

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta



**Využití druhotného tepla chladicích a mrazicích zařízení  
obchodních řetězců**

Diplomová práce

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

Autor: Bc. Štefan Malek

Praha 2019

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Štefan Malek

Technologická zařízení staveb

Název práce

**Využití druhotného tepla chladicích a mrazicích zařízení obchodních řetězců**

Název anglicky

**Secondary heat recovery of refrigeration and freezer devices in retail chains**

---

### Cíle práce

Cílem diplomové práce je:

- analýza technických řešení stávajících energetických systémů pro využití druhotného tepla produkovaného mrazicím a chladicím zařízení v obchodních řetězcích v ČR a zahraničí;
- návrh technického řešení konkrétního energetického systému ve vybraném objektu obchodního řetězce;
- technické a ekonomické vyhodnocení navrženého řešení;
- analýza ekologických aspektů navrženého řešení.

### Metodika

- Analýza současného stavu řešení problematiky v ČR a v zahraničí;
- Zhodnocení výsledků analýzy;
- Zpracování variantních návrhů technického řešení;
- Výběr optimální varianty a návrh konkrétního řešení;
- Zhodnocení navrženého řešení z hlediska technického, ekonomického a také z hlediska dopadů na životní prostředí.

## **Doporučený rozsah práce**

40 až 50 stran včetně grafů, obrázků a tabulek

## **Klíčová slova**

potraviny; mrazení; chlazení; druhotné teplo; energie; životní prostředí

---

## **Doporučené zdroje informací**

DVOŘÁK, Z. Výměníky tepla pro obor chladicí technika a tepelná čerpadla. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. 138 s. ISBN 80-0102-468-7.

HAVELSKÝ, V. Chladiaca technika: základy techniky chladenia a tepelných čerpadiel. 3. vyd. Bratislava: Vydavateľstvo STU, 2006. 168 s. ISBN 80-2272-349-5.

Chlazení. Odborný časopis pro techniku chlazení a aplikace. Vydává Ing. Jan Bílek, ČKAIT, VDI. ISSN 2336-3991.

KOLEKTIV autorů. Chladicí a klimatizační technika. 1. vydání. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 2011. 181 s. ISBN 978-80-260-0558-2.

ULLRICH, H. J. Chladicí technika díl II. 1. české vydání. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 2000. 454 s. ISBN 80-238-5889-0.

ULLRICH, H. J. Kältetechnik Band I. Herausgeber: COOL, Silvia Schröder, 1994

---

## **Předběžný termín obhajoby**

2018/19 LS – TF

## **Vedoucí práce**

prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

## **Garantující pracoviště**

Katedra mechaniky a strojnictví

---

Elektronicky schváleno dne 18. 10. 2018

**doc. Ing. Pavel Neuberger, Ph.D.**

Vedoucí katedry

---

Elektronicky schváleno dne 2. 11. 2018

**doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.**

Děkan

V Praze dne 31. 03. 2019

---

## **Čestné Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: „Využití druhotného tepla chladicích a mrazicích zařízení obchodních řetězců“ vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědom, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědom, že moje diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědom, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.

V Praze dne .....

## **Poděkování**

Rád bych věnoval poděkování mému vedoucímu diplomové práce, panu prof. Ing. Radomíru Adamovskému, DrSc. za odborné vedení a vstřícný přístup. Další poděkování patří mému zaměstnavateli za přístup k firemním materiálům, které byly podkladem pro zpracování této práce. Na závěr patří poděkování mé rodině za podporu, kterou mi poskytovala po celou dobu mého studia.

# **Využití druhotného tepla chladicích a mrazicích zařízení obchodních řetězců**

## **Abstrakt**

Tato diplomová práce se zabývá kompresorovým chlazením v potravinářských provozech a zpětným využitím druhotného tepla odebraného z chlazených prostorů. První část práce je tvořena teorií kompresorového chlazení a současným stavem řešené problematiky. Druhou část práce tvoří technická analýza dvou vybraných potravinářských provozů a monitorování jejich spotřeby energie. Součástí je návrh přestavby vybrané provozovny, kde se plánuje rozšíření strojovny chlazení o výměňkový modul určený pro rekuperaci tepla sloužícího pro vytápění objektu. Následně je provedeno ekonomické zhodnocení celého projektu.

## **Klíčová slova**

potraviny; mrazení; chlazení; druhotné teplo; energie; životní prostředí

# **Secondary heat recovery of refrigeration and freezer devices in retail chains**

## **Abstract**

This diploma thesis deals with compressor cooling in retail chains and recovery of secondary heat taken from cooled spaces. The first part of the thesis composes the theory of compressor cooling and the current status of the monitored issue. The second part of the thesis presents technical analysis of two selected retail chains and their energy consumption monitoring. Part of the project is reconstruction of selected supermarket, where the expansion of the cooling engine room is planned by an exchanger module designed for heat recovery serving the building with heating. Subsequently, the economic evaluation of the whole project is carried out.

## **Key words**

foodstuff; freezing; cooling; secondary heat; energy; environment

1. Úvod.....	1
2. Cíl práce .....	2
3. Materiál a metody zpracování .....	3
4. Současný stav řešené problematiky.....	5
4.1. Základní části chladicího okruhu .....	5
4.1.1. Kompresory .....	6
4.1.2. Výměníky tepla .....	12
4.1.3. Škrťící prvky .....	16
4.2. Doplnkové části chladicího okruhu .....	18
4.2.1. Sběrače chladiva .....	18
4.2.2. Odlučovače .....	19
4.2.3. Dehydrátory .....	19
4.2.4. Armatury.....	19
4.2.5. Regulátory .....	20
4.3. Druhy chladiv a olejů.....	20
4.3.1. Chladiva.....	20
4.3.2. Maziva .....	22
4.4. Chlazení v provoznách potravinových řetězců .....	23
4.4.1. Sdružené kompresorové jednotky .....	23
4.4.2. Chladicí a mrazicí nábytek .....	23
4.4.3. Chladicí a mrazicí boxy.....	24
4.5. Využití druhotného tepla .....	24
5. Návrh využití druhotného tepla pro vytápění objektu.....	27
5.1. Technická analýza vybraných provozoven.....	27
5.1.1. Provozovna se zpětným využitím tepla .....	28
5.1.2. Provozovna bez zpětného využití tepla .....	35
5.2. Návrh přestavby vybrané provozovny .....	40
6. Vyhodnocení a diskuze .....	43
7. Závěr.....	47
8. Seznam použitých zdrojů .....	49
9. Seznam obrázků .....	52
10. Seznam tabulek .....	53

## 1. Úvod

Z hlediska ekonomiky je potravinářský průmysl velmi významným odvětvím, které si žádá vývoj mechanizace a automatizace. Nedílnou součástí výroby, skladování, distribuce a prodeje potravin je spotřeba energie vynaložené na uchování optimálních podmínek pro maximální trvanlivost a jakost produktů. Žádný potravinový řetězec se neobejde bez chladicího a mrazicího zařízení, které právě takové podmínky zajišťuje.

Odebrané teplo z potravin a chlazených prostorů se často bez užitku vypouští do okolního prostředí. Kromě chlazení jsou většinou budovy, ve kterých se nachází prodejna potravin, vybaveny také zařízením na výrobu tepla, které se produkuje spalováním fosilních paliv nebo spotřebou elektrické energie. Při stávajícím růstu cen za energie je vhodné uvažovat o možnosti využívání druhotného tepla pro udržení optimálních podmínek uvnitř objektu z pohledu zákazníka. Nejen že toto řešení vede ke snížení výdajů spojených s provozem celého zařízení, ale také má příznivý vliv na životní prostředí, jelikož se tím redukuje emise spojené se spalováním zemního plynu.

Zpětné využití druhotného tepla z chladicích systémů vyžaduje instalaci tepelných výměníků nebo tepelných čerpadel, které celkovou investici navyšují. Naskytuje se otázka, do jaké míry je tento systém schopný využít druhotnou energii a použít ji z pohledu ekonomiky ve svůj prospěch neboli za jak dlouhou dobu se investice v podobě úspor za energii vrátí. Další otázkou zůstává, jestli životnost systému umožní dostatečně dlouhý bezporuchový provoz pro zhodnocení investice. Právě touto problematikou se zabývá druhá část diplomové práce, kde je pro stávající provozovnu potravinového řetězce, která druhotné teplo nevyužívá, navrhnutá přestavba strojovny chlazení.

Na základě dostupných dat je vybrán výměňkový modul určený pro ohřev teplotných médií (topné vody a vzduchu), které se doposud ohřívají plynovými kondenzačními kotli. Jsou zde také uvedena data stávající provozovny, ve které je tento rekuperační systém v provozu a díky nimž mohla být zjištěna předpokládaná úspora nově navrženého stavu.



## **2. Cíl práce**

Cílem diplomové práce je analýza technických řešení energetických systémů mrazicích a chladicích zařízení v obchodních řetězcích v České republice a v zahraničí a využití druhotného tepla, které při tomto procesu vzniká. Cílem je také návrh vlastního energetického systému pro zpětné využití druhotného tepla určeného k vytápění vybraného objektu včetně ekonomického a ekologického zhodnocení.

### 3. Materiál a metody zpracování

Pro zpracování současného stavu řešené problematiky je použita odborná literatura společně s dostupnými legislativními předpisy a normami. V současnosti kompresorové chlazení v potravinářských provozech upravují především legislativní předpisy, které se týkají použitých chladiv. Úkolem uvedených předpisů je regulace nebezpečných látek v chladicích zařízeních:

- Nařízení EU č. 517/2014 Sb. – O fluorovaných skleníkových plynech,
- Nařízení vlády č. 48/1982 Sb. – O opatřeních zabezpečujících ochranu ozonové vrstvy (výtah) § 10 Evidence regulovaných chladiv a evidenční kniha chladicího zařízení,
- Zákon č. 73/2012 Sb. – O látkách, které poškozují ozonovou vrstvu, a o fluorovaných skleníkových plynech,
- Vyhláška č. 257/2012 Sb. – O předcházení emisím látek, které poškozují ozonovou vrstvu, a fluorovaných skleníkových plynů.

Chladicí zařízení jako celek je považováno za tlakovou nádobu, a proto se na toto zařízení vztahují zvláštní nařízení:

- Nařízení 97/23/ES.

Dále se na kompresorové chladicí zařízení vztahují normy, které upravují jeho provoz, údržbu výrobu, zkoušení, konstrukci a instalační místo:

- ČSN EN 378 – Chladicí zařízení a tepelná čerpadla, bezpečnostní a environmentální požadavky,
- ČSN EN 13 313 – Chladicí zařízení a tepelná čerpadla, odborná způsobilost osob,
- ČSN ISO 5149 – Mechanická chladicí zařízení používaná pro chlazení a ohřev.

Další legislativní předpisy vztahující se na kompresorové chladicí zařízení jsou následující:

- Požadavky na strojovnu dle § 177 č. zákona 192/2005 Sb,
- Požadavky na chlazenou místnost dle § 178 zákona č. 192/2005 Sb.

Pro návrh využití druhotného tepla vybraného potravinového řetězce je podkladem výkresová dokumentace společně s technickou zprávou, které nejsou přístupné veřejnosti. Technická analýza porovnávaných provozoven je zhotovena na základě interních dokumentů tvořených technickými listy jednotlivých komponentů, které taktéž nejsou veřejně přístupné.

Pro naměření hodnot spotřeby elektrické energie chladicího systému a systému využívající druhotné teplo pro vytápění je použit centrální monitorovací systém, který tvoří soustava kalorimetrů a teplotních čidel. Z nich jsou data zapisována na server společnosti dodávající chladicí systém a jsou k nahlédnutí pouze pověřeným osobám. Metodika návrhu výměňkového modulu pro zpětné využití druhotného tepla na prodejně bez rekuperace spočívá v naměření hodnot prodejny s rekuperací, která svými rozměry a chladicím výkonem řešené prodejně odpovídá.

Z těchto hodnot vyjde roční spotřeba energie získané rekuperací. Pomocí metody výpočtu čisté hodnoty zisku je zjištěno, za jakou dobu provozu nového zařízení se náklady spojené s pořízením a instalací výměňkového modulu zaplatí a kam se vyšplhá index ziskovosti za předpokládanou životnost zařízení.

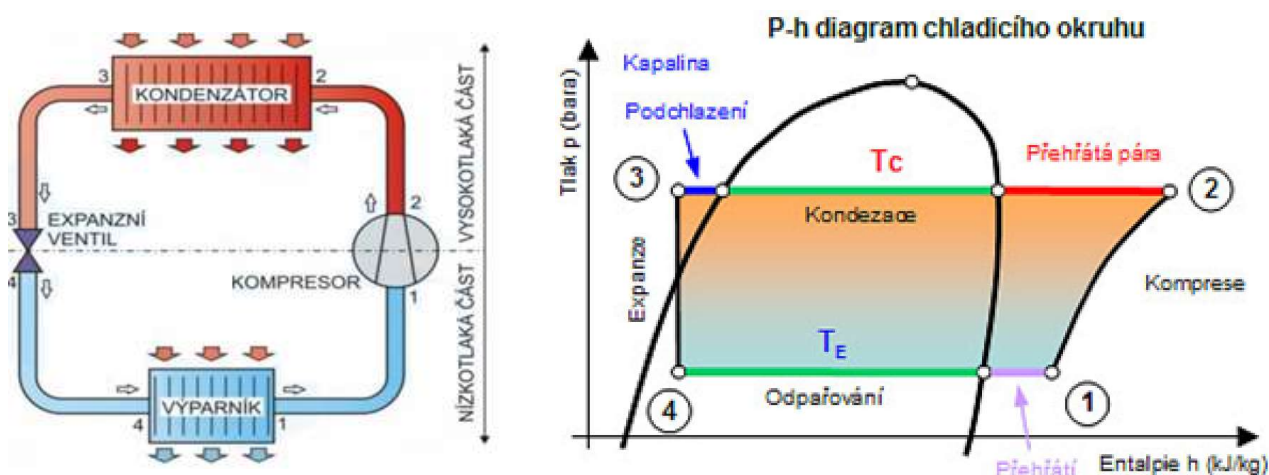
## 4. Současný stav řešené problematiky

Teoretická část této práce se zabývá problematikou chladicích a mrazicích okruhů použitých v potravinářském průmyslu. Je zde vysvětlen základní princip fungování těchto systémů včetně popisu jeho jednotlivých součástí. Dále jsou zde popsány způsoby, jakými lze využívat odpadní teplo vzniklé provozem těchto zařízení s cílem snížení nákladů na vytápění objektu v zimním období.

### 4.1. Základní části chladicího okruhu

Chladicí okruh sestává ze čtyř základních prvků, jejichž pořadí se nemění. Jedná se o kompresor, kondenzátor, škrťací (expanzní) ventil a výparník (viz Obr. 1).<sup>[1]</sup>

- Komprese (1-2) probíhá nasáváním par chladiva kompresorem při výparném tlaku a stlačováním na tlak kondenzační.<sup>[2]</sup>
- Kondenzace (2-3) probíhá v kondenzátoru, což je výměník tepla zajišťující sdílení tepla většinou do okolí, při čemž nastává kondenzace par chladiva.<sup>[2]</sup>
- Škrčení (3-4) je zajištěno expanzním ventilem, který zúžením průtočného průřezu umožňuje expanzi na tlak výparný z tlaku kondenzačního.<sup>[2]</sup>
- Vypařování (4-1) probíhá ve výparníku díky odvodu tepla z vychlazovaného prostoru. Mokrá pára při konstantním tlaku přechází do oblasti syté páry. Poté opět nastává komprese a takto se celý cyklus opakuje.<sup>[2]</sup>



Obr. 1 - Schéma chladicího okruhu [2]

### 4.1.1. Kompresory

Základní částí chladicího okruhu s parním oběhem je chladivový kompresor. Tyto kompresory mají na rozdíl od vzduchových nebo plynových větší nároky na těsnost a pevnost. Důvodem je především možnost úniku chladiva z okruhu, což je vůči životnímu prostředí nepříznivý jev. Princip spočívá v nasávání a stlačování par chladiva, a tím prudké zvýšení tlaku a teploty. <sup>[1]</sup>

Zpravidla lze kompresory rozdělit do dvou skupin podle způsobu jejich činnosti:

- Kompresory objemové – nasáté páry chladiva se v pracovním prostoru postupně stlačují na objem odpovídající výtlačnému tlaku. <sup>[1]</sup>
- Kompresory rychlostní – chladivu je kompresorem udělována vysoká rychlost, která se díky pohybové energii v difuzoru přemění na energii tlakovou. <sup>[1]</sup>

Další rozdělení je možné podle výrobního provedení:

- Kompresory hermetické – plášť kompresoru je nerozebíratelný, neopravuje se a má jen vyvedená přípojovací hrdla. <sup>[1]</sup>
- Kompresory polohermetické – mechanická část kompresoru je krytá rozebíratelným pláštěm, který umožňuje servis a výměnu jednotlivých dílů. <sup>[1]</sup>
- Kompresory ucpávkové – poháněcí mechanismus není součástí kompresoru, ale je s ním spojen pomocí spojky. <sup>[1]</sup>

Jedno z rozdělení náleží závislosti na provozních podmínkách a na požadovaných tlakových poměrech. Lze tedy kompresory rozdělit na jednostupňové, dvoustupňové nebo dokonce vícestupňové. To znamená, že výtlač prvního stupně se stává nasáváním druhého stupně a tak dále. <sup>[1]</sup>

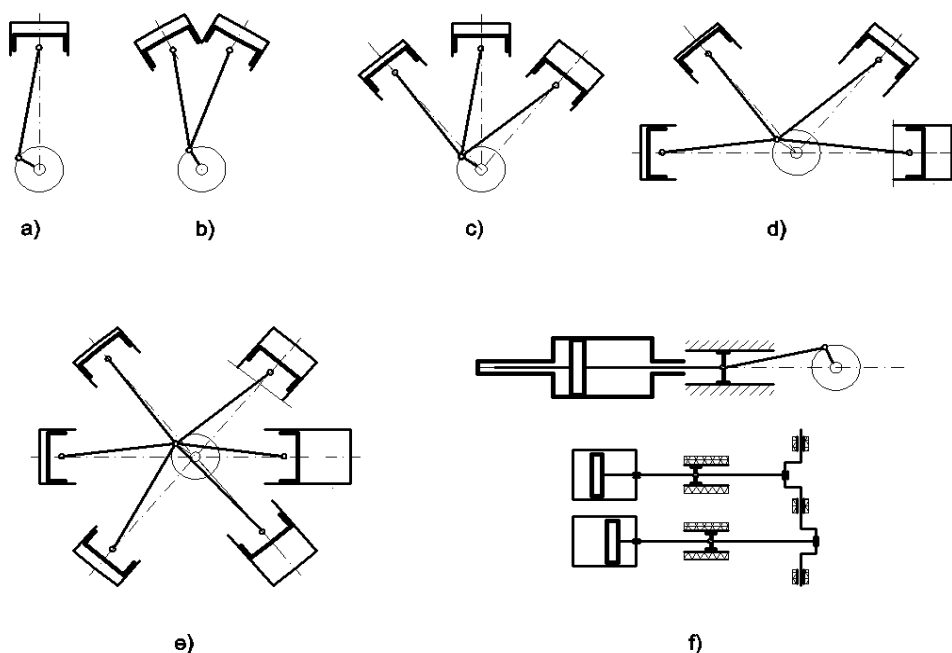
Podle konstrukčního provedení rozeznáváme spoustu typů kompresorů, ale v chladírenství se používají především tyto typy:

#### **Pístové kompresory**

Tento typ kompresoru se řadí mezi nejrozšířenější a nejznámější. Pracovní prostor těchto kompresorů je tvořen válcem, ve kterém svůj přímočarý pohyb vykonává píst. Plyn je nasáván při pohybu z horní do dolní úvratě. Nasávání řídí ventilová deska, která pracuje automaticky, například se otevře, když se tlaky v pracovním prostoru a za ventilem vyrovnají. Pro vratný pohyb pístu je využíván klikový nebo výstředníkový mechanismus. <sup>[1]</sup>

Jeden z možných způsobů provedení je také šikmá deska, která nahrazuje klikový mechanismus. Tato kruhová deska, která je nakloněná, se otáčí kolem svého středu a svým pohybem způsobuje vratný pohyb jednoho, či více pístů ve válcích. [1]

Uspořádání pístů je možné mnoha způsoby (viz Obr. 2). Je zde možné vidět uspořádání: a) stojaté; b) do V; c) do W; d) do VV; e) hvězdicové; f) ležaté.



