
	Mean temperature difference	kW/m ²	105		
	O.H.T.C. (available/required)	K	14.34		
	Pressure drop -total*	W/m ² , °C	7340/7340		
	- in ports	kPa	35.5		48.4
	Port diameter	kPa	1.06		1.88
	Number of channels	mm	16.0		16.0
	Number of plates		7		8
	Oversurfacing	%	16		0
	Fouling factor	m ² , °C/kW	0.000		
	Reynolds number		2610		2389
	Port velocity	m/s	1.51		2.00
*Excluding pressure drop in connections.					
<input type="checkbox"/>	BX8Tx36	0.782	4.57	7.39	0
<input type="checkbox"/>	B25Tx12	0.630	33.5	41.4	0
<input type="checkbox"/>	B28x12	0.600	20.2	24.7	0
<input type="checkbox"/>	B10Tx21/2P	0.589	25.5	44.7	0
<input type="checkbox"/>	B12Hx25/2P	0.644	21.8	38.1	0

Obrázek 2.6: Nabídka modelů VT a jejich parametry v SSP Online Calculation Software

Kapitola 3

Praktická část

Pro řešení problematiky této práce bylo použité reálné chladicí zařízení v kavárně "Dallucci" sídlem Rohanské nábř. 678/23, Praha 8 — Karlín.

3.1 Seznam použitých přístrojů a zařízení

Pro měření parametrů chladicího zařízení jsem použil následující přístroje a pomůcky:

- digitální plnicí rozvaděč Testo 550, viz Obrázek 3.1;
- vícevstupý teploměr Cooper Atkins SH66A, viz Obrázek 3.2;



Obrázek 3.1: Digitální plnicí rozvaděč Testo 550



Obrázek 3.2: Více vstupný teploměr Cooper Atkins SH66A

3.2 Určení parametrů chladicího okruhu

Měření teploty a tlaku chladiva na sání a na výtlaku kompresoru byla provedena jednak pomocí zařízení uvedených v seznamu použitých přístrojů a zařízení, jednak pomocí několika snímačů — výstup některých z nich je vyveden na display, který je instalován na rozvodné skříni.

Veškeré změřené hodnoty tlaku kolísaly v určitých mezích. Kolísání těchto hodnot je zdůvodněno zeotropností chladiva, samoregulujícím kompresorem a kondenzátorem. Nicméně dále změřené hodnoty budou uvedené jako průměrné, neboť chyba je velice malá a nemá význam pro návrh rekuperačního systému.

Pomocí digitálního plnicího rozvaděče Testo 550 byly změřeny tlaky chladiva na výtlaku a na sání kompresoru. Změřená průměrná hodnota tlaku na výtlaku je $p_{2,rel} = (15,0 \pm 0,2)$ bar. Na sání kompresoru změřená hodnota relativního tlaku odpovídá přibližně $p_{1,rel} = (1,9 \pm 0,2)$ bar.

Teplota chladiva byla změřena pomocí teploměru Cooper Atkins SH66A na povrchu výtláčného potrubí hned za kompresorem, jehož sonda byla ovinutá kolem potrubí, což umožnilo změřit teplotu chladiva poměrně přesně, s relativně malou systematickou chybou a minimálním manuálním zásahem. Změřená teplota odpovídá $t_2 = (92,0 \pm 0,1)$ °C. Stejnou metodou byla změřena teplota chladiva na sání kompresoru a odpovídá $t_1 = (-7,0 \pm 0,1)$ °C.

Změřená okolní teplota, což je teplota vzduchu v místnosti kde se nachází kondenzátor, je $t_e = (19,8 \pm 0,1)$ °C. Chybu považuji za systematickou a je zdůvodněna rozsahem měřicího přístroje.

Z displeje na rozvodné skříni jsem odečetl kondenzační teplotu a tlak na sání

kompresoru. Tlak byl relativně konstantní a jeho hodnota je $p_{1,rel} = (2, 2 \pm 0, 1)$ bar. Kondenzační teplota kolísala od 39,5 °C do 42,0 °C.

Podle [23] pro chladivo R448a absolutnímu tlaku 3 bary odpovídá vypařovací teplota $t_o = -15$ °C.

3.3 Popis zařízení v podniku

Dále v tomto oddílu následuje popis zařízení a součástí, která jsou použita ve zkoumané kavárně.

3.3.1 Kompresor

Instalovaný kompresor v kavárně je Copeland ZBD45KCE-TFD (znázorněn na Obrázku 3.3). Tento spirálový kompresor má teoretický objemový průtok $\dot{V}_{teor} = 17,1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ [19]. Hodnoty hmotnostního průtoku \dot{m}_{teor} pro chladivo R448a jsou uvedené v Tabulce 3.1.

t_k [°C] \ t_o [°C]	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
5	32,8	41,0	50,4	61,5					
10	33,4	41,9	51,6	62,9	76,5				
15	33,4	42,3	52,2	63,7	77,5				
20	33,0	42,2	52,3	64,0	77,5	94,0			
25	32,2	41,7	52,1	63,9	77,5	94,0	114,0	122,5	
30	31,1	40,8	51,4	63,4	77,5	94,0	113,5	122,5	137,5
35	29,7	39,7	50,5	62,6	76,5	93,0	113,0	122,0	137,0
40		38,4	49,4	61,6	75,5	92,5	112,0	121,0	136,0
45			48,1	60,5	74,6	91,5	111,0	120,5	135,5
50			46,9	59,3	73,5	90,0	110,0	119,5	134,5
55				58,4	72,6	89,5	109,5	118,5	134,0
60					72,0	89,0	109,0	118,5	134,0

Tabulka 3.1: Hodnoty hmotnostního průtoku \dot{m}_{ch} v $\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$ kompresoru Copeland ZBD45KCE-TFD v závislosti na vypařovací a kondenzační teplotě. Převzato z [19]

Pokud budeme uvažovat hodnotu kondenzační teploty $t_k = 40$ °C a hodnotu vypařovací teploty $t_o = -15$ °C, z Tabulky 3.1 odečteme hodnotu hmotnostního průtoku chladiva $\dot{m}_{ch} = 49,4 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$.

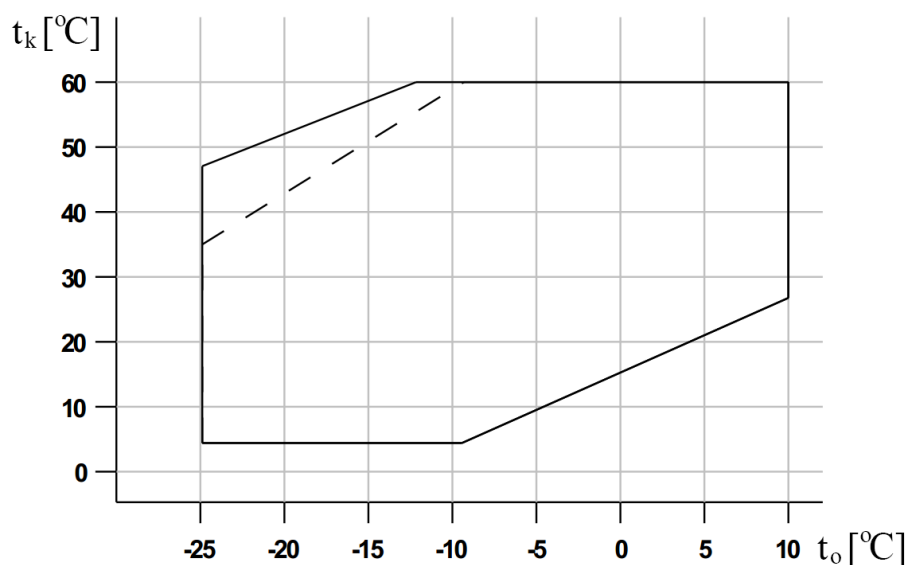
Na Obrázku 3.4 je pracovní oblast použitého kompresoru.

3.3.2 Kondenzátor

Vzduchem chlazený kondenzátor, použitý od společnosti JDK s.r.o. model KNO 80 – 2x400, je pověšen na stěně podzemního parkoviště, které se nachází o patro



Obrázek 3.3: Kompresor Copeland ZBD45KCE-TFD



Obrázek 3.4: Pracovní oblast kompresoru Copeland ZBD45KCE-TFD

níž, než jsou umístěné výparníky a kompresor. Vlastnosti tohoto kondenzátoru lze nalézt v [20]. Hned za výstupem z kondenzátoru je umístěn sběrač chladiva. Foto kondenzační jednotky je na Obrázku 3.5.