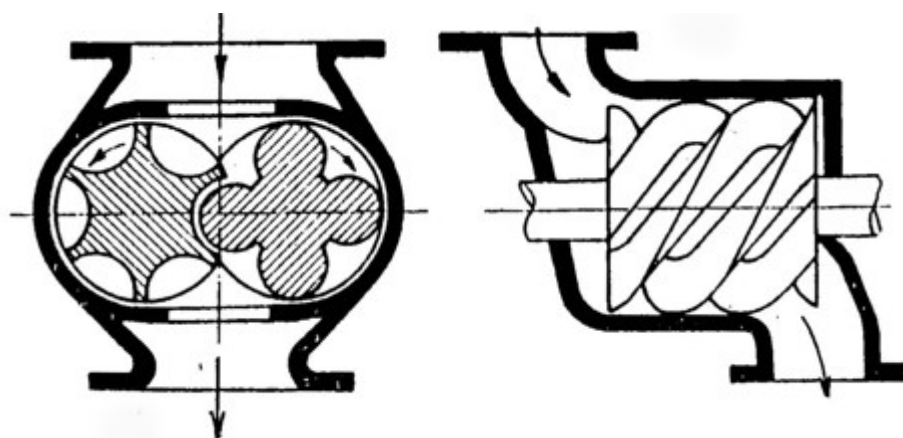
Obr. 2 - Možná uspořádání pístových kompresorů [3]

Z pohledu uspořádání ventilové desky lze rozeznat kompresory souproudé a protiproudé. U souproudého spočívá princip v umístění sacího ventilu na dně pístu a výtlačného ventilu v horní části pracovního prostoru. Směr proudění par tedy zůstává v jednom směru. Nevýhodou tohoto uspořádání je větší hmotnost pohyblivé části pístu, které je zvětšena o ventilový mechanismus. V praxi je více používáno protiproudé řešení, kdy je sací i výtlačný ventil umístěn v horní části válce a páry chladiva tudíž mění směr proudění. [1]

## Šroubové kompresory

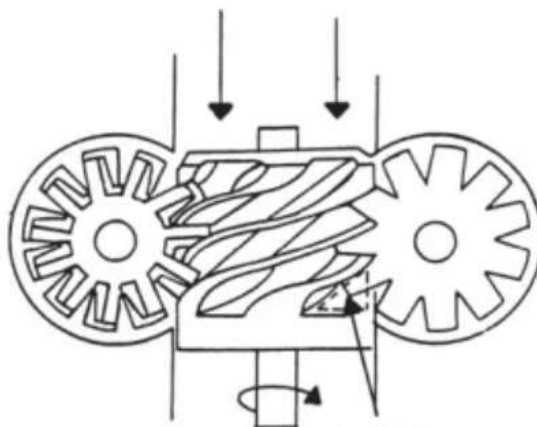
Rotační šroubové kompresory se dají vyrobit v několika provedeních, a to jako jednorotorové s jednou, či dvěma různými rychlostmi nebo jako dvourotorové. Jsou vhodné pro aplikace, kde by se musel použít příliš velký pístový kompresor. Důvod je takový, že obvodová rychlost rotorů je trojnásobná až dvacetinásobná oproti střední rychlosti pístového kompresoru s vratným pohybem a velikost šroubového kompresoru je tedy při stejném výkonu menší. [4]

Dvoupístové šroubové kompresory s vnitřní kompresí mají jako pracovní tělesa dva šroubové válce. Jeden válec má zuby a druhý válec má vybrání (viz Obr. 3). Počet zubů a vybrání bývá různý, přičemž hlavní hnací válec se zuby může být se druhým válcem spojen pomocí synchronizačního soukolí nebo přenáší krouticí moment přímo stykem kovových ploch. Zpravidla se páry chladiva nasávají do mezery vzniklé odvalováním rotoru. Následně se mezera s nasátým chladivem uzavře a chladivo se začne stlačovat na tlak výtlačný a odchází výtlačným hrdlem. Výhodou těchto kompresorů jsou menší rozměry, menší počet pohyblivých částí a nepřítomnost škodlivého prostoru. Mezi nevýhody lze zařadit vestavěný kompresní poměr, náročnost na mazací systém, díky skutečnosti, že přenáší krouticí moment při styku dvou rotorů a axiální zatížení ložisek. [4, 5]



Obr. 3 - Schéma dvourotorového šroubového kompresoru [6]

Poslední zmíněná nevýhoda se dá odstranit použitím jednorotorového kompresoru s ržicemi. Lopatky ržic zasahují do vnitřního závitu rotoru a stlačují tak páry chladiva (viz Obr. 4). Jelikož jsou tyto ržice umístěny na boku, nepůsobí zde axiální, ale radiální síly na ložiska rotoru. [4]



Obr. 4 - Šroubový kompresor se dvěma ržicemi [7]

## **Křídlové kompresory**

Pracovní prostor těchto kompresorů je tvořen jedním excentricky uloženým rotorem, ve kterém jsou vyfrézovány drážky. V těchto drážkách jsou uložena křídla (lamely), která se při rotačním pohybu válce za pomoci odstředivých sil přitlačují ke stěnám pracovního prostoru, a tvoří tak komůrky s proměnlivým objemem. Nasávání nastává zvětšováním objemu komůrky při spojení se sacím hrdlem a následně se lamelou tato komůrka uzavře. Dalším pohybem válce se tento již uzavřený prostor začne zmenšovat a nastává komprese. Poté, co se lamela dostane za hranu výtlačného hrdla, je komprese u konce a stlačené páry chladiva proudí do výtlačného potrubí. Tyto kompresory mají poměrně malý škodlivý prostor a nevýhodou je jejich vestavěný kompresní poměr. [6]

## **Kapalinokružné kompresory**

V těchto kompresorech je excentricky uložený rotor s pevnými lopatkami. Komprese probíhá pomocí zmenšujícího se prostoru komůrek rotoru. Tyto komůrky jsou uzavřeny kapalinovým prstencem, který se otáčí společně s rotorem. Na čelní straně válce je umístěn sací a výtlačný otvor. Při pohybu excentricky uloženého rotoru dochází k radiálnímu pohybu kapaliny vůči komůrce, která tak vniká do prostoru mezi lopatkami a stlačuje plyn. Část kapaliny opouští pracovní prostor společně s plynem. Tato kapalina je poté odloučena pomocí cyklónu. Tyto kompresory se používají především pro stlačování znečištěných plynů a v chladicí technice jsou k vidění zřídka. [6]

## **Dvourotorové kompresory**

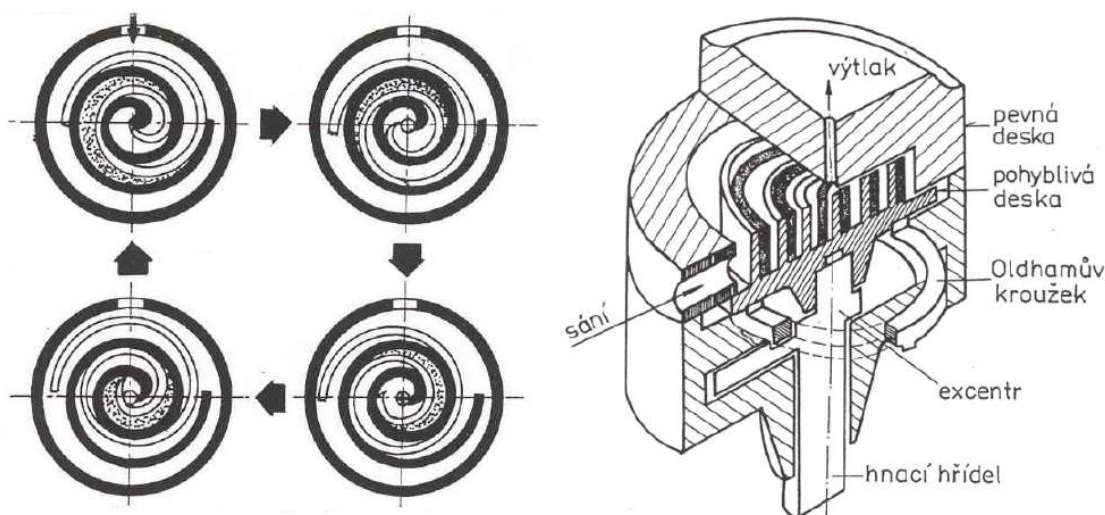
Příkladem těchto zařízení je Rootsovo dmychadlo, které má dva stejné rovnoběžně uložené písty (rotory). Ty jsou synchronizované vzájemným spojením ozubeným převodem, aby nedocházelo k odvalování pístů a poškození kompresoru. Plyn se nasává do komůrek mezi válcem a rotory. Nejdříve je pouze dopravován k výtlačnému hrdlu a komprese nastává až po dosažení výtlačné polohy. Výsledkem je pulzace stlačovaného plynu a zpětné proudění díky netěsnostem mezi jednotlivými rotory a stěnami skříně. Mezi výhodu lze zařadit to, že není nutné žádné mazání a dopravované médium tak není znečišťováno. [6, 8]

## **Scroll kompresory**

Tento typ kompresorů se začal vyrábět až s příchodem programovatelných obráběcích strojů. Důvodem jsou vysoké nároky na přesnost výroby. Pracovní tělesa tvoří dvě spirálově zatočené desky ve tvaru evolventy. [2]



Jedna z nich je excentricky uložená a je poháněna elektromotorem, který zajišťuje kývavý pohyb rotoru. Druhá, spirálová deska, je pevná a je oproti pohyblivé spirále pootočená o 180°. Kompresi je zajištěna odvalováním pohyblivého rotoru po pevné spirále a směrem z obvodu do středu jsou stlačovány páry chladiva (viz Obr. 5), které jsou nasávány přes motor a zároveň ho tak chladí. V některých případech je nasávání a výtlač orientováno opačně, aby se páry chladiva tolik nepřehřívaly. V těchto případech musí být motor navržen na větší provozní teploty. [1, 6]



Obr. 5 - Provedení kompresoru scroll [6]

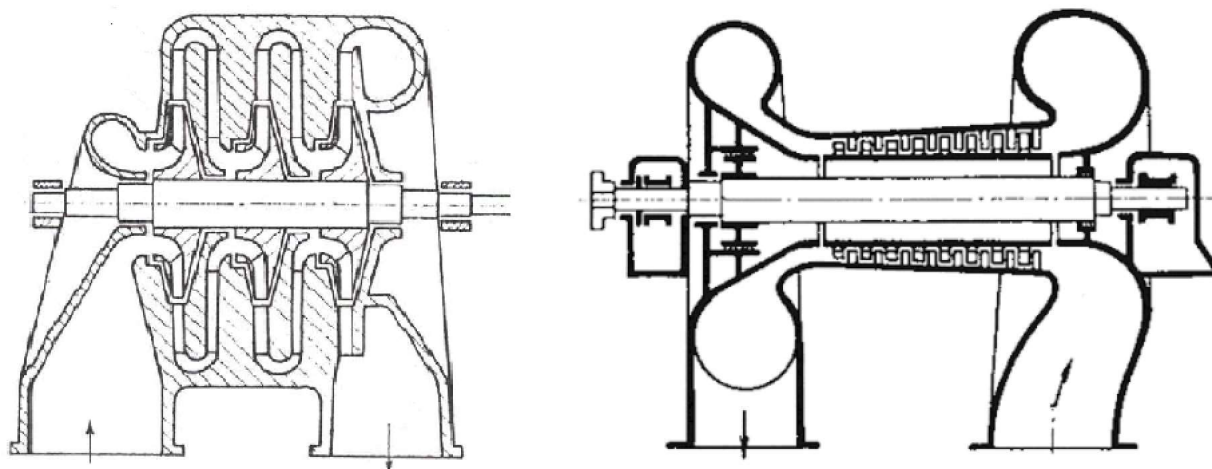
Ve srovnání s kompresorem s vratným pohybem pístu pracují spirálové kompresory s nižším příkonem a vyšší účinností, mají méně konstrukčních prvků, menší hmotnost a rozměry, nižší hlučnost a menší vibrace při provozu. [2]

### Rychlostní kompresory

Rychlostní kompresory nazývané také turbokompresory se dají obecně rozdělit podle smyslu proudění par oběžným kolem na radiální, axiální a diagonální (viz Obr. 6). Pracují na principu stlačování par chladiva díky udělení rychlosti, která se v difuzoru přemění na energii tlakovou. Tyto kompresory mohou být opatřeny rozváděcím kolem s natáčivými lopatkami, které řídí průtok par chladiva. V chladicí technice se používají pro vysoké výkony v řádech MW. Otáčky rotorů se pohybují ve velkém rozmezí v závislosti na požadovaném výkonu a průměru oběžného kola – řádově od tisíce až po desítky tisíc otáček za minutu. [9]

Oproti pístovým kompresorům mají výhody ve velmi klidném chodu, jednoduché obsluze a údržbě, vysoké spolehlivosti provozu (dlouhá životnost a malé opotřebení) a bezmeznost (chladivo nepřichází do styku s olejem). [6]

Nevýhodou je vysoká hlučnost, vysoké otáčky a také vysoká dolní hranice výkonnosti (nejsou vhodné pro zařízení menších výkonů). [6]



Obr. 6 - Schéma radiálního a axiálního turbokompresoru [6]

Do skupiny rychlostních kompresorů lze zařadit ejektory, nazývané také paroproudové kompresory. Poháněcí plyn nebo pára o vyšším tlaku, než je tlak v přívodním hrdle vystupuje z Lavalovy dýzy do vstupní komory, kde expanduje na nižší tlak a strhává tak s sebou páry z výparníku a mísí se s nimi ve směšovací komoře. Tyto páry pokračují do difuzoru, kde se část kinetické energie mění na energii tlakovou. [1]

### Ostatní kompresory

Zvláštním druhem těchto zařízení jsou membránové kompresory. Stlačování média probíhá na základě prohýbání pružné kruhové membrány, která tak mění objem pracovního prostoru. Používá se hned několik druhů. Pro nejnižší výkony slouží pryžová membrána, které je přímo napojená na klikový mechanismus. Výkonnější kompresory jsou vybaveny kovovou membránou, která je ovládána hydraulicky pomocí pístového olejového čerpadla, které je pod děrovanou částí vymezující průhyb membrány. Mezi přednosti těchto kompresorů se dá zařadit jejich bezucpávková konstrukce, čistý pracovní prostor a malý škodlivý prostor. Nevýhodou jsou pak vysoké hmotnosti těchto kompresorů. Dalším možným řešením je spojení membrány s jádrem cívky elektromagnetu a pružiny, která zajišťuje vratný pohyb společně s přerušovaným napájením cívky. Za zmínku stojí také elektromagnetický kompresor, který pohybuje pístem ve válci na základě elektromagnetu s jádrem z permanentního magnetu a cívkami. Vratný pohyb po vypnutí napájení elektromagnetu zabezpečuje pružina. [1, 6]

#### 4.1.2. Výměníky tepla

Ve výměníku tepla předává teplejší látka své teplo do látky o nižší teplotě. Podle způsobu sdílení tepla se dají rozdělit na rekuperační, regenerační nebo směšovací. Rekuperační výměníky konstantně sdílí svoje teplo přes teplosměnnou plochu, která odděluje obě média a v chladicí technice se používají nejčastěji. Co se týká výměníků regeneračních, je rozdíl v tom, že teplo se přes teplosměnnou plochu přenáší střídavě. Teplosměnná plocha je nejdříve ohřívána průchodem teplejší látky a poté je teplo odevzdáváno do látky s teplotou nižší. To může probíhat buď prohozením dvou výměníků tepla nebo otáčivým tělesem, které prochází střídavě prostory s vyšší a nižší teplotou. <sup>[10]</sup>

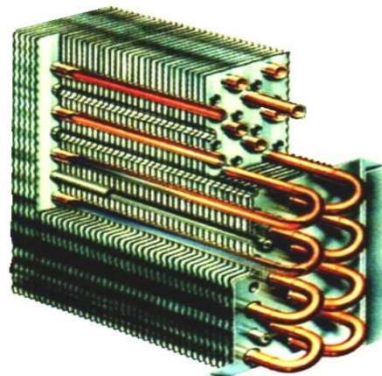
Směšovací výměníky zase fungují na principu přestupu hmoty. To znamená, že ohřívána i ochlazovaná látka bezprostředně přichází do styku a teplo se přenáší mísením. Podle konstrukce se tepelné výměníky rozdělují na lamelové, kotlové a deskové. Funkce zařízení v chladicím okruhu udává, jestli je to výparník nebo kondenzátor. <sup>[10]</sup>

Ve výparníku se pracovní látka ohřívá a bere si teplo z vychlazovaného prostoru změnou svého skupenství z kapaliny na páru. Výparníky se dělí na suché, zaplavené, sprchované a s nucenou cirkulací chladiva. Suché výparníky se vyznačují suchou nebo přehřátou párou na výstupu, díky tomu, že do něj vstupuje jen tolik chladiva, kolik se vypaří, což umožňuje spojení se sáním kompresoru. Zaplavené výparníky obsahují určitou hladinu kapalného chladiva, které se postupně vypařuje. Systémy se zaplavenými výparníky se používají především u čpavkových chladicích zařízení. Ve sprchovaném výparníku chladivo stéká po teplosměnné ploše a jeho část se odpařuje. Zbývající chladivo, které se nevypaří, cirkuluje pomocí čerpadla. Výparník s nucenou cirkulací také přivádí chladivo ve větším množství, než se vypaří, čímž se dosahuje smáčení celé teplosměnné plochy, a tím i dobrých součinitelů přestupu tepla. <sup>[3, 11]</sup>

Páry poté, co se stlačí v kompresoru, pokračují dále do kondenzátoru, kde se odvádí teplo z chladicího okruhu. Podle druhu chladicí látky se rozdělují na kondenzátory chlazené vzduchem, chlazené vodou a odpařovací. U vzduchem chlazených kondenzátorů se veškeré teplo odvádí do vzduchu a v běžné chladicí technice je tento typ nejpoužívanější. Kondenzátory chlazené vodou, zvané také průtočné, používají jako médium vodu nebo nemrznoucí kapalinu. Podle konstrukce se dají dělit na dvoutrubkové, svazkové nebo kotlové. Odpařovacími kondenzátory proudí vzduch v takovém množství, aby unášel množství odpařené vody, která je sprchována na povrch trubkového svazku. Odpařovací kondenzátory se používají především u čpavkových chladicích zařízení. <sup>[3, 11]</sup>

## ▪ Lamelové

Teplo je u těchto výměníků přiváděno nebo odváděno především vzduchem. Jelikož má vzduch nízký součinitel přestupu tepla, pomáhá zde rozšířená teplosměnná plocha, která je tvořena lamelami (žebry). Tato žebra mohou být na trubku navlékaná, navíjená, válcovaná nebo společná pro svazky trubek (viz Obr. 7). Nově se také začínají používat lamelové výměníky s mikrokanálky. Lamely jsou v podstatě složeny ve tvaru harmoniky a spečeny k sobě, přičemž mezi stěnami vznikají kanálky, kterými proudí médium. Výhodou jsou menší rozměry a hmotnost. Naopak nevýhodou v případě netěsnosti je neopravitelnost těchto výměníků. [1]



Obr. 7 - Lamelový výměník tepla [1]

### a) Lamelové výparníky

Tyto výparníky se používají pro chlazení vzduchu a jsou umístěny jako bloky v potrubí nebo vzduchotechnických jednotkách. V chladicí technice se používají především výparníky s nuceným prouděním vzduchu s ventilátorem a opláštěním. Pokud je povrchová teplota výparníku pod rosným bodem proudícího vzduchu, začne se na povrchu srážet voda a je nutné vybavit ho vanou, do které kondenzát stéká a je odváděn samospádem nebo čerpadlem. V případě, že je povrchová teplota podnulová, voda začne zamrzat a snižuje tak účinnost výparníku. Z toho důvodu je nutné uvažovat o možnosti využití odtávání, kterého je možné docílit hned několika způsoby. Jedním z nich je uzavření přívodu chladiva a ponecháním ventilátorů v chodu. Podmínkou je nadnulová teplota okolního vzduchu. [1, 10]

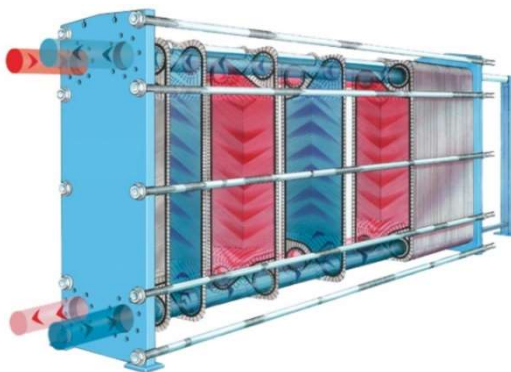
Další způsob odtávání je pomocí elektrických topných tyčí, které se umísťují přímo do bloku a do vany pod ním. Během odtávání se ventilátory vypínají. Odtávání horkými parami je způsob, kdy se přepouští horké páry chladiva z výtlaku kompresoru přímo k rozdělovači chladiva před výparníkem a obchází se tak kondenzátor s expanzním ventilem. Tento systém odtávání je náročný na počáteční náklady kvůli složitějším rozvodům a nutnosti použití více ventilů. Ovšem z pohledu provozních nákladů je díky využití kondenzačního tepla a zkrácení doby odtávání výhodnější. [1, 10]

## b) Lamelové kondenzátory

U kondenzátorů umístovaných vně budovy zajišťují nucené proudění vzduchu axiální ventilátory, zatímco u kondenzátorů vnitřních se volí spíše ventilátory radiální, z důvodu nutného překonání tlakového odporu ve vzduchotechnice. Umístění kondenzátoru se volí tak, aby měl dostatečný přívod čerstvého vzduchu a nestrhával si tak do sání ohřátý vzduch z výtlaku. Nutné je i uvažovat o poloze vůči zařízením, která by mohla narušovat proudění vzduchu. Lamely je nutné také čistit, aby se nezanášely teplosměnné plochy a nesnižovala se tak účinnost celého zařízení. V případě, že je nutné zmenšit velikost kondenzátoru nebo v létě snížit teplotu kondenzace, je možné použít vodou vlhčené kondenzátory. Tato technologie však s sebou, ale nese několik problémů. Rozstřík vody je zdrojem dalšího hluku, teplosměnné plochy mohou zarůstat vysráženými minerály a v případě použití vlhčených rohoží nastává tlaková ztráta na straně vzduchu a musí se použít silnější ventilátory o větším příkonu. [10, 12]

### ▪ Deskové

Média u těchto výměníků proudí mezi profilovanými deskami většinou z nerez, které tvoří teplosměnnou plochu (viz Obr. 8). Tyto desky formují průtočné prostory a jsou k sobě spojovány buď pomocí těsnění, svařováním nebo pájením. Těsnění se z důvodu požadavků na hermetičnost systémů v chladicí technice nepoužívá. [1, 13]



Obr. 8 - Deskový výměník tepla [14]

## a) Deskové výparníky

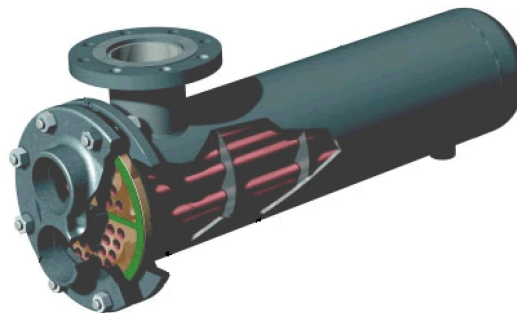
Pro správnou funkci těchto výměníků tepla je klíčové rovnoměrné rozdělení chladiva do jednotlivých kanálů ve vstupním kolektoru. Jelikož do výměníku proudí směs kapaliny a páry a obě fáze mají jinou kinetickou energii, mohlo by se stát, že chladivo by se u mělkých deskových výparníků nedostalo do prvních kanálků a u hlubokých navíc do kanálků na konci, což by snižovalo výkon celého zařízení. Řešením tohoto problému je použití distributoru, slinutého disku s póry, úprava tvaru desek v ústí kanálků nebo slinutého kužele s otvory po obvodu. Deskové výparníky se dají zhotovit i pro více chladicích okruhů s tím, že je chladivová část rozdělena na dvě sekce nebo se v kanálech pro chladivo střídají jednotlivé okruhy. [1, 13]

## b) Deskové kondenzátory

Deskové kondenzátory na rozdíl od výparníku nevyžadují na vstupu žádný rozdělovač chladiva, jelikož do něj vstupuje jen jedná fáze ve formě páry a teprve průchodem mění svoje skupenství na kapalinu. Výjimkou jsou nadkritické systémy využívající jako chladivo CO<sub>2</sub> (oxid uhličitý), kde probíhá pouze zchlazení plynu bez změny skupenství. V nadkritickém chlazení působí velké tlaky okolo 120 barů a je nutné tomu výměník tepla přizpůsobit stažením čelních tlakových desek mezi svorníky. Modernější provedení umožňuje vyrobit deskový výměník odolávající vysokým tlakům díky většímu počtu svarů. [1, 13]

## ▪ Kotlové

Tento trubkový výměník je tvořen svazky trubek, které jsou vloženy do pláště (viz Obr. 9). Jedno médium proudí trubkami a druhé médium proudí mezitrubkovým prostorem. Do mezitrubkového prostoru se navíc vkládají přepážky, které jednak tvoří jednotlivé tahy a také tvoří podporu trubek a brání tak jejich průhybu nebo kmitání. [1, 15]



Obr. 9 - Kotlový výměník tepla [16]

## a) Kotlové výparníky

Kotlové výparníky jsou většinou řešeny jako suché, s chladivem uvnitř trubek a s ochlazovanou látkou v mezitrubkovém prostoru. Při použití F-plynů se většinou z důvodu jasného proudění chladiva volí trubky ve tvaru U, a tak se chladivo rozděluje pouze před vstupem do výparníku. K tomu pomáhá destička, která je umístěna za vstupním hrdlem a o kterou se vstupující chladivo prostorově rozptyluje. K správnému proudění chladiva v trubkách a jeho vypařování se mohou do ústí trubek vkládat turbulátory. [1, 15]

## b) Kotlové kondenzátory

Kondenzace chladiva většinou probíhá v mezitrubkovém prostoru a v trubkách pak proudí chladicí kapalina. Páry chladiva se přivádějí shora a postupně proudí mezi trubkami směrem dolů. Podle použitých látek mohou být trubky zhotoveny z mědi nebo z nerezové oceli. Víka se dají na obou stranách demontovat a trubky se tak mohou mechanicky vyčistit bez narušení chladivového okruhu. [1]

### 4.1.3. Škrtící prvky

Škrtící prvky rozdělují chladicí okruh společně s kompresorem na vysokotlakou a nízkotlakou část. Jedná se o jakési rozhraní mezi tlakem kondenzačním a vypařovacím. Jejich úkolem je zajišťovat expanzi kapalného chladiva a propouštět do výparníku jen takové množství, které se v něm opravdu vypaří, čímž chrání kompresor před nasátím kapalného chladiva. Princip spočívá v izoentalpickém škrcení zúžením průtočného průřezu. To může být docíleno jednoduchou kapilárou, clonkou nebo tryskou. Pro hospodárnost celého systému se používají rafinovanější expanzní ventily, které mohou být mechanické nebo elektronické. Podrobnější dělení a princip těchto ventilů je popsáno dále. <sup>[1]</sup>

#### ▪ Mechanické expanzní ventily

Momentálně se jedná o nejpoužívanější expanzní orgány a podle způsobu, jakým řídí expanzi kapalného chladiva se dále rozdělují na automatické a termostatické. <sup>[1]</sup>

##### a) Automatické expanzní ventily

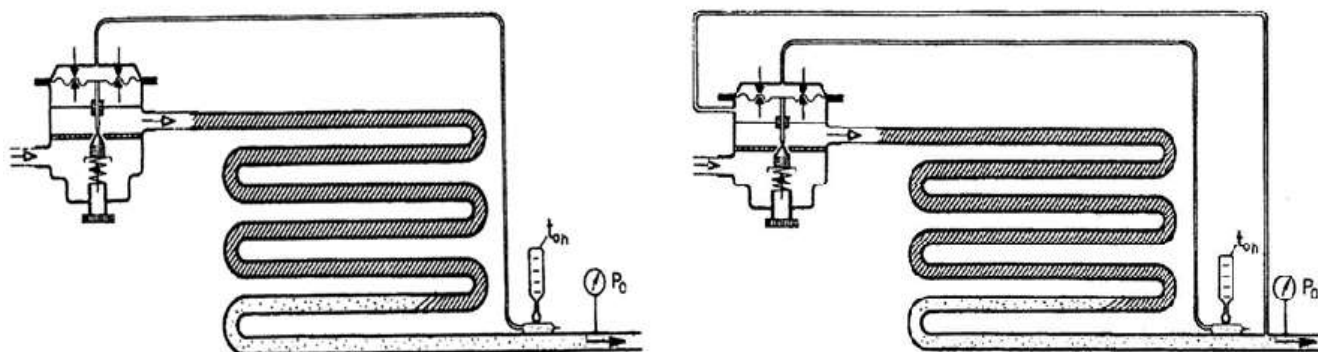
V automatickém expanzním ventilu řídí průtok chladiva pružina nastavená na určitý tlak, který vyvíjí společně s tlakem atmosférickým na horní plochu membrány nebo vlnovce. Proti nim působí vypařovací tlak z výparníku společně s tlakem vyvíjeným regulační pružinou. Pokud tlak ve výparníku stoupne na nastavenou hodnotu znamená to, že je v něm dostatek chladiva a ventil se uzavře. <sup>[17]</sup>

##### b) Termostatické expanzní ventily

Princip těchto ventilů je velice podobný jako u termostatických s tím rozdílem, že řídí přehřátí par chladiva vystupujících z výparníku. Podle provedení se dále dělí na termostatické expanzní ventily s vnitřním a vnějším vyrovnáním tlaku. <sup>[17, 18]</sup>

Vnitřní vyrovnávání tlaku probíhá díky termočlátku, který tvoří kapilára s tykavkou na konci. Tykavka je připevněna k potrubí umístěném na výtlačku z výparníku. Látka, kterou je tento termočlánek naplněn mění vnitřní tlak v termočlátku v závislosti na teplotě tykavky. Tento proměnný tlak je přenášen na horní plochu membrány a řídí tak nástřik chladiva expanzním ventilem. <sup>[1, 18]</sup>

Výparníky, které jsou svojí konstrukcí složitější představují i vyšší rozdíly tlaků na začátku a na konci (tlaková ztráta). Z toho důvodu se přivádí tlak z konce výparníku za tyčkovou přímo pod membránu a hovoříme pak o vnějším vyrovnání tlaku. Přivedení tohoto tlaku se řeší samostatným potrubím, které se napojí na expanzní ventil. Schéma zapojení vnitřního i vnějšího vyrovnávání tlaků je patrné na Obr. 10. [1, 18]



1) expanzní ventil s vnitřním vyrovnáním tlaku

2) expanzní ventil s vnějším vyrovnáním tlaku

Obr. 10 - Možná provedení termostatických expanzních ventilů [1]

#### ▪ Elektronické expanzní ventily

Chladicí systémy obchodních řetězců se vyznačují složitými potrubními sítěmi a velkým počtem chladicích míst (výparníků). To vedlo ke vzniku centrálních elektronických systémů řízení, které umožňují sběr dat a dálkové ovládání. Běžné mechanické termostatické expanzní ventily nemohou být začleněny do těchto monitorovacích systémů, a tak na jejich místo nastoupily expanzní ventily elektronické (viz Obr. 11). Tyto ventily představují hned několik dalších výhod. Mezi ně lze zařadit přesnější regulaci přehřátí chladiva ve výparníku, použití jednoho ventilu pro větší množství chladiv, dlouhou životnost, menší provozní hluk a regulační rozsah 10 až 100 %. [1]

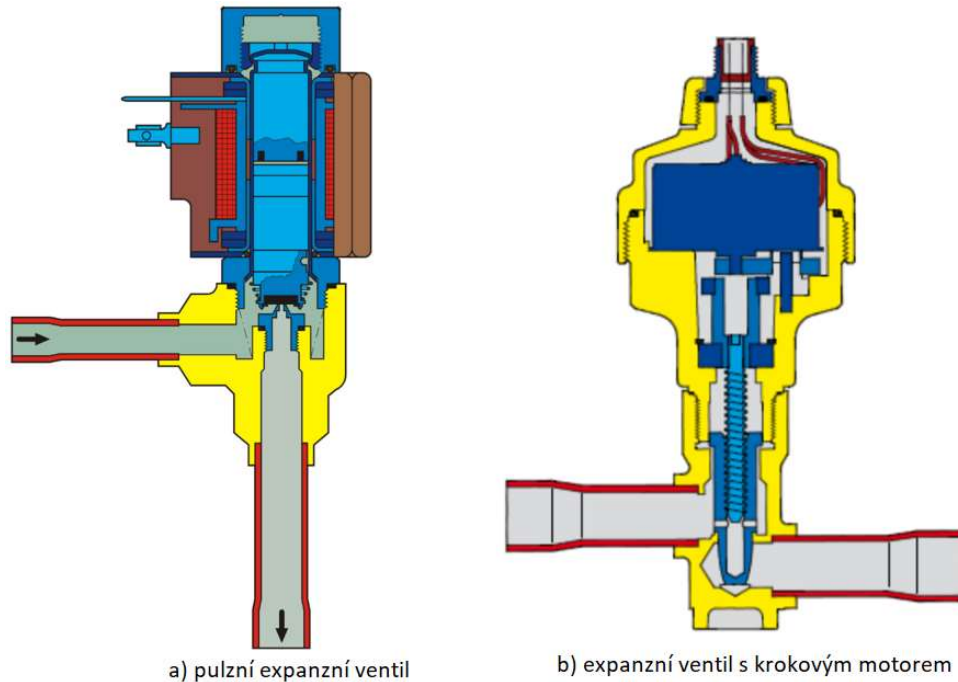
##### a) Pulzní expanzní ventily

Uzavírání a otevírání těchto ventilů je řízeno tlakovým a teplotním čidlem, které vysílá signály řídicímu systému příslušného ventilu a informuje ho tak o okamžitém stavu chladiva. Po výpočtu se signál předá do cívky ventilu (solenoidu), která tak ventil zavře nebo otevře. Takto se celý cyklus opakuje a regulace probíhá za velmi častého otevírání a zavírání. [1, 18]



## b) Expanzní ventily s krokovým motorem

Ventily s krokovým motorem se používají pro zařízení s vysokými výkony. Signály se opět předávají do řídicí jednotky, ta je ale předává krokovému motoru, který se podle potřeby pootočí o určitý úhel a změní tak okamžitý průtočný průřez ventilu. Podle typu ventilu mohou mít krokové motory 1000 až 4000 kroků. [1, 18]



Obr. 11 - Možná provedení elektronických expanzních ventilů [19]

## 4.2. Doplnkové části chladicího okruhu

Kromě základních částí, které jsou popsány v kapitole 4.1 je složitější chladicí okruh vybaven i dalšími prvky, které zajišťují bezpečnost a hospodárnost celého systému. [3]

### 4.2.1. Sběrače chladiva

Sběrač chladiva je tlaková nádoba, které patří do vyhrazených technických zařízení a vyžaduje prohlášení o shodě. Podle konstrukce může být stojatá nebo ležatá. Z důvodu přesnějšího elektronického monitorování hladiny chladiva se používají sběrače stojaté. U menších chladicích systémů je sběrač používán jako nádoba, ve které se před zásahem do okruhu shromáždí veškeré chladivo. Shromážděné chladivo ve sběrači by však nemělo přesáhnout 80 % jeho objemu. Rozsáhlejší chladicí okruhy, jako například v supermarketech obsahují tolik chladiva, že by se do sběrače nevešlo, a tak se sběrač používá pouze pro plnění chladiva do okruhu nebo jako vyrovnávací zásobník. [1]

#### 4.2.2. Odlučovače

V chladicím okruhu se můžeme setkat s odlučovači oleje a odlučovači kapalného chladiva. Při chodu kompresoru z něj odchází tzv. olejová mlha, což je směs par chladiva a miniaturních kapiček maziva. Určité množství oleje se může vracet zpět do kompresoru strháváním proudem chladiva, ale také se může hromadit ve výparníku nebo kondenzátoru a zhoršovat tak přestupy tepla na teplosměnných plochách nebo dokonce způsobit kapalinový ráz v kompresoru. Z toho důvodu se za výtlak kompresoru umisťují odlučovače oleje. Jedná se o nádoby, které svým konstrukčním řešením separují olej od chladiva a vrací ho zpět do kompresoru. Princip může být ve snížení rychlosti pod hodnotu pro unášení kapiček oleje, využití setrvačných sil při změně směru proudění nebo rotačním pohybu, porézni hmoty, na které olej ulpívá nebo kombinací zmíněných řešení. Někdy se může stát, že z výparníku odchází i kapalné chladivo, které by působilo nepříznivě na kompresor a mohlo by dojít až k jeho poškození kapalinovým rázem. Proto se před sání kompresoru umisťují odlučovače kapalného chladiva, které se řeší jako vyhřívané, aby se z nich kapalné chladivo odpařilo nebo se škrtilo do nízkotlaké části okruhu. <sup>[1, 3]</sup>

#### 4.2.3. Dehydrátory

Voda v okruhu je nežádoucí jev, jelikož s některými látkami tvoří kyseliny nebo zamrzá v expanzním ventilu. Může se do okruhu dostat například společně s oleji, chladivem, netěsnostmi nebo při montáži a opravách. Zbytky vlhkosti z okruhu odstraňují dehydrátory. Jsou to nádoby, které jsou naplněny dehydráčnickou látkou. V dnešní době se používají především dehydrátory s molekulárními sítí. Tato síta jsou tvořena hlinitokřemičitany s jemnými a pravidelnými póry, do kterých se adsorbují molekuly vody. Společně s filtry pevných částic se umisťují na sací potrubí za odlučovač kapalného chladiva. <sup>[1, 3]</sup>

#### 4.2.4. Armatury

Do chladicího okruhu se zapojují armatury, které mají podle konstrukce vykonávat různé úkoly. Uzavírací ventily slouží k těsnému uzavření části okruhu a měly by mít co nejmenší průtočný odpor. Dnes se používají především ruční kulové ventily nebo elektromagnetické ventily, jejichž uzavírání řídí solenoid. Dalším typem armatur jsou pojistné ventily. V případě zvýšení tlaku nad hodnotu, na kterou je nastavena pružina se ventil otevře a vypouští takové množství média do atmosféry nebo expanzní nádoby, dokud se tlak nedostane do normálu. Někdy je potřeba zajistit, aby látka proudila pouze jedním směrem, například při odtávání výparníku horkými parami nebo u sdružených kompresorových jednotek. <sup>[3, 20]</sup>

K tomu se používá zpětných ventilů. Zvláštním druhem armatur jsou průhledítka s hermeticky uzavřeným sklíčkem, které slouží k indikaci vlhkosti v kruhu a potřebného množství chladiva pro hospodárny provoz celého systému. Umisťují se před expanzní ventil, aby bylo vidět, jestli do něj vstupuje jen kapalné chladivo. Vlhkost se určuje podle zbarvení hygroskopické látky. [3, 20]