Jelikož je kondenzátor umístěn v poměrně velkém podzemním parkovišti, ve kterém je instalována klimatizační jednotka, budeme považovat okolní teplotu t_e za konstantní.



Obrázek 3.5: Kondenzátor JDK KNO 80 - 2x400, použitý v kavárně Dallucci

Nicméně instalace kondenzátoru v místnosti je výjimečný případ. Většinou se kondenzátory instalují venku, kde se teplota během roku velice mění. Bylo by vhodné také stanovit množství využitelného tepla ze zkoumaného chladicího zařízení v případě venkovně umístěného kondenzátoru.

Pro stanovení charakteristiky kondenzátoru použijeme následující vztah, který platí pro konkrétní typ kondenzátoru KNO 80 - 2x400 [20]:

$$\dot{Q}_k = 14,2 + 1,18 \cdot (\Delta t - 15) \text{ [kW]} \quad (3.1)$$

kde Δt je rozdíl kondenzační teploty t_k a teploty okolí t_e .

Pomocí [19] jsem určil chladicí výkon a příkon kompresoru v závislosti na kondenzační a vypařovací teplotě. Pro určení výkonu kondenzátoru jsem použil následující vztah:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_o + 0,95 \cdot P \text{ [kW]} \quad (3.2)$$

Na základě znalosti charakteristiky kondenzátoru a kompresoru, jsem grafickou metodou určil kondenzační teploty chladiva vůči teplotě okolního vzduchu, viz Obrázek 3.6.

Pro změřenou okolní teplotu v garáži a kondenzační teplotu, výkon kondenzátoru pro $\Delta t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ odpovídá vypařovací teplotě přibližně $1,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Z důvodu přítomnosti teplotního skluzu chladiva je hodnota výkonu kondenzátoru proměnlivá, a proto můžeme určit závislost kondenzační teploty vůči okolí pro vypařovací teplotu $0 \text{ }^\circ\text{C}$.

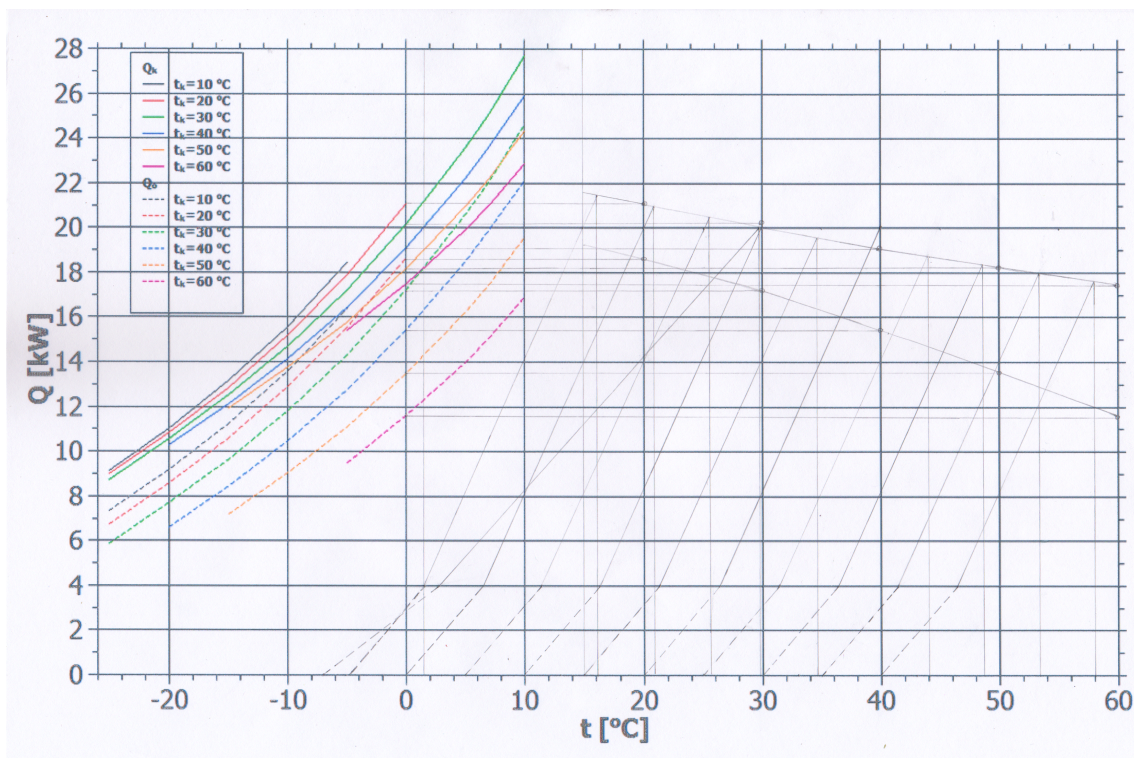
V Tabulkách 3.2 a 3.3 jsou hodnoty využitelného tepla z přehřátých par pro zkoumané zařízení v závislosti na venkovní teplotě. Výsledně množství využitelné tepelné energie za rok je $Q_{rok} = 18,4 \text{ MWh}$.

t_e [°C]	τ [hod]	t_k [°C]	p_k [bar]	h_k [kJ/kg]	\dot{m} [g·s ⁻¹]	P [kW]	h_2 [kJ/kg]	\dot{Q}_{pp} [W]	$Q_{pp,vyuz}$ [W]	\dot{Q}_{rok} [kWh]
-7	3	30,0	12,83	416,69	51,48	3,06	465,38	2506	1899	5,70
-6	49	15,2	8,31	411,67	51,96	2,20	448,11	1894	1950	95,56
-5	96	16,1	8,55	412,05	52,01	2,23	448,82	1913	2004	192,35
-4	91	17,1	8,79	412,42	52,05	2,28	449,58	1934	2060	187,42
-3	113	18,0	9,04	412,79	52,08	2,32	450,38	1958	2118	239,32
-2	113	18,9	9,29	413,14	52,10	2,36	451,24	1984	2179	246,20
-1	145	19,9	9,55	413,49	52,10	2,41	452,14	2014	2242	325,11
0	207	20,8	9,82	413,83	52,10	2,46	453,09	2045	2308	477,76
1	238	21,7	10,09	414,16	52,08	2,51	454,09	2080	1508	358,93
2	327	22,7	10,38	414,48	52,06	2,57	455,14	2117	1541	503,79
3	379	23,6	10,66	414,79	52,02	2,62	456,24	2157	1576	597,28
4	423	24,5	10,96	415,09	51,98	2,68	457,40	2199	1614	682,70
5	364	25,4	11,25	415,38	51,92	2,74	458,61	2244	1655	602,32
6	394	26,4	11,56	415,66	51,85	2,80	459,87	2292	1698	669,10
7	415	27,3	11,87	415,94	51,77	2,86	461,18	2342	1744	723,95
8	354	28,2	12,19	416,20	51,68	2,93	462,56	2395	1793	634,88
9	407	29,2	12,52	416,46	51,58	3,00	463,99	2451	1845	750,99
10	307	30,1	12,85	416,71	51,47	3,07	465,47	2510	1900	583,19
11	327	31,0	13,19	416,95	51,35	3,14	467,02	2571	1957	639,89
12	348	32,0	13,53	417,18	51,22	3,21	468,63	2635	2017	701,85
13	342	32,9	13,88	417,40	51,07	3,29	470,30	2702	2080	711,19
14	356	33,8	14,24	417,61	50,92	3,37	472,03	2771	2145	763,60