#### **4.2.5. Regulátory**

Provozní vlastnosti jsou v chladicím okruhu velmi důležité a jejich regulace je rozsáhlé téma. K řízení provozních vlastností nám pomáhají regulátory, jenž mají podle veličiny, kterou regulují, různá provedení. Obecně je lze rozdělit na regulátory mechanické a elektronické. Podle účelu se rozdělují na regulátory tlaku, teploty, otáček, hladiny oleje nebo chladiva atd. Tlakové regulátory ovládají tlak na straně sací nebo výtlačné. Na sací straně se reguluje vypařovací tlak nebo sací tlak kompresoru a na straně výtlačné obvykle tlak kondenzační. Regulátory teploty se svou konstrukcí velmi podobají expanzním ventilům, ale řídí především teplotu v kompresoru, aby nedocházelo příliš velkou teplotou ke karbonizaci oleje. Regulace otáček se používá u motorů v kompresorech, čerpadlech nebo ventilátorech. Otáčkami se reguluje především objemový průtok nebo hladina hluku. Regulátory hladiny hlídají různé kapaliny, hlavně hladinu kapalného chladiva ve sběrači nebo hladinu oleje v kompresoru. Většinou se jedná o plovák, který přes pákový mechanismus otevírá či zavírá průtok příslušné kapaliny. Elektronické regulátory hladiny využívají pro snímání permanentní magnet, odporová, kapacitní nebo radarová čidla. [1]

### **4.3. Druhy chladiv a olejů**

Každé zařízení určené k výrobě chladu potřebuje ke své činnosti provozní hmoty. Nejdůležitějšími látkami jsou chladiva, maziva, případně teplotonosné látky. [1]

#### **4.3.1. Chladiva**

Funkce celého chladicího zařízení se neobejde bez chladiva, které při nízkém tlaku a teplotě přijímá teplo a následně ho při vyšším tlaku a teplotě odevzdává. S výjimkami plynových chladicích oběhů je výměna tepla spojena se změnou skupenství dané pracovní látky (vypařování a kondenzace). Existuje celá řada chladiv, ale ne všechna se hodí pro užití v praxi. Přihlíží se na rozsah pracovních teplot, tlaků, složitost výroby a také vliv na životní prostředí. Podle původu těchto látek hovoříme o chladivech přírodních nebo synteticky vyrobených. [1]

Přírodní chladiva jsou sloučeniny objevující se v přírodních biochemických procesech. Svým složením mají minimální negativní dopad na životní prostředí. Mohou být organického nebo anorganického původu. Mezi organické uhlovodíky patří například metan, etan, propan, etylen nebo propylen. Používaná anorganická chladiva jsou například voda, čpavek, oxid uhličitý nebo vzduch. <sup>[1, 21]</sup>

Syntetická chladiva se obecně nazývají halogenové uhlovodíky. Vyrábějí se přidáváním atomů chloru nebo fluoru do molekul přírodních uhlovodíků. Nejstarší skupinou jsou chlorované uhlovodíky (CFC), někdy také nazývané „Tvrdé freony“. Tyto látky v atmosféře díky přítomnosti chloru narušovaly ozónovou vrstvu, a tak se jejich výroba a používání zakázalo. Pro hodnocení míry vlivu chladiva na ozónovou vrstvu se určil potenciál ODP, který je vztažen k chladivu R11 s hodnotou ODP=1. <sup>[1, 22]</sup>

Další skupinou jsou částečně halogenová chladiva (HCFC), jejichž výroba a použití je dnes již také zakázáno na základě mezinárodní úmluvy o ochraně ozónové vrstvy Země, tzv. Montrealský protokol. Nejpoužívanějšími chladivy jsou dnes fluorovodíky (HFC) nazývané také F-plyny. Tyto látky se v porovnání s CFC a HCFC chladivy v atmosféře rozkládají rychleji, ale všechny problémy s jejich příchodem neodpady. Kromě narušování ozónové vrstvy je nepříznivým jevem také skleníkový efekt, který nastává působením skleníkových plynů v atmosféře. Na základě toho jsou regulace emisí skleníkových plynů ustanoveny v tzv. Kjótském protokolu, který ratifikovala i Česká republika a členské země se v něm zavazují, že budou snižovat emise skleníkových plynů a omezovat jejich použití. Srovnávání F-plynů se provádí hodnotou GWP, která je vztažena k chladivu R744 (CO<sub>2</sub>) s hodnotou GWP=1. <sup>[1, 22]</sup>

Poslední skupinou jsou chladiva vyrobená na bázi polyolefinů a nesou označení HFO. Mají nulový potenciál poškození ozónové vrstvy a relativně nízký potenciál globálního oteplování, což z nich momentálně dělá k životnímu prostředí nejpříznivější používaná chladiva z řad syntetických. <sup>[1, 21]</sup>

Až na výjimky jsou syntetická chladiva směsí dvou až tří jednosložkových chladiv. Důvodem vytváření směsí je dosažení vlastností, které plně pokryjí požadovanou oblast použití. Podle chování směsí je rozdělujeme na zeotropické a azeotropické. U zeotropických chladiv se každá jejich složka chová jako samostatná. To znamená, že je od sebe lze jednoduše oddělit a v chladicím okruhu se vyznačují rozptylem vypařovací teploty (teplotní skluz). Naopak azeotropní chladiva po smíchání jejich jednotlivých složek vytvoří novou látku s odlišnými vlastnostmi, než měli složky původní. Tato nová směs se chová jako jednosložkové chladivo bez teplotního skluzu. <sup>[1]</sup>

Podle celosvětové normy ISO 817 se chladiva rozdělují do určitých tříd podle míry nebezpečnosti (viz Tab. 1). Hořlavost se hodnotí čísly od 1 do 3. Chladiva netoxická jsou označena písmenem A, zatímco toxická chladiva písmenem B. <sup>[1]</sup>

	Rychlost hoření	Nízká toxicita	Vysoká toxicita
<b>Nehořlavé</b>		A1	B1
<b>Mírně hořlavé</b>	< 10 cm/s	A2L	B2L
<b>Hořlavé</b>	≥ 10 cm/s	A2	B2
<b>Vysoce hořlavé</b>		A3	B3

Tab. 1 - Rozdělení chladiv podle ISO 817 [1]

#### 4.3.2. Maziva

Kompresor v chladicím okruhu pro svou spolehlivou práci potřebuje mazivo. Společně s chladivem olej cirkuluje celým okruhem a může způsobovat problémy usazováním v kondenzátoru nebo výparníku. Z toho důvodu jsou na olej kladeny nároky na dobrou mísitelnost s použitým chladivem. Další důležité vlastnosti jsou mazací schopnost a tekutost v potřebném rozsahu pracovních teplot, které se může pohybovat například od -30 °C do 120 °C. V chladicí technice existují oleje minerální, polosyntetické, syntetické a esterové. <sup>[1]</sup>

Nejstarším druhem chladírenského oleje jsou oleje minerální. Vyrábějí se z ropy a vyznačují se tím, že nepohlcují vlhkost, což má za následek zamrznání expanzního ventilu již při malém obsahu vody a použití těchto olejů vyžaduje velké nároky na dehydrátory. Polosyntetické oleje se svým vztahem k vodě podobají olejům minerálním, jsou tepelně i chemicky stabilní a dobře se mísí s chladivem i při nízkých teplotách. <sup>[1]</sup>

Pro výrobu syntetických olejů se používá čistě chemický postup. S příchodem chladiv typu HFC se vyvinuly PAG a POE oleje. PAG oleje jsou první generací těchto olejů a s HFC chladivem mají výbornou mísitelnost. Jejich nevýhodou je extrémní schopnost pohlcovat vodu. Dnes se používají především v klimatizacích automobilového průmyslu nebo u čpavkových okruhů. Dnes nejpoužívanější maziva v chladírenství jsou POE (Polyolesterové) oleje, které tvoří druhou generaci synteticky vyráběných olejů. Dobře se mísí s HFC chladivem a na rozdíl od PAG olejů příliš nepohlcují vodu. Nevýhodou POE olejů je jejich rozklad na kyseliny při přítomnosti vlhkosti v okruhu. To může vést ke korozi kompresoru a jeho následnému zničení, proto je při jejich použití nutné pečlivě vyměňovat dehydrátory. <sup>[1]</sup>

## **4.4. Chlazení v provozových potravinových řetězců**

Provozovny potravinových řetězců se vyznačují velkým počtem chladicích míst. Každé chladicí místo je vybaveno svým expanzním ventilem a výparníkem. Z toho důvodu se často zhotovují složité potrubní rozvody. Trubky spojující jednotlivé části chladicího okruhu se vedou pod stropem na lávkách ukotvených ke stropní konstrukci skrz zdi až do strojovny chlazení, kde je umístěna SKJ společně s elektrorozvaděčem a dalšími regulačními prvky.

### **4.4.1. Sdružené kompresorové jednotky**

Pokud je potřeba vyšších chladicích výkonů, používá se sdružených kompresorových jednotek (dále jen SKJ). Jedná se o větší počet kompresorů, které jsou zapojeny paralelně nebo sériově a nahrazují tak jeden velký kompresor. Jednotlivé kompresory jsou elektricky propojeny s rozvaděčem, který řídí jejich hospodárny provoz. Výhodami těchto sdružených jednotek je ekonomická výroba menších kompresorů, dokonalejší regulace chladicího výkonu podle aktuální potřeby jednotlivých chladicích míst, větší spolehlivost provozu (při poruše jednoho kompresoru zůstane chladicí okruh stále v provozu) a praktičtější řešení při opravách s potřebou výměny kompresoru. SKJ se dají zhotovit z dnes nejpoužívanějších typů chladivových kompresorů typu scroll, pístových nebo šroubových. <sup>[1]</sup>

Místa s potřebou chladu se dají rozdělit na dva druhy, a sice chladicí (nadmulové s teplotou vypařování chladiva např. -10 °C) a mrazicí (podmulové s teplotou vypařování chladiva např. -35 °C). Z pohledu sdružených jednotek se používají tři různá provedení. Buď se pro chladicí a mrazicí okruh zhotoví dva samostatné okruhy, kde má každý okruh svojí sdruženou kompresorovou jednotku nebo více používané řešení s jedním okruhem pro nadmulové i podmulové teploty. U druhého případu je kapalinové (výtláčné) potrubí společné a ze sběrače jsou zásobovány chladicí místa obou teplotních úrovní. Sací potrubí je rozdělené zvlášť pro mrazení a chlazení. Podle zapojení kompresorů pro plusovou a minusovou část hovoříme o „satelitu“ nebo „boosteru“. Kompresory systému „satelit“ jsou zapojeny paralelně s rozdílnými tlaky v sání a shodnými tlaky na výtlaku. Oproti tomu systém „booster“ je v podstatě dvoustupňová komprese, kdy minusové kompresory nejprve stlačují páry chladiva na tlak odpovídající sání kompresorů plusových teplot. <sup>[1]</sup>

### **4.4.2. Chladicí a mrazicí nábytek**

Vhodné uložení a prezentace zboží na prodejně umožňuje chladicí nábytek, který je napojen na chladicí okruh nebo je vybaven vlastním chladicím okruhem, který umožňuje vytvoření podmínek pro uchování zboží v předepsaných teplotách a uchovává je tak čerstvé.

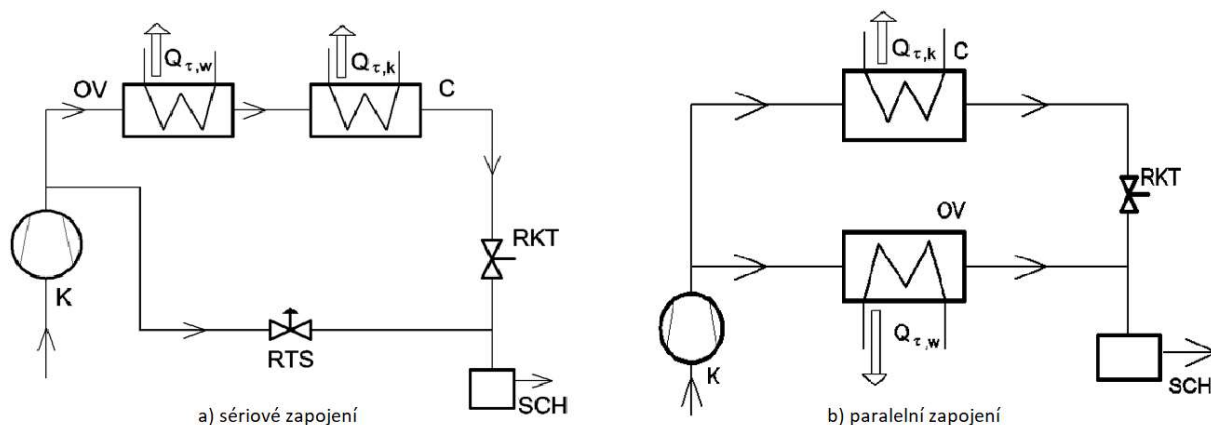
Jedná se v podstatě o chladicí místo s vlastním expanzním ventilem a výparníkem. Podle provedení hovoříme o vitrínách, obslužných pultech nebo vanách. Chladicí nábytek uchovává potraviny všeho druhu např. maso, sýry, uzeniny, mléčné výrobky nebo nápoje. Každá skupina potravin vyžaduje trochu rozdílné teploty skladování a z toho důvodu jsou chladicí nábytky vybaveny regulačními prvky napojenými na centrální elektronický systém řízení. Každý nábytek by měl být napojen na odpad kvůli odtoku kondenzátu.

#### 4.4.3. Chladicí a mrazicí boxy

V zázemí prodejny se vyskytují izolované komory určené ke skladování zboží. Stěny, strop, případně i podlaha těchto boxů jsou sestavovány z panelů sendvičové konstrukce tloušťky 60 – 150 mm, které mají díky svému jádru z polyuretanové PUR pěny výborné izolační vlastnosti. Jednotlivé panely se k sobě spojují pomocí systému pero-drážka, nýtů a silikonu. Do prostoru boxu se umisťují výparníky s nucenou cirkulací vzduchu pomocí ventilátorů, které uvnitř udržují požadovanou teplotu. Při otevření dveří se ventilátory výparníku vypínají. U mrazicích boxu je odvod kondenzátu z výparníku opatřen topným kabelem z důvodu možného zamrznání. Stejně tak se u mrazicích boxů používá vyhřívaného rámu dveří.

#### 4.5. Využití druhotného tepla

Místo jako je prodejna potravinového řetězce vyžaduje velkou potřebu chladu, což znamená, že produkuje i velké množství tepla. Toto teplo se bohužel většinou prostřednictvím kondenzátoru rozptýluje do okolí. Využitím kondenzačního tepla se naskytuje příležitost pro úsporu nákladů na vytápění teplé užitkové vody nebo vytápění plochy prodejny, případně podlaží pod mrazicími boxy. Toho se dá docílit vsazením tepelného výměníku do výtlačného potrubí mezi kompresor a kondenzátor, kde teplota stlačených par chladiva může dosahovat klidně 120 °C, avšak nedocílí se tím využití celého potenciálu druhotného tepla. Při vyšších potřebách tepla se využívá paralelní nebo sériové zapojení tepelného výměníku ke kondenzátoru (viz Obr. 12). [1, 23]



Obr. 12 - Schéma sériového a paralelního zapojení výměníku ke kondenzátoru [23]

Při ohřevu teplé užitkové vody je nutné dbát na předpisy. Podle normy ČSN EN 1717 je při ohřevu teplé užitkové vody povinností zabránit její kontaminaci chladivem nebo olejem z chladicího okruhu. Toho se dá docílit instalací primárního a sekundárního okruhu. V případě narušení chladicího okruhu chladivo vnikne pouze do sekundárního okruhu, který přenáší teplo do teplé užitkové vody. Šance, že se naruší oba okruhy současně je velmi malá. Dalším možným způsobem je použití výměníku na nepřímý ohřev, například pomocí propojení jednotlivých okruhů lamelami, jako to dělá firma Echoz. [24]

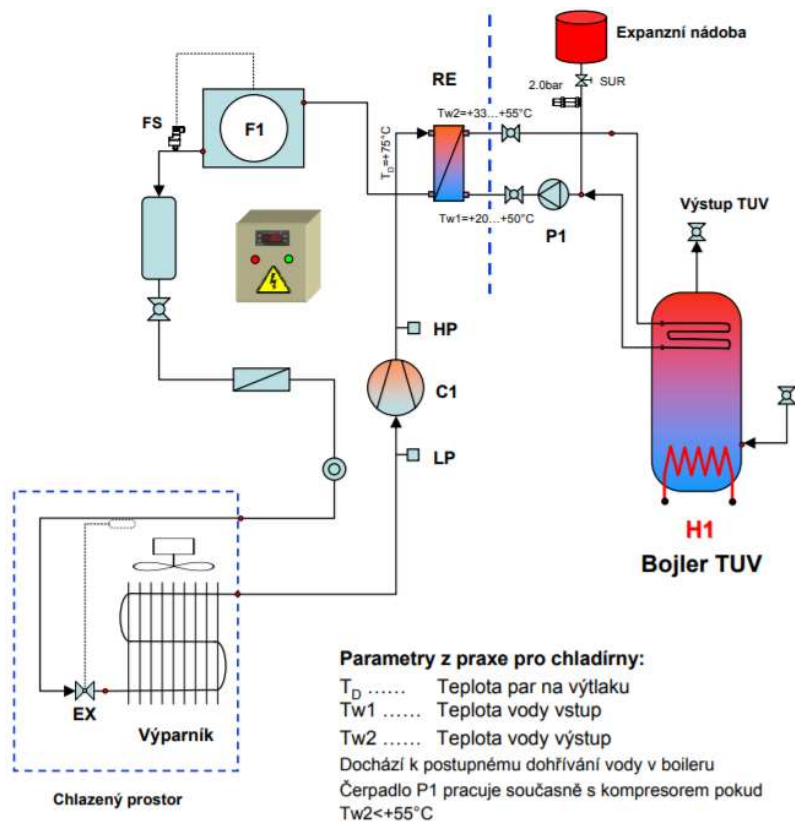
Příkladem zpětného využití tepla je snížení energetické náročnosti objektu hypermarketu, který je tvořen jedním podlažím prodejny s dvoupodlažní sociální a administrativní vestavbou. Půdorysná plocha objektu je 15 000 m<sup>2</sup>. V hale jsou umístěny dvě vzduchotechnické jednotky určené pro větrání čerstvým vzduchem a šest jednotek pro teplovzdušné vytápění. Teplou otopnou vodu zajišťují tři plynové kotle, které vytápí vodu na 70 – 85 °C. Teplota zpátečky se pohybuje mezi 65 a 75 °C. [25]

Podle provedené analýzy byl po většinu období (62 %) v provozu pouze jeden kotel, 18 % dva kotle a všechny tři kotle byly v provozu 19 % času. Maximální výkony, které jsou pro vytápění haly potřebné jsou 600 kW. Ty jsou stanoveny především tepelnými ztrátami prostupem a infiltrací v zimních extrémech. Dalších 100 kW pokrývá nucené větrání haly v zimě. Celkový výkon potřebný pro vytápění haly tedy činí 700 kW. Požadavkem na rekonstrukci technologie chlazení bylo především snížení energetické náročnosti původní technologie chlazení a plně využít odpadní teplo pro výhřev hypermarketu při zachování stávající otopné soustavy. [25]

V nové chladicí technologii byly použity dvě samostatné chladicí jednotky pracující s HFO chladivem R1234ze, které pohánějí turbokompresory Danfoss Turbocor. Kondenzační teplo je odváděno hybridním chladičem, který pracuje jak v suchém a mokřím režimu, tak v kombinovaném. Teplonosná látka NGL (Freezium) o koncentraci 30 % je k distribučnímu nábytku poháněna čerpadly. Celkový chladicí výkon nově instalované technologie činí 1108 kW. Ohřev prostoru hypermarketu nyní zajišťuje dvoustupňové tepelné čerpadlo, které využívá veškeré druhotné teplo z chladicí technologie. Tepelné čerpadlo o tepelném výkonu 490 kW je integrováno jako primární zdroj tepla. V případě, že jeho tepelný výkon nestačí pomáhají stávající plynové kotle. Díky nové technologii bylo vráceno téměř 100 % využitelné energie pro potřeby hypermarketu a roční náklady na provoz se snížily o cca 46 %. [25]



Dalším možným příkladem využití druhotného tepla je rekuperační zařízení od společnosti JDK. Chladicí výkon kompresoru činí 5,2 kW a jeho elektrický příkon je 1,5 kW. Z kondenzačního tepla 6,7 kW je využíváno teplo přehřátých par až 1,6 kW. Toto teplo je odváděno pomocí rekuperačního zařízení instalované mezi kompresor a kondenzátor (viz Obr. 13). Teplota přehřátých par na výtlaku z kompresoru dosahuje 75 °C. Topná voda vstupující do výměníku tepla má teplotu mezi 20 a 50 °C. Teplota vody po průchodu výměníkem se pohybuje v rozmezí 33-55 °C a je akumulována v bojleru, kde je podle potřeby dohřívána topným tělesem. [26]



Obr. 13 - Zapojení rekuperačního zařízení pro ohřev vody [26]

## 5. Návrh využití druhotného tepla pro vytápění objektu

Praktická část diplomové práce je tvořena dvěma kapitolami. V první kapitole je čtenář seznámen s technickým stavem dvou vybraných prodejen potravinových řetězců o stejné prodejní ploše a stejném potřebném chladicím výkonu pro veškerou technologii chlazení zahrnující chladicí a mrazicí nábytek včetně chladicích a mrazicích boxů. Zvolené provozovny se liší v tom, že jedna využívá technologii pro zpětné využití druhotného tepla odebraného chladicím systémem a druhé provozovně to aplikovaná technologie neumožňuje. Na základě změřených dat v obou provozovnách je stanoven za dané období elektrický příkon potřebný pro napájení technologie chlazení a vytápění, který je převeden do ekonomického hlediska.