Tabulka 3.2: Množství tepla v přehřátých parách v závislosti na teplotě venkovního vzduchu t_e , kde τ je počet hodin v roce podle [21], \dot{m} a P jsou převzaté a interpolované z [19], Q_{pp} , $Q_{pp,vyuz}$ a \dot{Q}_{rok} jsou celkový, využitelný (pro $t_3 = t_k + 10$) a využitelný za rok tepelný tok v přehřátých parách

t_o [°C]	τ [hod]	t_k [°C]	p_k [bar]	h_k [kJ/kg]	\dot{m} [g·s ⁻¹]	P [kW]	h_2 [kJ/kg]	\dot{Q}_{pp} [W]	$Q_{pp,vyuz}$ [W]	\dot{Q}_{rok} [kWh]
15	368	34,7	14,60	417,81	50,75	3,45	473,83	2843	2213	814,42
16	371	35,7	14,97	418,01	50,58	3,53	475,70	2918	2284	847,37
17	343	36,6	15,35	418,19	50,39	3,62	477,64	2996	2358	808,68
18	268	37,5	15,73	418,37	50,19	3,70	479,65	3076	2434	652,33
19	281	38,5	16,12	418,53	49,99	3,79	481,73	3159	2513	706,21
20	204	39,4	16,52	418,69	49,77	3,88	483,89	3245	2595	529,40
21	190	40,3	16,92	418,84	49,54	3,98	486,13	3333	2680	509,14
22	192	41,2	17,33	418,98	49,30	4,07	488,45	3425	2767	531,27
23	131	42,2	17,74	419,11	49,05	4,17	490,85	3519	2857	374,29
24	120	43,1	18,16	419,23	48,79	4,27	493,33	3615	2950	354,00
25	136	44,0	18,59	419,35	48,52	4,37	495,91	3715	3046	414,20
26	104	45,0	19,02	419,45	48,23	4,47	498,58	3817	3144	326,97
27	70	45,9	19,46	419,54	47,94	4,58	501,35	3922	3245	227,15
28	60	46,8	19,91	419,63	47,64	4,69	504,21	4029	3349	200,93
29	49	47,8	20,36	419,71	47,32	4,79	507,18	4139	3455	169,31
30	24	48,7	20,82	419,77	47,00	4,91	510,26	4252	3565	85,55
31	13	49,6	21,29	419,83	46,66	5,02	513,45	4368	3677	47,80
32	11	50,5	21,76	419,88	46,31	5,14	516,75	4486	3791	41,71
33	11	51,5	22,24	419,92	45,95	5,25	520,18	4607	3909	43,00
34	8	52,4	22,72	419,96	45,59	5,37	523,73	4731	4029	32,23
35	3	53,3	23,21	419,98	45,21	5,50	527,42	4857	4152	12,46
36	3	54,3	23,71	419,99	44,82	5,62	531,25	4986	4278	12,83
37	2	55,2	24,22	420,00	44,42	5,75	535,22	5118	4406	8,81

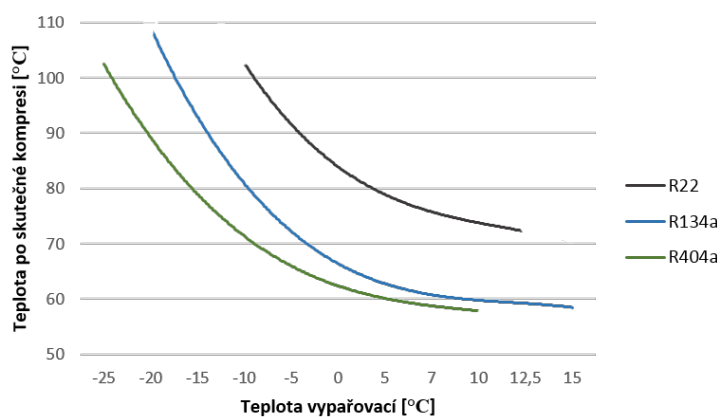
Tabulka 3.3: Množství tepla v přehřátých parách v závislosti na teplotě venkovního vzduchu t_e , kde τ je počet hodin v roce podle [21], \dot{m} a P jsou převzaté a interpolované z [19], \dot{Q}_{pp} , $Q_{pp,vyuz}$ \dot{Q}_{rok} jsou celkový, využitelný (pro $t_3 = t_k + 10$) a využitelný za rok tepelný tok v přehřátých parách



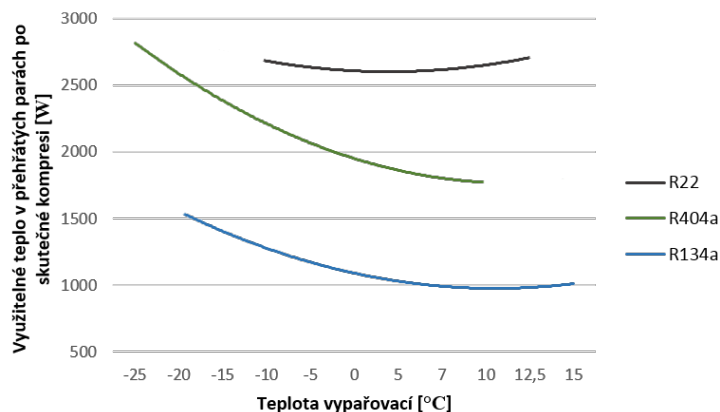
Obrázek 3.6: Charakteristika chladicího zařízení v kavárně Dallucci

3.3.3 Chladivo

Chladivo obíhající chladicím oběhem ovlivňuje hodnotu množství tepla, které je možné využít z přehřátých par. Pro chladivový kompresor Copeland ZBD45KCE-TFD jsem sestavil grafy závislosti skutečné výtlačné teploty na vypařovací teplotě (Obrázek 3.7) a skutečné využitelné teplo v přehřátých parách na vypařovací teplotě (Obrázek 3.8). Pro vypracování těchto grafů byly použity hodnoty hmotnostního průtoku a příkonu pro odpovídající chladivo z [19] a vlastnosti chladiv z [22].



Obrázek 3.7: Teplota po skutečné kompresi pro $t_k = 40 \text{ °C}$



Obrázek 3.8: Využitelné teplo v přehřátých parách po skutečné kompresi pro $t_k = 40\text{ }^\circ\text{C}$

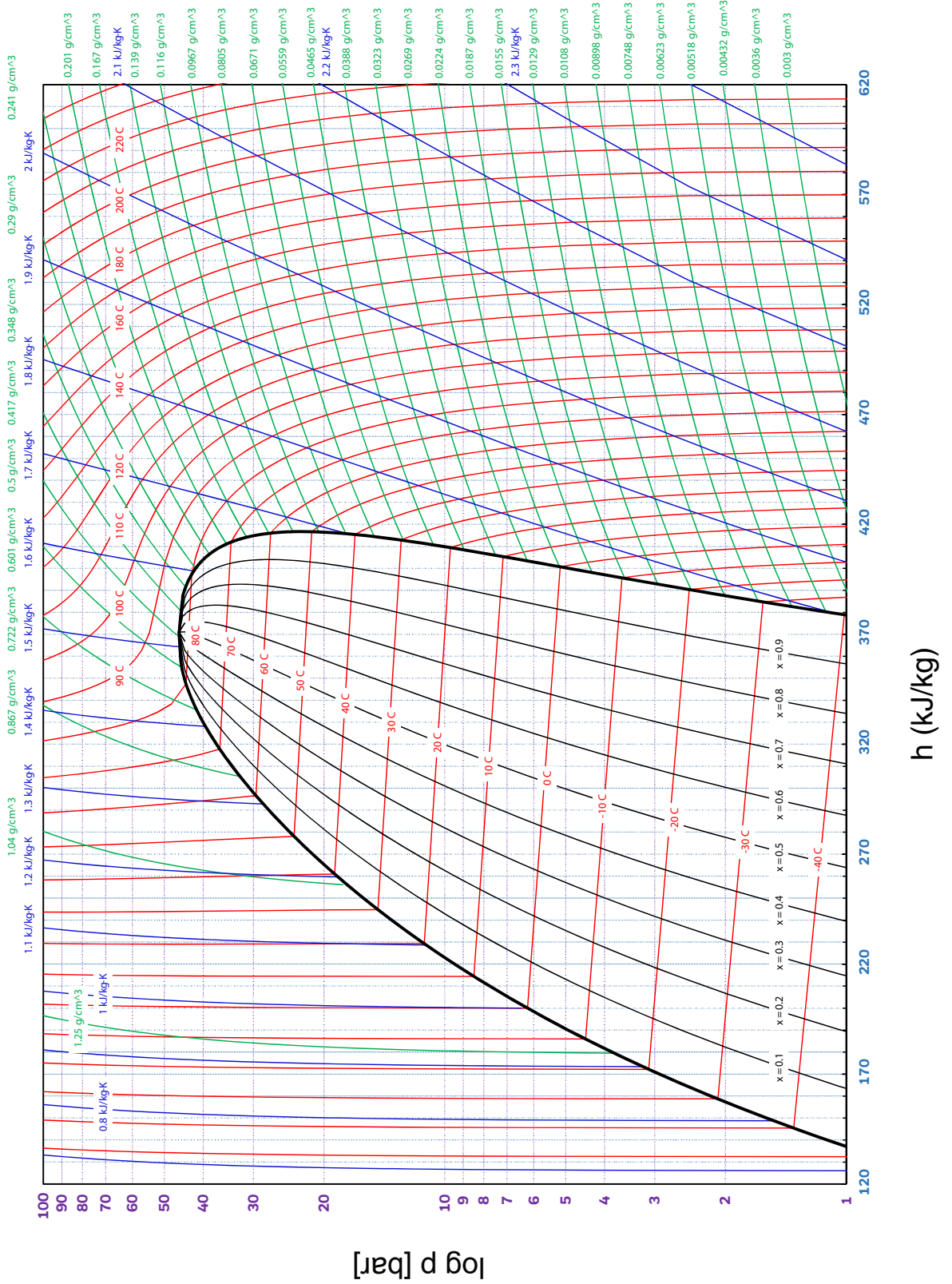
Obíhající chladivo v tomto chladicím systému je R448a. Jedná se o zeotropní chladivo, které se skládá z chladiv R-32/R-125/R-134a/R-1234ze/R-1234yf v poměru 26%/26%/21%/7%/20%. V Tabulce 3.4 jsou uvedené některé vlastnosti R448a.

Fyzikální vlastnosti	R448A
GWP [-]	1387
ODP [-]	0
bezpečnosti třída	A1
M_m [kg·mol ⁻¹]	$86,3 \cdot 10^{-3}$
t_{krit} [K]	356,81
p_{krit} [kPa]	4674,93
t_o [K]	233,05
Δt_{skluz} [K]	6,27
ρ_{kap} [kg·m ⁻³]	1192,39
ρ_{par} [kg·m ⁻³]	22,09
$c_{p,kap}$ [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	1,42
$c_{p,par}$ [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	0,98
λ_{kap} [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	$92,41 \cdot 10^{-3}$
λ_{par} [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	$12,01 \cdot 10^{-3}$
η_{kap} [Pa·s]	$188,35 \cdot 10^{-6}$
η_{par} [Pa·s]	$11,42 \cdot 10^{-6}$

Tabulka 3.4: Vlastnosti chladiva R448A, (hodnoty Δt_{skluz} , ρ_{kap} , ρ_{par} , $c_{p,kap}$, $c_{p,par}$, λ_{kap} , λ_{par} , η_{kap} , η_{par} jsou uvedené pro $0\text{ }^\circ\text{C}$)

3.3.4 Potrubí

Propojení jednotlivých dílů chladicího okruhu je provedeno měděnými potrubními rozvody. Výtlačné potrubí, ve svém vodorovném úseku o vnějším průměru 18 mm a tloušťce stěny 1 mm, propojuje kompresor a kondenzátor.



Obrázek 3.9: h-log p diagram chladiva R448A

3.3.5 Chladicí boxy, vitríny a ostatní zařízení

Ve zkoumané kavárně jsou umístěny: jeden chladicí stůl, jeden chladicí box, dva chladicí pulty a dva chladicí regály. Jelikož výparníky nejsou tématem této práce, nebudou dále popsány.

3.4 Podniková spotřeba TV

Jelikož se TV v této kavárně spotřebovává kontinuálně (TV pro návštěvníky, mytí nádobí atd.) v průběhu celého pracovního dne, můžeme říci, že se zde nemusí počítat špičky spotřeby TV, ale stačí pouze její průměrná hodnota.

Měření průměrné spotřeby ve zkoumané kavárně jsem provedl následujícím způsobem: v pondělí ráno jsem odečetl hodnotu spotřebované TV na vodoměru, poté jsem v pátek večer opět odečetl hodnotu spotřebované TV. Rozdíl těchto hodnot odpovídá spotřebě TV během pěti dnů. Dále spotřeba TV za hodinu se rovná:

$$\dot{V}_{TV} = \frac{V_2 - V_1}{\tau} = \frac{(82,128 - 78,859)}{5 \cdot 12} = 0,05448 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (3.3)$$

Potom hmotnostní průtok teplé vody:

$$\dot{m}_{v,spotr} = \rho_v \dot{V}_{TV} = 0,015 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (3.4)$$

kde ρ_v je hustota vody.

3.5 Výpočet výměníku tepla

Teplota ohřívacího média na vstupu do VT odpovídá změřené teplotě par chladiva na výtlaku z kompresoru. Pro naměřený kondenzační tlak $p_k = p_{2,rel} + p_{atm} = 16$ bar kondenzace nastává při teplotě $t_k = 40,28$ °C. Proto jako výstupní teplotu chladiva, z důvodu nežádoucí kondenzace, volím teplotu vyšší $t_{ch,3} = 50$ °C. Potom je střední teplota chladiva $t_{ch} = 71$ °C.

Vlastnosti páry jsem určil pomocí aplikace Genetron Properties 1.3 a jsou uvedené v Tabulce 3.5

t [°C]	p [bar]	ρ [kg·m ⁻³]	h [kJ·kg ⁻¹]	c_p [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	λ [mW·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	η [μPa·s]	Pr [-]
50	16	65,623	433,54	1,188	16,991	13,85	0,9686
71	16	57,673	457,43	1,104	18,290	14,74	0,8892
92	16	52,123	480,29	1,078	19,909	15,61	0,8456

Tabulka 3.5: Fyzikální vlastnosti chladiva R448a v určitých bodech. Převzato z [23]

Studenou vodu o teplotě $t_{v,1} = 10$ °C je potřeba ohřát na postačující teplotu $t_{v,2} = 55$ °C. Střední teplota vody se spočítá jako aritmetický průměr:

$$t_v = \frac{t_{v,1} + t_{v,2}}{2} = 32,5 \text{ °C}$$

t [°C]	ρ [kg·m ⁻³]	c_p [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	λ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	η [mPa·s]	Pr [-]
32,5	995	4178	0,62	0,765	5,16

Tabulka 3.6: Fyzikální vlastnosti vody v určitých bodech. Převzato z [24]

Pro protiproudý VT podle vztahu 2.2 střední logaritmický teplotní rozdíl:

$$\Delta t_{str} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} = 38,48 \text{ K}$$

Pro návrh výměníku tepla chladivo—voda je potřeba vědět, jaké množství tepelné energie za jednotku času je potřeba předat. Z rovnice tepelné bilance 2.3 spočítáme:

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_{ch}(h_{ch,2} - h_{ch,3}) = 0,0494 \cdot (480,29 - 433,54) = 2,31 \text{ kW} \quad (3.5)$$

Dále pomocí rovnice 2.3 spočítáme hmotnostní průtok vody:

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_{ch}}{c_{p,v}(t_{v,1} - t_{v,2})} = 0,0123 \text{ kg·s}^{-1} \quad (3.6)$$

3.5.1 VT typu trubka v trubce

Pro určení velikosti VT je potřeba spočítat součinitel prostupu tepla k a součinitel přestupu tepla α . Pro tento výpočet použijeme vlastnosti médií pro jejich střední teploty z Tabulek 3.5 a 3.6.

Pomocí Reynoldsova kritéria určíme druh proudění chladiva a vody ve vnitřní trubce a v mezikruží. Jako vnitřní potrubí VT se použije instalované výtlačné potrubí o vnitřním průměru $d_1 = 16$ mm. Ze znalosti hustoty chladiva ρ_{ch} a jeho průtoku vypočítáme jeho střední rychlost ze vztahu:

$$v_{ch} = \frac{\dot{V}_{ch}}{S_{p,1}} = \frac{\dot{m}_{ch}/\rho_{ch}}{\pi(\frac{d_1}{2})^2} = 4,262 \text{ m·s}^{-1} \quad (3.7)$$

kde $S_{p,1}$ je plocha průtočného průřezu vnitřního potrubí.