V druhé kapitole je pro vybranou provozovnu bez technologie zpětného využití druhotného tepla navržena přestavba, která zahrnuje instalaci výměníků tepla pro ohřev vzduchu a vody, která slouží k vytápění objektu. Na základě dostupných dat je vypočítáno, za jakou dobu se tato investice navrátí. Z důvodu zachování ochrany údajů zákazníka nejsou dále uvedeny názvy a umístění potravinových řetězců, které jsou pro provedenou analýzu vybrány.

### 5.1. Technická analýza vybraných provozoven

Vybraný potravinový řetězec používá transkritické chlazení s chladivem R744 (CO<sub>2</sub> - Oxid uhličitý). Jako hnací agregát pro chladicí a mrazicí nábytek a pro chlazené boxy slouží sdružená kompresorová jednotka se zabudovaným mikroprocesorovým řízením trvale optimalizujícím režim celého systému s ohledem na minimální provozní náklady. Režimy chodu jednotlivých kusů chladicího a mrazicího nábytku, chladiřů a mrazířů, jsou řízeny elektronickým regulátorem, který je umístěn na hlavním elektrorozvaděči.

Pístové kompresory jsou zapojeny do systému „booster“. Jednotlivé kompresory se zapínají podle aktuálního potřebného výkonu. Výparníky do chladicích a mrazicích boxů dodává italská společnost Lu-Ve. Venkovní chladič plynu (kondenzátor) je podle potřeby dodáván od společnosti Lu-Ve nebo Thermofin. Regulační prvky jsou dodávkou dánské firmy Danfoss. Chladicí a mrazicí nábytek je vlastní výroby od společnosti dodávající chladicí technologii. Vitríny jsou opatřeny izolačními dveřmi, které zabezpečují hospodárny provoz, a snižují tak potřebný chladicí výkon. Výjimkou jsou akční čela nábytku, kde izolační dveře namontovány nejsou a po zavírací době provozovny se pouze spouštějí noční rolety.

Potrubní rozvody menších provozních tlaků jsou zhotoveny z měděného potrubí. Od vyšších tlaků je potřeba použít slitinu mědi K65, která je pevnější a vydrží větší provozní tlaky. Bližší specifikace jednotlivých prodejen a popis jejich zařízení je v kapitolách 5.1.1 a 5.1.2.

### 5.1.1. Provozovna se zpětným využitím tepla

Prodejní plocha vybrané provozovny č. 1 činí 2 725 m<sup>2</sup>. Zpětné využití tepla z technologie chlazení zajišťují deskové výměníky, díky kterým se ohřívá voda, která je podle potřeby vháněna do tří různých okruhů. Jeden z okruhů je tvořen průmyslovým podlahovým vytápěním a je v oblasti pod chladicím nábytkem. Z důvodu komfortu zákazníka je podlahové vytápění v oblasti chladicího nábytku v chodu po celý rok. Jedna větev podlahového vytápění je zavedená pod mrazicí boxy a zajišťuje stabilitu podloží a chrání ho tak proti promrzání a možnému zborcení.

Druhý okruh podlahového vytápění je veden na zbylé ploše prodejní plochy a zajišťuje vytápění celého prostoru podle aktuální potřeby. Třetí okruh topné vody je zaveden do radiátorů umístěných v kancelářských prostorech a vzduchové clony, která je umístěna u vstupu do prodejny. Vzduchová clona u vstupu do prodejny má za úkol vytvořit opticky nerušenou vzduchovou bariéru, která pomáhá při velkém počtu otevření dveří udržet teplotu uvnitř objektu a snižuje tak náklady na vytápění.

Voda pro vytápění objektu je ohřívána pouze z druhotného tepla, jehož zdrojem jsou přehřáté páry chladiva vycházející ze sdružené kompresorové jednotky. Teplo získané z chlazených prostorů je odváděno buď pomocí kondenzátoru umístěného na střeše objektu nebo se v případě potřeby vytápění objektu odvádí pomocí deskových výměníků společnosti Alfa Laval umístěných ve strojovně chlazení a využívá se pro ohřev vody. Ohřátá voda se akumuluje do 465 litrové izolované nádrže.

Požadovaná teplota v budově prodejny se pohybuje v rozmezí 22 – 24 °C. Celkový chladicí výkon této prodejny, včetně 10% rezervy, činí 128 kW (viz Tab. 2). Tento chladicí výkon lze rozdělit na výkon chladicích, zahrnující nábytek a chladicí boxy s nadnulovými teplotami, který je celkem 90 kW. Chladicí výkon potřebný pro mrazicí část nábytku a mrazicí boxy je celkem 38 kW. V Tab. 3 je zobrazen seznam chladicích míst tvořených chladicím nábytkem, včetně jejich vypařovacích teplot a jednotlivých chladicích výkonů. Zdrojem těchto dat jsou datové listy jednotlivých zařízení a interní programy navržené v MS Excel, které zohledňují vzdálenost nábytku od SKJ a počítají tak s rychlostí proudění chladiva v trubkách a se vzniklou tlakovou ztrátou. Potrubní rozvody jsou navrženy v programu Coolstar.

Plocha prodejny	2725 m <sup>2</sup>
Celkový chladicí výkon	128 kW
Chladicí výkon	90 kW
Mrazicí výkon	38 kW

Tab. 2 - Přehled prodejny č. 1

Chladicí nábytek	Pozice	Délka nábytku [m]	Teplota uvnitř [°C]	Vypařovací teplota [°C]	Chladicí výkon [kW]
Mléčné produkty	50	15	+2 / +4	-6,5	7,482
Mléčné produkty	60	1,875	+2 / +4	-6	1,279
Mléčné produkty	70	1,875	+2 / +4	-6	1,279
Mléčné produkty	80	6,25	+2 / +4	-6,5	3,325
Mléčné produkty	90	6,25	+2 / +4	-6,5	3,325
Mléčné produkty	100	6,25	+2 / +4	-6,5	3,325
Mléčné produkty	110	2,27	+2 / +4	-6	1,474
Mléčné produkty	120	2,27	+2 / +4	-6	1,474
Mléčné produkty	130	6,25	+2 / +4	-6,5	3,325
Mléčné produkty	140	6,25	+2 / +4	-6,5	3,325
Mléčné produkty	150	2,27	+2 / +4	-6	1,474
Mléčné produkty	160	2,27	+2 / +4	-6	1,474
Uzeniny	210	2,27	+2 / +4	-7	1,540
Uzeniny	220	3,75	+2 / +4	-7	2,272
Uzeniny	230	3,75	+2 / +4	-7	2,272
Uzeniny	240	3,75	+2 / +4	-5	2,071
Obslužná vitrína	250	15	+2 / +4	-8,5	7,145
Salámy	300	1,25	+6 / +8	-7	0,991
Sýry	320	1,25	+2 / +4	-6	0,957
Maso	370	3,75	-1 / +1	-7,5	3,965
Maso	380	1,25	-1 / +1	-7,5	1,555
Drůbež	400	3,75	-1 / +1	-7,5	3,965
Lahůdky	430	3,75	+2 / +4	-7	2,272
Lahůdky	440	2,27	+2 / +4	-7	1,540
Lahůdky	460	2,5	+2 / +4	-7	1,632
Ovoce a zelenina	580	2,5	+2 / +4	-8	2,742

Tab. 3 - Přehled chladicího nábytku provozovny č. 1

Chladicí boxy jsou tvořeny stěnami a stropem ze sendvičových PUR panelů tloušťky 100 mm. V těchto boxech jsou umístěny lamelové výparníky s elektrickými ventilátory pro zajištění nuceného proudění vzduchu. Izolační dveře chladíren jsou napojeny na řídicí jednotku, která pozná kdy jsou dveře otevřeny a ventilátory vypne. Přehled chladicích boxů včetně jednotlivých chladicích výkonů výparníků je znázorněn v Tab. 4.

Chladicí box	Objem [m <sup>3</sup> ]	Výparník	Teplota uvnitř [°C]	Vypařovací teplota [°C]	Chladicí výkon [kW]
Ovoce a zelenina	54,6	(2ks) F27HC 55 E 6 Spec CO2	+6 / +8	-8	3,343
Maso	98,4	(2ks) F35HC 84 E 6 Spec CO2	-1 / +1	-9	6,174
Mléčné produkty	98,3	(2ks) F35HC 59 E 6 Spec CO2	+2 / +4	-8	5,275

Tab. 4 - Přehled chladicích boxů provozovny č. 1

Tab. 5 zobrazuje přehled mrazicího nábytku umístěného na prodejně. Jsou zde uvedeny jednotlivé chladicí výkony včetně vnitřních a vypařovacích teplot.

Mrazicí nábytek	Pozice	Délka nábytku [m]	Teplota uvnitř [°C]	Vypařovací teplota [°C]	Chladicí výkon [kW]
Mrazicí vana	600	2,5 + 2,14	-22 / -24	-34	1,523
Mrazicí vitrína	700	16,42	-22 / -24	-33,5	6,464
Mrazicí vitrína	710	17,20	-22 / -24	-33,5	6,771
Mrazicí vitrína	720	17,20	-22 / -24	-33,5	6,771
Mrazicí vitrína	730	4,69	-22 / -24	-33,5	1,847

Tab. 5 - Přehled mrazicího nábytku provozovny č. 1

Mrazicí boxy jsou tvořeny stěnami, stropem a podlahou ze sendvičových PUR panelů tloušťky 150 mm. V těchto boxech jsou umístěny lamelové výparníky s elektrickými ventilátory, které jsou opatřeny elektrickým odtáváním. Přehled chladicích boxů včetně jednotlivých chladicích výkonů výparníků je znázorněn v Tab. 6.

Mrazicí box	Objem [m <sup>3</sup> ]	Výparník	Teplota uvnitř [°C]	Vypařovací teplota [°C]	Chladicí výkon [kW]
Mrazicí box 1	68,8	(2ks) F30HC 521 E 6 Spec CO2 A1	-19 / -21	-35,5	4,773
Mrazicí box 2	86,9	(2ks) F30HC 522 E 6 Spec CO2 A1	-19 / -21	-35	6,189

Tab. 6 - Přehled mrazicích boxů provozovny č. 1

Sdružená kompresorová jednotka je tvořena svařovaným ocelovým rámem, na kterém je umístěno devět pístových kompresorů. Z toho je šest určených pro chladicí část a k nim jsou připojeny další tři mrazicí kompresory do série v systému „booster“. SKJ se nachází ve strojovně chlazení a je propojena s elektrorozvaděčem. Technické parametry zobrazuje Tab. 7.

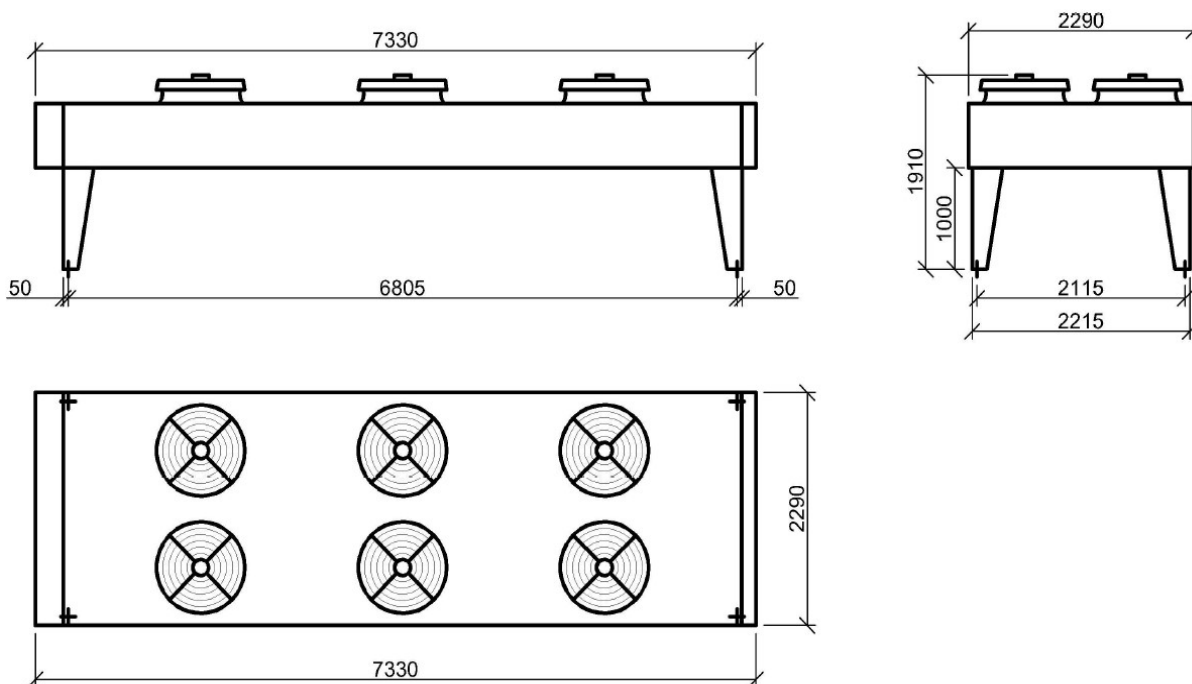
Délka	7,1 m
Šířka	0,8 m
Výška	2,2 m
Hmotnost	4 000 kg
Hlučnost	94 dB(A)
<b>Chladicí část</b>	
Výkon	87 kW (při t <sub>0</sub> -11 °C)
Počet kompresorů	6 ks
<b>Mrazicí část</b>	
Výkon	41 kW (při t <sub>0</sub> -38 °C)
Počet kompresorů	3 ks

Tab. 7 - Parametry sdružené kompresorové jednotky v provozovně č. 1

Vzduchem chlazený horizontální kondenzátor od společnosti Thermofin umístěný na střeše objektu je vybavený šesti elektronickými ventilátory (viz Obr. 14), které se spínají podle aktuální potřeby. V případě, že je potřeba ohřívat vodu pro topné okruhy, obchází se kondenzátor bypassem přímo do deskových výměníků. V Tab. 8 jsou uvedeny technické parametry použitého kondenzátoru.

Označení	TOCH.3-091-23-C-L-WE-BC-10
Výkon	258 kW
Průtok chladiva	4078 kg/h
Vzdálenost lamel	3,5 mm
Teplosměnná plocha	1171,7 m <sup>2</sup>
Počet ventilátorů	6 ks
Otáčky ventilátorů	560 / min
Průtok vzduchu	77 000 m <sup>3</sup> /h
Délka	7,33 m
Šířka	2,29 m
Výška	1,91 m
Hmotnost	1 600 kg
Hlučnost	38 dB(A)

Tab. 8 - Technické parametry kondenzátoru provozovny č. 1



Obr. 14 - Vzduchem chlazený kondenzátor Thermofin

Pájené deskové výměníky tepla Alfa Laval (viz Obr. 15) jsou speciálně navrženy pro transkritické chladicí okruhy, které se vyznačují vysokými požadavky na tlak. Celý výměníkový modul se nachází ve strojově chlazení vedle sdružené kompresorové jednotky na vlastním svařovaném rámu, na kterém jsou umístěny dva deskové výměníky. Jednotlivé desky jsou vyrobeny z uhlíkové nerezové oceli, které jsou k sobě stáhnuty vnějšími svorníky, jež zajišťují odolávání vysokým tlakům.

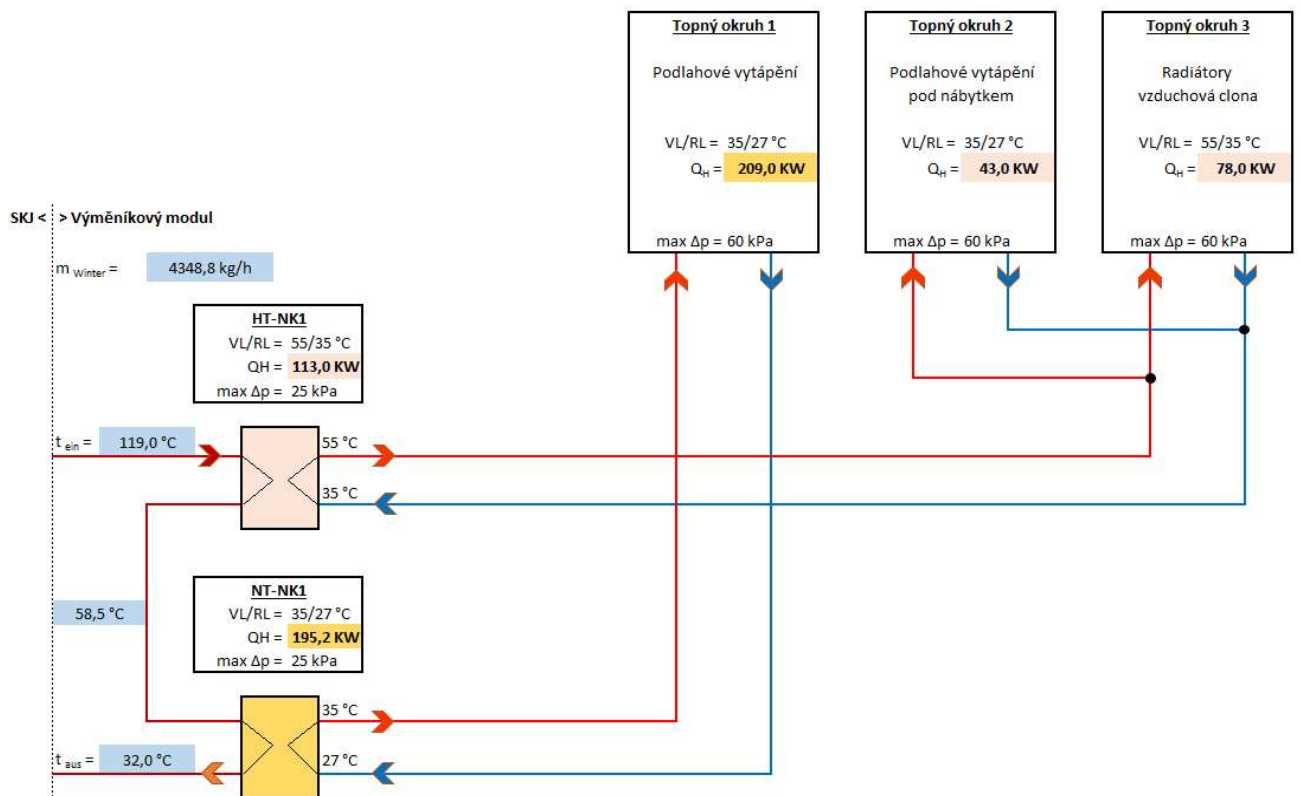
Do prvního deskového výměníku vstupují páry chladiva o teplotě 119 °C a ohřívají vodu pro topný okruh č. 2 a č. 3 (viz Obr. 17) z teploty 35 °C na 55 °C. Páry chladiva se průchodem výměníkem schladí na 58,5 °C a pokračují do druhého deskového výměníku, kde ohřívají vodu pro topný okruh č. 1 z teploty 27 °C na 35 °C. Po výstupu z druhého deskového výměníku činí teplota par chladiva 32 °C. Podrobnější technické parametry obou deskových výměníků jsou uvedeny v Tab. 9.