Potom Reynoldsovo kritérium spočítáme podle vztahu 2.10:

$$\text{Re} = \frac{v_{ch} \cdot d_1 \cdot \rho_{ch}}{\eta_{ch}} = 266833 \quad (3.8)$$

Tato hodnota je větší než 10^4 , z toho plyne že se jedná o turbulentní proudění a pro výpočet Nusseltova kritéria můžeme použít vztah 2.17. Z důvodu malých rozdílů středních teplot médií a teplot na stěně můžeme člen považovat $\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w}\right)^{0,25} \approx 1$. Zatím budeme uvažovat $l/d > 50 \implies \varepsilon_l = 1$. Potom Nu je roven:

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} = 437,8 \quad (3.9)$$

A nakonec ze vztahu 2.7 spočítáme součinitel přestupu tepla pro chladivo:

$$\alpha_{ch} = \text{Nu} \frac{\lambda_{ch}}{d_1} = 500,46 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1} \quad (3.10)$$

Vnitřní průměr vnější trubky VT zvolím 32 mm, potom hydraulický průměr mezikruží se spočítá podle vztahu 2.18

$$d_h = d_2 - d_1 = 0,016 \text{ m} \quad (3.11)$$

Spočítáme střední rychlost vody:

$$v_v = \frac{\dot{m}_v / \rho_v}{\pi \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} = 0,021 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \quad (3.12)$$

Reynoldsovo kritérium pro vodu spočítáme podle vztahu 2.10:

$$\text{Re} = \frac{v_v \cdot d_2 \cdot \rho_v}{\eta_v} = 427 \quad (3.13)$$

Tato hodnota je menší než 2320, z toho plyne že se jedná o laminární proudění a pro výpočet Nusseltova kritéria můžeme použít vztah 2.15. Grashofovo kritérium spočítáme podle vztahu 2.11

$$\text{Gr} = \Delta t \frac{g d_h^3 \beta}{\nu^2} \approx 10^6 \quad (3.14)$$

Potom Nusseltovo kritérium pro vodu je rovno:

$$\text{Nu} = 0,15 \cdot \text{Re}^{0,33} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,1} = 11,2 \quad (3.15)$$

A ze vztahu 2.7 spočítáme součinitel přestupu tepla pro vodu:

$$\alpha_v = \text{Nu} \frac{\lambda_v}{d} = 435,29 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1} \quad (3.16)$$

Dosazením vypočítaných hodnot součinitelů $\alpha_{ch,v}$ do vztahu 2.14

$$k = \frac{1}{d_{str} \left(\frac{1}{\alpha_{ch} d_1} + \frac{1}{2\lambda_s} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_v d_2} \right)} = 232,8 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1} \quad (3.17)$$

kde $\lambda_s = 386 \text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$ je tepelná vodivost mědi [25].

Z rovnice 3.21 spočítáme potřebnou plochu výměníku tepla:

$$S = \frac{\dot{Q}}{k \Delta t_{str}} = 0,26 \text{ m}^2 \quad (3.18)$$

Z toho pak délka výměníku tepla trubka v trubce:

$$l = \frac{S}{\pi d_{str}} = 4,85 \text{ m} \quad (3.19)$$

Tlakovou ztrátu potom spočítáme podle vztahu 2.19:

$$\Delta p = \lambda_{tr} \frac{l}{d_h} \frac{\rho v^2}{2} = 3491 \text{ Pa} \doteq 0,03 \text{ bar}, \quad (3.20)$$

kde jsem hodnotu součinitele tření λ_{tr} určil z Nikuradzeho diagramu (Obrázek 2.4) a podle [17] v tomto případě střední geometrická drsnost $k_{dr} = 0,03 \text{ mm}$.

3.5.2 Deskový výměník tepla

Pro výpočet deskového výměníku tepla jsem použil aplikaci SSP Online Calculation Software, návod na použití jsem popsal v oddílu 2.3. Na Obrázku 3.10 je předběžný výpočet VT. Zde program navrhuje několik modelů deskových výměníků tepla, kde se v první řadě zobrazí nejvhodnější VT. Pro nejmenší ovlivňování chladicího okruhu je zvolená maximální tlaková ztráta přibližně 0,1 bar, a tím je zdůvodněn poměrně velký počet desek.

Compare	BPHE	A(m ²)	DP1(kPa)	DP2(kPa)	OS(%)
<input type="checkbox"/>	BX8T14	0.276	8.21	0.0511	0
DUTY REQUIREMENTS					
	Unit	Side 1	Side 2		
	Heat load	kW	2.725		
	Inlet temperature	°C	92.00	10.00	
	Outlet temperature	°C	30.22	75.02	
	Flow rate	kg/s	0.04940	0.01003	
	Max. pressure drop	kPa	10.0	50.0	
	Thermal length		3.329	3.503	
PLATE HEAT EXCHANGER					
	Unit	Side 1	Side 2		
	Total heat transfer area	m ²	0.276		
	Heat flux	kW/m ²	9.9		
	Mean temperature difference	K	18.56		
	O.H.T.C. (available/required)	W/m ² ·°C	532/532		
	Pressure drop -total	kPa	8.21	0.0511	
	- in ports	kPa	0.482	1.19e-3	
	Port diameter	mm	16.0	16.0	
	Number of channels		7	6	
	Number of plates		14		
	Oversurfacing	%	0		
	Fouling factor	m ² ·°C/kW	0.000		
	Reynolds number		13850	73.41	
	Port velocity	m/s	4.13	0.0503	

Obrázek 3.10: Předběžný návrh deskového výměníku tepla

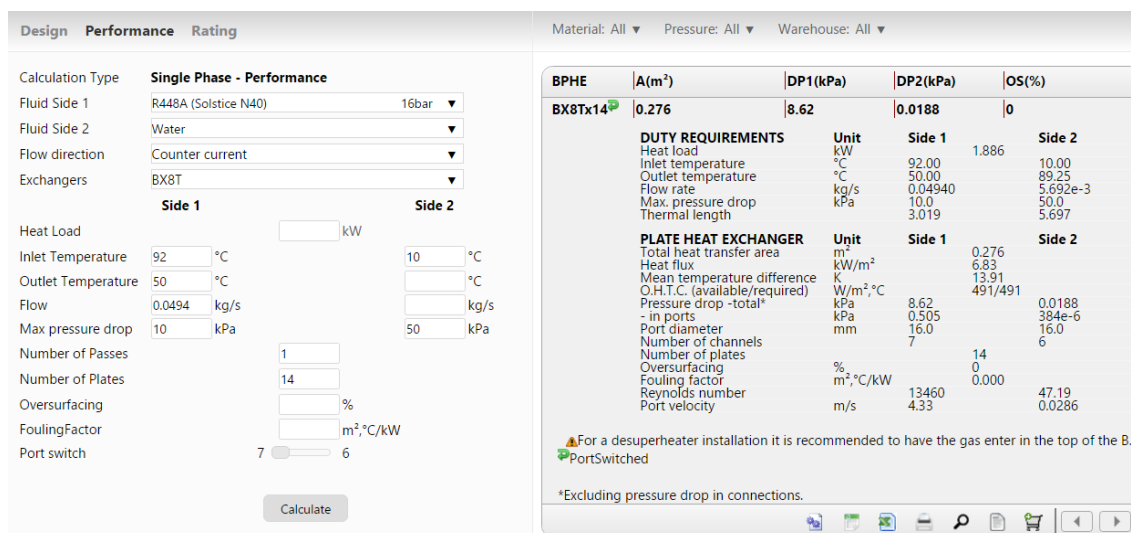
Dále v záložce Performance zvolíme navržený výměník BX8T se 14 deskami, viz Obrázek 3.11. Pro snížení tlakové ztráty na straně chladiva jsem zvolil 7 chodů pro chladivo a 6 chodů na straně vody.

3.6 Výpočet AZTV a vodního okruhu

Z důvodu poměrně velké délky vypočítaného trubkového výměníku tepla a poměrně malého ohřátí vody ve vodním okruhu vůči této délce, následující výpočet zásobníku teplé vody bude proveden za předpokladu použití deskového VT.

Otevírací doba vybrané kavárny je 7:00 — 19:00. Pokud uvažujeme kontinuální odběr TV vypočítaný z rovnice 3.4 o hodnotě $\dot{m}_{v,spotr} = 0,015 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, teplotu studené vody $t_{v,1} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, teplotu teplé vody $t_{v,2} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, můžeme spočítat potřebný tepelný tok pro tento rozdíl teplot podle vztahu 2.3:

$$\dot{Q}_v = c_{p,v} \dot{m}_{v,spotr} (t_{v,2} - t_{v,1}) = 2,82 \text{ kW} \quad (3.21)$$



Obrázek 3.11: Konečný návrh deskového výměníku tepla

Pro případnou vyšší spotřebu TV zvýším tuto hodnotu o 10%. Potom výsledná hodnota je $\dot{Q}_v = 3,10$ kW.

Pro zchlazení vody vodního okruhu na dostatečně nízkou teplotu ($t_{v,1} \leq 45$ °C) by nejnižší teplota vody v zásobníku neměla překročit 40 °C (pokud uvažujeme stratifikaci vody a rozdíl teplot mezi nejstudenější vodou v zásobníku a vody ve vodním okruhu na výstupu ze zásobníku 5 °C). Z tohoto důvodu pro využití veškerého tepla v přehřátých parách je vhodná regulace hmotnostního průtoku vody ve vodním okruhu. Po dosažení teploty vody $t_{v,1} = 45$ °C by čerpadlo mělo přestat čerpat vodu. Hmotnostní průtok vody ve vodním okruhu, teplota vody na vstupu a na výstupu z deskového výměníku tepla, jsou propočítané pomocí programu SSP Online Calculation Software a jsou uvedené v Tabulce 3.7.

$t_{v,1}$ [°C]	$t_{v,2}$ [°C]	\dot{m}_v [g·s ⁻¹]
10,00	89,25	5,69
15,00	88,52	6,13
20,00	87,57	6,67
25,00	86,27	7,35
30,00	84,48	8,27
35,00	81,88	9,61
40,00	77,83	11,91
45,00	70,46	17,70

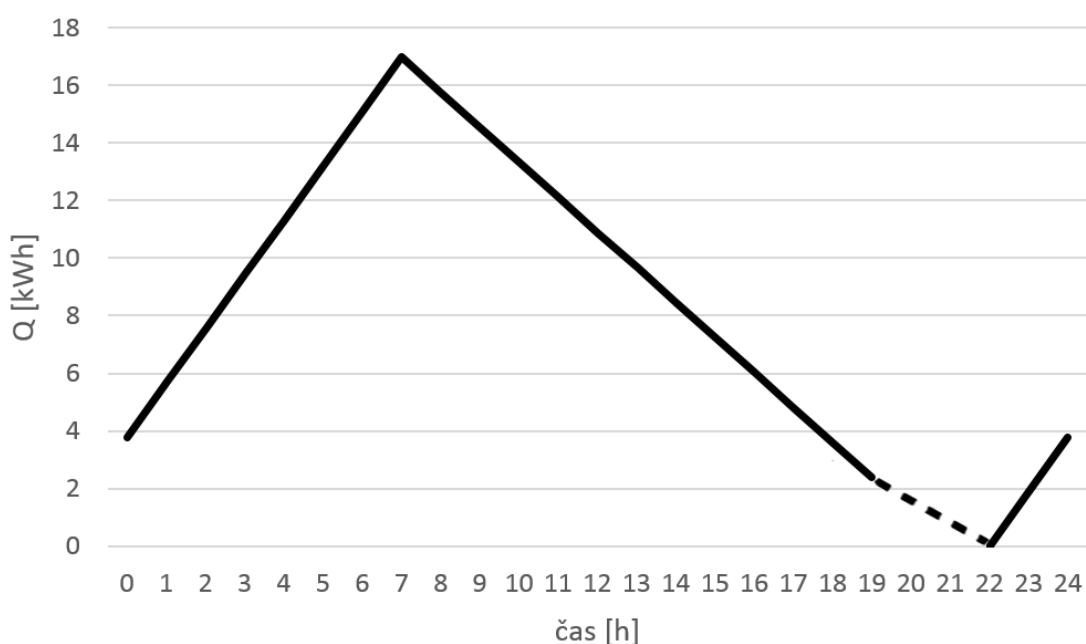
Tabulka 3.7: Hmotnostní průtok vody a teplota vody na výstupu z VT v závislosti na vstupní teplotě vody $t_{v,1}$

Výpočet objemu zásobníku teplé vody jsem provedl za předpokladu kontinuálního odběru tepelného toku o hodnotě $\dot{Q}_v = 3,10$ kW během celé pracovní doby kavárny (12 hodin denně) a kontinuálního přívodu tepla během celé pracovní doby

kavárny s dodatečným přívodem tepla v noci pro případný nedostatek TV.

Na rozdíl od množství využitelného tepla v přehřátých parách za jednotku času, která je spočítána pomocí dat z [23] v rovnici 3.5 $\dot{Q}_{ch} = 2,314$ kW, využitelné teplo v přehřátých parách za jednotku času, které bylo spočítáno pomocí SSP Online Calculation Software je poněkud jiné ($\dot{Q}_{ch} = 1,886$ kW). Pro výpočet zásobníku teplé vody použiji "horší" hodnotu $\dot{Q}_{ch} = 1,886$ kW.

Na základě znalosti hodnot \dot{Q}_{ch} a \dot{Q}_v jsem sestrojil graf závislosti akumulované tepelné energie v zásobníku na čase, viz Obrázek 3.12. Čárkovaně je vyznačena oblast případného vybití zásobníku. V čase od 22:00 do 19:00 se teplo přivádí z chladicího okruhu a v čase od 7:00 do 19:00 se tepelná energie odvádí. Pro případnou ještě větší spotřebu TV je ponechána rezerva tepelné energie o hodnotě 2,38 kWh.



Obrázek 3.12: Průběh tepelné energie v akumulacním zásobníku vody

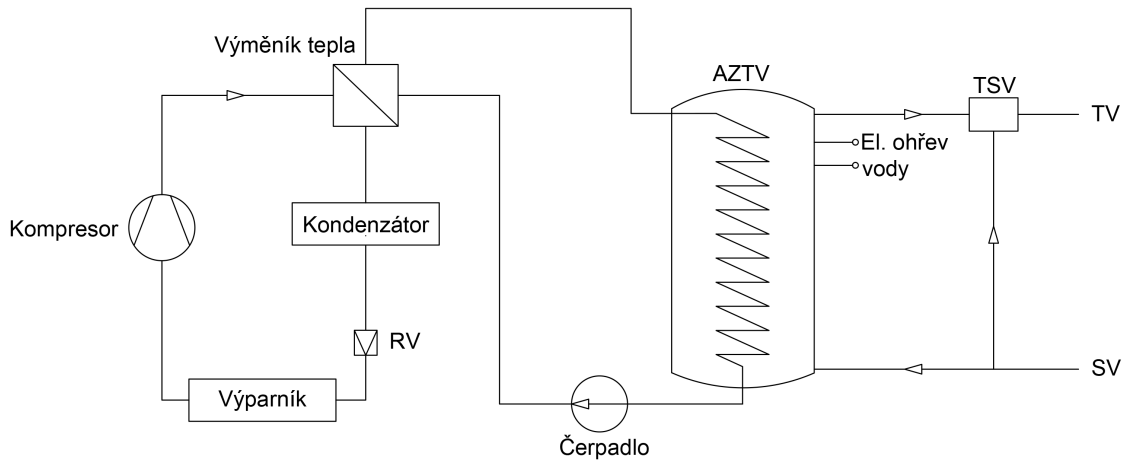
Největší množství tepla v zásobníku $Q_{AZTV} = 16,97$ kWh připadá na 7:00, což odpovídá objemu zásobníku teplé vody, který se dá spočítat ze vztahu:

$$V_{AZTV} = \frac{Q_{AZTV}}{c_{p,v}(t_{v,2} - t_{v,1})\rho_v} = 0,329 \text{ m}^3 = 329 \text{ l} \quad (3.22)$$

Objem AZTV zvolíme $V_{AZTV} = 350$ l.

Nicméně pro případné nedostatky teplé vody je vhodné instalovat do AZTV elektrický ohřev vody.