<b>Deskový výměník č. 1</b>	
Označení	AXP112-70L
Teplé médium	Oxid uhličitý
Studené médium	Voda
Průtok teplého média	4349 kg/h
Průtok studeného média	4870 kg/h
Výkon	113 kW
Teplosměnná plocha	7,62 m <sup>2</sup>
<b>Deskový výměník č. 2</b>	
Označení	AXP112-100L
Teplé médium	Oxid uhličitý
Studené médium	Voda
Průtok teplého média	4349 kg/h
Průtok studeného média	21260 kg/h
Výkon	198 kW
Teplosměnná plocha	10,98 m <sup>2</sup>



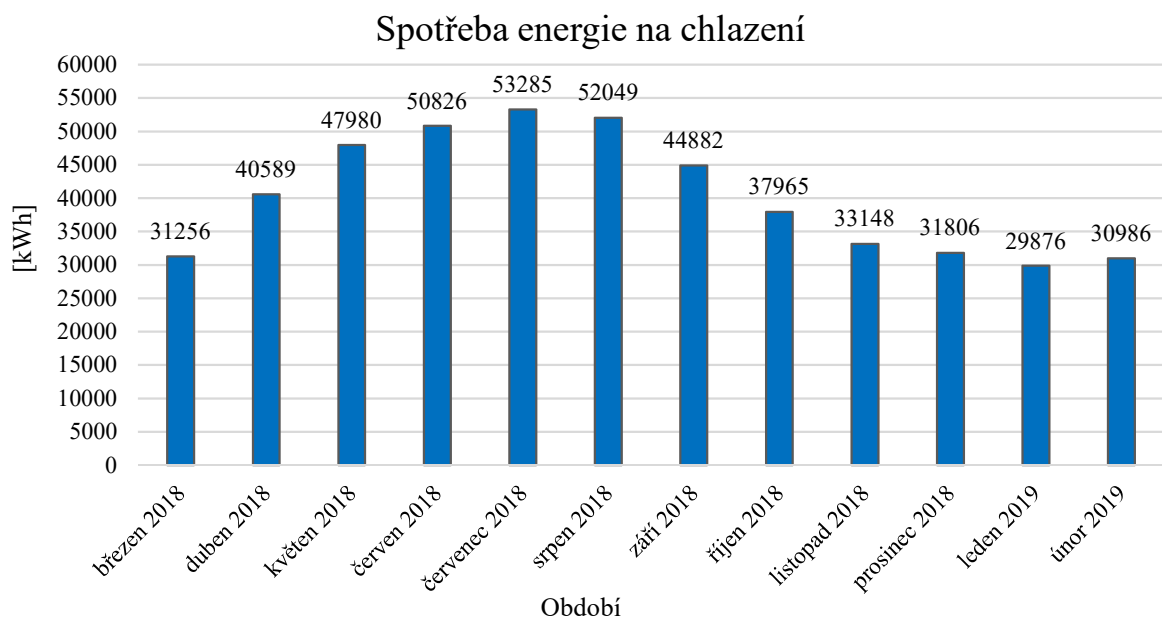
Tab. 9 - Technické parametry deskových výměníků

Obr. 15 - Deskový výměník



Obr. 17 - Schéma topných okruhů s tepelnými výměníky

V celém chladicím okruhu jsou zapojeny kalorimetry a teplotní čidla, která jsou součástí centrálního monitorovacího systému. Data s aktuálními informacemi se zapisují na server společnosti dodávající chladicí systém. Pomocí kalorimetrů je možné zjistit spotřebovanou elektrickou energii přepočítanou na kWh. Naměřené hodnoty na straně chladiva udávají celkovou elektrickou energii spotřebovanou na chlazení každý měsíc po dobu jednoho roku. Tato data jsou sjednocena a zobrazena na Obr. 16.

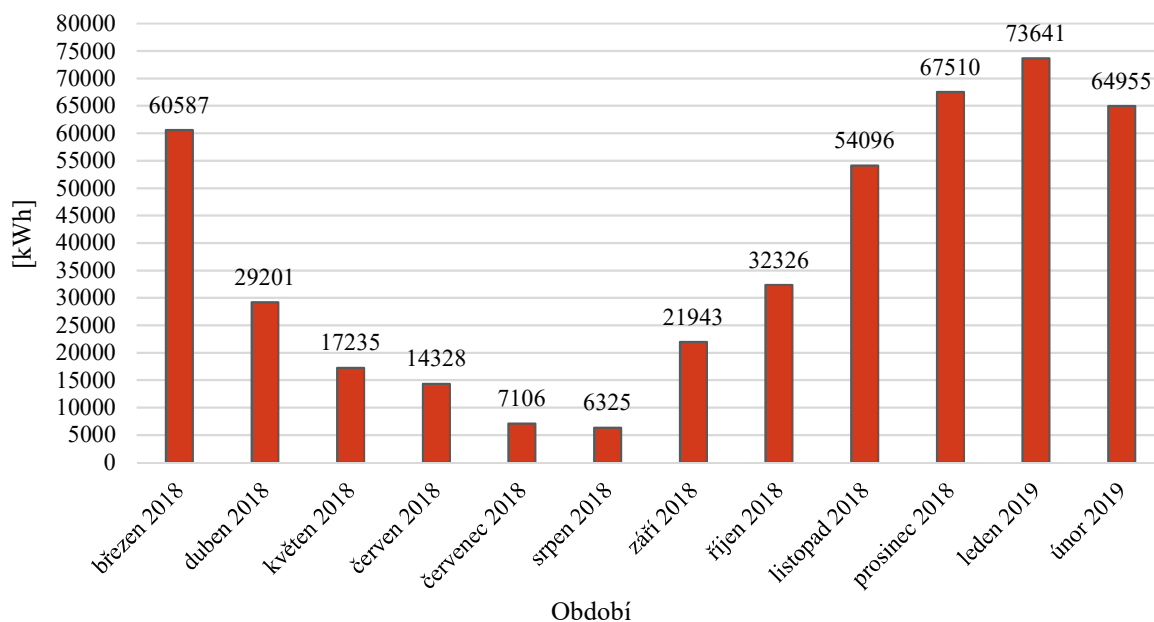


Obr. 16 - Spotřebovaná elektrická energie na chlazení provozovny č. 1



Stejně jako informace o elektrické energii spotřebované na chlazení je možné naměřit data o spotřebované energii pro vytápění na straně topné vody za jednotlivý měsíc po dobu jednoho roku. Tato data jsou sjednocena a zobrazena na Obr. 18.

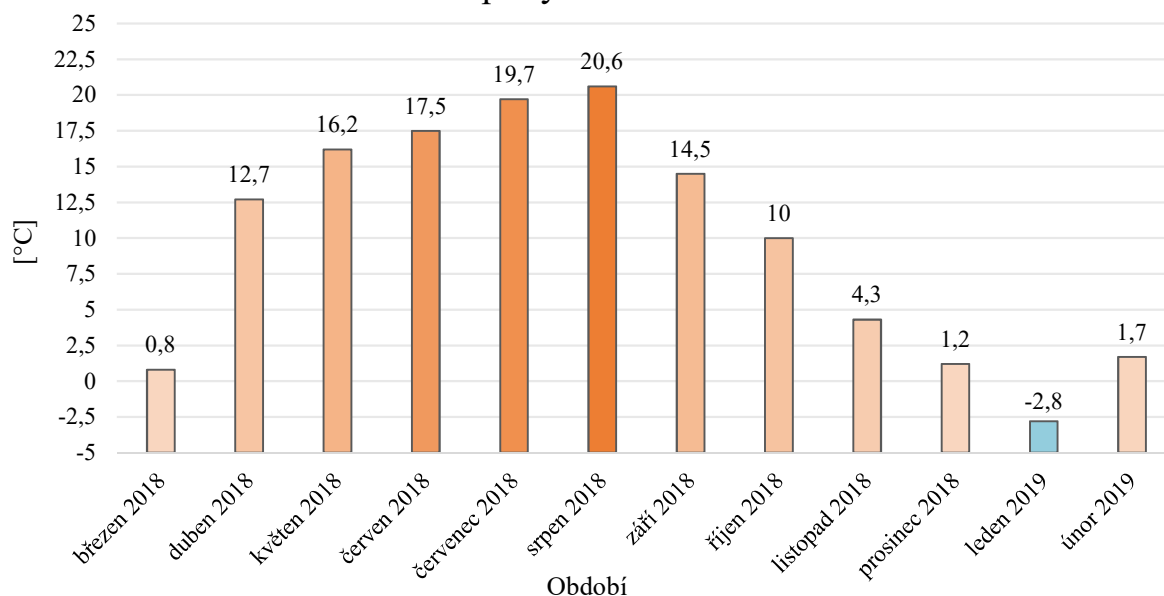
### Spotřeba energie na vytápění



Obr. 18 - Druhá energie využitá pro vytápění provozovny č. 1

Na internetových stránkách Českého hydrometeorologického ústavu je k dispozici databáze průměrných teplot vzduchu v každém kalendářním roce od roku 1961 až do současnosti. Grafické znázornění těchto teplot za každý měsíc po dobu jednoho roku ve stejném časovém období jako jsou sledované spotřeby energie jsou na Obr. 19.

### Průměrné teploty venkovního vzduchu



Obr. 19 - Průměrné teploty vzduchu v ČR [27]

Z naměřených hodnot kalorimetrů a teplotních čidel je patrné, že s rostoucí teplotou venkovního vzduchu stoupá potřeba chladicího výkonu, a naopak s klesající teplotou venkovního vzduchu potřeba chladicího výkonu klesá. Opačný efekt je patrný z Obr. 18, kde stoupá potřebný topný výkon společně s klesající venkovní teplotou a při stoupající venkovní teplotě topný výkon klesá.

Pro výpočet ročních nákladů za energii potřebnou pro provoz chladicího zařízení vybraného potravinového řetězce byl zvolen ceník Českého energetického závodu, kde je k 1.1.2019 uvedena cena za kWh elektřiny 4,28 Kč. V Tab. 10 jsou uvedeny hodnoty potřebného výkonu za uplynulý rok (viz Obr. 16), které jsou přepočítány na roční náklady v Kč. Jelikož je potřebný výkon na vytápění pokryt z druhotného tepla chladicího zařízení, roční náklady spojené s energií potřebnou na vytápění jsou zanedbatelné.

Celková energie potřebná na chlazení za jeden rok	484 648 kWh
Celková energie potřebná na vytápění za jeden rok	449 253 kWh
Cena 1 kWh (1.1.2019)	4,28 Kč
Roční výdaje na napájení chladicího zařízení	2 074 293 Kč

Tab. 10 - Finanční analýza vybrané provozovny č.1 [28]

### 5.1.2. Provozovna bez zpětného využití tepla

Prodejní plocha vybrané provozovny č. 2 činí 2 800 m<sup>2</sup>. Vytápění objektu je zajištěno kotelnou, ve které se nachází čtyři plynové kondenzační kotle s tepelným výměníkem v teplovzdušné jednotce. Teplo na prodejně zajišťuje ohřátý vzduch rozvedený vzduchotechnikou. Teplota v kancelářských prostorách je udržována teplovodními radiátory. Požadovaná teplota v budově prodejny se pohybuje v rozmezí 22 – 24 °C. [29]

Celkový chladicí výkon této prodejny, včetně 10% rezervy, činí 146 kW (viz Tab. 11). Tento chladicí výkon lze rozdělit na výkon chladicí, zahrnující nábytek a chladicí boxy s nadnulovými teplotami, který je celkem 106 kW. Chladicí výkon potřebný pro mrazicí část nábytku a mrazicí boxy je celkem 40 kW. Zdrojem těchto dat jsou datové listy jednotlivých zařízení a interní programy navržené v MS Excel, které zohledňují vzdálenost nábytku od SKJ a počítají tak s rychlostí proudění chladiva v trubkách a se vzniklou tlakovou ztrátou. Potrubní rozvody jsou navrženy v programu Coolstar.

Plocha prodejny	2800 m <sup>2</sup>
Celkový chladicí výkon	146 kW
Chladicí výkon	106 kW
Mrazicí výkon	40 kW

Tab. 11 - Přehled prodejny č.2

V Tab. 12 je zobrazen seznam chladicích míst tvořených chladicím nábytkem, včetně jejich vypařovacích teplot a jednotlivých chladicích výkonů.

Chladicí nábytek	Pozice	Délka nábytku [m]	Teplota uvnitř [°C]	Vypařovací teplota [°C]	Chladicí výkon [kW]
Mléčné produkty	50	4,375	+2 / +4	-6,0	2,917
Mléčné produkty	60	5	+2 / +4	-6,5	2,924
Mléčné produkty	70	1,875	+2 / +4	-6,0	1,472
Mléčné produkty	80	8,75	+2 / +4	-6,5	4,709
Mléčné produkty	90	1,875	+2 / +4	-6,0	1,472
Mléčné produkty	100	1,875	+2 / +4	-6,0	1,472
Mléčné produkty	110	1,875	+2 / +4	-6,0	1,472
Mléčné produkty	120	8,75	+2 / +4	-6,5	4,709
Mléčné produkty	130	2,27	+2 / +4	-6,0	1,668
Mléčné produkty	140	8,75	+2 / +4	-6,5	4,709
Mléčné produkty	150	8,75	+2 / +4	-6,5	4,709
Uzeniny	210	2,27	+2 / +4	-7,0	1,733
Uzeniny	220	3,125	+2 / +4	-7,5	2,145
Uzeniny	225	5,625	+2 / +4	-7,5	3,283
Uzeniny	240	3,75	+2 / +4	-5,0	2,264
Obslužná vitrína	250	15	+2 / +4	-10,5	8,163
Samoobslužná vitrína	260	21,25	+2 / +4	-10,0	17,841
Salámy	300	2,5	+6 / +8	-7,0	1,825
Sýry	320	2,5	+2 / +4	-6,0	1,758
Maso	370	3,75	-1 / +1	-10,0	2,970
Maso	380	1,25	-1 / +1	-10,0	1,352
Drůbež	400	3,75	-1 / +1	-10,0	2,970
Ovoce a zelenina	580	2,5	+2 / +4	-8,0	2,567

Tab. 12 - Přehled chladicího nábytku provozovny č. 2

Chladicí boxy jsou tvořeny stěnami a stropem ze sendvičových PUR panelů tloušťky 100 mm. V těchto boxech jsou umístěny lamelové výparníky s elektrickými ventilátory pro zajištění nuceného proudění vzduchu. Izolační dveře chladíren jsou napojeny na řídicí jednotku, která pozná kdy jsou dveře otevřeny a ventilátory vypne. Přehled chladicích boxů včetně jednotlivých chladicích výkonů výparníků je znázorněn v Tab. 13.

Chladicí box	Objem [m <sup>3</sup> ]	Výparník	Teplota uvnitř [°C]	Vypařovací teplota [°C]	Chladicí výkon [kW]
Ovoce a zelenina	38,6	(1ks) F27HC 38 E 6 Spec CO2	+6 / +8	-9,5	2,534
Maso	59,7	(1ks) F35HC 84 E 6 Spec CO2	-1 / +1	-10,5	5,672
Mléčné produkty	117,9	(2ks) F35HC 59 E 6 Spec CO2	+2 / +4	-10,5	7,296

Tab. 13 - Přehled chladicích boxů provozovny č. 2

Tab. 14 zobrazuje přehled mrazicího nábytku, který je na prodejně umístěn. Jsou zde uvedeny jednotlivé chladicí výkony včetně vnitřních a vypařovacích teplot.

Mrazicí nábytek	Pozice	Délka nábytku [m]	Teplota uvnitř [°C]	Vypařovací teplota [°C]	Chladicí výkon [kW]
Mrazicí vana	600	2,5 + 2,14	-22 / -24	-34,0	1,523
Mrazicí vitrína	700	14,08	-22 / -24	-33,5	5,540
Mrazicí vitrína	710	14,08	-22 / -24	-33,5	5,540
Mrazicí vitrína	720	10,95	-22 / -24	-33,5	4,309
Mrazicí vitrína	730	15,64	-22 / -24	-33,5	6,156

Tab. 14 - Přehled mrazicího nábytku provozovny č. 2

Mrazicí boxy jsou tvořeny stěnami, stropem a podlahou ze sendvičových PUR panelů tloušťky 150 mm. V těchto boxech jsou umístěny lamelové výparníky s elektrickými ventilátory, které jsou opatřeny elektrickým odtáváním. Přehled chladicích boxů včetně jednotlivých chladicích výkonů výparníků je znázorněn v Tab. 15.

Mrazicí box	Objem [m <sup>3</sup> ]	Výparník	Teplota uvnitř [°C]	Vypařovací teplota [°C]	Chladicí výkon [kW]
Mrazicí box 1	72,6	(2ks) F30HC 521 E 6 Spec CO2 A1	-19 / -21	-36,0	6,372
Mrazicí box 2	66,9	(2ks) F30HC 521 E 6 Spec CO2 A1	-19 / -21	-34,5	7,341

Tab. 15 - přehled mrazicích boxů provozovny č. 2

Sdružená kompresorová jednotka je tvořena svařovaným ocelovým rámem, na kterém je umístěno sedm pístových kompresorů. Z toho jsou čtyři kompresory určeny pro chladicí část a k nim jsou připojeny další tři mrazicí kompresory do série v systému „booster“. SKJ se nachází ve strojovně chlazení a je propojena s elektrorozvaděčem. Technické parametry zobrazuje Tab. 16.