Zjednodušené schéma chladicího oběhu s rekuperačním systémem je zobrazeno na Obrázku 3.13.



Obrázek 3.13: Schématické zapojení rekuperačního systému

Na Obrázku 3.14 je schématické umístění AZTV v místnosti vedle kompresoru. Je vidět, že tato místnost o ploše $2,33 \text{ m}^2$ je poměrně velká a v ní se dá umístit AZTV. Velikost dveřního otvoru je podle schématu $1970 \times 800 \text{ mm}$, což omezuje velikost AZTV. Každopádně pokud uvažujeme stojatý akumulční zásobník teplé vody a pro jednoduchost výpočtu válcový tvar o výšce $a_{AZTV} = 1,7 \text{ m}$, potom jeho šířku spočítáme podle vztahu:

$$b_{AZTV} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{AZTV}}{\pi \cdot h_{AZTV}}} = 0,51 \text{ m}$$

3.7 Ekonomické vyhodnocení

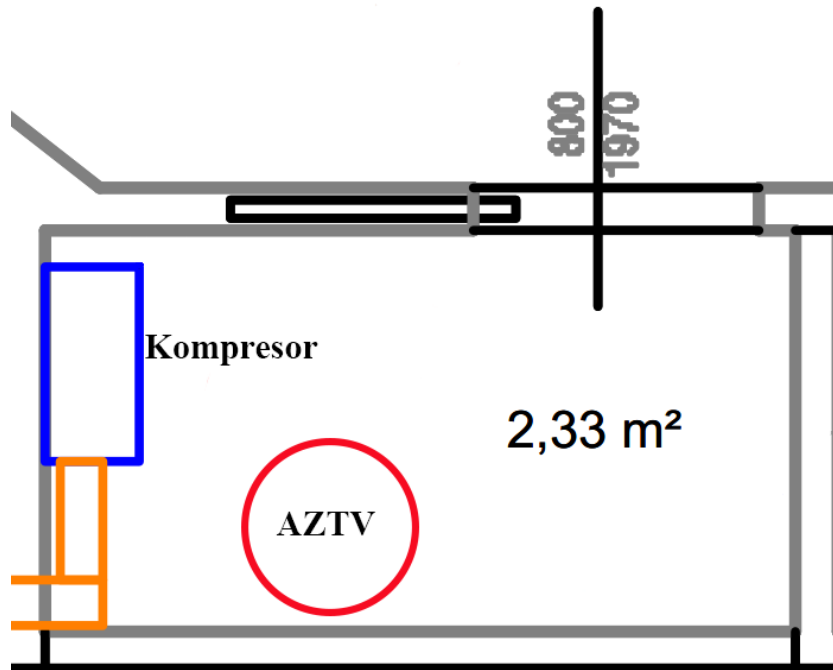
Pro ekonomické vyhodnocení projektu můžeme uvažovat dva počáteční případy: odběr TV z centrálního zásobníku tepla (uvažujeme náklady na ohřev TV $N_{czt} = 250 \text{ Kč} \cdot \text{m}^{-3}$) a ohřev TV v elektrickém bojleru (uvažujeme cenu elektrické energie $N_{ee} = 3,7 \text{ Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$). Roční spotřeba TV ve kavárně "Dallucci" je:

$$\dot{V}_{TV,rok} = \dot{V}_{TV} \cdot 12 \cdot 261 = 171 \text{ m}^3 \cdot \text{rok}^{-1} \quad (3.23)$$

pokud uvažujeme 261 pracovních dnů v roce.

Náklady na ohřev TV za rok (v případě odběru z centrálního zásobníku tepla):

$$N_{rok,czt} = \dot{V}_{TV,rok} \cdot N_{CZT} = 42\,665 \text{ Kč} \quad (3.24)$$



Obrázek 3.14: Schématické umístění AZTV

Množství energie, které je potřeba dodat pro ohřev TV za rok:

$$Q_{v,rok} = \dot{Q}_v \cdot 12 \cdot 261 = 8832,24 \text{ kWh} \cdot \text{rok}^{-1} \quad (3.25)$$

Uvažováním účinnosti bojleru ($\eta_{eb} = 0,93$) určíme náklady na ohřev vody podle vztahu:

$$N_{rok,eb} = \frac{Q_{v,rok} N_{ee}}{\eta_{eb}} = 35\,139 \text{ Kč} \quad (3.26)$$

Navržený projekt pokrývá celou spotřebu tepla ve zkoumaném podniku. Každoročně dokáže rekuperační systém ušetřit 42 665 Kč v případě odběru TV z centrálního zásobníku tepla nebo 35 139 Kč v případě lokálního ohřevu TV v el. bojleru.

Nicméně je potřeba uvažovat investici do rekuperačního systému, jehož hlavní části tvoří VT, AZTV a čerpadlo.

Cena vybraného deskového výměníku tepla SWEP BX8T-14 je 2 970 Kč.

Cena zásobníku teplé vody se pohybuje v rozmezí 6 000 — 11 000 Kč podle výrobce. Pro výpočet použijí horní hranici 11 000 Kč.

Je potřeba provést pečlivou analýzu volby vhodného čerpadla. Kvůli velice malému průtoku je nejvhodnější variantou malé radiální hydrodynamické čerpadlo s integrovaným frekvenčním měničem (případně i se škrčením na výtlačku). Taková čerpadla se nacházejí na trhu v cenovém rozmezí od 2 000 Kč do 8 000 Kč. Pro výpočet použijí horní hranici 8 000 Kč. Jelikož průtok vody ve vodním okruhu je velice malý, příkon čerpadla je nepodstatný, a proto náklady na provoz čerpadla jsou

zanedbatelné.

Cenu montáže, která zahrnuje cenu potrubí a armatur předpokládáme 15 000 Kč.

Potom celkové investiční náklady jsou:

$$N_{inv} = 2\,970 + 11\,000 + 8\,000 + 15\,000 = 36\,970 \text{ Kč} \quad (3.27)$$

Z toho plyne, že návratnost projektu je v případě původního odběru z centrálního zásobníku tepla 11 měsíců a v případě ohřevu vody elektrickým bojlerem 13 měsíců.

Diskuse

V této práci jsem popsal chladicí zařízení pracující na principu parního oběhu, způsoby využití odpadního tepla z chladicího zařízení a tepelné výměníky, pomocí nichž se toto teplo dá využít. Tyto sepsané poznatky jsem poté aplikoval na skutečném chladicím zařízení pro ohřev teplé vody.

Pro řešení problematiky práce bylo potřeba zjistit vlastnosti páry v určitých bodech systému, zejména na výtlačku z kompresoru. Toho jsem docílil nejprve měřeními tlaků a teploty pomocí plnicího rozvaděče a teploměru. Změřené hodnoty tlaku kolísaly v určitých mezích, což je odůvodněno zeotropností chladiva.

Ze znalosti tlaků a teplot v jednotlivých bodech jsem určil další fyzikální vlastnosti chladiva. Byly použity programy Genetron Properties 1.3 [23] a SSP Online Calculation Software [18]. Nicméně odečtené vlastnosti chladiva z těchto aplikací jsou poněkud odlišné. Tato odlišnost spočívá například v rozdílnosti hodnot entropie, entalpie a měrné tepelné kapacity pro stejné stavy chladiva. Například spočítaný využitelný tepelný tok v přehřátých parách pomocí Genetron Properties 1.3 je 2,31 kW, pomocí SSP Online Calculation Software je 1,89 kW pro stejný tlak p_2 a teploty t_2 , t_3 . Důvodem je nespolehlivost výrobců.

Také by bylo vhodné odečíst vlastnosti chladiva R448a v jednotlivých bodech z databáze CoolPropu [22], ale jelikož toto chladivo je poměrně nové, vlastnosti chladiva R448a nejsou zatím k dispozici v této databázi.

Změřený teplotní rozdíl okolí vůči kondenzační teplotě Δt , který odpovídá přibližně 20 °C, je poměrně velký. Větší hodnota Δt požaduje větší výkon kompresoru a tím pádem i vyšší náklady na provoz celého zařízení. Možným důvodem této skutečnosti je to, že není úplně správně navrženo chladicího systému. Na druhou stranu cena kondenzátoru nejspíše byla rozhodující.

Z grafu na Obrázku 3.6 je patrné, že skutečná vypařovací teplota je 1,5 °C. Tato hodnota zároveň odpovídá požadované teplotě v chladicích regálech 2-4 °C při jejich ustáleném provozu. Nicméně je takto určená hodnota v rozporu se změřeným tlakem a jemu odpovídající vypařovací teplotou -15 °C (navíc tato teplota je moc nízká pro účely chlazení na teplotu 2-4 °C). Pokud budeme považovat změřené hodnoty za pravdivé, tato neshoda může být vysvětlena buď škrcením par chladiva na sání nebo špatně dimenzovaným potrubím.

Pro určení spotřeby vody v kavárně jsem odečetl data na vodoměru TV na začátku a na konci pracovního týdne (o víkendu je kavárna mimo provoz). Takto jsem určil průměrnou spotřebu vody za hodinu. Toto jsem konzultoval se zaměstnanci kavárny. Zjistil jsem, že není možné stanovit špičku spotřeby TV pro určitou hodinu, jelikož zákazníci chodí do kavárny přibližně rovnoměrně během celého dne.

Ve své práci jsem uvažoval dva typy VT. Spočítaná délka trubkového výměníku je poměrně velká, navíc byla vypočítaná pro teplotu vody na výstupu 55 °C. Větší teplota na výstupu z VT by znamenala i větší délku celého výměníku. Proto další výpočet zbylých prvků rekuperačního systému (AZTV a čerpadlo) byl proveden pro deskový výměník tepla.

Při výpočtu AZTV jsem uvažoval stratifikaci vody v zásobníku. Tak v případě vypnutí čerpadla (teplota ohřívací vody na výstupu ze zásobníku dosáhne 45 °C) nejnižší teplota vody v AZTV, která je na dně, by měla být kolem 40 °C (pokud uvažujeme teplotní rozdíl 5 °C) a největší teplota vody v horní vrstvě AZTV by byla kolem 90 °C. Takto teplotně rozvrstvené hladiny vody jsou výhodnější z hlediska účinnosti celého systému. Proto bylo navrženo umístění přívodu SV dole a odvod TV nahoře ze zásobníku. Nicméně z důvodu přívodu a odvodu vody může docházet k malému promíchání vody, což sníží teplotu vody v horní vrstvě zásobníku. Z tohoto důvodu je vhodná instalace případného eklektického ohřevu vody.

Pro určení objemu zásobníku jsem vycházel z největší hodnoty akumulovaného tepla Q_{AZTV} , kterou jsem odečetl z grafu na Obrázku 3.12. Přívod tepla do zásobníku je realizován ohřátou vodou z VT. Jako hodnotu tepelného toku jsem použil menší hodnotu tepelného toku \dot{Q}_{ch} vypočtenou pomocí SSP Online Calculation Software. Větší hodnota předaného tepla znamená menší objem zásobníku, ale není jisté, že takto navržený zásobník bude pokrývat spotřebu TV, a tím je zdůvodněna volba menšího \dot{Q}_{ch} . Čárkovaná oblast na Obrázku 3.12 odpovídá případnému totálnímu vybití zásobníku během provozu kavárny a jeho vychladnutí během odstavení systému v noci.

Rozměry AZTV jsem počítal tak aby prošel dveřmi místnosti, ve které pak bude umístěn. Jelikož jsem při výpočtu vycházel z rozměru jeho vnitřní nádrže V_{AZTV} , je potřeba uvažovat větší skutečné rozměry AZTV z důvodu tloušťky stěny zásobníku, armatur atd. Nicméně i v případě 20% rozdílu skutečné šířky vůči vnitřnímu průměru AZTV projde dveřním otvorem.

Závěr

Deskové výměníky tepla jsou nejvhodnějšími výměníky pro rekuperaci tepelné energie z parního chladicího zařízení. Umožňují účinný ohřev teplé vody, jsou kompaktní a spolehlivé. Deskový výměník SWEF BX8T-14 poskytuje potřebný přenos tepla pro zkoumané chladicí zařízení a navržený rekuperační systém.

Návratnost projektu rekuperačního systému pro chladicí zařízení, které je instalované v kavárně "Dallucci", je při ustáleném provozu přibližně jeden rok. Následující úspora je řádově 40 tisíc korun ročně.

V budoucím výzkumu je vhodné provést výpočty modelu stratifikace vody v akumulačním zásobníku. Také je potřeba provést pečlivou analýzu pohonného čerpadla vodního okruhu, pro následující správné nastavení tohoto čerpadla.

Seznam použité literatury

- [1] Petrák J., Petrák M. Tepelná čerpadla. ČVUT FS, 2004. ISBN 80-01-03126-8.
- [2] Carson J. K. Refrigeration: Theory And Applications. 2013. ISBN 978-87-403-0363-6.
- [3] Dincer I., Kanoglu M. Refrigeration Systems And Applications. 2. vyd. John Wiley and Sons Ltd, 2010. ISBN: 978-0-470-74740-7.
- [4] Principy paboty cholodilnoj mašiny. [online] [cit.29.04.2017]. Dostupné z: http://www.mir-klimata.info/archive/special_installer/principi_raboti_holodilnoi/
- [5] Osnovnoj cholodilnyj cikl. [online] [cit.29.04.2017]. Dostupné z: <http://www.xiron.ru/content/view/30758/173/>
- [6] Petrák J. Úvod do chladicí techniky a tepelných čerpadel (přednáška). Praha: ČVUT FS, 2016.
- [7] Význam zkratek chladiv. Westfalen. [online]. [cit.29.04.2017] Dostupné z: http://www.westfalen.cz/fileadmin/user_uploads/Westfalen_Tschechien/Prospekte/Info_Praktiker_6_CZ10006_oB.pdf
- [8] Chladicí a klimatizační technika. 1. vyd. Svaz chladicí a klimatizační techniky, 2012. s. 28-154.
- [9] Maksimov S.V. Rekuperacija brosovogo tepla cholodilnych ustanovok. [online]. [cit.29.04.2017]. Dostupné z: http://nirs_week.enin.tpu.ru/doc/2012/vystavka/15.pdf
- [10] Chladicí technika — příručka. SWEP. [online] [cit.29.04.2017]. Dostupné z: <http://swep.net/refrigerant-handbook>
- [11] Nožička J. Sdílení tepla. ČVUT FS, 1997. ISBN 80-01-01599-8.
- [12] Výměníky tepla. Aplikovaná termomechanika. [online] [cit.29.04.2017]. <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [13] Dmitrijev E.A. Teploobnennyje apparaty chimičeskich proizvodstv. RCHTU im. D.I. Mendeleeva, 2013. ISBN 978-5-7237-1131-0.
- [14] Pájené výměníky. [online] [cit.29.04.2017]. Dostupné z: <http://www.g-mar.cz/pajene-vymeniky/>

- [15] Deskové výmeníky tepla pro chladicí systémy, informační plakát. Alfa-Laval.
- [16] Micheev M.A., Micheeva I.M. Osnovy teploperedači. Energija, 1977. ISBN 978-5-903178-20-9.
- [17] Melichar J. Úvod do chladicí techniky a tepelných čerpadel (přednáška). Praha:ČVUT FS, 2016.
- [18] SSP Online Calculation Software [online]. [cit.29.04.2017]. Dostupné z: <http://www.ssponline.swep.net/>
- [19] Copeland Selection Software 7.13. Emerson Climate Technologies.
- [20] Vzduchem chlazené kondenzátory. JDK. [online] [cit.29.04.2017]. Dostupné z: http://www.jdk.cz/system/files/ftp/pr_lefleats/PR039_CZ_KNO.pdf
- [21] Teploty vzduchu v Praze. Meteostanice Praha — Karlov, 2007.
- [22] Knihovny CoolProp 6.1.0.
- [23] Genetron Properties 1.3. Honeywell International, Inc.
- [24] Vlastnosti vody v závislosti na teplotě. [online]. [cit.29.04.2017] Dostupné z: <http://tehtab.ru/Guide/GuideMedias/GuideWater/GuideWater1bar0to100deg/>
- [25] Hodnoty tepelné vodivosti pro různé materiály. [online]. [cit.29.04.2017] Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Tepelná_vodivost