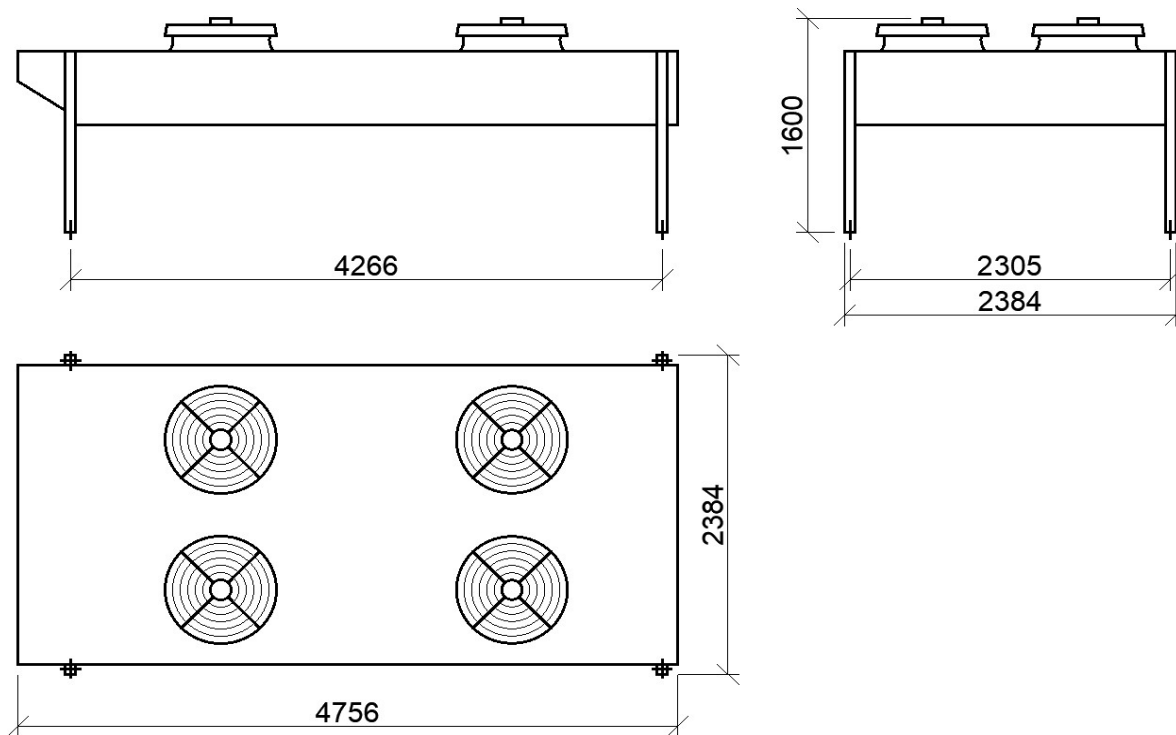
Délka	6,2 m
Šířka	0,8 m
Výška	2,1 m
Hmotnost	2 700 kg
Hlučnost	94 dB(A)
<b>Chladicí část</b>	
Výkon	91 kW (při $t_0$ -13 °C)
Počet kompresorů	4 ks
<b>Mrazicí část</b>	
Výkon	37 kW (při $t_0$ -38 °C)
Počet kompresorů	3 ks

Tab. 16 - Parametry sdružené kompresorové jednotky v provozovně č. 2

Vzduchem chlazený horizontální kondenzátor od společnosti Lu-Ve umístěný na střeše objektu je vybavený čtyřmi elektronickými ventilátory (viz Obr. 21), které se spínají podle aktuální potřeby. Veškeré teplo odebrané z chlazených prostorů je prostřednictvím kondenzátoru odváděno do okolního prostředí. V Tab. 17 jsou uvedeny technické parametry použitého kondenzátoru.

Označení	EAV8T 8222 H 4VENT (2x2) SPEC CO2
Výkon	270,51 kW
Průtok chladiva	4104 kg/h
Vzdálenost lamel	2,1 mm
Teplosměnná plocha	726,8 m <sup>2</sup>
Počet ventilátorů	4 ks
Otáčky ventilátorů	580 / min
Průtok vzduchu	40 890 m <sup>3</sup> /h
Délka	4,76 m
Šířka	2,38 m
Výška	1,60 m
Hmotnost	818 kg
Hlučnost	40 dB(A)

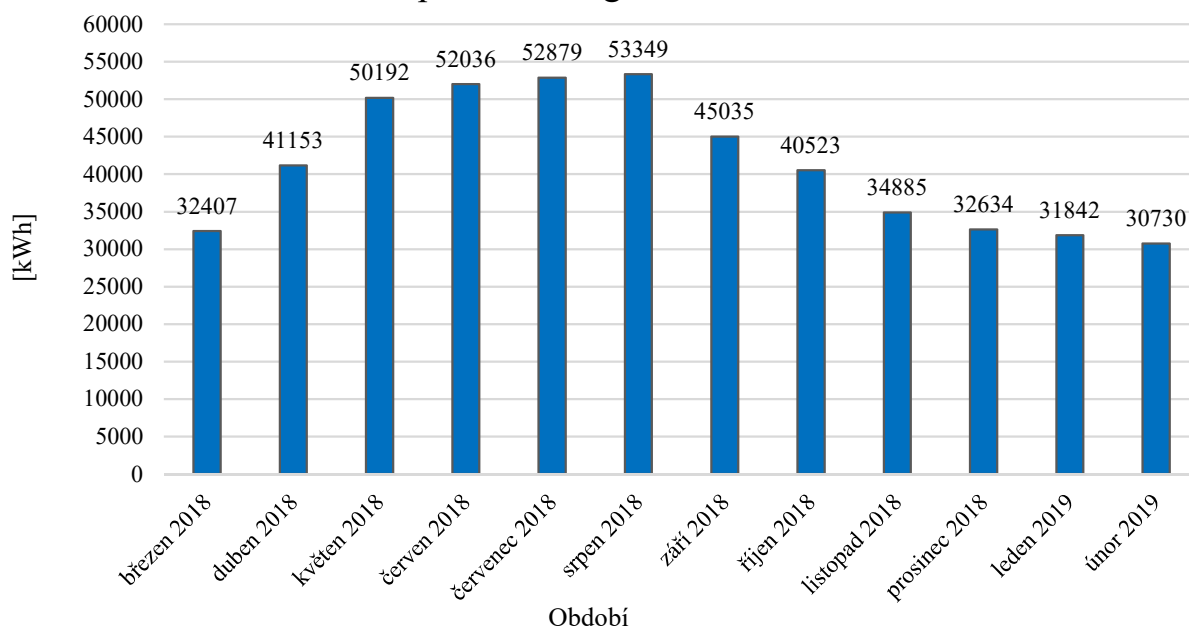
Tab. 17 - Technické parametry kondenzátoru provozovny č. 2



Obr. 21 - Vzduchem chlazený kondenzátor Lu-Ve

Podobně jako v provozovně č. 1 jsou i zde v celém chladicím okruhu zapojeny kalorimetry a teplotní čidla, která jsou součástí centrálního monitorovacího systému. Data s aktuálními informacemi o stavu chladicího zařízení se zapisují na server společnosti dodávající chladicí systém. Pomocí kalorimetrů je možné zjistit spotřebovanou elektrickou energii udávanou v kWh. Naměřené hodnoty na straně chladiva udávají celkovou elektrickou energii spotřebovanou na chlazení každý měsíc po dobu jednoho roku ve stejném období jako na provozovně č. 1. Tato data jsou sjednocena a zobrazena na Obr. 20.

### Spotřeba energie na chlazení



Obr. 20 - Spotřebovaná tepelná energie na chlazení provozovny č. 2

Z naměřených hodnot kalorimetrů a teplotních čidel je vidět stejný průběh spotřebované elektrické energie jako v provozovně č. 1. S rostoucí teplotou venkovního vzduchu stoupá potřeba chladicího výkonu, a naopak s klesající teplotou venkovního vzduchu potřeba chladicího výkonu klesá.

Pro výpočet ročních nákladů za energii potřebnou pro provoz chladicího zařízení vybraného potravinového řetězce byl zvolen ceník Českého energetického závodu, kde je k 1.1.2019 uvedena cena za kWh elektřiny 4,28 Kč. V Tab. 18 jsou uvedeny hodnoty potřebného výkonu za uplynulý rok (viz Obr. 20), které jsou přepočítány na roční náklady v Kč. Náklady spojené s vytápěním objektu jsou spočítány v následující kapitole.

Celková energie potřebná na chlazení za jeden rok	497 665 kWh
Cena 1 kWh (1.1.2019)	4,28 Kč
Roční výdaje na chlazení	2 130 006 Kč

Tab. 18 - Finanční analýza vybrané provozovny č.2 [28]

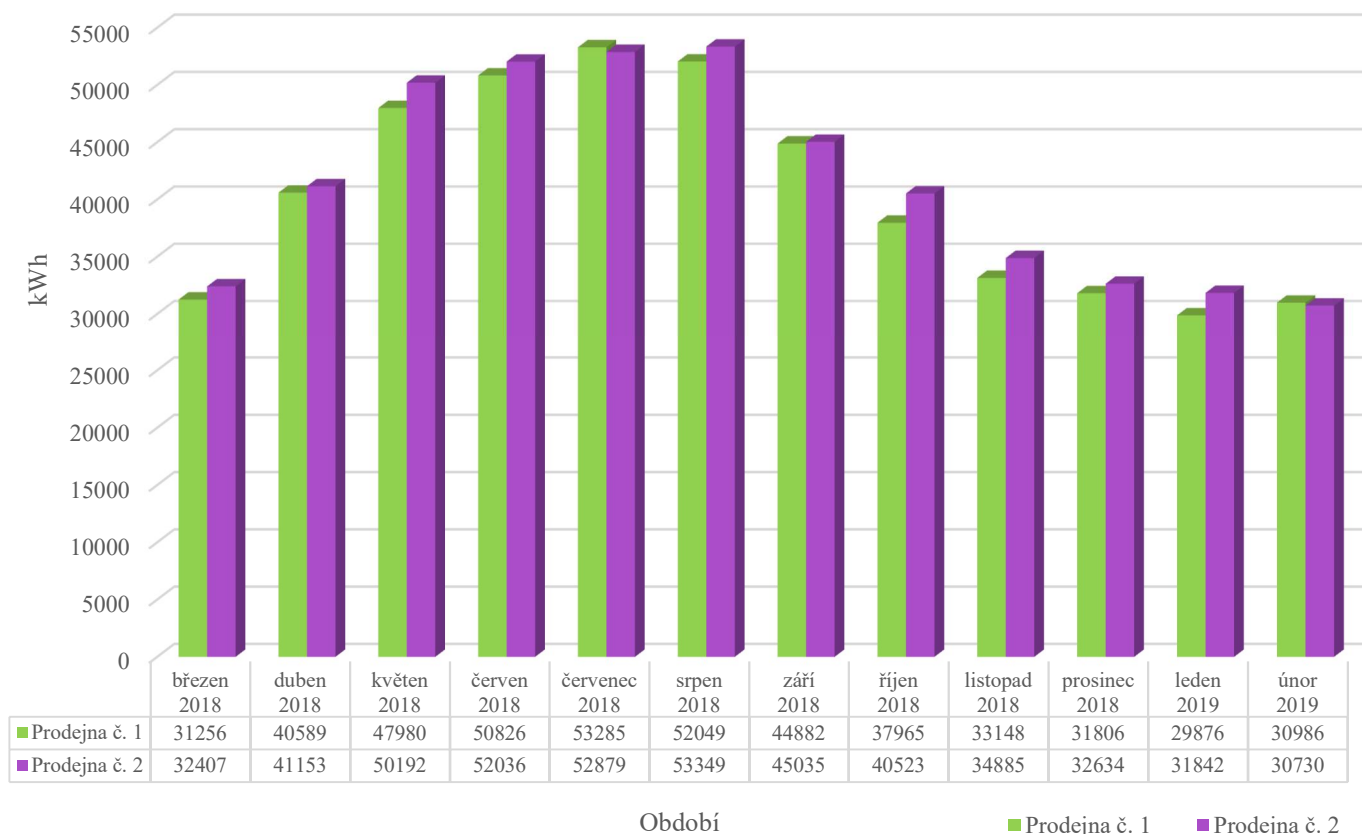
## 5.2. Návrh přestavby vybrané provozovny

Provozovna č. 2 bez zpětného využití tepla popsána v kapitole 5.1.2 používá pro vytápění objektu plynové kondenzační kotle. Teplo odebrané z chlazených prostorů je odváděno prostřednictvím kondenzátoru umístěného na střeše budovy a vypouští se do okolního prostředí. Jelikož je toto teplo bez užitku, vybral jsem si pro svou diplomovou práci návrh přestavby strojovny chlazení, kde se ke sdružené kompresorové jednotce připojí výměňkový modul stejně jako je tomu v provozovně č. 1. Horké páry chladiva vytlačené z kompresorů SKJ nyní budou předávat své teplo prostřednictvím jednoho deskového výměníku do topné vody, která bude napojena na stávající radiátory umístěné v kancelářských prostorách a vzduchové clony umístěné u vstupu do prodejny. Druhý deskový výměník bude sloužit k ohřívání vzduchu, který bude axiálními ventilátory vháněn do stávajících vzduchotechnických rozvodů a bude ohřívát prostor prodejny.

Jelikož je velikost obou objektů téměř stejná a budovy jsou postaveny ze stejných konstrukčních materiálů a nachází se ve stejných klimatických podmínkách, dá se předpokládat, že potřebný výkon pro vytápění provozovny č. 2 bude stejně jako v provozovně č. 1 možné pokrýt pouze z druhotného tepla dodávaného chladicím zařízením, jenž má v obou případech přibližně stejný chladicí výkon.

Spotřebovaná energie na chlazení obou provozoven se liší o necelá tři procenta (viz Obr. 22), tudíž se pro výpočet návratnosti dá počítat se stejnou hodnotou vynaložených kWh za rok pro vytápění změřených na provozovně č. 1 jako na provozovně bez zpětného využití tepla.

### Spotřebovaná elektrická energie na chlazení



Obr. 22 - Porovnání spotřeby energií chladicích systémů obou provozoven

Výměníkový modul sestává ze dvou deskových výměníků tepla od společnosti Alfa Laval, speciálně navržených pro transkritické systémy obsahující chladivo R744 (Oxid uhličitý) vyznačující se velmi vysokými provozními tlaky. Nedílnou součástí je instalace oběhových čerpadel a axiálních ventilátorů pro zajištění nuceného oběhu teplotnosných médií. Další součásti jsou manometry diferenčního tlaku, izolovaný zásobník teplé vody, expanzní nádoby, uzavírací sestavy a soustava regulačních prvků. Do ceny se také zahrnuje zásah do okruhu chlazení a sice připojení deskových výměníků k potrubním rozvodům. V případě, že druhotné teplo dodávané výměňikovým modulem zcela nepokryje požadovaný tepelný výkon, nebo nastane jeho výpadek, budou otopnou soustavu zásobovat teplem stávající plynové kotle, které se zachovají.



Celková cena za výměňkový modul včetně montáže činí 4 000 000 Kč a jeho životnost se odhaduje na 14 let. Podklady pro určení ceny výměňkového modulu a jeho instalace podléhají ochraně citlivých údajů společnosti dodávající chladicí systém a zákazníka, pro kterého je tento systém na zakázku instalován. V případě, že nebude potřeba užití druhotného tepla, bude teplo odebrané z chlazených prostorů odváděno stávajícími kondenzátory do okolního prostředí jako tomu bylo doposud. Výpočet návratnosti investice se nachází v další kapitole.

## 6. Vyhodnocení a diskuze

Pro vyhodnocení ekonomického hlediska investice pro instalaci výměňkového modulu je použita tzv. *základní metoda výpočtu čisté hodnoty zisku*.<sup>[30]</sup>

Pro stanovení hodnoty čistého zisku se vypočte:

1) Roční hrubý výnos  $\Delta HV$  dosažený nižšími náklady na energii:

$$\Delta W = W_s - W_{s,R} = 449\,253 - 0 = 449\,253 \quad [\text{kWh}] \quad (1)$$

$\Delta W$  – změna roční spotřeby energie [ $\text{kWh}\cdot\text{r}^{-1}$ ]

$W_s$  – původní roční spotřeba energie [ $\text{kWh}\cdot\text{r}^{-1}$ ]

$W_{s,R}$  – roční spotřeba energie v porovnávaném energetickém systému [ $\text{kWh}\cdot\text{r}^{-1}$ ]

Pro určení ceny energie byl zvolen ceník Českého energetického závodu, kde je k 1.1.2019 uvedena cena za kWh plynu 1,25 Kč.<sup>[28]</sup>

$$\Delta C = C - C_R = 1,25 - 0 = 1,25 \quad [\text{Kč}\cdot\text{kWh}^{-1}] \quad (2)$$

$\Delta C$  – změna ceny energie [ $\text{Kč}\cdot\text{kWh}^{-1}$ ]

$C$  – původní cena energie [ $\text{Kč}\cdot\text{kWh}^{-1}$ ]

$C_R$  – cena energie v porovnávaném energetickém systému [ $\text{Kč}\cdot\text{kWh}^{-1}$ ]

$$\Delta W_e = W_{e,R} - W_e = 449\,253 - 449\,253 = 0 \quad [\text{kWh}] \quad (3)$$

$\Delta W_e$  – změna roční spotřeby elektrické energie [ $\text{kWh}$ ]

$W_{e,R}$  – roční spotřeba elektrické energie v porovnávaném energetickém systému [ $\text{kWh}$ ]

$W_e$  – původní roční spotřeba elektrické energie [ $\text{kWh}$ ]

$$\Delta HV = \Delta W \cdot \Delta C - \Delta W_e \cdot C_e = 449\,253 \cdot 1,25 - 0 = 561\,566 \quad [\text{Kč}\cdot\text{r}^{-1}] \quad (4)$$

$C_e$  – cena elektrické energie [ $\text{Kč}\cdot\text{kWh}^{-1}$ ]

2) Roční rozdíl provozních nákladů  $\Delta N$ :

$$\Delta N = \Delta N_u + \Delta N_m = 0 \quad [\text{Kč}\cdot\text{r}^{-1}] \quad (5)$$

$\Delta N_u$  – roční změna nákladů na opravy a údržby [ $\text{Kč}\cdot\text{r}^{-1}$ ]

$\Delta N_m$  – roční změna nákladů na mzdy [ $\text{Kč}\cdot\text{r}^{-1}$ ]

Nejsou zde uvažovány změny na roční náklady spojené s opravami a mzdami na provoz.

3) Roční suma hrubého výnosu a změny provozních nákladů  $HVN$ :

$$HVN = \Delta HV - \Delta N = 561\,566 - 0 = 561\,566 \quad [\text{Kč.r}^{-1}] \quad (6)$$

4) Diskontované hodnoty budoucích ročních výnosů v letech životnosti hlavních prvků  $DV_n$ :

Pro určení míry inflace byla vzata hodnota ze serveru kurzy.cz, kde je uvedena míra aktuální inflace 2,3 %. Požadovaný uživatelský úrok je uvažován 5 %.<sup>[31]</sup>

$$r = \frac{i - b}{1 + b} = \frac{0,05 - 0,023}{1 + 0,023} = 0,0264 \quad [-] \quad (7)$$

$r$  – reálná úroková míra [-]

$i$  – požadovaný uživatelský úrok [-]

$b$  – míra inflace [-]

$$DV_n = \frac{HVN_n}{(1 + r)^n} = \frac{561\,566_n}{1 + 0,0264^n} \quad [\text{Kč.r}^{-1}] \quad (8)$$

Hodnota  $DV_n$  za dobu životnosti 14 let je spočítána v Tab. 19.

$n$  – rok provozu energetického systému [-] (rok 1 až  $T_z$ )

$T_z$  – doba životnosti hlavních prvků energetického systému [-]

<b>n</b>	<b>DV<sub>n</sub></b>	<b>Celkem</b>
1	547 126	547 126
2	533 057	1 080 183
3	519 350	1 599 533
4	505 995	2 105 528
5	492 984	2 598 512
6	480 307	3 078 819
7	467 956	3 546 775
8	561 566	4 108 341
9	561 566	4 669 907
10	561 566	5 231 473
11	561 566	5 793 039
12	561 566	6 354 605
13	561 566	6 916 171
14	561 566	7 477 737

Tab. 19 - Hodnoty  $DV_n$  spočítané za dobu životnosti podle vzorce č. 8

Z vypočítaných hodnot je zřejmé, že investice se navrátí mezi 7. a 8. rokem, kde se láme hodnota investičních nákladů. Přesnější doba návratnosti je spočítána v následujícím textu.

5) Doba návratnosti  $T_n$  investičních prostředků:

$$\sum_{n=1}^{n=T_n} DV_n = \Delta I \rightarrow T_n \quad [\text{Kč}] \quad (9)$$

$\Delta I$  – změna investičních nákladů [Kč]

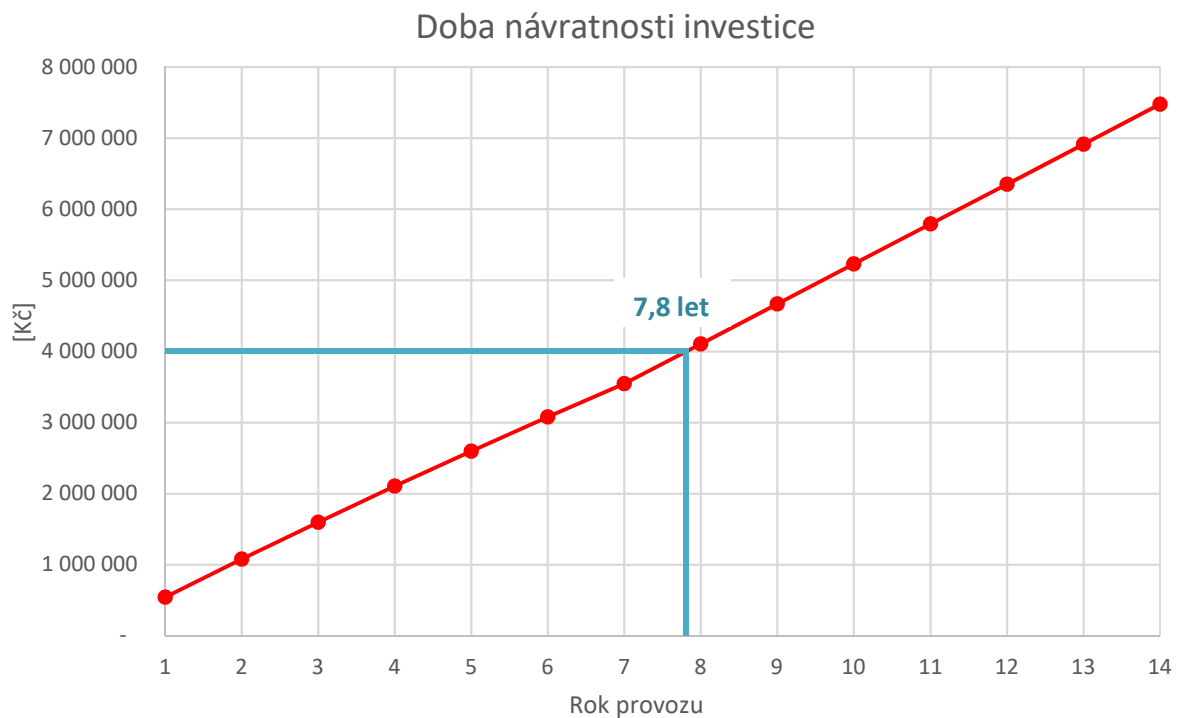
$$DV_8 = 4\,108\,341 \text{ Kč}$$

$$DV_7 = 3\,546\,775 \text{ Kč}$$

$$\Delta DV_{8,7} = 561\,566 \text{ Kč}$$

$$T_n = \frac{\Delta I - DV_7}{\Delta DV_{8,7}} \cdot 12 = \frac{4\,000\,000 - 3\,546\,775}{561\,566} \cdot 12 = 9,68 \quad [-] \quad (10)$$

Doba návratnosti investice  $T_n = 7 \text{ let, } 9 \text{ měsíců, } 20 \text{ dní}$  (viz Obr. 23). <sup>[30]</sup>



Obr. 23 - Návratnost investice do výměňkového modulu

6) Součet diskontovaných hodnot budoucích ročních výnosů  $SDV$ :

$$SDV = \sum_{n=1}^{n=T_z} DV_n = 7\,477\,737 \quad [\text{Kč}] \quad (11)$$

7) Index ziskovosti  $P_i$ :

$$P_i = \frac{SDV}{\Delta I} = \frac{7\,477\,737}{4\,000\,000} = 1,869 \quad [\text{Kč.Kč}^{-1}] \quad (12)$$

$$P_i > 1$$

Jelikož je index ziskovosti větší než 1, můžeme tvrdit, že je systém ekonomicky efektivní a z pohledu ziskovosti je investice přijatelná. <sup>[30]</sup>

Základní metoda výpočtu čisté hodnoty zisku prokázala, že investice do výměňkového modulu pro zpětné využití druhotného tepla z chladicího zařízení pozitivně ovlivní náklady spojené s vytápěním objektu. Při uvažované životnosti 14 let činí návratnost skoro polovinu životnosti systému. Nutno podotknout, že ve výpočtu byla uvažována aktuální cena za energii. Jelikož se do budoucna předpokládá zvýšení ceny za plyn, může být doba návratnosti investice kratší. Dalším aspektem je možnost čerpání dotace ve výši až 30 % nákladů v programu podpory Úspory energie, což by velmi příznivě ovlivnilo dobu návratnosti. Jelikož není jisté, že žádost o dotaci projde procesem schválení, tuto možnost jsem ve výpočtu návratnosti investice neuvažoval. <sup>[32]</sup>

Kromě ekonomického vyhodnocení hraje velkou roli pozitivní vliv na životní prostředí. Emisní faktor oxidu uhličitého při spalování zemního plynu je 55,4 kg/GJ. Oxid uhličitý uvolňovaný do atmosféry je skleníkový plyn a nepříznivě ovlivňuje změnu klimatu. Z tohoto důvodu je zpětné využití druhotného tepla skvělý nástroj na redukci spalování fosilních paliv a dá se považovat za opatření proti globálnímu oteplování. Všechna tato fakta nasvědčují tomu, že instalace deskových výměníků na zpětné využití tepla je ve vybraném systému velice efektivní jak z hlediska ekonomiky, tak z hlediska pozitivních vlivů na životní prostředí a etiku. <sup>[33]</sup>

## 7. Závěr

V teoretické části práce byl popsán proces kompresorového chlazení parního okruhu a jeho jednotlivých komponentů. Dále zde byly uvedeny způsoby, jakými lze využít druhotné teplo, které je při chlazení a mrazení odebráno. V praktické části byla provedena technicko-ekonomická analýza dvou vybraných provozoven potravinového řetězce. Pomocí centrálního monitorovacího systému tvořeného kalorimetry a teplotními čidly byla naměřena energetická náročnost obou chladicích systémů v průběhu jednoho roku. Provozovna č. 1 disponuje strojovnou chlazení, ve které je ke sdružené kompresorové jednotce zabudován výměňkový modul pro zpětné využívání druhotného tepla, tvořený dvěma deskovými výměníky, které slouží pro ohřev vody otopné soustavy. Provozovna č. 2 disponuje stejnou chladicí technologií, ale není zde instalován rekuperační systém a teplo pro otopnou soustavu je dodáváno plynovými kotli.

Roční spotřeba elektrické energie dodané na napájení chladicího a mrazicího zařízení na provozovně č. 1 o prodejní ploše 1725 m<sup>2</sup> činila 484 648 kWh. Elektrická energie, která byla spotřebována na napájení chladicí technologie provozovny č. 2 o prodejní ploše 1800 m<sup>2</sup> po dobu jednoho roku byla 497 665 kWh. Druhotná energie z kondenzátorů chladicích a mrazicích zařízení využitá pro vytápění provozovny č. 1 za jeden rok činila 449 253 kWh. Z naměřených hodnot vychází, že roční úspora na vytápění provozovny č. 1 druhotným teplem v porovnání s vytápěním plynovými kotli činí 561 566 Kč. Metodou výpočtu čisté hodnoty zisku vyšlo, že investice do výměňkového modulu na provozovně č. 2 se vrátí za necelých 8 let. Při uvažované životnosti rekuperační technologie nejméně 14 let vyplynulo, že investice je ekonomicky efektivní a přijatelná. Vypočtený index ziskovosti prokázal, že na jednu korunu investičních výdajů v přepočtu na současnou hodnotu by projekt přinášel 1,87 Kč. Pokud by se do výpočtů zahrnul předpokládaný růst ceny za plyn, doba návratnosti investice by se ještě zkrátila. V rámci programu Úspory energie dotovaném Evropskou unií je možné zažádat o čerpání dotace ve výši až 30 %, což by v případě schválení žádosti zkrátilo dobu návratnosti na necelých 6 let.

Kromě ekonomického hlediska systém pro zpětné využití druhotného tepla také pozitivně přispívá k redukci emisí CO<sub>2</sub>, které při spalování fosilních paliv vznikají. Do budoucna by bylo vhodné, aby si co největší procento populace uvědomovalo závažnost globálního oteplování a snažilo se co nejvíce snižovat svou uhlíkovou stopu. Dalším pozitivním přínosem rekuperace je také fakt, že využíváním druhotného tepla z chladicích systémů se snižují termoemise, které vznikají prostřednictvím tepla odebraného z chlazených prostorů odváděného kondenzátory do okolní atmosféry.

Z pohledu zadání diplomové práce byly všechny cíle splněny. Analýza technických řešení stávajících energetických systémů pro využití druhotného tepla produkovaného mrazicím a chladicím zařízením v obchodních řetězcích v České republice a zahraničí prokázala stále větší snahu o používání rekuperace tepla nejen v oblasti potravinářství, ale i v dalších odvětvích průmyslu využívající technologii chlazení. Návrh technického řešení konkrétního energetického systému ve vybraném objektu obchodního řetězce prokázal ekonomickou efektivnost a pozitivní přínos z hlediska dopadů na životní prostředí. Každý provozovatel chladicího zařízení by si měl položit otázku, zda využívá potenciál druhotného tepla v plné výši, a přispět tak k efektivnímu systému hospodaření s energií.

## 8. Seznam použitých zdrojů

- [1] KOLEKTIV autorů. Chladicí a klimatizační technika. 2. vydání. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 2018. 180 s. ISBN 978-80-260-0558-2.
- [2] SCHIESSL. *Chladicí okruh – princip funkce*. [online]. [cit. 10.09.2018]. Dostupné z: <https://www.schiessl.cz/stranka-chladici-okruh-princip-funkce-118>
- [3] DVOŘÁK, Zdeněk. Základy chladicí techniky. Dot. Praha: České vysoké učení technické, 1986, 256 s.
- [4] BROWN, Royce N. *Compressors: selection and sizing*. 3rd ed. Boston: Elsevier, c2005. ISBN 0-7506-7545-4.
- [5] GIAMPAOLO, Tony. *Compressor handbook: principles and practice*. Boca Raton, FL: Distributed by Taylor & Francis, c2010. ISBN 0-88173-615-5.
- [6] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. *Kompresory*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.
- [7] COMMERCIAL ENERGY LIBRARY, *Screw Compressor* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupné z: <http://c03.apogee.net/contentplayer/?coursetype=ces&utilityid=ku&id=1085>
- [8] BLOCH, Heinz P. a John J. HOEFNER. *Reciprocating compressors: operation & maintenance*. Houston, Tex.: Gulf Pub. Co., c1996. ISBN 0-88415-525-0.
- [9] MARTSYNKOVSKYY, Volodymyr a Andriy ZAHORULKO. *Problems of mechanics in pump and compressor engineering, September 9-12, 2014, Sumy, Ukraine*. Pfaffikon, Switzerland: TTP, 2014. Applied mechanics and materials, v. 630. ISBN 3-03835-241-1.
- [10] DVOŘÁK, Zdeněk, Jiří PETRÁK a Luděk KLAZAR. *Tepelná čerpadla*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1987.
- [11] LEE, Ho Sung. *Thermal design: heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells*. Hoboken, NJ: Wiley, c2010. ISBN 978-0-470-49662-6.
- [12] KRÖGER, Detlev G. *Air-cooled heat exchangers and cooling towers*. Tulsa, Okl.: Penwell, c2004. ISBN 1-59370-019-9.



- [13] COOPER, James K. *Heat exchangers: characteristics, types and emerging applications*. New York: Nova Science Publishers, 2016. ISBN 9781634857642.
- [14] STOKVIS ENERGY SYSTEMS. Hot Water Systems, *Plate heat exchangers* [online]. [cit. 15.12.2018]. Dostupné z: <https://stokvisboilers.com/hot-water-system/bare-plate-heat-exchangers/>
- [15] PETCHERS, Neil. *Combined heating, cooling & power handbook: technologies & applications an integrated approach to energy resource optimization*. 2nd ed. New York, NY: Distributed by Marcel Dekker, c2012. ISBN 0-88173-689-9.
- [16] JPTHERMAL. Heat Exchangers, *Shell and Tube* [online]. [cit. 29.12.2018]. Dostupné z: <http://www.jpthermal.com/products/shellandtube>
- [17] DOSSAT, Roy J. *Principles of refrigeration*. 2d ed., SI version. New York: Wiley, c1980. ISBN 0471062197.
- [18] DUŠKA, Michal. 2018. Regulace chladivových klimatizačních systémů. *Vytápění, větrání, instalace*. Praha: Společnost pro techniku prostředí. 2013, č.1, s. 2-5. ISSN 1210-1389.
- [19] DANFOSS, Chlazení a klimatizace, *Elektromagnetické expanzní ventily* [online]. [cit. 05.01.2019] Dostupné z: <http://products.danfoss.cz/productrange/refrigeration/solenoid-valves>
- [20] KOLEKTIV autorů. *Regulační armatury, 4. doplněné a upravené vydání*. Praha: LDM spol., 2006. 168 s.
- [21] Dr. A. B. Pearson. CO<sub>2</sub> as a Refrigerant. IIR GUIDES. International Institute of Refrigeration, 2014. ISBN: 978-2-36215-005-0
- [22] KOLEKTIV autorů. *Chladicí a klimatizační technika II. 1. vydání*. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 2015. 167 s.
- [23] ULLRICH, H. J.: *Chladicí technika II*. Svaz CHKT s.r.o., Praha, 2000, 454 s. ISBN 80-238-5889-0.
- [24] EHRLICH, Jindřich. 2009. Využití odpadního tepla z chladicích zařízení. *Chlazení, klimatizace*. Praha: ČNTL, 2019, č.5, s. 34-35. ISSN 1211-1171.

- [25] LAIN, M. a KOPECKÝ. P. 2018. Využití odpadního tepla pro vytápění hypermarketu. In: *Alternativní zdroje energie. Sborník přednášek ze semináře pořádaného společností pro techniku prostředí, odbornou sekci Alternativní zdroje energie ve spolupráci s Československou společností pro sluneční energii (ČSSE), s Asociací pro využití tepelných čerpadel (AVTČ) a Solární asociací (SOA)*. Kroměříž: Dům kultury, 2018. s. 107-115.
- [26] JDK. Rekuperace. Komponenty chladicího okruhu. *Technická studie – zpětné získání tepla*. [online]. [cit. 15.02.2019]. 2010 Dostupné z: [http://www.jdk.cz/sites/default/files/ftp/ap\\_application\\_guideline/AP200\\_CZ%20Heat%20recovery.pdf](http://www.jdk.cz/sites/default/files/ftp/ap_application_guideline/AP200_CZ%20Heat%20recovery.pdf)
- [27] ČESKÝ HYDROMETEOROLOGICKÝ ÚSTAV. Územní teploty. Portál ČHMÚ [online]. [cit. 28.02.2019]. Dostupné z: <http://portal.chmi.cz/historicka-data/pocasi/uzemni-teploty>
- [28] ČESKÉ ENERGETICKÉ ZÁVODY. Ceníky energií. [online]. [cit. 1.03.2019]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/podpora/ceniky.html>
- [29] KOLEKTIV autorů. *Topenářská příručka*. 1. vyd. Praha: GAS s.r.o. Praha, 2001, 2 396 s.
- [30] ADAMOVSKEÝ, Radomír. 1992. Výsledky sledování výskytu druhotných energetických zdrojů v potravinářském komplexu. *Zemědělská technika*. 1992, roč. 38, č.6, s. 356-366.
- [31] KURZYCZ. Investice. Makroekonomika. Inflace. *Inflace - 2019, míra inflace a její vývoj v ČR - 5 let* [online]. [cit. 10.03.2019]. Dostupné z: <https://www.kurzy.cz/makroekonomika/inflace/>
- [32] MINISTERSTVO PRŮMYSLU A OBCHODU, Operační program podnikání a inovace, *Program podpory Úspory energie*. [online]. [cit. 15.03.2019] 2018. Dostupné z: [https://www.mpo.cz/assets/cz/podnikani/dotace-a-podpora-podnikani/oppik-2014-2020/vyzvy-op-pik-2018/2018/6/Uspory-energie\\_IV-vyzva.pdf](https://www.mpo.cz/assets/cz/podnikani/dotace-a-podpora-podnikani/oppik-2014-2020/vyzvy-op-pik-2018/2018/6/Uspory-energie_IV-vyzva.pdf)
- [33] Vyhláška č. 480/2012 Sb., o energetickém auditu, ve znění pozdějších předpisů. Ministerstvo průmyslu a obchodu. Praha 2012.

## 9. Seznam obrázků

Obr. 1 - Schéma chladicího okruhu .....	5
Obr. 2 - Možná uspořádání pístových kompresorů .....	7
Obr. 3 - Schéma dvourotorového šroubového kompresoru .....	8
Obr. 4 - Šroubový kompresor se dvěma růžicemi .....	8
Obr. 5 - Provedení kompresoru scroll .....	10
Obr. 6 - Schéma radiálního a axiálního turbokompresoru .....	11
Obr. 7 - Lamelový výměník tepla .....	13
Obr. 8 - Deskový výměník tepla .....	14
Obr. 9 - Kotlový výměník tepla .....	15
Obr. 10 - Možná provedení termostatických expanzních ventilů .....	17
Obr. 11 - Možná provedení elektronických expanzních ventilů .....	18
Obr. 12 - Schéma sériového a paralelního zapojení výměníku ke kondenzátoru .....	24
Obr. 13 - Zapojení rekuperačního zařízení pro ohřev vody .....	26
Obr. 14 - Vzduchem chlazený kondenzátor Thermofin .....	31
Obr. 15 - Deskový výměník .....	32
Obr. 16 - Spotřebovaná elektrická energie na chlazení provozovny č. 1 .....	33
Obr. 17 - Schéma topných okruhů s tepelnými výměníky .....	33
Obr. 18 - Druhotná energie využita pro vytápění provozovny č. 1 .....	34
Obr. 19 - Průměrné teploty vzduchu v ČR .....	34
Obr. 20 - Spotřebovaná tepelná energie na chlazení provozovny č. 2 .....	39
Obr. 21 - Vzduchem chlazený kondenzátor Lu-Ve.....	39
Obr. 22 - Porovnání spotřeby energií chladicích systémů obou provozoven.....	41
Obr. 23 - Návrh investice do výměňkového modulu.....	45

## 10. Seznam tabulek

Tab. 1 - Rozdělení chladiv podle ISO 817 .....	22
Tab. 2 - Přehled prodejny č. 1 .....	28
Tab. 3 - Přehled chladicího nábytku provozovny č. 1 .....	29
Tab. 4 - Přehled chladicích boxů provozovny č. 1 .....	29
Tab. 5 - Přehled mrazicího nábytku provozovny č. 1 .....	30
Tab. 6 - Přehled mrazicích boxů provozovny č. 1 .....	30
Tab. 7 - Parametry sdružené kompresorové jednotky v provozovně č. 1 .....	30
Tab. 8 - Technické parametry kondenzátoru provozovny č. 1 .....	31
Tab. 9 - Technické parametry deskových výměníků .....	32
Tab. 10 - Finanční analýza vybrané provozovny č.1 .....	35
Tab. 11 - Přehled prodejny č.2 .....	35
Tab. 12 - Přehled chladicího nábytku provozovny č. 2 .....	36
Tab. 13 - Přehled chladicích boxů provozovny č. 2 .....	37
Tab. 14 - Přehled mrazicího nábytku provozovny č. 2 .....	37
Tab. 15 - přehled mrazicích boxů provozovny č. 2 .....	37
Tab. 16 - Parametry sdružené kompresorové jednotky v provozovně č. 2 .....	38
Tab. 17 - Technické parametry kondenzátoru provozovny č. 2 .....	38
Tab. 18 - Finanční analýza vybrané provozovny č.2 .....	40
Tab. 19 - Hodnoty $DV_n$ spočítané za dobu životnosti podle vzorce č. 8 .....	44